Н К П С
ЦЕНТРАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ

ТОРМОЗА

II

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ • 1938

НТБ ДНУЖТ

СССР—НКПС
ЦЕНТРАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ

Б. Л. КАРВАЦКИЙ

625.25
К-21

ТОРМОЗА

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

Утверждено Центральным Управлением учебными заведениями Народного комиссариата путей сообщения в качестве учебного пособия для втузов железнодорожного транспорта

15943
31672
ДИИТ
БИБЛИОТЕКА
Инв. №
Институт инж. вод. транспорта
Библиотека

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ТРАНСПОРТНОЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
Москва ☆ ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ ☆ 1 9 3 8

РТБ
ДНУЖТ

Во второй части книги Б. Л. Карвацкого „Тормоза“ впервые освещаются с теоретической точки зрения вопросы тормозостроения и тормозного дела. Исследованы и теоретически обоснованы: работа тормоза, пневматика магистрали, коэфициенты трения и нажатия тормозных колодок, работа компрессоров и воздушных насосов.

Книга рассчитана на научных работников, специалистов тормозников и студентов транспортных втузов.

К — 21

Цена 7 руб. 50 коп.
Переплет коленкоровый 1 руб. 50 коп.
Переплет 75 коп.

Отв. редактор *Н. И. Данилов*
Техн. редактор *Н. Фомин*
Корректоры: *Е. Дворкина, З. Смирнова*

Сдана в набор 17/XI 1937 г.
Подписана к печати 17/VI 1938 г.
Форм. бум. 72×105¹/₁₆ д. л. Тир. 8230 экз.
Объем 23,5 п. л. 71456 зн. в п. л.
ЖДИЗ 21007 Зак. тип. 18882
Уполн. Главлита Б—40145

1-я тип. Трансжелдориздата, Москва, Б. Переяславск., 46

НТБ ДНУЖТ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 7

Глава первая

Введение

§ 1. Основные моменты работы тормозов 9
§ 2. Методы путевых испытаний тормозов 10
§ 3. Стационарные испытания. 18

Глава вторая

Пневматика тормозной магистрали

§ 4. Воздушная и тормозная волны.. 23
§ *5. Теоретическая скорость воздушной волны. 28
§ 6. Исследование движения воздуха в магистрали при разрядке или зарядке ее . 35
§ *7. Темпы изменения давлений в магистрали при ее разрядке или зарядке 41
§ *8. Медленная разрядка магистрали для проверки мягкости тормоза 52

Глава третья

*** Исследования работы тройных клапанов и воздухораспределителей**

§ 9. Общая роль воздухораспределительных приборов в системе тормоза 57
§ 10. Тормозная волна и чувствительность воздухораспределителей 58
§ 11. Тройные клапаны системы Вестингауза 63
а) Общая характеристика . . 63
б) Полное служебное торможение 64
в) Ступенчатое торможение . . . 66
г) Полный отпуск и ложноступенчатый отпуск тормоза Вестингауза. . 67
д) Условия, при которых осуществляются служебное и экстренное торможения 68
§ 12. Воздухораспределители системы Казанцева. . . 70
а) Отличительные особенности воздухораспределителей системы Казанцева 70
б) Вывод формул для определения рабочих площадей диафрагмы. 72
в) Воздухораспределитель А-п-1. . . . 75
г) Воздухораспределители типа К системы Казанцева. 79
§ 13. Воздухораспределитель системы Матросова 82
а) Особенности воздухораспределителя.. . . . 82
б) Теоретический разбор работы воздухораспределителя М 82
§ 14. Поршневые и штоковые уплотнения 89
а) Общие сведения 89
б) Поршневое кольцо 90
в) Манжетные уплотнения . . 94
г) Лабиринтовые или безнабивочные уплотнения 96
§ 15. Золотники и клапаны 99
а) Золотники 99
б) Клапаны 100
в) Значение изменения сопротивления золотника и поршня для работы тормоза 101

Глава четвертая

*** Статические и динамические реакции в поезде при торможении**

§ 16. Общие явления, происходящие в поезде при торможении 103
§ 17. О реакциях, возникающих в поезде во время первой фазы торможения 104
а) Тормозные фазы 104
б) Влияние тормозных фаз на образование реакций 106
§ 18. О реакциях в поезде, возникающих вследствие колебаний частей поезда во время торможения 112
а) Характер явлений 112

НТБ ДНУЖТ

б) Собственные колебания отдельного вагона, находящегося между другими вагонами 113
в) Колебательные движения и возникающие при этом реакции во всем составе поезда 117
§ 19. Буферная волна и скорость сжатия поезда v. 125
а) Буферная волна . . 125
б) Скорость сжатия поезда v 127
§ 20. Статические реакции от неравномерности расположения тормозов и груженых вагонов в составе поезда . . 129
а) Определение общих реакций 129
б) Определение местных реакций 130
§ 21. Разрывная реакция, или отдача 133
§ 22. Полная реакция в поезде при торможении с учетом сопротивлений 134
а) Полная реакция 134
б) Коэфициенты сопротивлений сжатия и отдачи 135
§ 23. Сводка главных формул и примеры 137
§ 24. Заключение и практические выводы. 143

Глава пятая

Коэфициенты трения тормозных колодок, коэфициенты сцепления колес с рельсами и износ колодок

§ 25. Теоретические предпосылки. . . 145
а) Механическая сторона явлений трения 145
б) Работа тормозной колодки . 149
* в) Температурный режим колодки и бандажа 150
§ 26. Общие данные об опытах по исследованию коэфициентов трения тормозных колодок 154
а) Общие сведения об опытах 154
б) Общая характеристика опытов, производившихся в разное время 155
§ 27. Тормозные опыты Гальтона 1878—1879 гг. . . 156
Первый доклад Дугласа Гальтона (сокращенный) 156
Второй долкад Дугласа Гальтона (сокращенный) 157
Третий доклад Дугласа Гальтона 158
а) Потеря тормозной силы при заклинивании колес 158
б) Влияние скорости на коэфициент трения 159
в) Влияние продолжительности торможения на коэфициент трения 161
г) Влияние материала колодок и погоды на коэфициент трения 162
д) Поездные опыты не могут быть свободны от погрешностей 162
е) Влияние величины сцепления колес с рельсами на замедляющий эффект тормоза 162
ж) Регулятор нажатия колодок 163
§ 28. Опыты Мецкова по определению коэфициента трения тормозных колодок. 164
а) Постановка опытов 164
б) Влияние скорости, давления и твердости на величину коэфициента трения 165
в) Влияние температуры на величину коэфициента трения 170
г) Влияние влажности на величину коэфициента трения 170
д) Замечания по поводу исследования законов трения по методу Мецкова . . 171
§ 29. Коэфициенты трения тормозных колодок по опытам Иллинойского экспериментального института в США . 171
а) Постановка опытов . 171
б) Общая программа опытов 172
в) Опытная установка 172
г) Динамометр и измерительные устройства машины 174
д) Тормозные колодки . 175
е) Колеса 176
§ 30. Результаты испытаний тормозных колодок типа «Ромб» и чисто чугунных при стоп-опытах 176
а) Таблица сводки результатов стоп-опытов 177
б) Влияние начальной скорости на средний коэфициент трения при стоп-опыте 179
в) Отношение между длинами тормозных путей и силами нажатия колодок . 180
г) Зависимость среднего коэфициента трения при стоп-опытах от силы нажатия или от удельного давления 180
д) Сравнение результатов стоп-опытов над колодками типа «Ромб» и чисто чугунными 183
§ 31. Результаты испытаний тормозных колодок типа «Ромб» и чисто чугунных при постоянных скоростях 184
а) Таблица сводки результатов опытов при постоянной скорости 184
б) Влияние скорости на коэфициент трения 185
в) Коэфициент трения в зависимости от сил нажатия колодок при постоянной скорости 189
г) Разница в результатах испытания колодок «Ромб» и чисто чугунных колодок при опытах с постоянной скоростью 190
д) Разница в коэфициентах трения на чугунных и стальных колесах. 191
§ 32. Результаты испытаний при 15-минутной постоянной скорости 191
а) Таблица сводки результатов 15-минутного испытания 191
б) Сравнение результатов 15-минутных непрерывных испытаний и прерывистых при постоянной скорости.. 191

НТБ ДНУЖТ

в) Общие выводы 193
§ 33. Новый тип американской машины для испытания тормозных колодок 193
§ 34. Тормозные опыты НИИЖТ СССР. 195
§ 35. Общие выводы по коэфициентам трения чугунных колодок . . . 198
§ 36. Результаты опытов по определению коэфициентов трения неметаллических колодок.. 200
а) Общее . . . 200
б) Деревянные колодки 201
в) Опыты с деревянными колодками на подвижном составе Московского метрополитена 202
г) Тормозные колодки из других материалов . 203
д) Результаты опытов над асбестово-бакелитовыми колодками «феродо». 204
е) Влияние воды . 205
ж) Износ 205
з) Об испытаниях бакелитовых тормозных колодок на подвижном составе Московского метрополитена 205
и) Сравнение коэфициентов трения бронзы, дерева и кожи 206
§ 37. Коэфициенты сцепления колес с рельсами. 207
а) Общие данные о коэфициентах сцепления колес с рельсами 207
б) Почему результаты опытов Гальтона, Мецкова, Мюллера и Вихерта расходятся с американскими 209
§ 38. Износ чугунных тормозных колодок 212
а) Приспособления и методы измерения износа тормозных колодок. 212
б) Износ в зависимости от приработки и утомляемости материала 213
в) Коэфициент износа ξ в зависимости от силы нажатия колодки 214
г) Износ и температура 214
д) Износ в зависимости от твердости металла 214
е) Износ в зависимости от химического состава чугуна тормозных колодок 214
ж) Износ и коэфициент трения 216
з) О химическом составе и механических свойствах тормозных колодок типа Московского метрополитена 217
и) Химический состав чугуна германских тормозных колодок 217

Глава шестая

Коэфициент нажатия тормозных колодок и рычажные передачи

§ 39. Коэфициенты нажатия тормозных колодок. 218
а) Значение коэфициентов нажатия колодок. 218
б) Нормы нажатия тормозных колодок согласно условиям Международного союза железных дорог (МСЖД) 224
§ 40. Истинные давления колес на рельсы во время торможения 229
а) Двухосный вагон . 229
б) Четырехосный вагон 230
§ 41. Тормозная рычажная передача. . 232
а) Передаточное число рычажной передачи 232
б) К. п. д. рычажной передачи . . . 240
в) О подвешивании тормозных колодок 242
г) Одностороннее и двустороннее торможения 243
д) Влияние одностороннего торможения на работу подшипников 244
е) Общие замечания по поводу проектирования рычажных передач 249
ж) Расчет рычажной передачи на прочность 249
§ 42. Тормозные колодки 253
Испытания тормозных колодок 257

Глава седьмая

Высокоскоростные тормоза

§ 43. Значение и виды высокоскоростных тормозов 258
§ 44. Регулирование нажатия тормозных колодок в зависимости от величины коэфициента трения при больших скоростях 260
а) Постепенное уменьшение давления в тормозном цилиндре путем создания искусственных утечек воздуха из него 261
б) Уменьшение давления в тормозном цилиндре посредством регулируемого выпуска воздуха из него при превышении величины тормозной силы сверх установленной 262
в) Изменение давления в тормозном цилиндре в зависимости от скорости поезда 263
г)* Регулятор нажатия колодок, действующей от силы инерции. 264
д) Расчет инерционного регулятора 268
§ 45. Прочие условия, улучшающие тормоза для скоростных поездов. 271
§ 46. Собственное сопротивление высокоскоростного поезда. 272
§ 47. Другие возможные типы скоростных тормозов. 273
а) Магнитные коньковые тормоза 273

НТБ ДНУЖТ

б) Опыты над коньковыми тормозами 275
в) Ветровые тормоза 276

Глава восьмая

Тормозная воздухопроводная сеть и расход воздуха

§ 48. Трубопроводы . . 277
а) Выводы теоретических формул. 277
б) Местные потери давления 282
в) Практические данные 282
§ 49. Расход воздуха на тормоза . 284
Расход воздуха в пути на торможение . . 285
§ 50. Определение объема главного резервуара на локомотиве . 290
§ 51. Подсчет компрессорной установки и трубопроводной сети контрольного пункта для зарядки и испытания автотормозов 292
а) Общие условия . . 292
б) Режим работы компрессорной установки на контрольном пункте 293
в) Подсчет расхода воздуха на зарядку и испытание составов 293
г) Подсчет объема главных резервуаров 294

Глава девятая

Мотор-компрессоры и паровоздушные насосы

§ 52. Общие сведения о физических свойствах воздуха 296
а) О состоянии воздуха 296
б) О влажности воздуха 299
в) Газовая постоянная влажного воздуха . 303
г) Влияние высоты расположения над уровнем моря на среднее атмосферное давление 305
д) Об энергии сжатого воздуха 305
е) Формулы работ адиабатического сжатия и нагнетания воздуха 307
ж) Построение кривой адиабаты по способу Бауэра 310
з) Объем и температура сжатого воздуха 310
§ 53. Типы компрессоров, их схемы и работа. 315
а) Классификация компрессоров по типам и назначению . . 315
б) Рабочий процесс одноступенчатого компрессора простого действия 316
в) Рабочий процесс одноступенчатого компрессора двойного действия 317
г) Рабочий процесс двухступенчатого компрессора простого действия . 318
д) Рабочие процессы двухступенчатых паровоздушных насосов двойного действия типов тандем и компаунд 320
е) Составные части компрессорной установки на локомотиве 322
§ 54. Теоретический анализ работы воздушного насоса (компрессора). 323
а) Термодинамический закон сжатия воздуха в насосе 323
б) Построение и снятие диаграмм работы воздушного насоса и исследование их 323
в) Разделение общего давления в большом и малом цилиндрах воздушных насосов 329
г) Потребная мощность для работы мотор-компрессора и количество пара для паровоздушного насоса . 331
д) К. п. д. воздушного насоса . . 333
е) Мертвое (вредное) пространство и объемный к. п. д. 337
ж) Коэфициент подачи компрессора . . 340
з) Производительность воздушного насоса в зависимости от расположения над уровнем моря . 343
и) Преимущества двухступенчатого сжатия воздуха 344
к) Охлаждающий эффект ребристых поверхностей воздушных цилиндров 345
л) Расчет основных размеров цилиндров паровоздушного насоса 348
§ 55. О качестве тормозного воздуха 354
а) Общие соображения 354
б) Факторы, от которых не зависит степень влажности тормозного воздуха 356
в) Факторы, от которых зависит степень влажности тормозного воздуха 356
г) Влажность тормозного воздуха зависит от величины утечек в тормозной сети 357
д) Некоторые наблюдения из практики . . 357
§ 56. Какую влажность тормозного воздуха можно считать допустимой 357
§ 57. Влажность воздуха в главном резервуаре. . . . 359
§ 58. Зависимость влажности тормозного воздуха от главного резервуара 362
§ 59. Меры, применяемые для охлаждения воздуха в главном резервуаре 365
Заключение 367

Дополнительные сведения

§ 60. Уравнения одноразмерного движения воздуха по Эйлеру 368
§ 61. Теорема Бернулли 370
§ 62. Теория удара воздушного потока по теореме Борда 373

НТБ ДНУЖТ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Как указывалось мною в предисловии к первому изданию книги «Тормоза», она является только первой частью общего курса, и цель ее — дать руководство к изучению схем и конструкций систем тормозов, применяемых на дорогах Союза, а также дать указания по уходу, ремонту и пользованию ими. В общем — это описательный курс тормозов и тормозного дела в том объеме, какой является обязательным для каждого вагонника и паровозника, следовательно и для студента транспортного втуза. Так как многие вопросы тормозной техники и механики являются настолько сложными, что трудно усваиваются при помощи только элементарной математики, а тем более одного описания, то является необходимость углубить данную дисциплину и соответственно расширить программу прохождения ее студентами втузов.

Это и было основной целью составления предлагаемой книги, которая вместе с тем представляет первую попытку создать руководство по основам теории и расчета автоматических тормозов. Такое руководство до настоящего времени совершенно отсутствовало как в нашей, так и в заграничной технической литературе. Объясняется это вероятно тем, что распространение и производство автоматических тормозов, как область индустрии, находились с момента возникновения, т. е. с 1869 г. до недавнего времени, во всем мире исключительно в руках одной только фирмы Акционерного общества Вестингауза, а так как это общество заботилось больше о распространении рекламной литературы, не допуская проникновения в это дело новых теорий и технического прогресса в целях ненарушимости налаженного производства и легкого извлечения коммерческих выгод, то отсюда становится понятным, почему эта важная область железнодорожного дела оставалась теоретически так мало изученной, а наука о тормозах сводилась лишь к изучению описания устройства и конструкции их.

В дальнейшем в тех европейских странах, которые освободились от монополии фирмы Вестингауза, стали сильно развиваться изобретательские искания и широкое экспериментирование при отсутствии каких-либо научных основ и точных теорий. Наша страна в этом деле имела свои самостоятельные пути в соответствии с планом социалистического строительства, но все же в отношении создания собственных систем тормозов мы придерживались до сих пор тех же эмпирических методов. Теперь, имея в этом деле достаточный опыт и знания, мы обязаны создать теорию, которая облегчит изучение труднейших вопросов этого дела и укажет пути совершенствования его. Без научно-теоретического вооружения в этой специальности мы не можем рассчитывать на желаемый успех дальнейшего развития советских систем тормозов так же, как и на умелое использование и эксплуатацию их.

Обращаясь к содержанию книги, нужно сказать, что вопреки общепринятому обычаю уделять главное внимание при изучении тормозов на воздухораспределительные приборы, здесь обращено столь же большое внимание на те элементы, которые

НТБ ДИИЖТ

непосредственно лежат в основе тормоза — тормозные колодки, рычажные передачи, трение и сцепление колес с рельсами.

Надо кроме того отметить, что при составлении этой книги моим стремлением было вызвать интерес у аспирантов и сотрудников к столь важной области, как железнодорожные тормоза, а также дать научным кружкам материал и толчок к самостоятельному движению мысли в этой области и к желанию проникнуть возможно глубже в сферу самых важных и трудных вопросов автотормозного дела. С этой целью я помещаю в книге ряд своих теоретических исследований. Это — большей частью вопросы, которые до сих пор оставались неизученными и неразрешенными, например законы распространения воздушной и тормозной волны, режим работы тормозной колодки, динамика заторможенного поезда, исследование влажности тормозного воздуха и др., отмеченные в оглавлении звездочкой.

Если эти работы не вполне удовлетворят читателя или покажутся ему не исчерпывающими всего комплекса явлений затронутых вопросов или он найдет, что методы анализа их слишком сложны, я все же буду вполне удовлетворен, если они послужат ему источником желаний самому углубить, упростить или дополнить их, а также разработать новые теории и этим восполнить пробел, имеющийся в технической литературе по тормозам.

Б. Л. Карвацкий

НТБ
ДНУЖТ

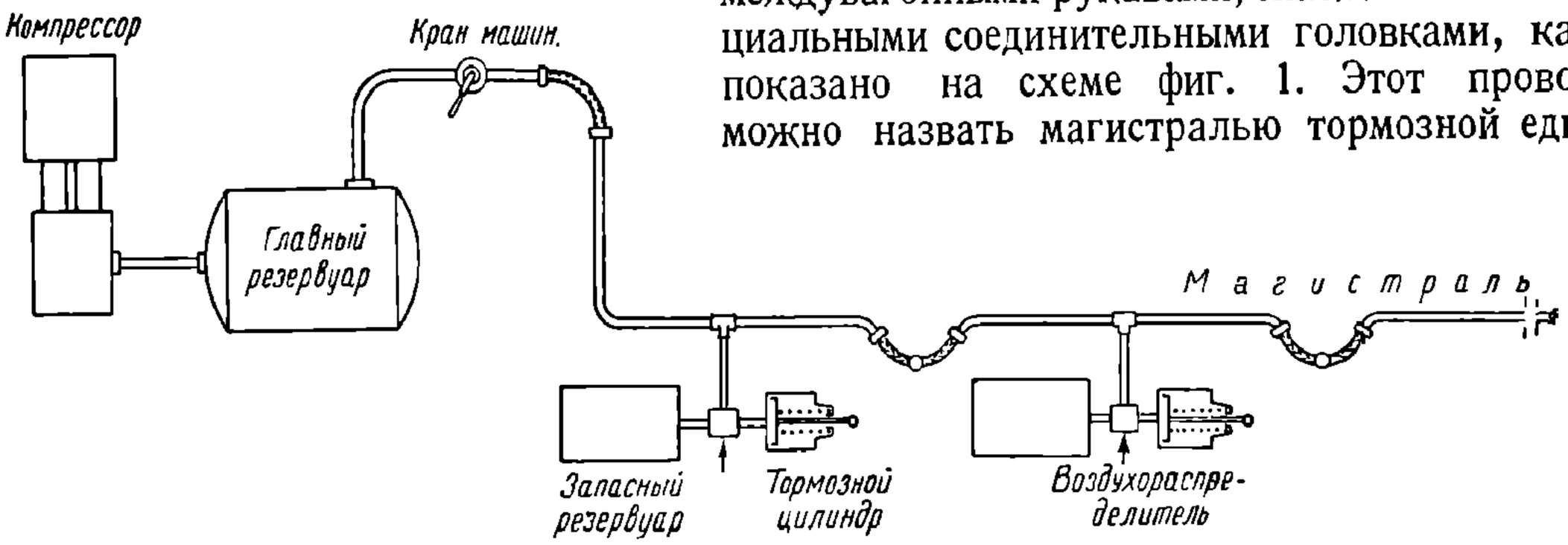
Глава первая

ВВЕДЕНИЕ

§ 1. Основные моменты работы тормозов

Детальное устройство тормозов сжатого воздуха изложено в книге «Тормоза» ч. 1, Б. Л. Карвацкого, поэтому здесь напомним лишь вкратце главные и основные моменты работы тормозов, ибо на них в дальнейшем строится все содержание книги.

Каждая тормозная и нетормозная единица имеет протянутый вдоль ее сквозной воздухопровод, который на обоих концах заканчивается соединительными гибкими междувагонными рукавами, снабженными специальными соединительными головками, как показано на схеме фиг. 1. Этот провод можно назвать магистралью тормозной еди-



Фиг. 1. Принципиальная схема воздушного тормоза.

ницы, если он на тормозном вагоне или на локомотиве, и магистралью пролетной единицы, если он на нетормозном вагоне. Каждая тормозная единица имеет запасный резервуар для сжатого воздуха; этот резервуар может сообщаться с магистралью только посредством воздухораспределителя или тройного клапана, которые служат также и для установления при известных условиях сообщения этого резервуара с тормозным цилиндром, отъединения его от тормозного цилиндра для создания так называемого состояния перекрыши, задерживающей в цилиндре сжатый воздух, или наконец для выпуска воздуха в атмосферу.

Тормозной цилиндр имеет поршень, предназначенный для передачи силы давления воздуха на рычажную передачу, при помощи которой тормозные колодки нажимаются на колеса.

Магистрали отдельных единиц соединяются в поезде в один общий сквозной тормозной трубопровод, идущий через весь поезд. Этот трубопровод называется поездной магистралью. Последняя начинается от крана машиниста и оканчивается на хвостовом вагоне поезда при полном автоматическом торможении или где-либо в середине поезда при смешанном торможении; в том и другом случаях она закрыта при помощи концевого крана.

Кран машиниста, с одной стороны, служит для производства питания тормозной сети воздухом. С другой стороны, кран машиниста служит для производства торможения: посредством его производится выпуск воздуха из магистрали. Благодаря выпуску воздуха давление в магистрали понижается, воздухораспределители или тройные клапаны отдельных единиц подвижного состава от этого приходят в действие и вызывают со своей стороны перетекание воздуха из запасного резервуара в тормозные цилиндры.

НТБ ДНУЖТ

Когда появляется надобность произвести отпуск тормоза или только ослабить действие его (последнее возможно не во всех системах тормозов), то посредством того же крана машиниста производится полное или частичное восстановление давления в магистрали.

Особенно важно отметить, что тормозное действие, вызванное посредством крана машиниста, начинается от головы поезда, потом соответственно постепенному понижению давления распространяется к хвосту поезда; чем дальше стоит тормозная единица от крана машиниста, тем позже начинается ее торможение. Такое распространение тормозного эффекта называется тормозной волной. На практике иногда бывает отступление от этого порядка в отношении нескольких смежных вагонов в зависимости от чувствительности воздухораспределителей, но это носит местный характер, мало влияющий на общий закон распространения тормозного эффекта.

Следовательно хвост поезда затормаживается настолько позже головы, сколько требуется времени для передачи тормозного действия вдоль всего поезда. Эта разница во времени в различных частях поезда вызывает относительное движение масс поезда, обусловливающее силовые реакции, которые при особенно неблагоприятных условиях могут быть причиной смятия буферов или разрыва сцепки.

Сила сжатия колодок во время торможения вызывает замедление движения поезда, которое к концу благодаря нарастанию величины коэфициента трения увеличивается и в результате приводит к остановке поезда.

После изложенного общего действия тормоза можно принципиально уяснить необходимость изучения, с одной стороны, внутренних процессов, протекающих в самих тормозных устройствах (в магистрали, в тормозных цилиндрах, в запасных резервуарах, в дополнительных камерах и пр.), с другой стороны, необходимо изучить внешние эффекты процессов торможения по величине и характеру их.

Особое место в тормозной системе занимают агрегаты для производства и накопления сжатого воздуха — мотор-компрессор или паровоздушный насос, главный резервуар и вспомогательная арматура. Хотя они прямого отношения к процессам торможения и отпуска не имеют, но все же должны рассматриваться как части тормозной системы. Следовательно и эта область тормозной системы должна быть освещена и изучена полностью как с количественной, так и качественной стороны.

§ 2. Методы путевых испытаний тормозов

Испытания имеют своей целью получить полный анализ работы тормозов, в частности определение длины тормозных путей, проверку плавности торможения, управляемости тормоза, чувствительности его к действию, степени неистощимости его, скорости распространения тормозной волны и пр.

По своему роду испытания разделяются на путевые и стационарные, а последние делятся на групповые и индивидуальные.

Во время поездных испытаний определяются все свойства тормоза в пути при выполнении заданной программы в виде поддержания равномерной скорости по уклону, остановок или перехода от высшей скорости на низшую в кратчайший промежуток времени и т. д. на определенных профилях пути, при разных комбинациях расстановки тормозных и нетормозных, груженых и порожних вагонов в поезде. В этих испытаниях обычно дается тормозу окончательная оценка.

Общий вид опытного товарного поезда длиной 800 *м* с измерительным вагоном в хвосте изображен на фиг. 2.

Из указанных выше видов испытаний наиболее важную роль играют путевые, которые должны быть соответственно организованы и обставлены измерительными приборами, помещаемыми в специальном измерительном вагоне. С одной стороны, должны иметься измерительные приборы для наблюдений и регистрации внутренних процессов, протекающих внутри самой тормозной системы, т. е. в магистрали, в тормозных цилиндрах, в запасных резервуарах, в дополнительных резервуарах и в других местах; с другой стороны, необходимы измерительные приборы для наблюдений и регистрации внешних явлений, происходящих во время работы тормоза, как-то: воздействия его на подвижной состав, замедления движения поезда и распространения тормозного эффекта. Результаты измерений в виде различных характерных величин в функции

НТБ ДНУЖТ

времени регистрируются преимущественно в конце поезда, а иногда и в середине в нескольких местах. Полученные данные приводятся к одной начальной ординате времени.

Для получения полной картины внутренних процессов в тормозной системе особенно необходимо:

а) установить момент начала торможения;

б) определить время, необходимое для передачи тормозного действия от паровоза до места наблюдения, т. е. время тормозной волны;

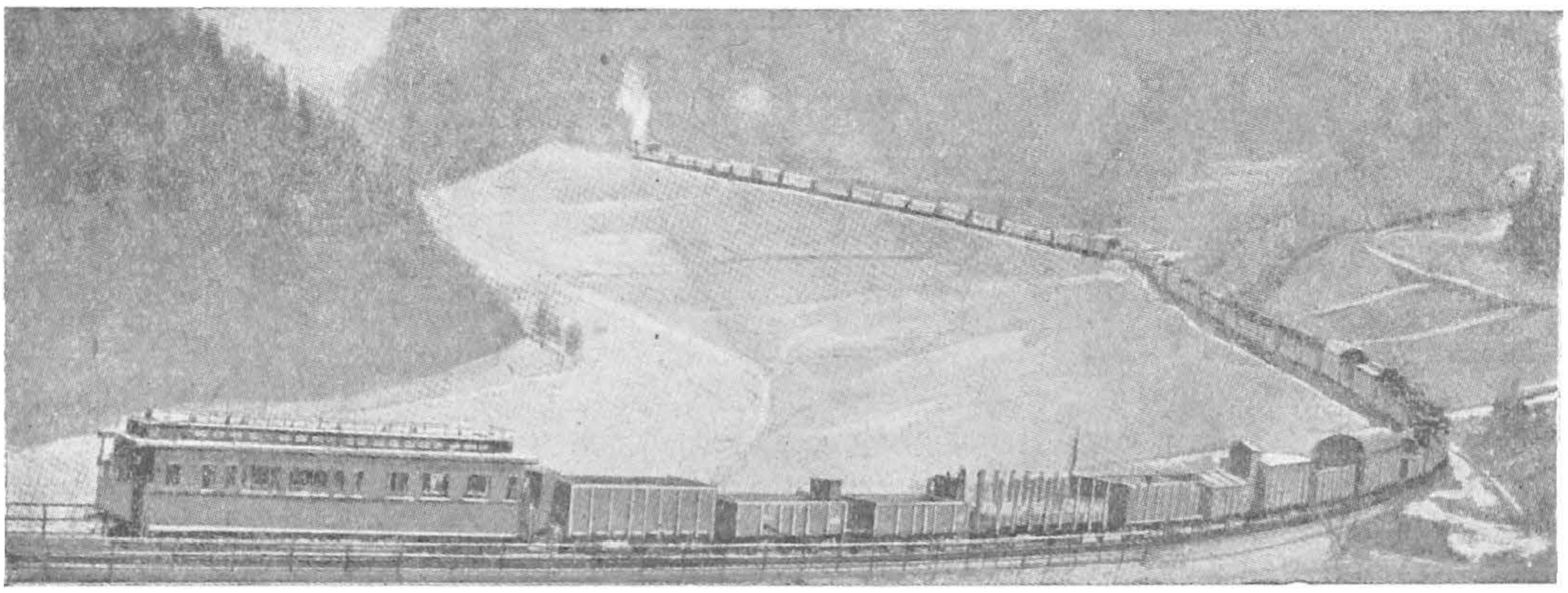
в) произвести наблюдения и записи начальных моментов и дальнейшего развития процессов изменения давления в отдельных местах тормозной системы, а именно:

1) в магистрали;

2) в тормозных цилиндрах;

3) в запасных резервуарах;

4) в дополнительных камерах, если таковые имеются.



Фиг. 2. Вид опытного поезда на $25^0/_{00}$ уклоне с измерительным вагоном в хвосте поезда.

Измерения и наблюдения внешних результатов тормозного действия заключаются в следующем:

а) в определении скорости поезда в каждый отдельный момент процесса торможения;

б) в установлении величины замедления движения во время торможения;

в) в определении длины тормозного пути, т. е. пройденного расстояния от начала торможения до остановки поезда;

г) в определении длительности всех протекающих процессов торможения;

д) в установлении величины сил реакций ударных и тяговых устройств подвижного состава.

В целях основательного изучения и проверки работы тормоза в поезде необходимо, чтобы наблюдения производились одновременно по возможности в разных местах длины поезда. Ввиду этого требуется большое количество измерительных приборов, связанных между собой электрической цепью для координации их действия.

Если, таким образом, опытный поезд снаряжен вышеуказанными измерительными устройствами, то результаты измерений всех отдельных характерных моментов торможения дают возможность произвести полную оценку испытываемого тормоза, а также изучить явления, связанные с торможением.

Многие измерительные приборы целесообразно помещать в специально приспособленном для этой цели измерительном вагоне, где одни укрепляются и связываются с осью вагона для получения от нее движения, другие (регистрирующие приборы) имеют самостоятельное движение от малых моторов или часовых механизмов. Такой измерительный вагон можно ставить в любое место поезда, причем он сам является тормозной единицей. Но чаще всего измерительный вагон, содержащий главные измерительные приборы и имеющий средства для передачи распоряжений и указаний на паровоз и в разные точки поезда, ставится в хвосте опытного поезда (фиг. 2), так как в этом месте при опытах можно производить самые важные наблюдения в отношении скорости прохождения воздушной и тормозной волны и действия инерционных сил в

РГБ ДНУЖТ

процессе торможения. Чтобы однако иметь возможность производить измерения и наблюдения в других местах поезда, имеются еще так называемые наблюдательные вагоны, которые также снабжены измерительными и наблюдательными приборами. Иногда это бывают не специальные вагоны, а временно использованные, в которых устанавливается на столах требуемая аппаратура, связанная гибкими рукавами со штуцерами испытуемых мест воздушной части тормоза.

Для связи наблюдательных постов и паровоза с измерительным вагоном, т. е. чтобы создать единство всех одновременно производимых в поезде исследований, необходима электросвязь не только разговорная, но и для отметок, или, как ее называют, для марок, которые одновременно получаются на лентах самопишущих аппаратов на всех местах наблюдений. Для этого через весь поезд проводится многожильный переносный кабель. Кабель служит следовательно для того, чтобы создать телефонную связь между паровозом, наблюдательными постами и измерительным вагоном. Эти телефоны устроены по типу громкоговорителей. Каждое место включения имеет свою собственную батарею, которая дает возбуждающий и микрофонный ток. Эти батареи имеют напряжение 12 *в* из расчета на довольно большую длину кабеля. Нажатие кнопки возбуждающего тока в любом месте включения приводит в действие возбудители в остальных местах включения, так что разговор, ведущийся в одном месте, слышен одновременно во всех других местах включения. Далее кабель служит для электрической передачи марок времени в те моменты, когда ручка крана машиниста ставится в тормозное положение (тормозная марка), и обратно—в положение отпуска (отпускная марка). Для этой цели кран машиниста имеет контактное кольцо, по которому скользит пружинный контактный стержень, связанный с ручкой крана. Кольцо разделено на две изолированные друг от друга дуги. Кнопка, скользящая по кольцу, смотря по положению ручки крана, замыкает тормозную или отпускную марку. Для обоих положений имеется общий средний провод, служащий обратным проводом.

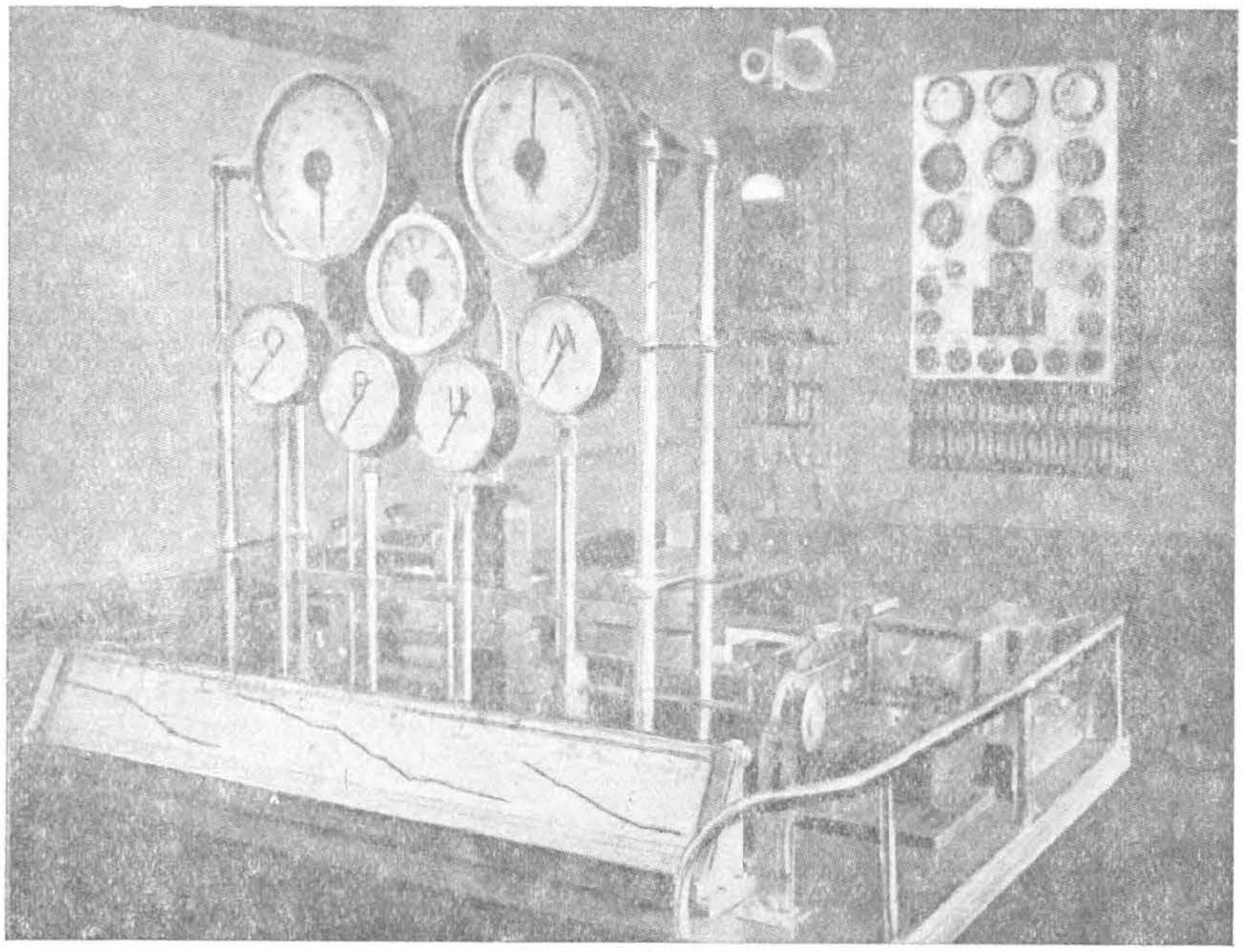
Аккумулятор, обеспечивающий ток, находится в измерительном вагоне. Чтобы по возможности иметь ток низкого напряжения для передачи тормозной и отпускной марок, на наблюдательных пунктах приводятся в действие чувствительные реле; они замыкают местные токи требуемой силы от собственных аккумуляторов и таким образом приводят в действие соответствующие пишущие перья для отметки марок, а иногда также даются звуковые сигналы и автоматически пускаются в ход или останавливаются особые приборы, которые отмечают в начале торможения важные моменты, например пуск в ход измерителя тормозного пути или стоп-часов, служащих для определения скорости тормозной волны, и пр. Эти приборы обычно находятся в хвосте поезда в измерительном вагоне.

В кабеле имеются провода, которые служат для передачи так называемых марок времени и марок пути. Марка времени дается от контактных часов, находящихся в измерительном вагоне; часы дают импульсы тока каждую секунду для медленных процессов. Для быстрых процессов, например для испытания пассажирских и скоростных тормозов, берутся особые контактные часы с импульсами через 0,2—0,1 сек. Благодаря этим импульсам приводятся в действие электрические перья на пишущих аппаратах как в измерительном вагоне, так и в наблюдательных вагонах. Получаемые таким образом на лентах пишущих приборов отметки секунд и рядом марки начала или конца данного процесса и марки пути представляют особую важность, так как создается возможность определить длительность процесса измерения и взаимоотношения отдельных величин между собой.

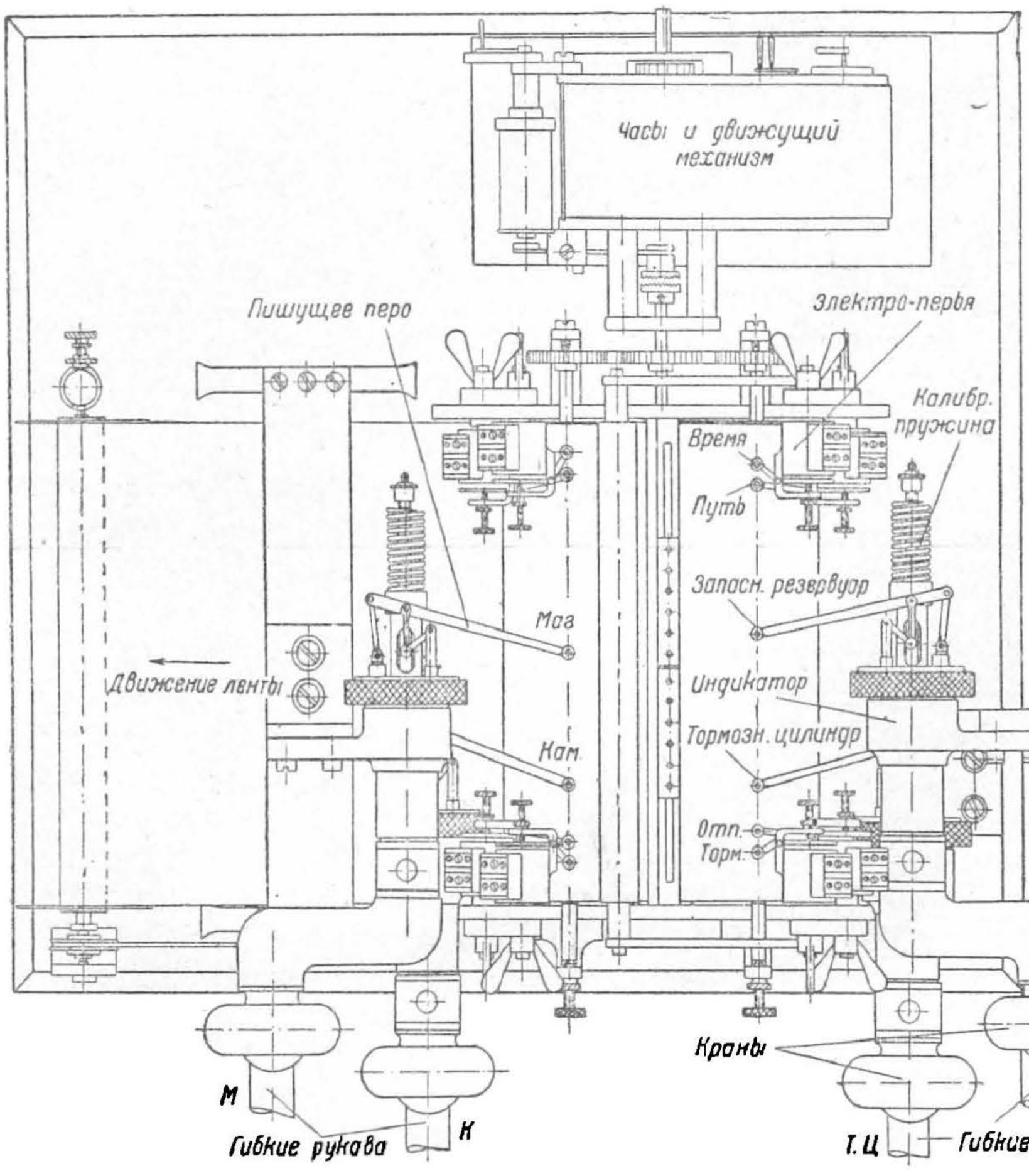
На фиг. 3 показаны части внутренней аппаратуры измерительного вагона. На переднем плане вверху видны циферблаты скоростемера и путемера, а ниже — циферблаты манометров. Стрелки первых перемещаются в зависимости от движения вагона, так как эти приборы связаны передачей с его осью; стрелки вторых показывают давления воздуха в магистрали, в запасном резервуаре, в тормозном цилиндре и в дополнительной камере тормоза самого измерительного вагона.

Внизу расположен путеуказатель, который позволяет в любой момент узнать или проверить, в каком месте пути на испытываемом участке находится поезд. Стрелка этого прибора при помощи гибкого вала получает поступательное движение от оси вагона со скоростью примерно 20 *мм* на 1 *км* пути. Под стрелкой устанавливается вычерченный в нужном масштабе профиль участка, на котором происходит испытание, и таким

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 3. Измерительная аппаратура внутри вагона.



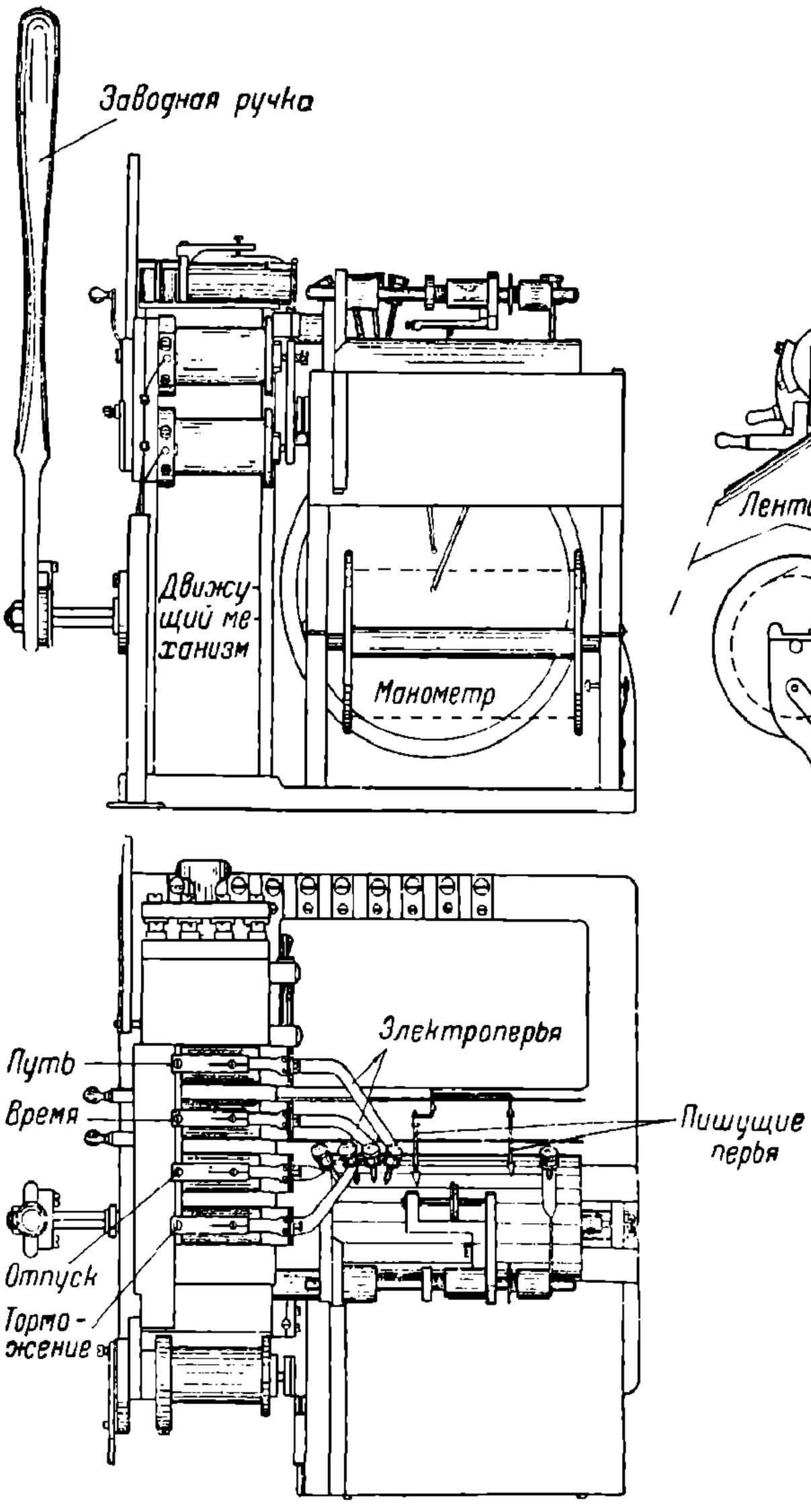
Фиг. 4. Самопишущий индикаторный измерительный прибор (вид сверху).

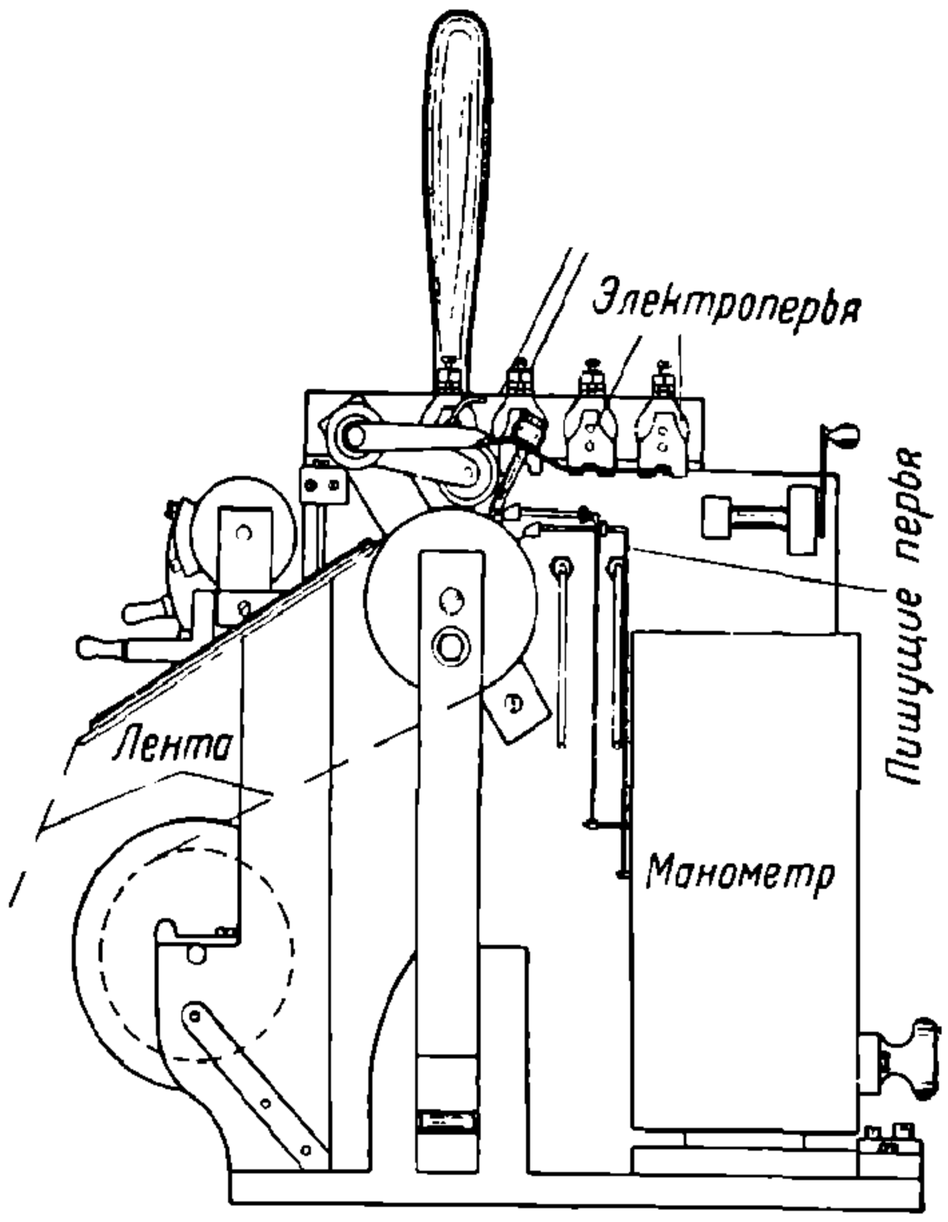
НТБ ДНУЖТ

образом имеется возможность наблюдать, в каком месте и на каком профиле находится вагон в данный момент.

За этими приборами на заднем плане видны секундомеры, контактные часы, самопишущие и другие приборы.

На фиг. 4 показан (вид сверху) самопишущий индикаторный прибор, а на фиг. 5 и 6 изображен другой тип легкого переносного самопишущего прибора для наблюдательных постов, которые часто устраиваются временно в обыкновенных вагонах в со-





Фиг. 5 и 6. Самопишущий измерительный прибор для наблюдательных постов.

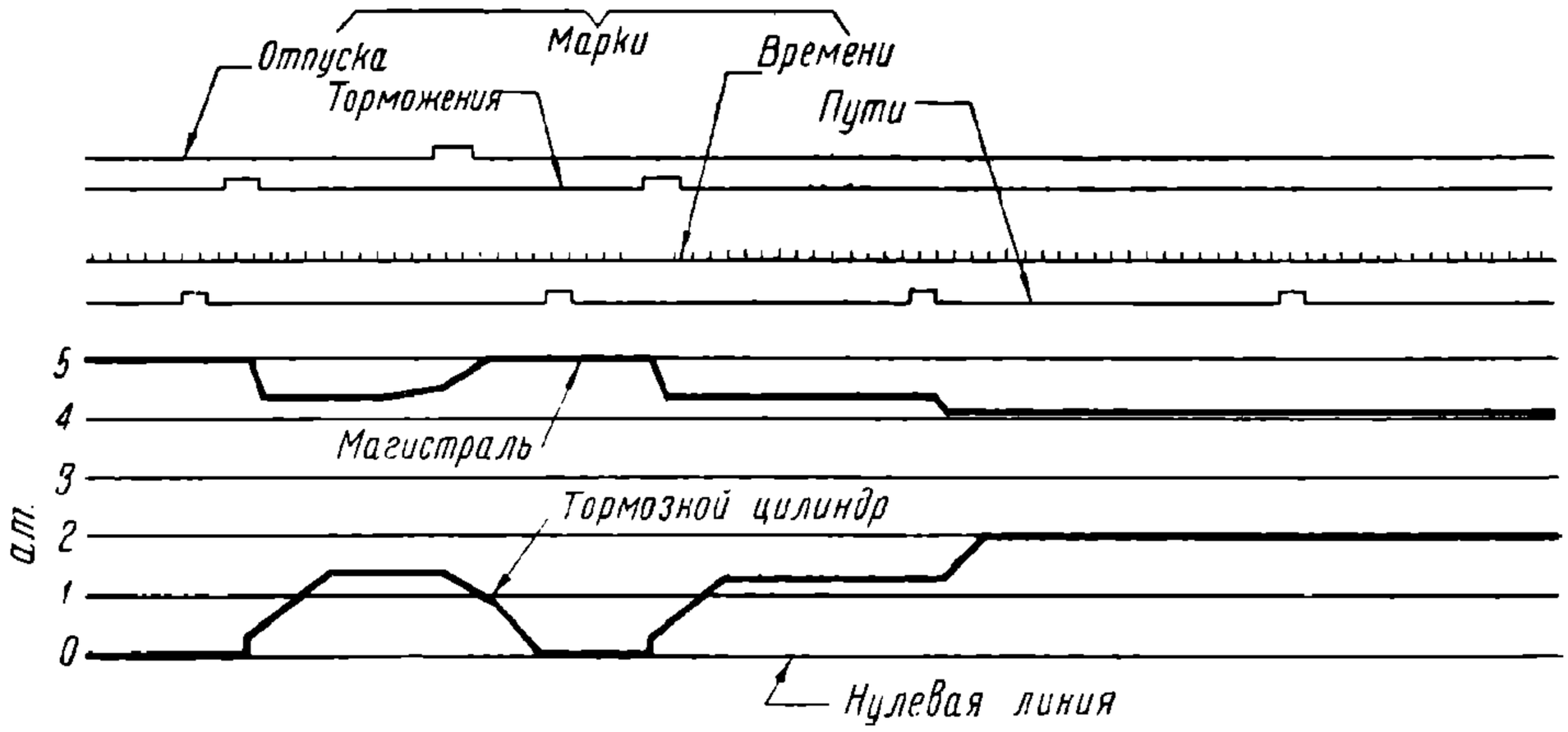
ставе поезда. Пишущие ленты в этих приборах приводятся в действие от часовых механизмов, составляющих принадлежности их, или от малого электромотора. На фиг. 7 показан отрезок диаграммы, полученный на одном из таких приборов

Весьма важно иметь надежно работающие приборы для определения скорости тормозной волны, для чего прежде всего необходимо определить промежуток времени, в течение которого передается тормозное действие от паровоза до места измерения. Для этой цели имеются стоп-часы с быстро движущейся секундной стрелкой, циферблат которых разделен на доли секунды (0,02 сек.). Эти часы приводятся в действие электрическим путем в момент поворота ручки крана машиниста при торможении, а затем останавливаются автоматически в момент попадания воздуха в тормозной цилиндр измерительного вагона. Эти же часы одновременно используются для проверки скоростемера.

Описанные приборы служат для проверки, как указывалось, внутренней работы тормоза. Для регистрации же внешних условий (скорости поезда, замедления его, длины тормозного пути, силы толчков и оттяжек) имеются другие специальные приборы.

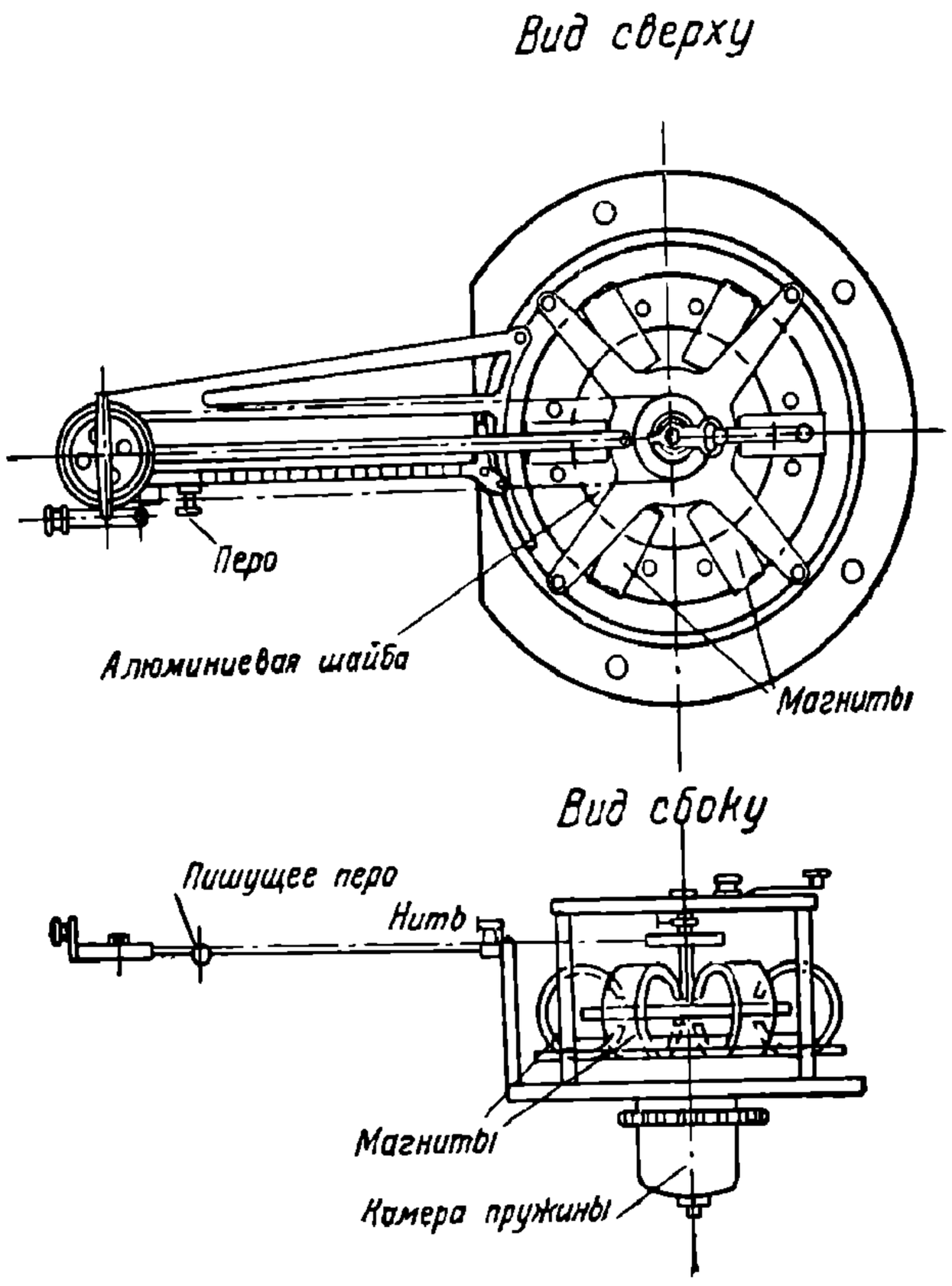
ГПБ ДПУКТ

Для определения скорости поезда применяется скоростемер, или тахограф, системы «Дойта», приспособленный для непрерывной записи скоростей. Принцип действия этого прибора основан на взаимодействии силового магнитного поля (фиг. 8). Алюми-



Фиг. 7. Отрезок диаграммы, записанной самопишущим измерительным прибором.

ниевая шайба обхватывается полюсами нескольких пар магнитов. Ось шайбы наверху имеет стрелку, а внизу связана со спиральной пружиной. При стоящей на месте шайбе магниты приводятся во вращение вокруг нее гибким приводом от оси вагона. Чем больше скорость движения вагона, тем быстрее вращаются магниты, и захватывающая индукционная сила благодаря образованию вращающихся токов, с одной стороны, и магнитному полю, с другой — увлекает алюминиевую шайбу, которая отклоняется от нулевого положения, преодолевая силу спиральной пружины тем больше, чем быстрее скорость. При посредстве желобчатого колесика и легкой нити повороты оси алюминиевой шайбы передаются перу, двигающемуся поперек ленты, которая получает поступательное движение от моторчика. Этот скоростемер снабжен также четырьмя электроперьями: для марок времени и для отметки начала торможения, отпуска и длины пути. На фиг. 9 показан отрезок из записей скорости, произведенной таким прибором. Левая линия на диаграмме изображает переход от равномерной скорости к остановке, а другая линия диаграммы изображает ускорение поезда и затем немедленное замедление вследствие экстренного торможения, выполняемого по программе опытов.



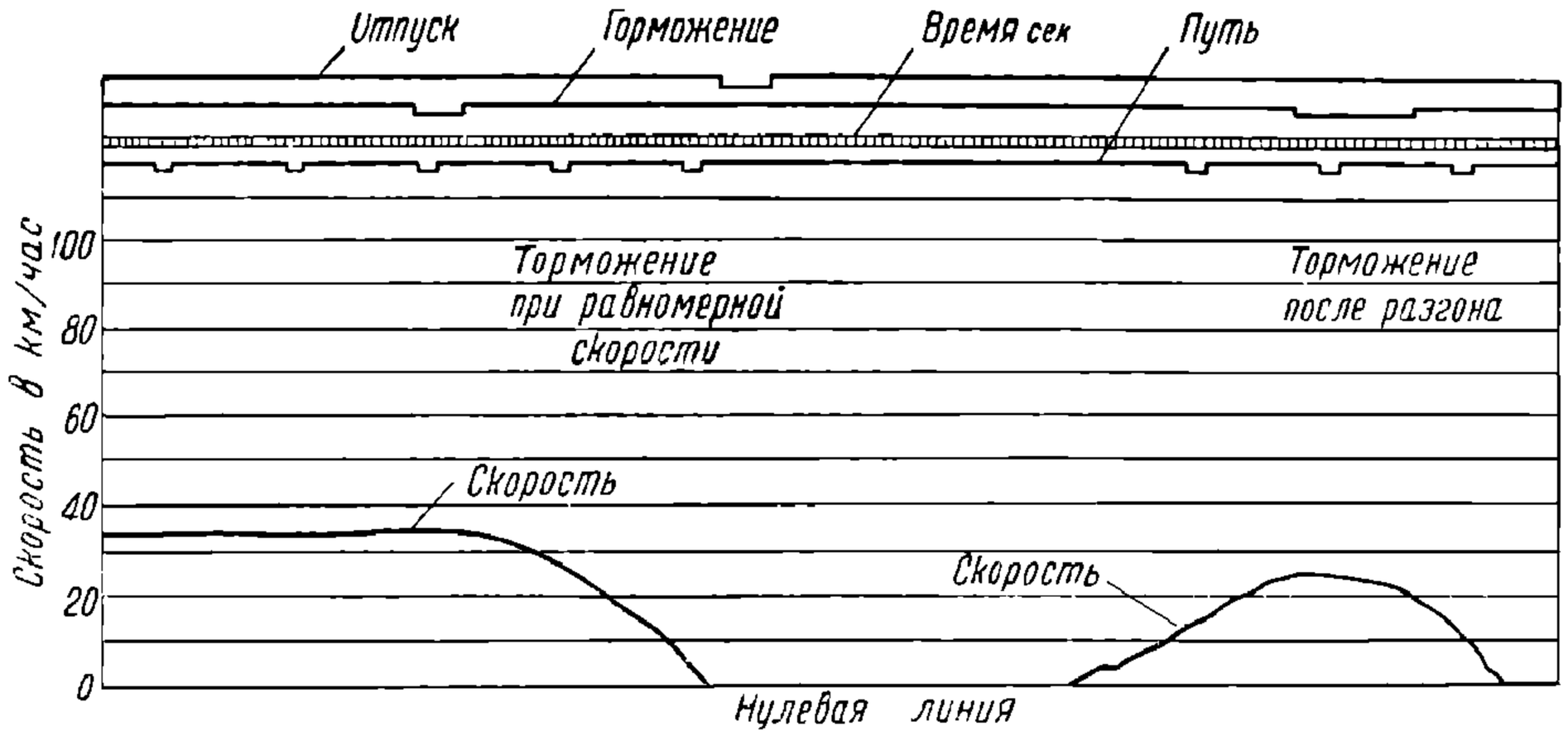
Фиг. 8. Самопишущий скоростемер «Дойта».

Для определения тормозного пути имеется упомянутый уже выше особый измерительный прибор с круглым циферблатом (фиг. 3). Стрелка, указывающая пройденный путь, приводится в действие от оси вагона, начиная с момента ее включения;

НТБ ДНУЖТ

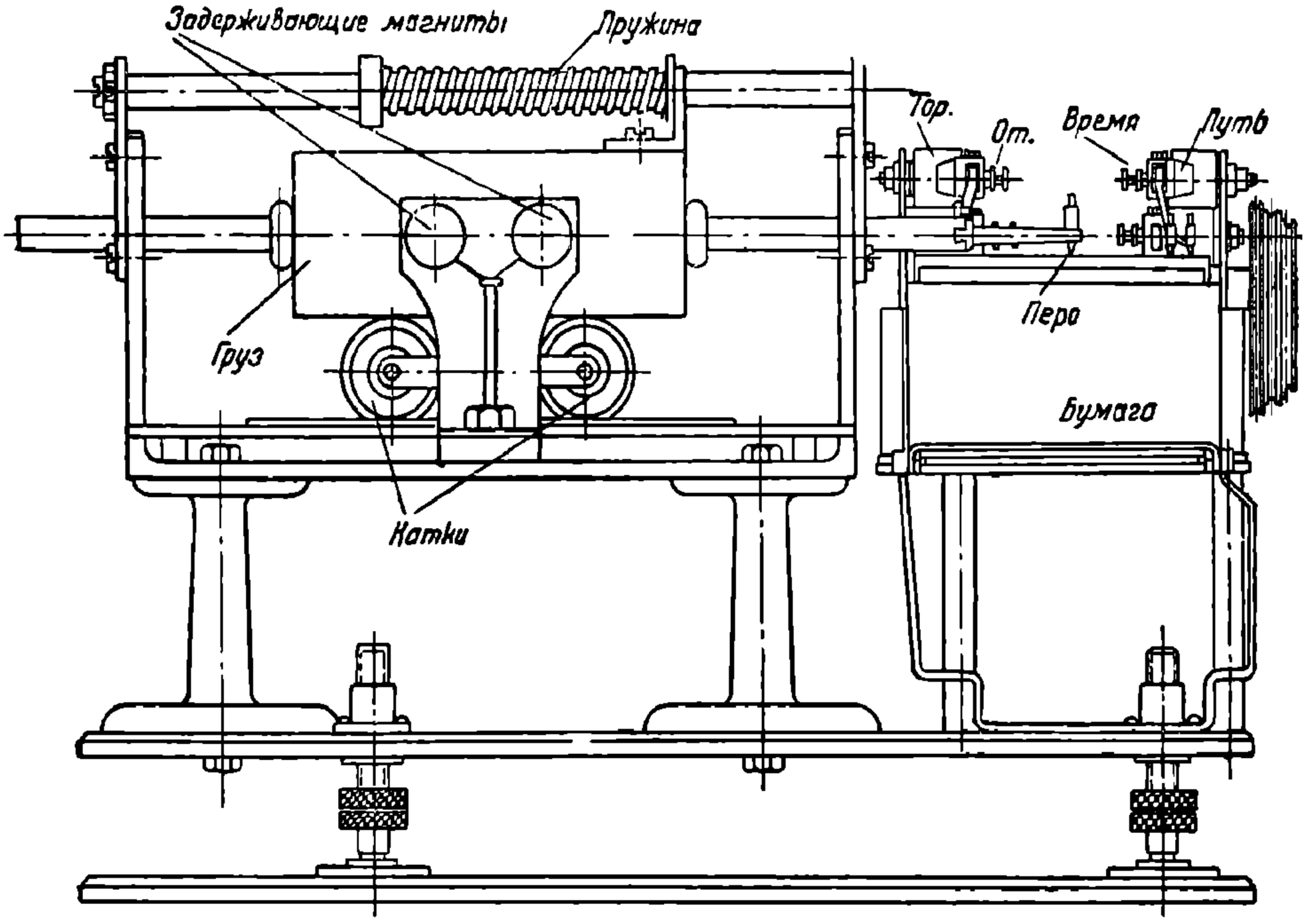
это включение происходит в момент получения тормозной марки, т. е. в момент поворота ручки крана машиниста в тормозное положение. Стрелка движется до остановки поезда и отмечает путь в метрах.

Большое значение имеет также при производстве опытов над тормозами определение сил реакций и величины замедлений при торможении. Для этой цели применяет-



Фиг. 9. Отрезок диаграммы, записанной скоростемером «Дойта».

ся балистический измеритель в виде тяжелого груза на роликовых каточках, который для своего перемещения требует силы лишь в несколько граммов (фиг. 10). Эта масса упирается своим отростком в расположенную над ней пружину. При толчках или замедлениях поезда пружина сжимается либо растягивается в зависимости от напра-

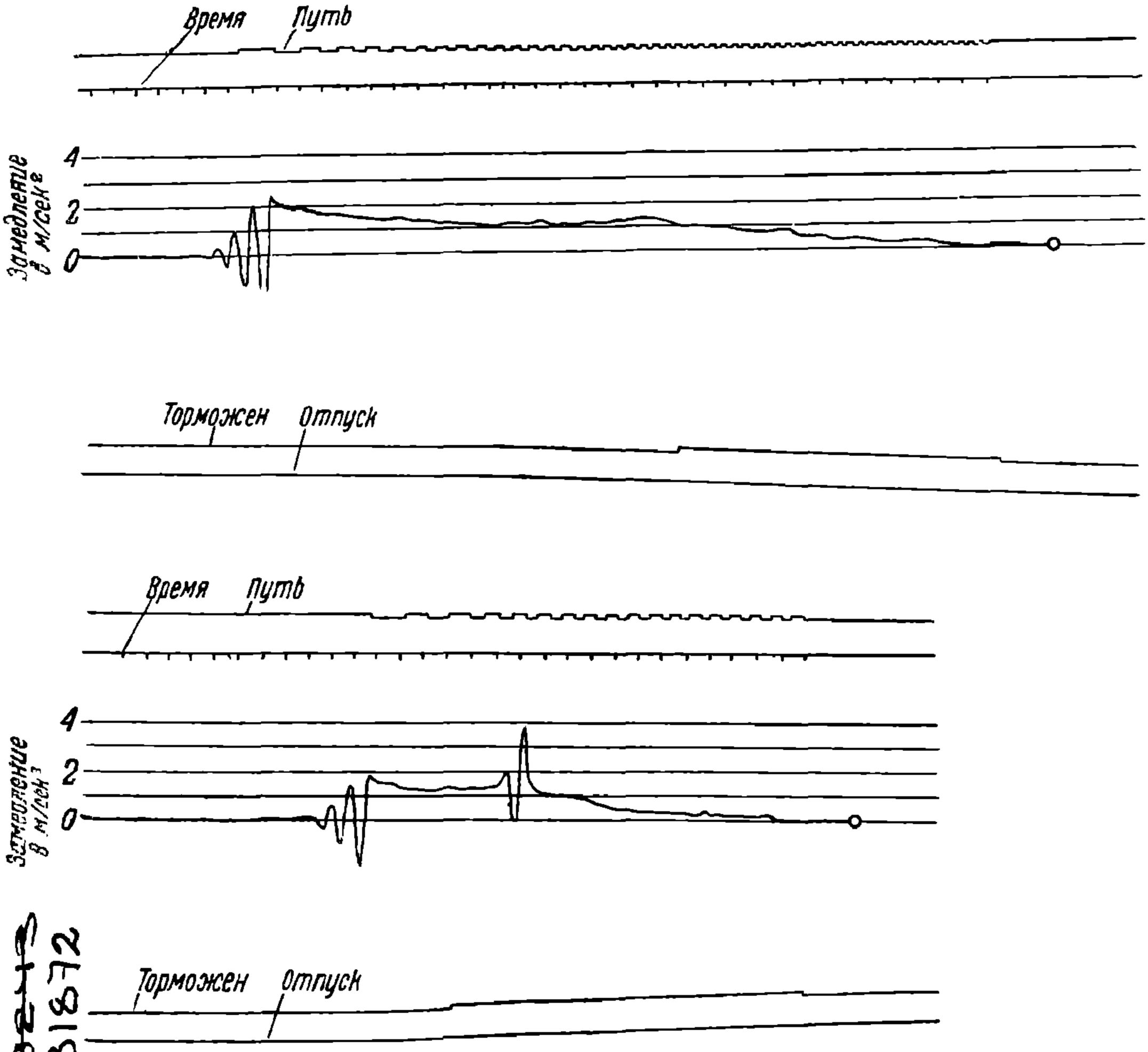


Фиг. 10. Измеритель толчков, рывков и замедлений поезда.

вления движения. С грузом связан стержень с пером, записывающий на ленте отклонения. На фиг. 11 показан отрезок такой диаграммы, на которой видны записи четырех электромарок: пути, времени, торможения и отпуска.

Груз до торможения удерживается нажимом электромагнита, ток которого прерывается действием тормозной марки.

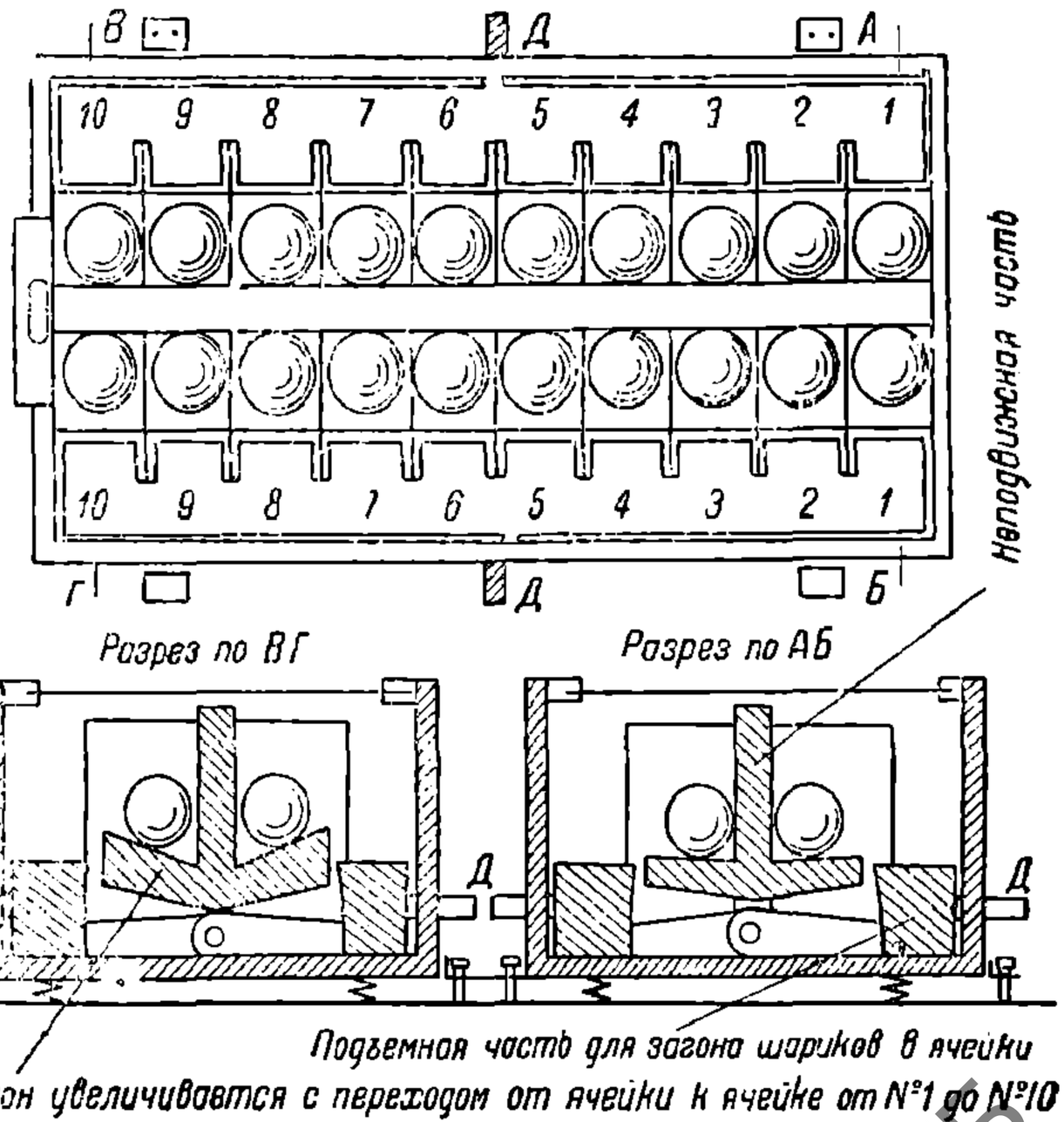
НТБ ДНУЖТ



Фиг. 11. Отрезок диаграммы записанной измерителем толчков.

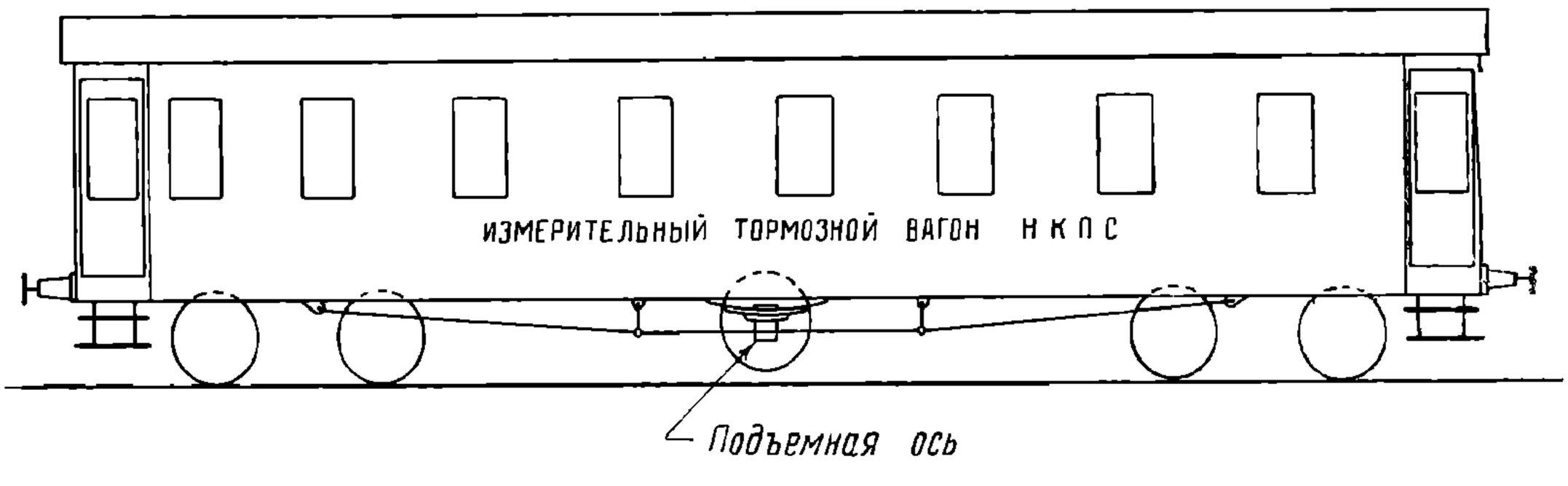
Для определения силы толчков применяется также приспособление, состоящее из ряда ячеек (около 10) с наклонными донышками, на которых лежат стальные шарики, причем угол наклона в каждой следующей ячейке больше угла предыдущей (фиг. 12). Эти ячейки двусторонние с открытыми выходами в сторону движения поезда и против движения. Чем сильнее толчок или рывок, тем большее число шариков выпадает из прибора в ту или в другую сторону. Этим определяется степень силы реакции.

На фиг. 13 представлен внешний вид измерительного вагона НКПС для испытания тормозов. Вагон имеет



Фиг. 12. Шариковый измеритель реакций.

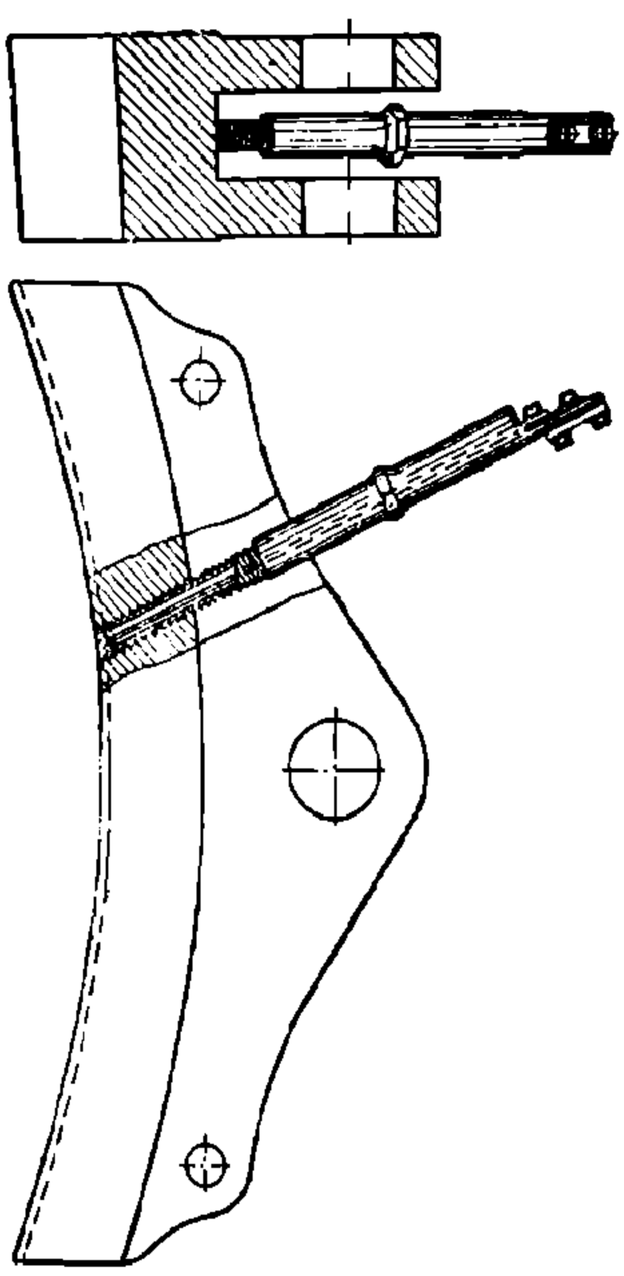
кроме четырех поддерживающих осей тележек еще посредине пятую ось, подъемную, которая опускается помощью электромотора изнутри вагона во время испытания тормозов. От нее идут передачи к измерительным приборам. Такая ось должна быть нетормозной, чтобы она точно без проскальзывания



Фиг. 13. Измерительный вагон.

передавала скорость вращения и величину пройденного пути регистрирующим приборам.

Для определения величин сил нажатия колодок, величины тангенциальной силы трения колодок и величины сил буферных реакций имеются специальные жидкостные динамометры и самопишущие к ним аппараты.



Фиг. 14. Тормозная колодка с термоэлементом.

Для измерения температуры нагрева колодок применяется термоэлемент (фиг. 14).

После опытов полученный материал обрабатывается, составляются таблицы и диаграммы, которые систематизируются для отчетов и затем изучаются для определения характеристики тормоза.

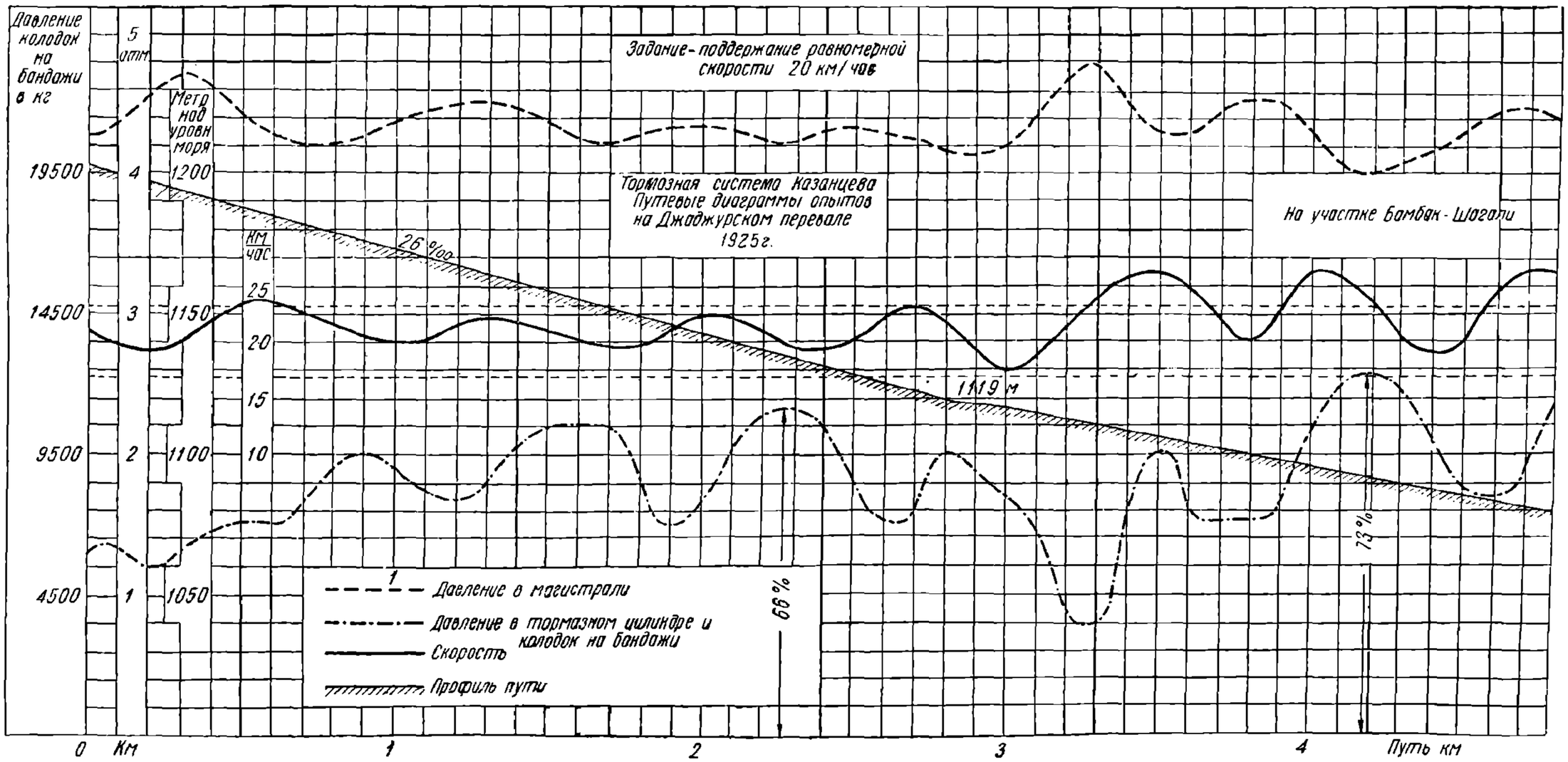
Образцом общей сводной диаграммы работы тормоза системы Казанцева на участке Бамбак-Шагали Закавказской ж. д. может служить диаграмма, показанная на фиг. 15. На ней имеются линия давлений воздуха, линия скорости и профиль пути. Для каждого измерения слева имеется свой масштаб. Чаще однако на диаграммах ограничиваются только линиями давлений воздуха и марками времени, торможения и пр., а остальные диаграммы вычерчиваются особо.

§ 3. Стационарные испытания

Под стационарными испытаниями подразумевается испытание тормозов в поездах на стоянке или же на особой групповой станции, представляющей собой тормозную воздушную сеть целого поезда с аппаратурой, но без рычажных передач.

При поездных испытаниях на стоянке поезд разделяется пополам и обе половины ставятся на смежных путях так, чтобы хвост поезда стал рядом с паровозом (фиг. 16), а разъединенная середина поезда снабжается пролетной магистральной трубой, чтобы получить непрерывную магистраль. Затем снаружи на междупутье устанавливаются столы с измерительными приборами в разных намеченных местах поезда, к ним подводятся гибкие тонкие рукава от магистрали, от тормозного цилиндра, запасного резервуара и от других элементов тормоза данного вагона; затем проводится электрическая связь и делаются почти все те же испытания внутреннего состояния тормоза, что и в пути; отсутствуют только показатели внешней работы тормоза. Такие испытания производятся обычно предварительно перед поездными испытаниями или в промежутках между ними для всестороннего изучения пневматической стороны тормоза,

НТБ ДНУЖТ

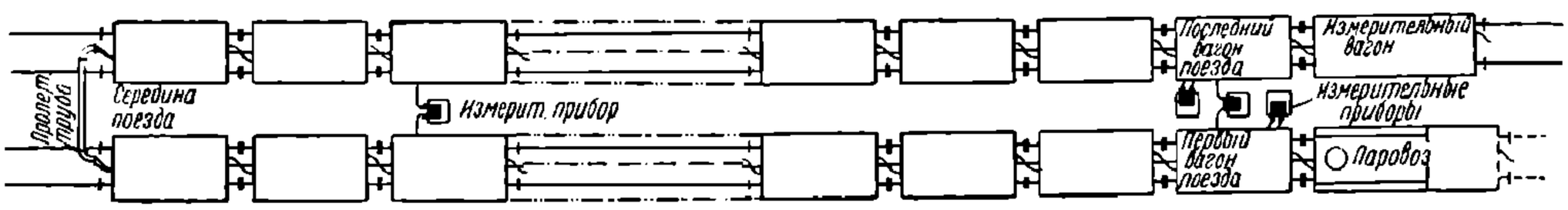


Фиг. 15. Обработанная общая диаграмма работы тормозов в пути.

НТБ ДНУЖТ

на что требуется много времени и нужно делать большие выдержки, например для определения степени неистощимости тормоза, для проверки выполнения ступенчатого торможения и отпуска, выполнения условий чувствительности и нечувствительности, т. е. мягкости тормоза, и т. п.

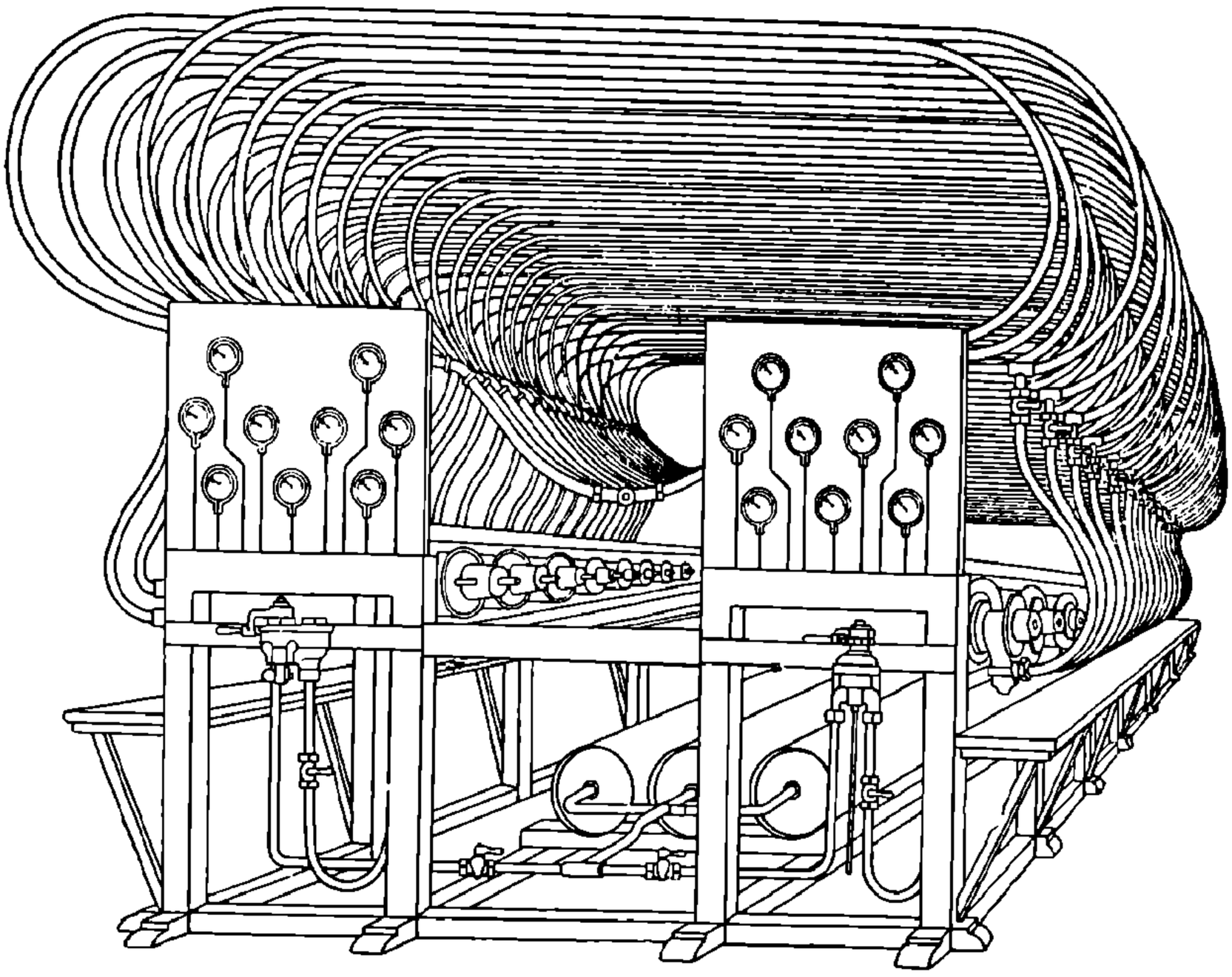
Более серьезные стационарные опыты производятся на специальной групповой тормозной станции (фиг. 17), которая представляет собой батарею, состоящую из стольких рядов согнутых овалом труб, сколько вагонов в поезде, при этом длина каждой



Фиг. 16. Расположение опытного поезда при стационарных испытаниях.

трубы равна длине вагона, а отдельные трубы соединены между собой гибкими рукавами, представляющими междувагонные соединения. Тормозные цилиндры и воздухораспределители расположены на особой станине под батареей труб и соединяются с последними отростками подобно тому, как на подвижном составе. В общем на небольшой площади воспроизводится тормозная магистраль длинного поезда со всей аппаратурой и приборами управления и манометрами для измерений.

Управление всеми тормозами может производиться с левой или с правой фронтовой стороны групповой станции, тогда соответственно эта сторона будет представлять собой голову, а другая сторона в это время служит хвостом поезда. Выходы штоков



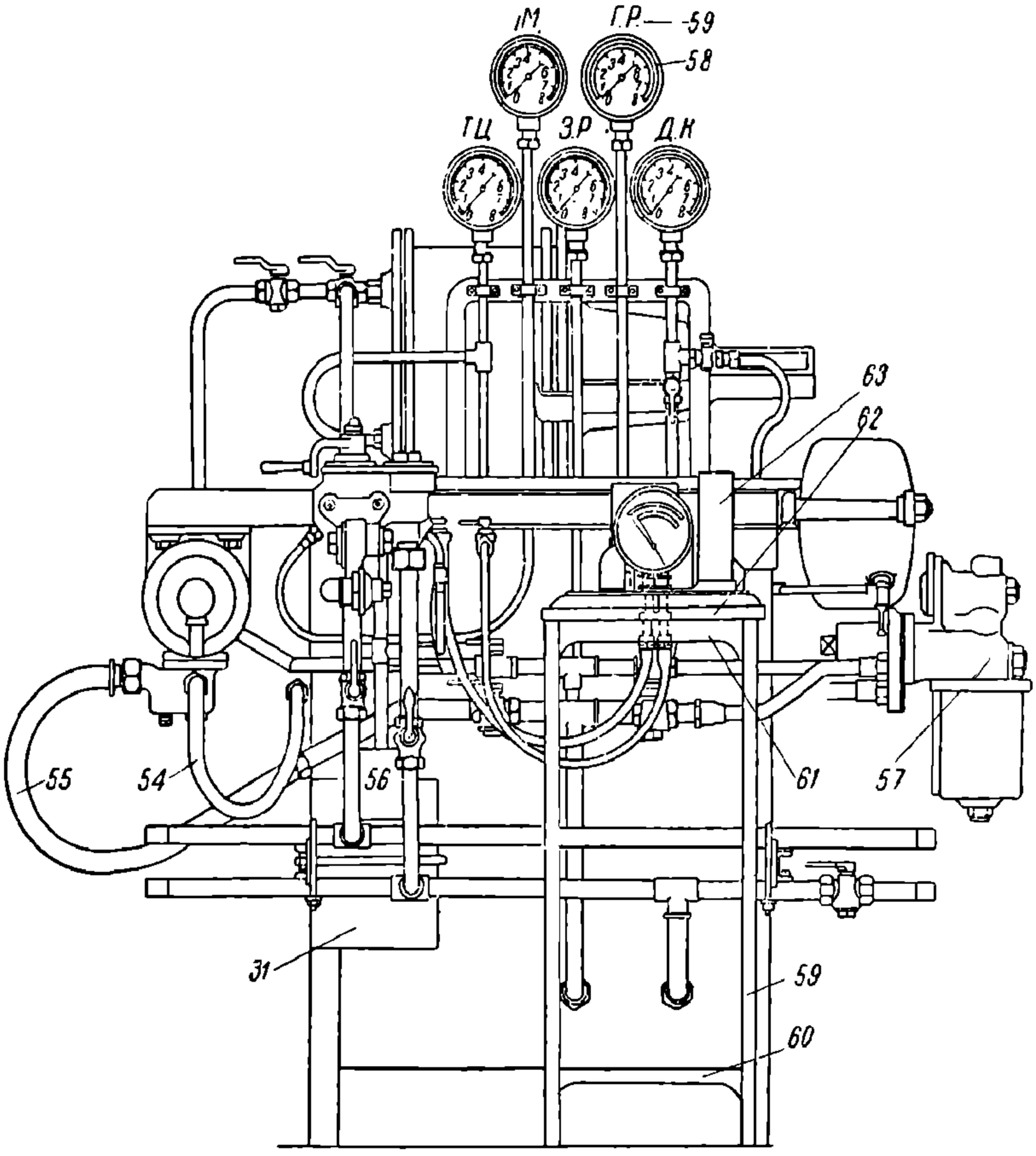
Фиг. 17. Групповая лабораторная станция для испытания тормозов.

поршней тормозных цилиндров во время торможения (или их уход в цилиндры) показывают порядок и последовательность работы тормоза, т. е. распространение тормозной волны.

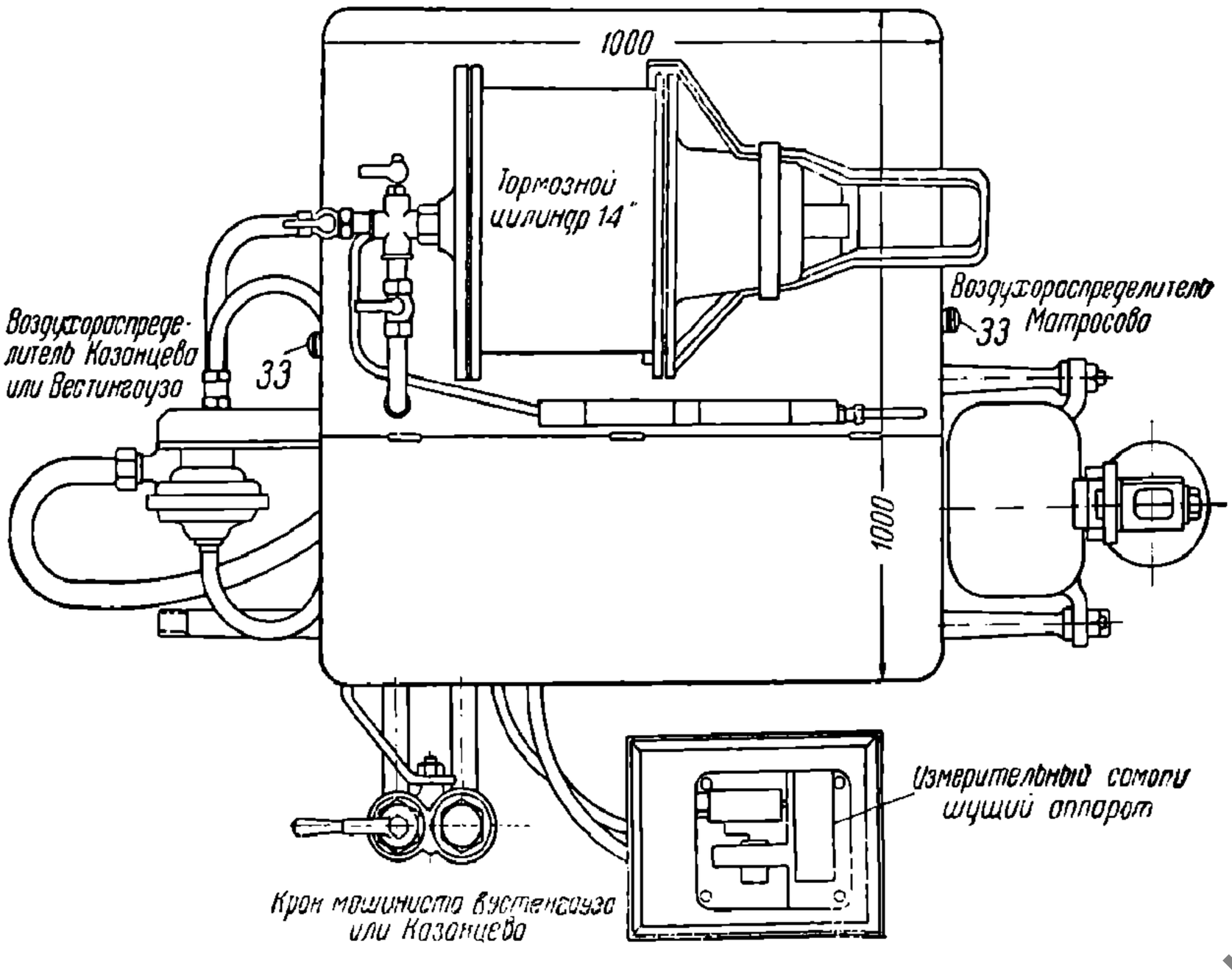
На такой станции производится тщательное и очень длительное изучение тормоза с целью определения его внутренних качеств или выявления недочетов; тут же вносятся коррективы, после которых снова испытывают тормоз, и т. д. Групповая станция служит также и для приемки тормозов, выпущенных заводом.

НТБ ДНУЖТ

Общий вид спереди



Общий вид сверху



Фиг. 18. Индивидуальный испытательный стол.

НТБ ДНУЖТ

Для индивидуального испытания воздухораспределителей и кранов машиниста имеются особые испытательные индивидуальные тормозные столы. Образец такого стола конструкции автора показан на фиг. 18. Эти столы предназначаются для испытания вышедших приборов из ремонта или для учебных целей и для работ в лабораториях. Каждый стол представляет собой как бы отдельную тормозную единицу с краном машиниста, с манометрами, с приспособлением для регулировки величины выхода штока поршня из тормозного цилиндра и пр. При таких столах должны находиться на особых подставках измерительные самопищущие аппараты для снятия и хранения в архиве паспортов отдельных воздухораспределителей. Эти паспорта представляют собой куски лент с диаграммными записями изменений давлений в тормозном цилиндре, в запасном резервуаре и в магистрали во время торможения, отпуска тормоза и при других характерных манипуляциях.

НТБ
ДНУЖТ

Глава вторая

ПНЕВМАТИКА ТОРМОЗНОЙ МАГИСТРАЛИ

§ 4. Воздушная и тормозная волны

Темпы падения давления в магистрали

В первой части «Тормоза» (§ 2 и 4) описывается достаточно подробно (а выше в § 1 в общих чертах), как приводятся в действие тормоза и как протекают процессы торможения. Здесь исследуем этот вопрос подробно. При повороте ручки крана машиниста в тормозное положение магистраль сообщается через этот кран с атмосферой, и в ней происходит процесс последовательного движения волны падения давления воздуха по направлению от крана машиниста к концу магистрали с определенной скоростью. Этот процесс называется воздушной волной, а скорость его распространения в магистрали — скоростью воздушной волны, которая равна частному от деления длины магистрали на число секунд от момента поворота ручки крана машиниста до момента начала падения давления в конце магистрали.

Вслед за воздушной волной сейчас же начинается общее падение давления в магистрали вследствие течения воздуха к открытому отверстию крана машиниста. Известно, что каждый отдельный тормоз начинает работать лишь тогда, когда воздушная волна не только достигнет его, но и создаст некоторый достаточный темп падения давления, необходимый для того, чтобы вызвать действие воздухораспределителя.

Темпом падения давления в данной точке магистрали называется величина этого падения в единицу времени — *ат/сек* или *ат/мин*.

Как сказано, темпы падения давления, достигнув определенной величины, вызывают действие воздухораспределителей, а эти последние — действие тормозов. Последовательное распространение действия тормозов вдоль поезда называется тормозной волной.

Из этого следует, что за воздушной волной идет тормозная волна, очевидно, с меньшей скоростью, чем скорость воздушной волны.

Скорость тормозной волны равна длине магистрали, деленной на время, с момента поворота ручки крана машиниста до момента начала действия тормоза, находящегося в конце магистрали. Началом действия тормоза считается первое появление воздуха в тормозном цилиндре, что обнаруживается по манометру или по выходу штока поршня.

Ввиду большой длины магистрального трубопровода характер падения давления воздуха в точках, отстоящих на разных расстояниях от крана машиниста, неодинаков: это падение тем медленнее, чем дальше отстоит рассматриваемое место, что в свою очередь влияет на запаздывание работы тормоза.

Опыты, предпринятые Гильдебрандтом в Германии и опубликованные им в книге «Die Entwicklung der selbsttätigen Einkammer-Druckluftbremse», 1927 г. с целью изучения пневматики магистрали, показывают, что темпы падения давления в разных точках магистрали зависят от высоты зарядного давления, от величины диаметра трубы,

НТБ ДИИЖТ

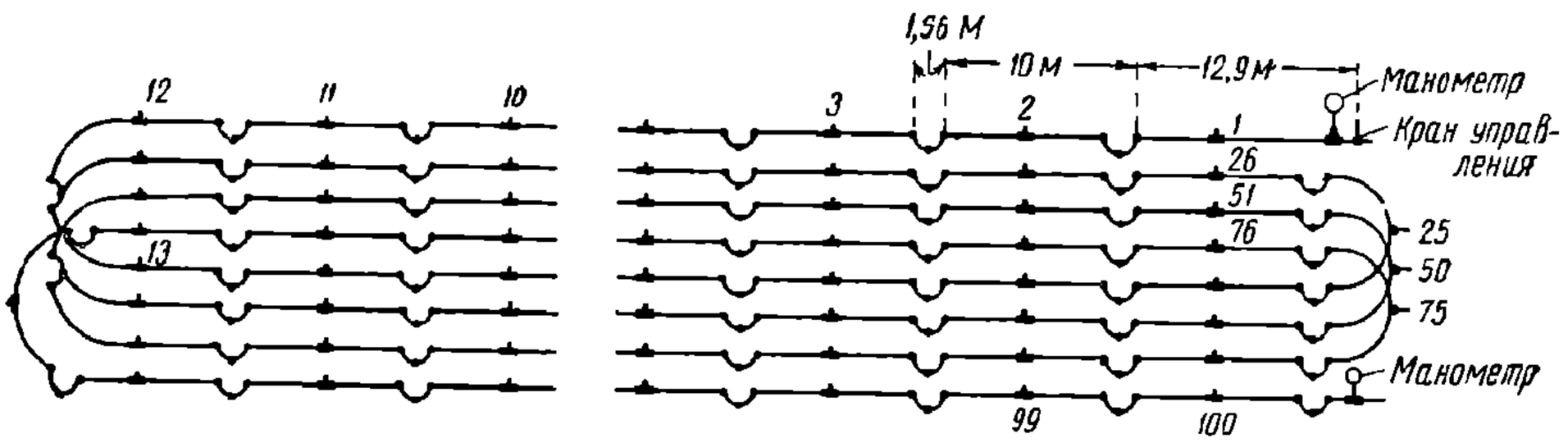
от длины магистрали, от способа снижения давления в ней и от вредных объемов, образуемых приключенными ветвями к ней.

Эти же опыты показали, что, с другой стороны, воздушная волна распространяется с постоянной скоростью независимо от способа разрядки магистрали и от высоты первоначального давления воздуха в ней, наконец эти опыты хорошо отражают картину распространения по трубопроводу темпов падения давления и т. д.

Ввиду важного значения всех указанных явлений для тормозной практики мы приводим ниже описание и подробные результаты названных опытов, обстановка которых была следующая: весь магистральный трубопровод, имеющий длину около 1 160 *м*, так был проведен в помещении, что с места управления краном можно было наблюдать за работой прибора не только первого вагона, но также 25, 50, 75 и 100-го.

Здесь под словом «вагон» подразумевается участок опытной магистрали, заканчивающийся гибкими рукавами, длина которого соответствует одному вагону.

Для сообщения магистрали с атмосферой, т. е. для разрядки ее, употреблялся простой двухходовой кран, живое сечение которого равнялось живому сечению трубы. Но когда нужно было при испытаниях выпускать воздух через малые отверстия, то в конец крана ввертывалась специальная шайба с соответствующим отверстием. Ручка крана была снабжена электрическими контактами, которые



Фиг. 19. Специальный магистральный воздухопровод для изучения воздушной волны.

замыкали ток для приведения в действие электромагнитных перьев на измерительных приборах, присоединенных к магистрали; эти перья отмечали на лентах марки в моменты открытия крана. На тех же лентах контактные часы отбивали секунды, а индикаторы, соединенные с магистралью, одновременно записывали кривые изменения давлений в ней. Таким образом получались диаграммы работы магистрали в разных ее точках. Затем при обработке этих диаграмм все кривые можно было привести к одной начальной ординате времени. При этих опытах применялись измерительные самопишущие приборы такого же типа, какие применяются для опытов над тормозами (§ 2). Пуск ленты в ход в этих аппаратах происходил путем электрической передачи в момент открытия крана, т. е. при повороте его ручки.

Схема магистрали, на которой были получены волновые характеристики, представлена на фиг. 19. Она изображает искусственную магистраль поезда, состоящего как бы из одного локомотива и 100 двухосных вагонов, включая сюда и тендер. Магистраль от места машиниста до первого вагона, т. е. магистраль одного тендера, имеет длину 7,9 *м*. Магистраль каждого вагона состоит из железной трубы диаметром 25,4 *мм*, длиной 10 *м* и из междувагонных гибких рукавов на обоих концах. Длина рукавов, включая оба концевых крана, равна 1,56 *м;* эти размеры соответствуют германским вагонам; магистраль наших двухосных вагонов измеряется от соединительной головки гибкого рукава на одном конце до такой же головки на другом конце (8 *м*). Загибы труб по схеме сделаны такого радиуса, что сопротивлениями движения воздуха в них практически можно пренебречь. Длина всей магистрали по точному измерению равна 1152,34 *м*.

Результаты снятых диаграмм изображены на фиг. 20—27. Они представляют кривые давлений в функции времени, заснятые на 25, 50, 75 и 100-м вагонах магистрали. Начальное зарядное давление показано на диаграммах. Кран во время

РГБ ДНЭКТ

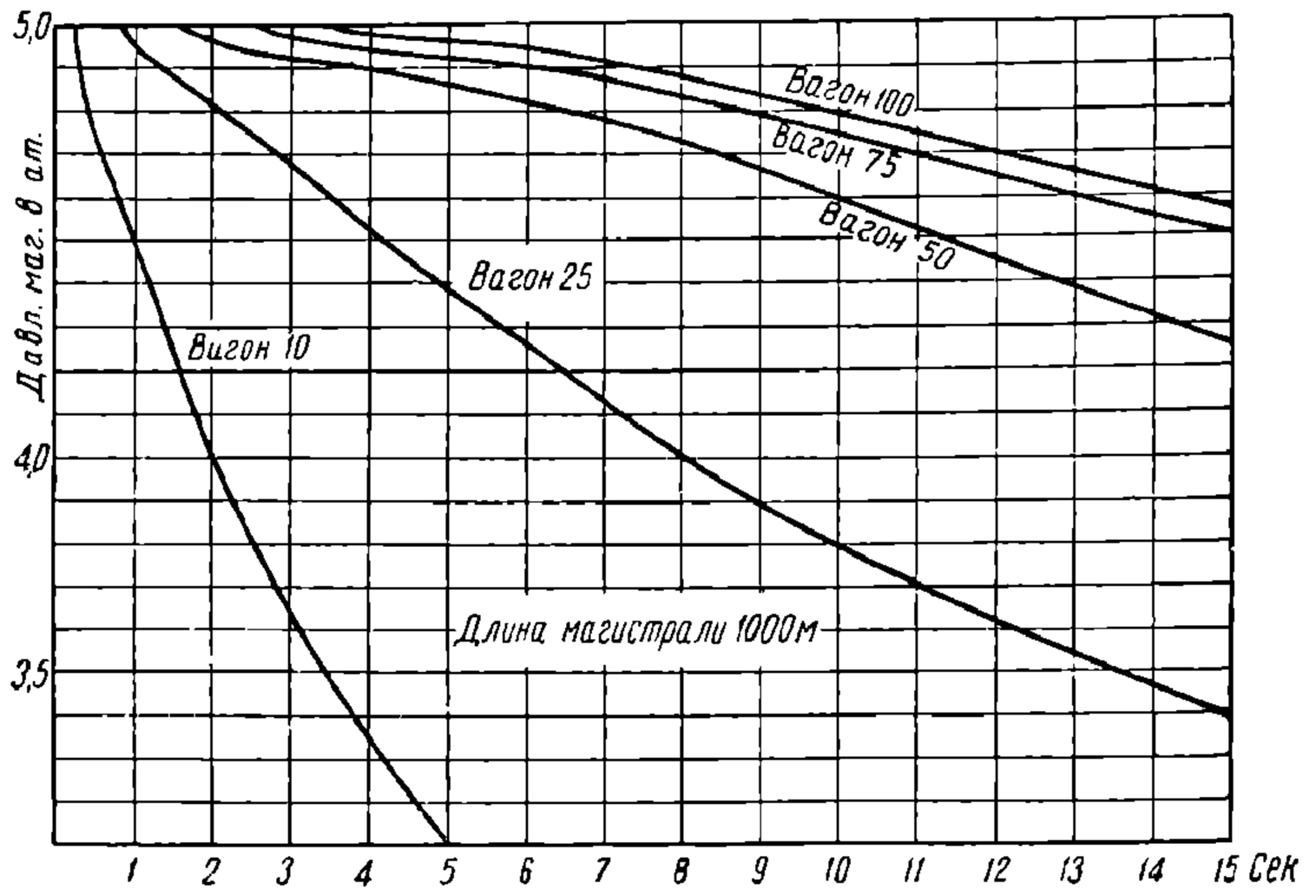
опытов открывался сразу полностью, поэтому падение давления в магистрали соответствует экстренному торможению за исключением одного опыта разрядки через малое отверстие.

Прежде всего надо обратить внимание, что распространение начальной фазы падения давления, т. е. распространение воздушной волны, проходит с постоянной скоростью через весь поезд. Так как эта волна проходит всю магистраль длиной 1152,34 *м* в 3,52 сек., то скорость ее равна 327 *м/сек.* Эта цифра очень близка к той, которая получилась ниже по формулам (13), выведенным на основании теоретических соображений.

Рассматривая диаграммы, мы видим, что скорость воздушной волны остается постоянной при различных способах снижения давлений как через широкое, так и узкое отверстие (фиг. 20 и 25), а также при различной длине магистрали, что видно из фиг. 20, соответствующей длине 100 вагонов, и фиг. 23, на которой изображены диаграммы для длины магистрали в 75, 50 и 25 вагонов. Из обеих последних фигур видно, что при любой общей длине поезда волна доходит до 10, 25, 50 и 70-го вагонов с одинаковой скоростью.

Все это в точности подтверждается также выведенной ниже формулой (12).

Темпы же падения давления в разных местах поезда очень различны. До 10-го вагона давление падает быстро, а к концу поезда замедляется и становится все более однородным, например у 100-го вагона имеется тот же темп, что и у 75-го вагона, ввиду чего линии на диаграмме для этих вагонов почти параллельны и разница в давлениях сравнительно незначительная.

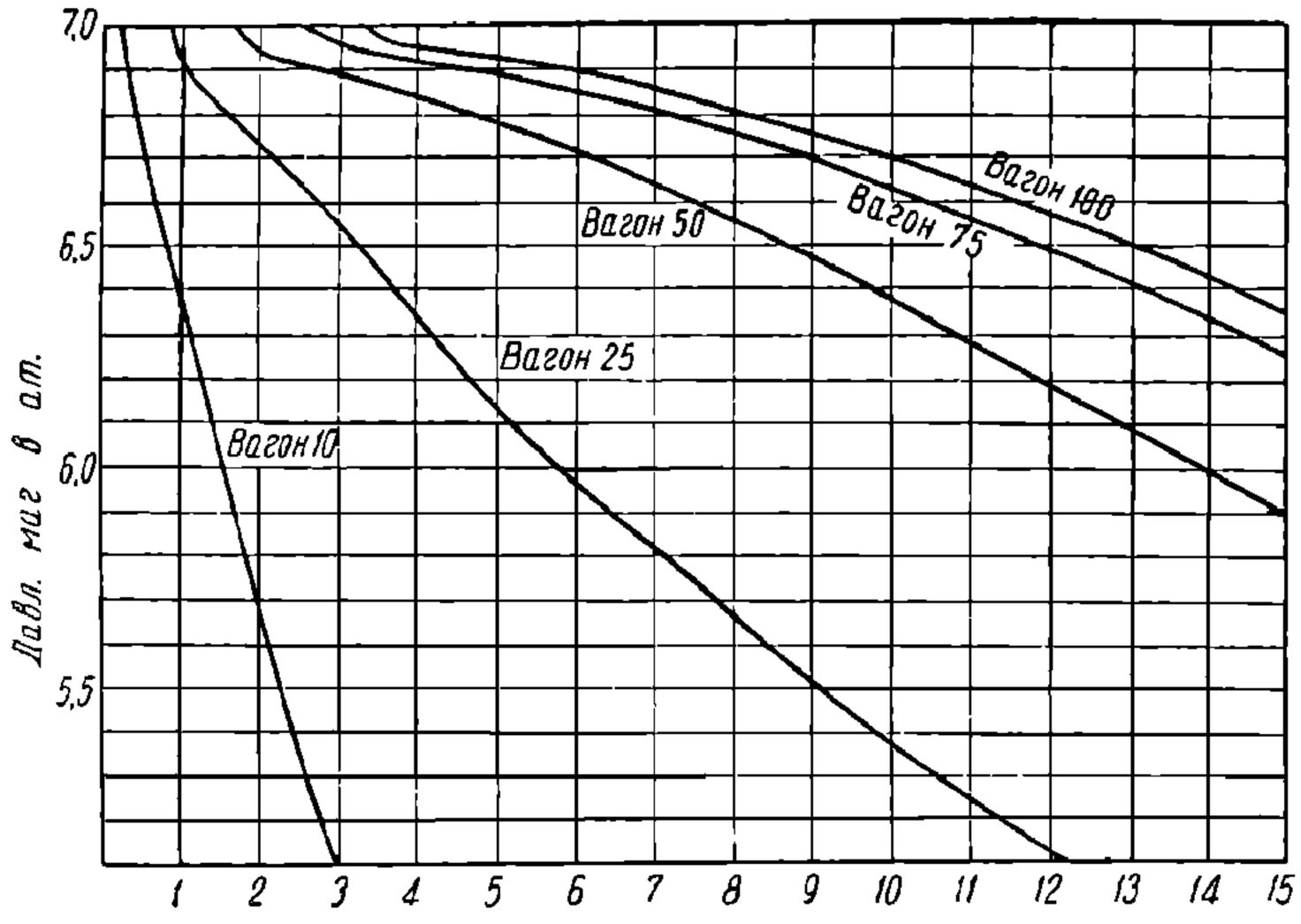


Фиг. 20. Разрядка магистрали через открытый полностью кран Длина магистрали 1 160 *м.*, первоначальная зарядка 5 *ат.*

Представляет собой большой интерес картина распределения темпов падения давления в магистрали, так как от этого зависят тормозная волна и характер работы тормоза, что видно на диаграмме фиг. 24, на которую перенесены данные из диаграммы фиг. 20 распределения давления в магистрали в различные моменты времени. Эта диаграмма показывает темпы падения давления, которые образуются в магистрали в конце 1, 2, 3, 4 и 10 сек., а также предположительно (изображено пунктиром) в конце 0,25 и 0,5 сек. При открытии крана давление в самом начале магистрали начинает падать немедленно до критической величины, соответствующей истечению воздуха из отверстия. Начальные моменты падений давлений распространяются по магистрали с постоянной скоростью до конца магистрали — это есть воздушная волна. Темпы же падений становятся тем медленнее, чем дальше от начала магистрали рассматриваемое поперечное сечение. Через 0,25 сек. от момента начала разрядки волна достигла 8-го вагона. На этом участке кривая давления круто падает. По истечении 1 сек. волна достигла 32-го вагона; от этого вагона до начала магистрали кривые падают тоже круто. Совершенно иная картина по истечении 4 сек., когда волна уже достигла конца магистрали, т. е. там началось падение давления: так как в конце магистрали отсутствуют приток воздуха и напор его, то имеющийся там воздух не стремится так интенсивно двигаться к переднему концу, как в передней части магистрали, где он имеет достаточно большую скорость и испытывает напор сзади наперед. Вследствие этого давление в задней части магистрали изменяется почти равномерно по длине

НТБ ДНУЖТ

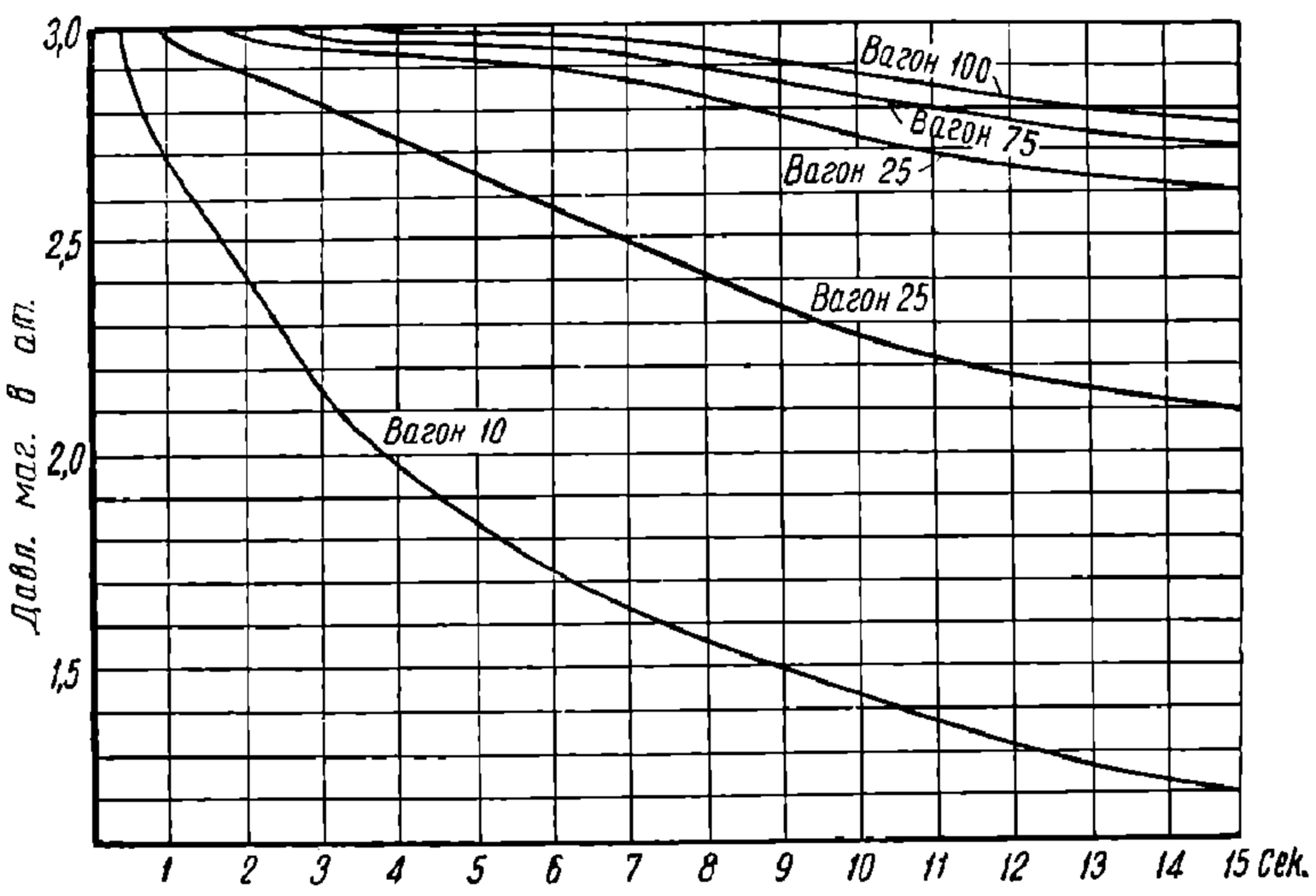
ее, тогда как в передней части, начиная с 25-го вагона, это давление изменяется очень быстро и тем быстрее, чем ближе к переднему концу магистрали. В общем вся картина течения линий на диаграмме напоминает водослив с подпором, переходящим на большом расстоянии в линию общего равномерного падения.



Фиг. 21. Разрядка магистрали через открытый полностью кран при зарядном давлении 7 *ат*.

Фиг. 21 показывает падение давления в отдельных местах магистрали, исходя из начального зарядного падения давления в 7 *ат*, а фиг. 22 — падение давления, исходя из зарядки в 3 *ат*. В этих случаях обнаруживается большая разница в темпах падения: при зарядке высоким давлением темпы падения давления во время разрядки магистрали более быстрые. Это имеет положительное значение для скоростных тормозов, в которых, как известно, тормоза заряжаются повышенным давлением, например 6 или 7 *ат*. Влияние диаметра выпускного отверстия в кране машиниста на величину темпов падения давления в магистрали показано на фиг. 25. При отверстии диаметром в 5 *мм* темпы падения давления, особенно в начале магистрали, сильно уменьшаются.

Наконец, рассматривая фиг. 23, замечаем, что темпы падения давления в магистрали тем медленнее для одних и тех же расстояний от крана машиниста, чем длиннее поезд.



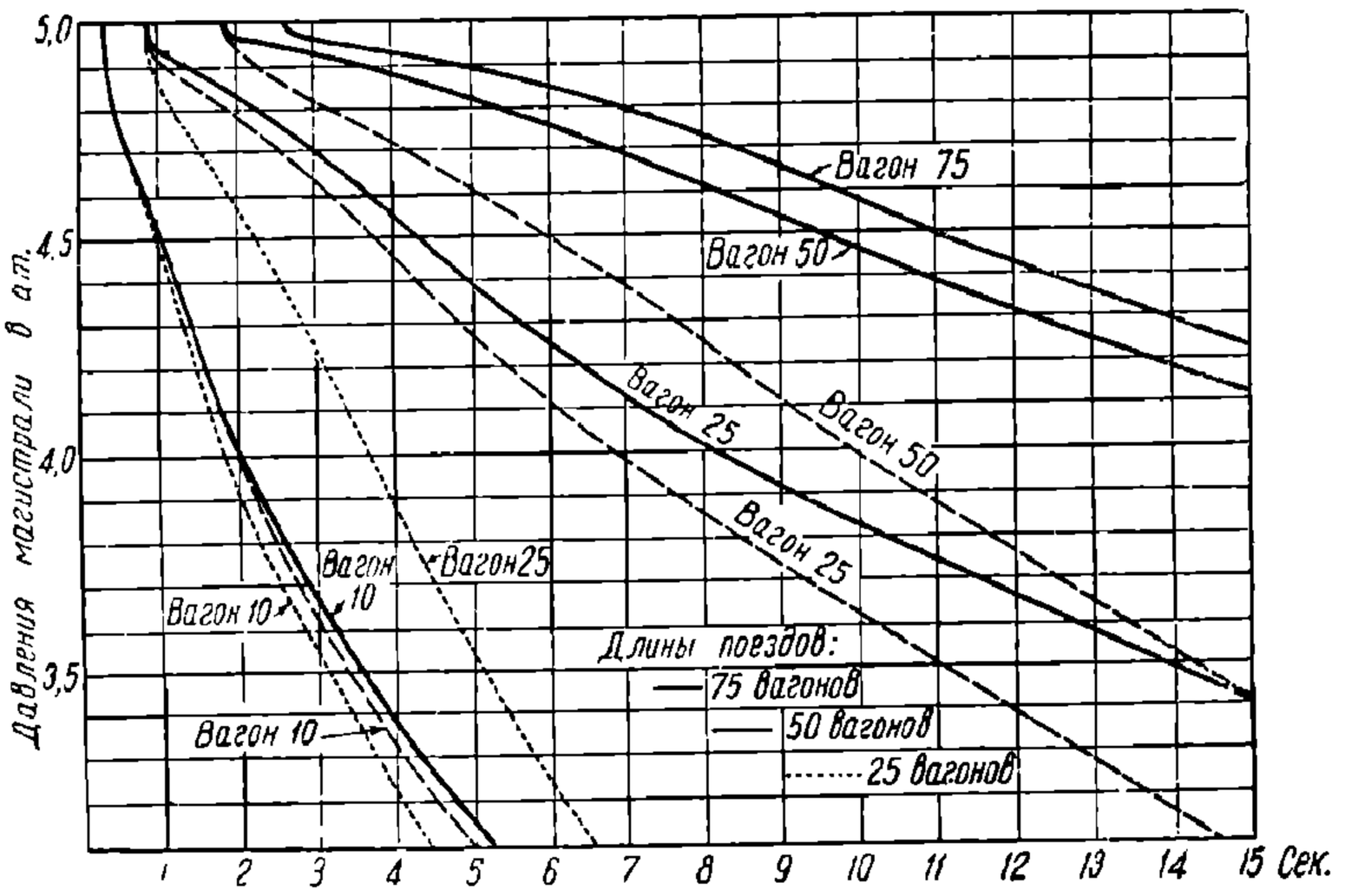
Фиг. 22. Разрядка магистрали через открытый полностью кран при зарядном давлении 3 *ат*.

Скорость воздушной волны, а в особенности темпы падения давлений воздуха значительно замедляются от наличия „вредных пространств“ в магистрали, т. е. тех побочных объемов, которые образуются в отростках к воздухораспределителям, стоп-кранам, а также в разветвлениях магистрали на концах вагонов, когда предусмотрены двойные междувагонные рукава по одному с каждой боковой стороны для облегчения и для возможности соединения их после поворачивания вагонов, как это сделано на вагонах метрополитена. На фиг. 26 показана диаграмма распространения воздушной волны в магистрали, когда к ней на каждом вагоне в точках *1*, *2*, *3*,..., *100* (фиг. 19) присоединены отростки труб длиной по 2 *м* того же диаметра, закрытые на концах. Воздушная волна (фиг. 26) достигает в этом случае последнего вагона через 4,2 сек., тогда как при чистой магистрали без отрост-

НТБ ДПУЖТ

ков (фиг. 20) волна доходит до последнего вагона в 3,6 сек., а падение давления в хвосте—на 0,2 *am* получается через 11,2 сек. (фиг. 26), тогда как при чистой магистрали это падение получается через 9,8 сек. (фиг. 20).

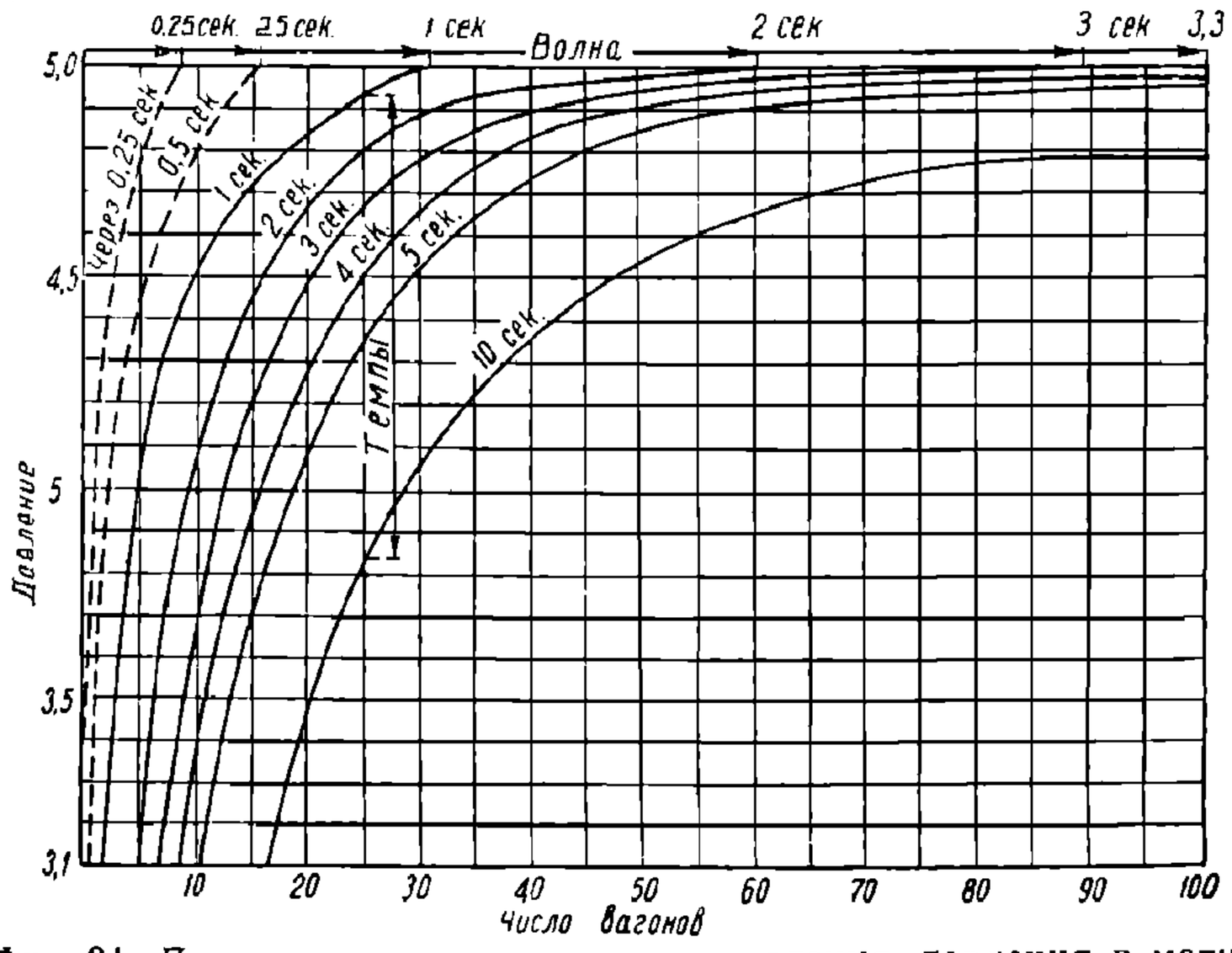
Ввиду этого рекомендуется по возможности не делать ответвлений, а те, которые безусловно необходимы, делать по возможности короче.



Фиг. 23. Разрядка магистрали через открытый полностью кран при различных длинах магистрали.

Довольно большое влияние на замедление волны и уменьшение темпов падения давления оказывает вредный воздух, поступающий из воздухораспределителей (или из тройных клапанов) в начале работы при движении распределительных поршней в сторону магистрали; этими движениями вталкивается в магистраль некоторый объем воздуха со стороны каждого прибора, и в массе при наличии большого числа приборов это дает весьма большое количество сжатого воздуха, поступающего в магистраль.

К этому присоединяется еще некоторое количество такого же вредного воздуха, проникающего в магистраль перед началом движения распределительного поршня из запасного резервуара или из дополнительной или золотниковой камеры (в тормозе Матросова) через питательные канавки, как только давление в магистрали начинает понижаться.

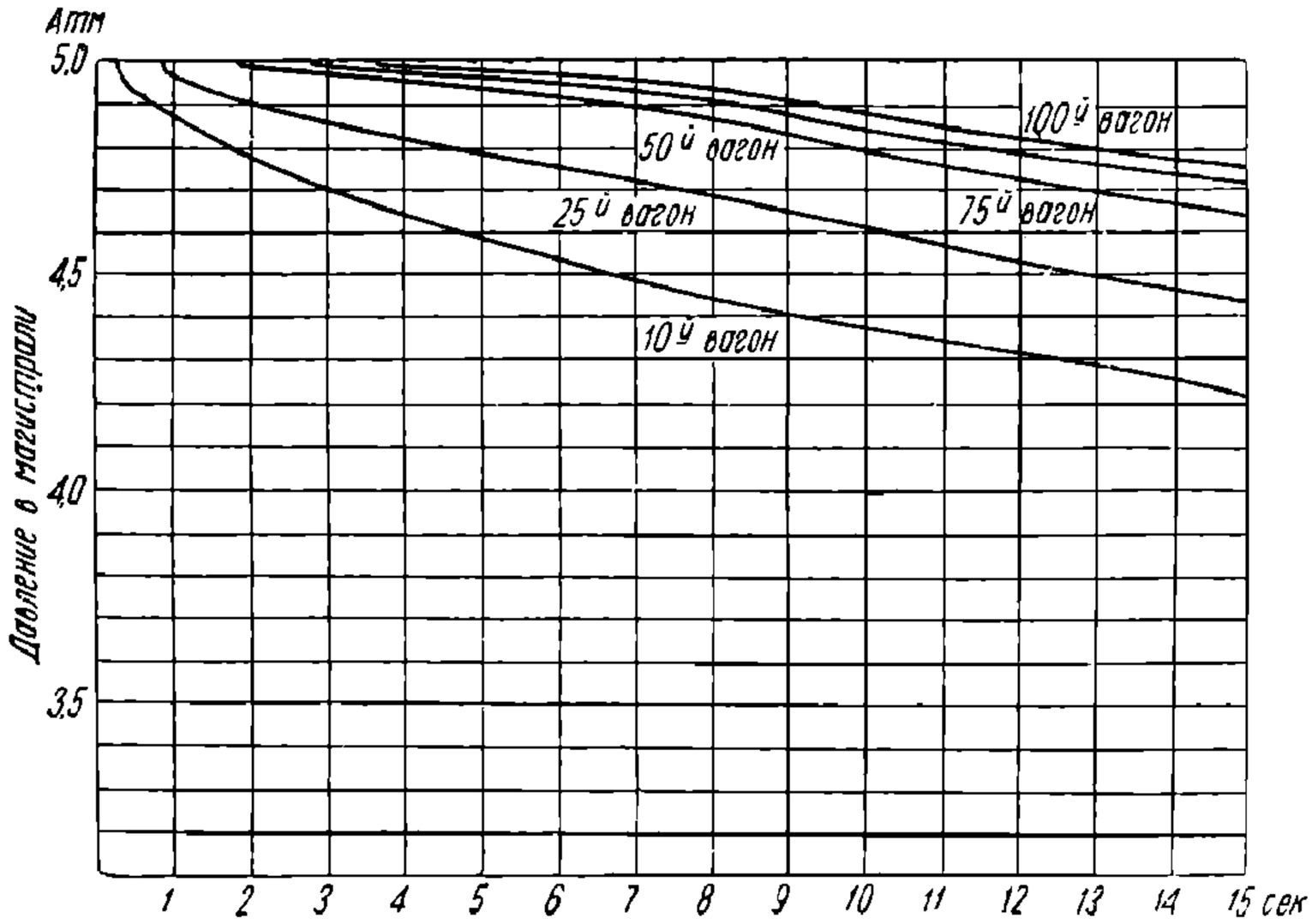


Фиг. 24. Диаграмма изменения темпов падения давления в магистрали в разных местах длины поезда через означенные на линиях промежутки времени от начала торможения.

Влияние этих двух вредных притоков воздуха к магистрали на понижение давления в ней видно из диаграммы на фиг. 27. Рядом с этими кривыми проведены для сравнения пунктирные кривые, полученные при выключенных тройных клапанах. Время распространения воздушной волны, как это видно на диаграмме (точки *a*, *b*, *c*, *d*, *e*), равно 5,3 сек., тогда как при выключенных приборах оно равно 4 сек., при этом темп падения давления в последнем вагоне настолько мал, что даже трудно установить точно начальную точку падения. При таких слабых темпах могут не притти в действие тормозные приборы последних вагонов, ввиду чего всегда предусматривается в устройстве воздухораспределителей товарного типа служебная дополнительная разрядка магистрали.

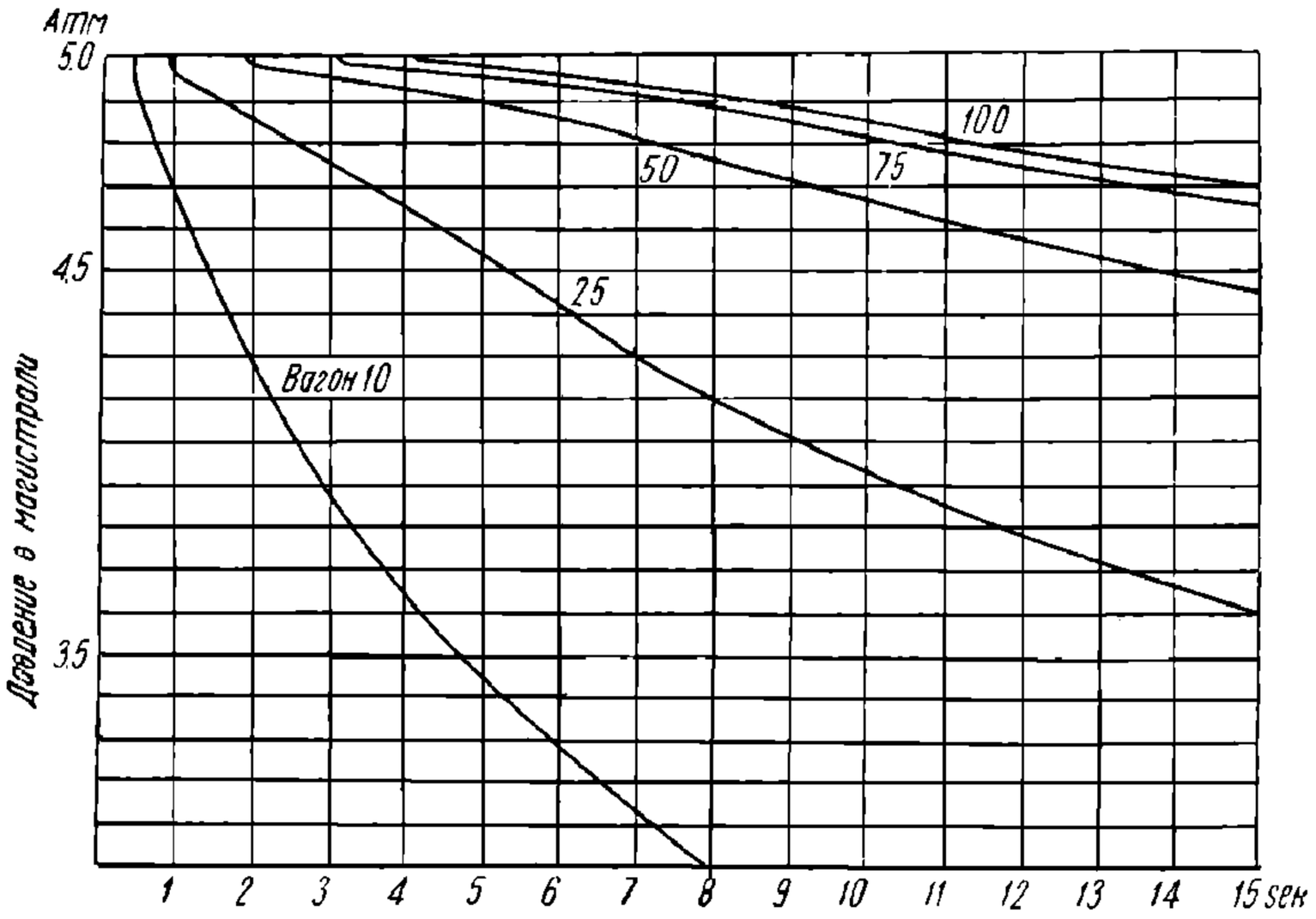
РГБ ДНУЖТ

Тормозная волна имеет скорость меньше, чем воздушная. Это видно из фиг. 28, на которой дана диаграмма совместной работы магистрали и тормозного цилиндра товарного тормоза. На ней видно, что воздушная волна достигла конца поезда в 4,5 сек., а тормозная волна—в 7,5 сек. при длине магистрали 1 160 *м* (100 немецких вагонов). Надо принять во внимание, что торможение происходит со служебной дополнительной разрядкой магистрали, т. е. с забором воздуха из магистрали в объеме около 0,5 *л* у каждого воздухораспределителя в моменты начала действия их. На высоте линии магистрального давления на диаграмме эта дополнительная разрядка не отразилась ввиду ее малой величины, тем более, что она главным образом компенсирует встречное действие вредного воздуха, выталкиваемого поршеньками приборов в магистраль, и отчасти от перепуска воздуха питательными канавками тех же приборов.



Фиг. 25. Разрядка магистрали через отверстие диаметром 5 *мм* при зарядном давлении 5 *ат*.

На следующей диаграмме (фиг. 29) показана работа тормоза с экстренной дополнительной разрядкой, производимой скородействующими тройными клапанами Вестингауза. Из нее видно, что движение воздушной волны, характеризующейся распространением начала падения давления вдоль магистрали, нисколько не ускорилось (сравни точку *e* на данной диаграмме с точкой *e* на диаграмме фиг. 27), но быстрота темпов падения давления после достижения воздушной волной данного места (в точках *a*, *b*, *c*, *d*, *e*) получалась одинакового порядка для всех вагонов. Такие темпы всегда сразу приводят в действие тормозные приборы, ввиду чего скорость тормозной волны очень близко приближается по величине к скорости воздушной волны (подробнее об этом см. § 10).



Фиг. 26. Разрядка магистрали, объем которой увеличен путем присоединения отростков длиной по 2 *м*.

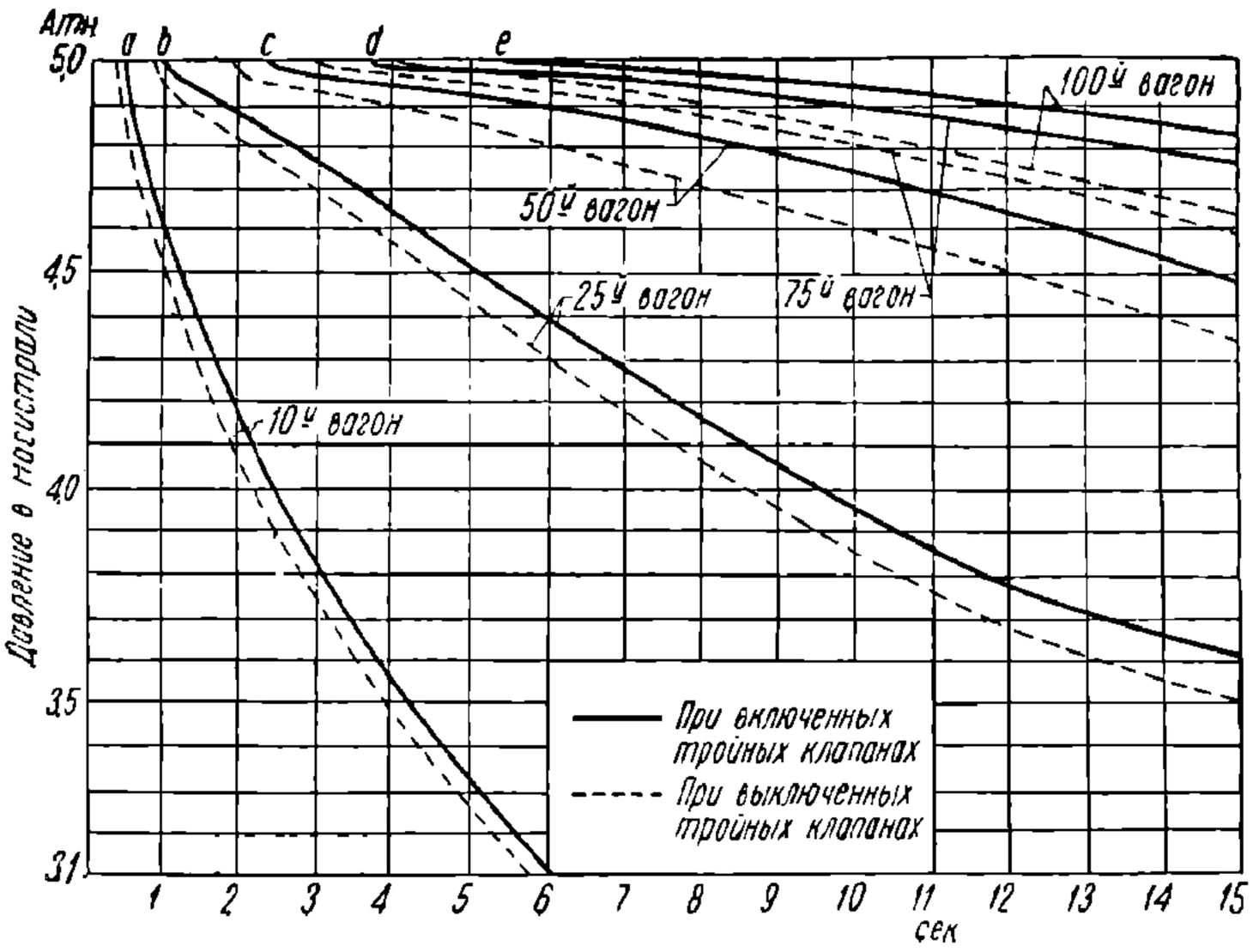
§ 5. Теоретическая скорость воздушной волны

Магистральный трубопровод в процессах управления тормозом, будучи заряжен сжатым воздухом, остается все время замкнутым на одном конце, в то время как на другом производится выпуск воздуха в атмосферу при тормо-

НТБ ДИИЖТ

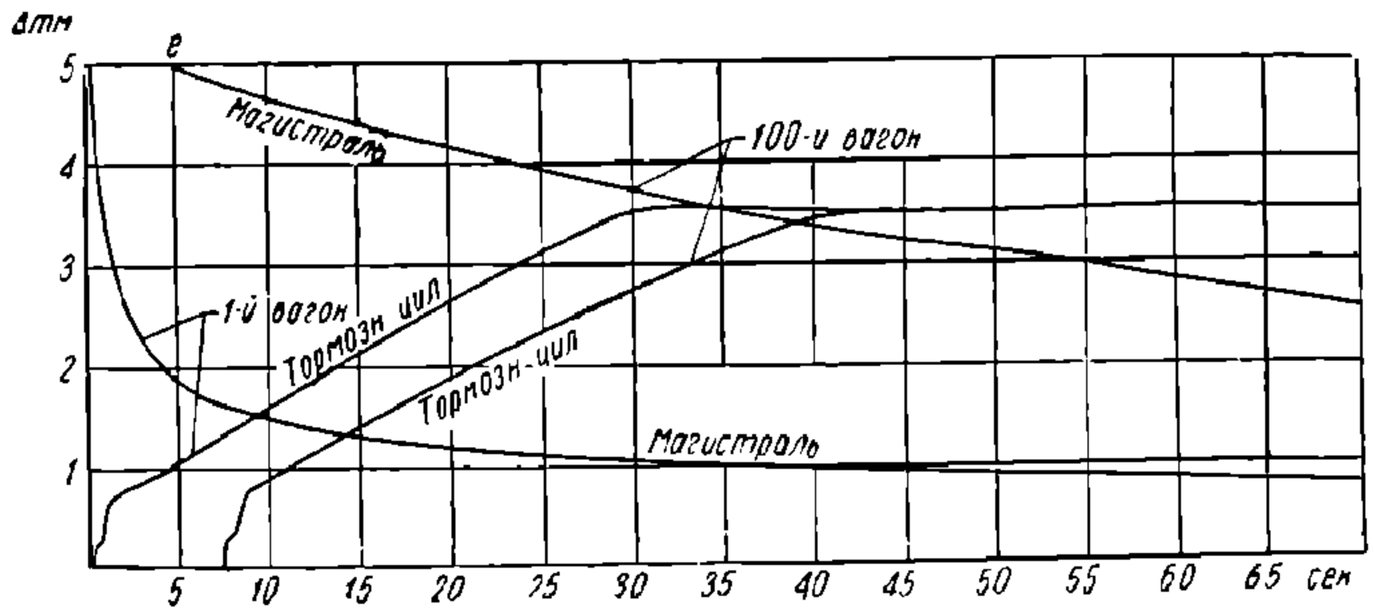
жении или пополнение его воздухом из главного резервуара при отпуске тормоза.

Ввиду большой длины магистральной трубы и упругости воздуха изменение давления в одном ее конце не передается мгновенно в другой конец, а распространяется с некоторой определенной скоростью. Следовательно, поворачивая ручку крана машиниста на одном конце магистрали, мы получим на другом начало изменения давления не в тот самый момент, а лишь по истечении некоторого промежутка времени.

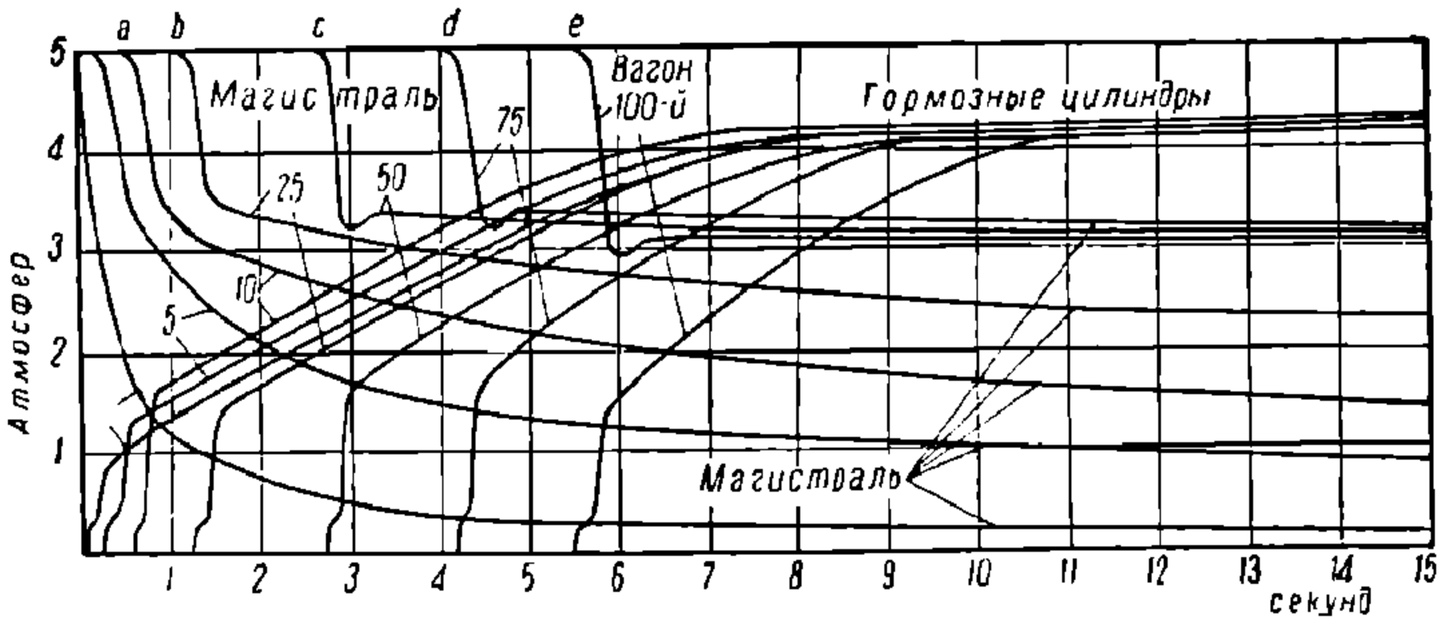


Фиг. 27. Разрядка магистрали при включенных тройных клапанах с ускорителями на всех вагонах.

Вычислим, с какой скоростью w передается начальное действие снижения или повышения давления вдоль магистрали, что и будет скоростью волны. Оговариваем, что это не есть скорость падения давления, которую мы условились называть темпом. Темп падения давления относится к данной точке магистрали, а воздушная волна пробегает через все точки магистрали в виде последовательно начинающегося трогания с места стоящей неподвижно массы воздуха. Под воздушной волной мы разумеем поэтому бегущую вдоль магистрали начальную фазу падения давления, после чего сейчас же начинается во всех пройденных волной точках определенный темп падения давления при разрядке, или темп повышения давления при зарядке магистрали.



Фиг. 28. Диаграмма давлений воздуха в магистрали и тормозных цилиндрах товарного тормоза в поезде длиной 100 вагонов при экстренной разрядке магистрали.



Фиг. 29. Диаграмма давлений воздуха в магистрали и тормозных цилиндрах скородействующего тормоза Вестингауза в поезде длиной 100 вагонов.

Отметим еще, что тормозные приборы приходят в действие не тогда, когда пройдет мимо них воздушная волна, а тогда, когда наступит в данном месте определенный темп падения давления; если же этот темп окажется недостаточно большим, то приборы могут и не притти в действие.

Знать скорость воздушной волны нам нужно для того, чтобы знать начало падения давления в данной точке магистрали.

РТБ ДНУЖТ

Прежде чем вычислять скорость воздушной волны, нам необходимо уяснить себе следующие важные условия: 1) все явления пневматики сводятся преимущественно к превращению энергии тепла и давления воздуха в кинетическую энергию или обратно; 2) к этому обычно присоединяется отвод тепла или приток его извне, например стенки железных труб представляют собой по сравнению с воздухом громадную массу, способную аккумулировать в себе большое количество тепла; поэтому надо учитывать возможность перехода тепла к воздуху, находящемуся внутри трубы, или возможность отнятия тепла, когда температура этого воздуха вследствие различных трансформаций состояния его будет повышаться.

По этому поводу проф. Жуковский говорит, что там, где явления протекают очень быстро, будет иметь место адиабатический процесс; если явления происходят медленно, то процесс приближается к изотермическому.

Действительно, если сделать расчет, насколько снижается температура воздуха в магистрали при снижении давления например на 1,5 *ат*, то оказывается, что при условии абсолютно теплонепроницаемых стенок труб температура упала бы на 150°, но так как металлические стенки труб теплоемки и теплопроводны, то при той малой скорости движения воздуха в трубе, какая бывает при разрядке магистрали, практически полный переход тепла от стенок трубы к воздуху совершается почти одновременно с процессом падения давления в трубе. Это подтверждается расчетом и проверкой в действительности и объясняется относительно малым весом воздуха в трубе по сравнению с весом стенок последней (отношение примерно 1 : 1 500), в то время как теплоемкость воздуха 0,24, а железа 0,12 *кал/кг* °С.

В случаях же очень быстрого движения воздуха через данное сечение трубы (например при передаче колебательного движения воздуха от слоя к слою) и вообще, когда явления протекают очень быстро, тогда практически почти никакого обмена тепла между стенками трубы и воздухом на протяжении рассматриваемого участка не происходит.

Ввиду этого условимся считать в дальнейшем, что движение воздушной волны со скоростью нескольких сот метров в секунду сопровождается адиабатическим процессом, а падение давления в данной точке, начинающееся сейчас же после прохода волны как результат сравнительно медленного перемещения воздуха в магистрали от хвоста к крану машиниста (или обратно), будем считать происходящим по изотермическому закону.

После этих предварительных замечаний приступим к исследованию вопроса.

Возьмем магистраль длиной l (фиг. 30). На переднем конце ее A находится кран машиниста, второй конец ее B постоянно закрыт.

Пусть давление воздуха в магистрали будет p. При помощи крана машиниста снижаем давление во всей магистрали на величину Δp. Так как выпуск воздуха производится только в одном конце магистрали, то мы должны себе представить, что часть воздуха в объеме некоторого отрезка AA_1 длиной Δl ушла в атмосферу; наоборот, если бы мы поднимали давление для зарядки ее, то надо было бы ввести в магистраль некоторый объем воздуха, который бы занял длину Δl, сжав остальной воздух.

Вообразим себе, что в поперечном сечении A_1, отделяющем участок Δl от всей остальной массы воздушного ствола магистрали, находится невесомый бесконечно тонкий поршень, не создающий никаких сопротивлений, площадью, равной площади самой трубы в свету ω.

После удаления воздуха из объема магистрали $\omega\Delta l$ оставшийся воздух в остальной части ее длиной $l—\Delta l$, расширившись, займет всю длину магистрали l, благодаря чему давление его снизится на требуемую величину Δp, т. е. давление в магистрали станет равным $p—\Delta p$.

Это процесс медленный, поэтому, как мы условились выше, будем считать его изотермическим. Тогда согласно закону Бойля будем иметь:

$$p\omega\,(l-\Delta l)=(p-\Delta p)\,\omega l.$$

После раскрытия скобок и сокращения выражение принимает вид:

$$p\Delta l=l\Delta p,$$

НТБ ДНУЖТ

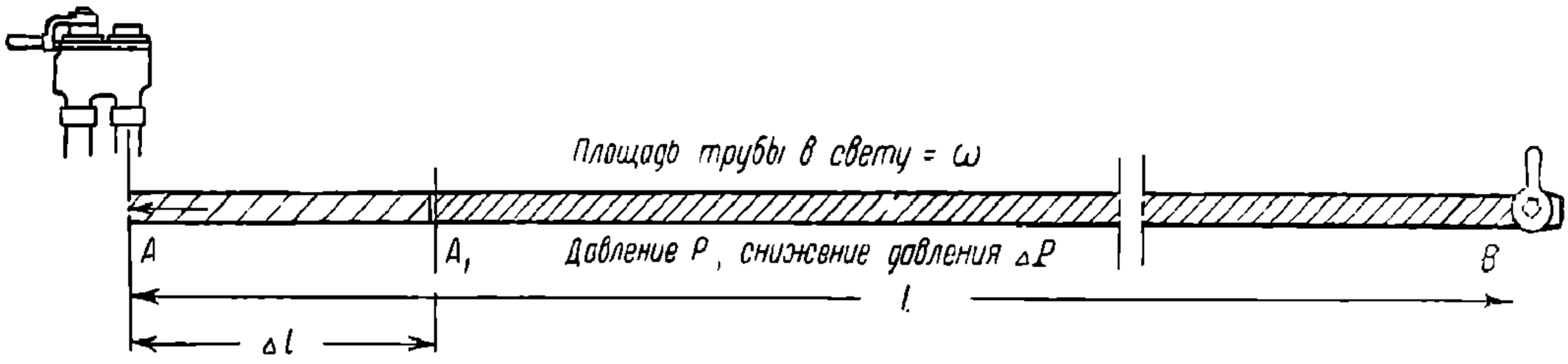
откуда получаем отношение:

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta p}{p}. \qquad (1)$$

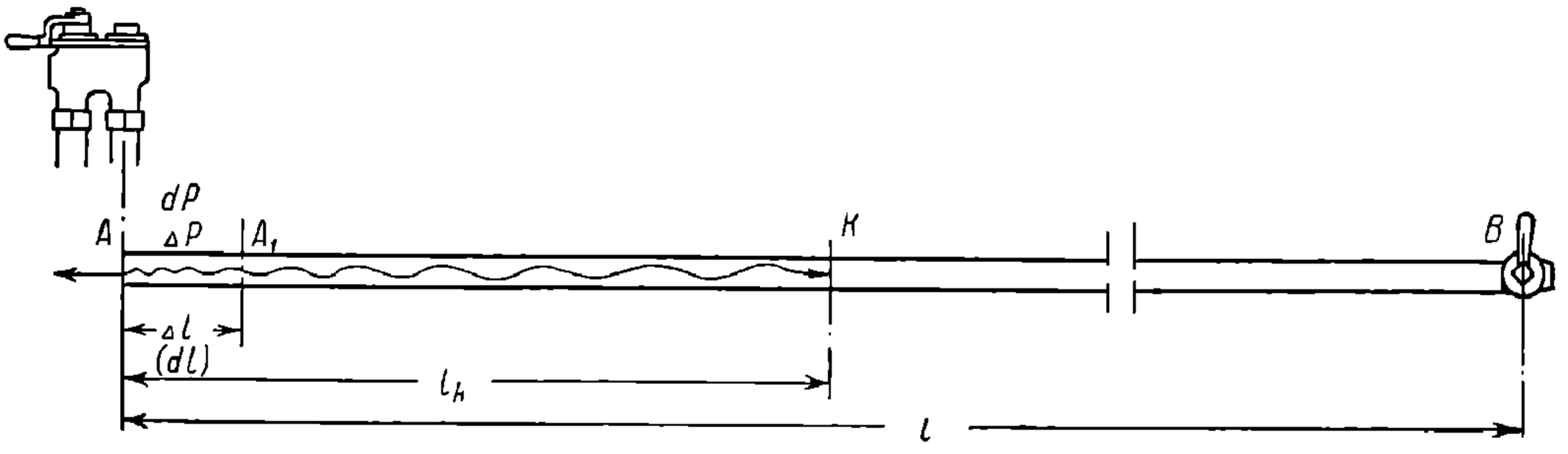
Предположим теперь, что мы снова имеем заряженную магистраль и в некоторый момент времени t поворачиваем ручку крана машиниста в тормозное положение. Тогда в момент времени $t+\Delta t$ часть воздуха из участка AA_1 (фиг. 31) уже ушла в атмосферу, а тормозная волна в это время достигла некоторой точки K магистрали. Воздух на длине $AK=l_к$ получил следовательно полное возможное расширение. Остальной воздух в правой части магистрали от точки K пока еще находится в покое. Следовательно воздушная волна за время Δt успела распространиться со скоростью w до точки K, пройдя расстояние $l_к$. Поэтому имеем:

$$l_k = w\Delta t. \qquad (2)$$

Мы применим закон количеств движения к движению той части воздуха, которая заключается в отрезке A_1K магистрали.



Фиг. 30. Определение теоретической скорости воздушной волны в магистрали (первая позиция).



Фиг. 31. Определение теоретической скорости воздушной волны в магистрали (вторая позиция).

Так как все поперечные слои воздуха, принадлежащие части магистрали A_1K, уже находятся в движении, то, называя массу каждого слоя через m_i, а его скорость через u_i (здесь i показывает порядковое место слоя), получим количество движения для одного слоя за промежуток времени Δt, равное $m_i u_i$, а для всей массы воздуха не участке магистрали длиной $l_к$ суммарное его количество будет:

$$\sum m_i u_i = H. \qquad (3)$$

Рассмотрим порядок величин скорости u_i поперечных слоев воздуха в отрезке A_1K во время его расширения до величины AK.

Взяв условно сечение K за неподвижное, мы можем принять, что при перемещении поперечного слоя воздуха в сечении A_1 на величину Δl все другие попе-

НТБ ДНУЖТ

речные слои воздуха участка A_1K переместятся не на ту же величину, а пропорционально расстоянию от сечения K.

Очевидно, что если скорость слоя в сечении A_1 равна u, а в сечении K рав на нулю, то за среднюю скорость мы можем принять скорость $\frac{u}{2}=u_i$.

Перемещение сечения A_1 равно удлинению всей части $A_1K=l_k-\Delta l$ до величины $AK=l_k$, совершившемуся в течение времени, пока волна двигалась по рассматриваемому участку. Величину этого перемещения обозначим через Δl, и оно произошло в течение времени Δt.

Тогда средняя скорость поперечных слоев воздуха по всему отрезку A_1K на основании сказанного выше может быть принята равной:

$$u_i=\frac{u}{2}=\frac{\Delta l}{2\Delta t}.$$

Время Δt можно выразить через длину l_k отрезка A_1K и через скорость волны w, именно:

$$\Delta t=\frac{l_к}{w}.$$

Подставляя это значение в предыдущее выражение, получаем:

$$\frac{1}{2}\,u=\frac{\Delta l}{2l_к}\,w \qquad (4)$$

или согласно (1), поскольку:

$$\frac{\Delta l}{l_к}=\frac{\Delta p}{p}$$

имеем:

$$\frac{1}{2}\,u=\frac{\Delta p}{2p}\,w. \qquad (5)$$

Такова средняя скорость воздуха на участке A_1K длиной l_k. Поэтому, вынося в выражении (3) элементарные скорости u_i за знак суммы, получаем:

$$\frac{1}{2}\,u\sum m_i=H$$

или, заменяя u его значением из (4) и замечая, что сумма элементарных масс частиц воздуха Σm_i в объеме магистрали A_1K будет равна массе M всего воздуха в нем, получаем:

$$\frac{\Delta l}{2l_к}\,wM=H. \qquad (6)$$

Массу же M мы можем выразить через удельный вес воздуха γ, деленный на ускорение силы тяжести g и умноженный на объем этого воздуха в отрезке магистрали длиною A_1K, и площадью поперечного сечения ω, т. е.

$$M=\frac{\gamma}{g}\,l_к\,\omega,$$

а принимая во внимание, что длина l_k пройдена воздушной волной со скоростью w в промежуток времени Δt, т. е. что $l_k=w\Delta t$, можем в последнее выражение подставить вместо l_k это значение, тогда:

$$M=\frac{\gamma}{g}\,\omega w\Delta t.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставим теперь эту массу в выражение (6) для определения количества движения H воздуха в отрезке A_1K, переходя при этом от конечного значения элемента времени Δt к бесконечно малому его значению dt, получаем:

$$\frac{dl_k}{2l_k} w^2 \frac{\gamma}{g} \omega \, dt = dH. \tag{7}$$

По закону количеств движения эта величина dH должна быть равна импульсу dS сил, действующих на данный объем воздуха за тот же промежуток времени dt. Обратимся к нахождению этого импульса.

Единственной причиной, вызывающей появление воздушной волны, служит выпуск воздуха через кран машиниста в атмосферу. За рассматриваемый промежуток времени dt воздух в объеме участка dl уже успевает удалиться, вследствие чего воздушный ствол в участке магистрали A_1K получает удлинение, и плоскость его торцевого сечения перемещается влево.

При б. м. значении dl_k мы можем принять, что давления в поперечных слоях воздуха между сечениями трубы A_1 и K изменяются от $p - \Delta p$ до p по линейному закону в функции расстояния, т. е. в сечении, проходящем через середину данного участка, давление воздуха равно $p - \frac{\Delta p}{2}$. Поэтому для определения среднего импульса силы мы должны отнести его к этой середине.

Величина снятой нагрузки со среднего сечения равна произведению площади живого сечения трубы ω на изменение давления $\frac{1}{2} \Delta p$ в данном сечении, а так как это совершилось в элемент времени Δt, то средний импульс этой силы для всего отрезка A_1K равен:

$$\frac{1}{2} dp \omega dt = dS. \tag{8}$$

Согласно закону количеств движения величина (7) равна величине (8), т. е.

$$\frac{dl_k}{2l_k} w^2 \frac{\gamma}{g} \omega dt = \frac{1}{2} dp \omega dt,$$

что после сокращений дает:

$$\frac{dl}{l_k} w^2 \frac{\gamma}{g} = dp.$$

Откуда искомая скорость воздушной волны w будет:

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} l_k \frac{dp}{dt}}. \tag{9}$$

Эта формула однако для практики неудобна, ибо нам неизвестен темп падения давления $\frac{dp}{dt}$, поэтому преобразуем ее.

Длину трубы l_k под корнем этого выражения заменим объемным измерением, помножив и разделив подкоренную величину на площадь трубы ω Мы это имеем право сделать, так как вся магистраль имеет постоянный диаметр.

Тогда получаем:

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} l\omega \frac{dp}{dl\omega}}$$

или

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} v \frac{dp}{dv}}, \tag{10}$$

где v — объем.

НТБ ДНУЖТ

Чтобы получить окончательную формулу скорости воздушной волны, нам надо найти, чему равна производная $\frac{dp}{dv}$, которая в сущности зависит от характера процесса. Мы уже в самом начале выяснили, что по отношению к воздушной волне надо считать процесс адиабатическим, т. е. происходящим без обмена тепла с окружающими стенками труб. Следовательно здесь объем v и давление p связаны формулой Пуассона:

$$pv^k = \text{const},$$

где k для воздуха равно 1,4.

Продифференцируем эту формулу:

$$v^k\,dp + kpv^{k-1}\,dv = 0.$$

Сокращая все выражения на v^{k-1}, получаем:

$$vdp + kpdv = 0,$$

откуда и находим:

$$v\,\frac{dp}{dv} = kp.$$

Подставляя найденное значение левой части последнего выражения под корень выражения (10), получаем окончательную формулу скорости воздушной волны:

$$w = \sqrt{gk\frac{p}{\gamma}}, \qquad (11)$$

где g — ускорение силы тяжести;

γ — вес 1 $м^3$ воздуха данного давления;

k — показатель адиабаты, т. е. отношение теплоемкости воздуха при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме $\frac{C_p}{C_v}$;

p — давление воздуха в магистрали в $кг/м^2$.

Так как мы всегда имеем дело с воздухом, то показатель адиабаты $k = 1{,}4$; ускорение силы тяжести $g = 9{,}8$ $м/сек^2$, поэтому, вынося произведение k за знак радикала, получим формулу, которой удобно пользоваться на практике:

$$w = 3{,}7\sqrt{\frac{p}{\gamma}}. \qquad (12)$$

Обращает на себя внимание то, что в формулу скорости волны совершенно не входят величины, характеризующие способ снижения давления в магистрали, например быстрота выпуска воздуха в атмосферу или размеры атмосферных отверстий, величина снижений давления и т. п. Эго впрочем также подтверждается и на практике, что видно из диаграмм воздушных волн, снятых с натуры при различных способах снижения давления, например через отверстия $d = 25$ $мм$ и $g = 5$ $мм$ (фиг. 23—26). Об этом говорит также немецкий специалист по тормозам Гильдебрандт в своей книге «Die Entwicklung der selbsttätigen Druckluftbremse», 1927 г., стр. 23, о чем подробно сказано также в § 8 настоящей книги.

Подставляя в формулу (12) например следующие цифры:

$p = 6$ $ата = 60\,000$ $кг/м^2$;

λ при 10°C $= 1{,}2 \cdot 6 = 7{,}2$ $кг/м^3$;

λ при 0°C $= 1{,}25 \cdot 6 = 7{,}5$ $кг/м^2$;

λ при 10°C $= 1{,}3 \cdot 6 = 7{,}8$ $кг/м^3$,

НТБ ДНУЖТ

получаем скорости волны при температурах +10, ноль и —10°:

$$\left.\begin{aligned} w_{+10} &= 3{,}7\sqrt{\frac{60\,000}{7{,}2}} = 336\ м/сек; \\ w_{0} &= 3{,}7\sqrt{\frac{60\,000}{7{,}5}} = 330\ м/сек; \\ w_{-10} &= 3{,}7\sqrt{\frac{60\,000}{7{,}8}} = 324\ м/сек. \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

В формуле скорости воздушной волны отсутствует коэфициент сопротивления ввиду того, что эта скорость принадлежит к порядку волн, пробегающих пространство в данной среде по законам колебательного движения, следовательно без заметных задержек со стороны внешних окружающих воздух сопротивлений, которые появляются обычно при поступательном движении воздуха в трубе. Последнее происходит, когда появляются вслед за воздушной волной темпы падения давления воздуха и течение его к выходному атмосферному отверстию крана машиниста.

Надо заметить, что при измерениях самопишущими приборами воздушная волна не улавливается с абсолютной точностью, так как в начальный момент записи движущиеся части измерительного прибора должны получить начальные ускорения и преодолеть, хотя бы и очень небольшие, но все же имеющиеся сопротивления. Эта неточность может давать погрешности до 10% и тем больше, чем дальше от крана производится наблюдение.

Ввиду этого скорость воздушной волны, подсчитанная по записям диаграмм, немного меньше вычисленной.

Так как в полученной формуле отсутствуют величины, показывающие направление изменения давления в магистрали, то формула остается верной для определения скорости воздушной волны как при разрядке, так и при зарядке магистрали.

§ 6. Исследование движения воздуха в магистрали при разрядке или зарядке ее

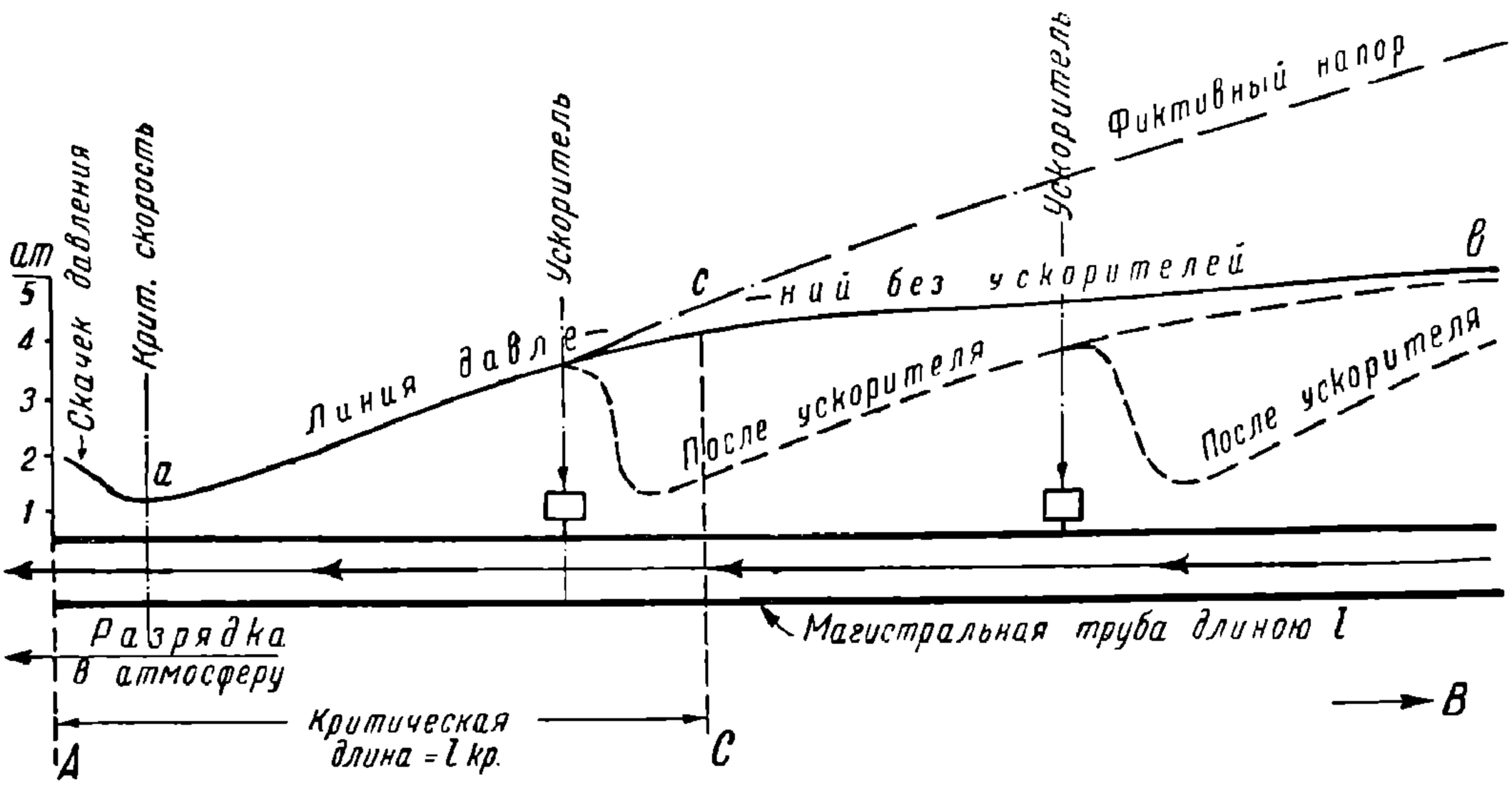
Все вопросы, касающиеся изменения состояния воздуха в магистрали в процессе управления тормозами, относятся к важнейшим вопросам тормозного дела. Вся история развития воздушных тормозов, борьба изобретателей, техников и производственников за создание лучшего тормоза проникнуты в основном почти единственной целью— создать такие тормозные приборы, которые работали бы без задержки и по возможности одинаково по всей длине магистрали, в идеале так, как работают электропневматические тормоза. Практика показала, что только в этих случаях возможно осуществлять быстрые наполнения тормозных цилиндров, а это значит иметь вполне управляемый и максимально мощный тормоз, дающий кратчайшие тормозные пути. Чем длиннее магистраль, тем труднее достигнуть этой цели, и приходится применять различные искусственные средства для преодоления этих трудностей. Успех в этом деле может быть лишь в том случае, если будет всесторонне изучена характеристика магистрали. Можно сказать, что какое угодно глубокое знание автотормозного дела не будет полным и серьезным, если недостаточно изучена сама магистраль как проводник, связывающий все тормозные приборы в единую непрерывную систему; для изучения же магистрали должны быть прежде всего изучены физическое состояние заключенного в ней воздуха и законы изменения давления его во время процессов управления тормозом.

Рассмотренные нами в § 4 практические данные, относящиеся к вопросам изменения давлений воздуха в магистрали во время зарядки или разрядки ее, могут служить лишь основной базой для изучения явлений, происходящих в ней; но чтобы вполне выявить природу этих явлений, необходимо произвести еще теоретическое исследование.

Такое исследование излагается в следующих параграфах, дополняя и разъясняя некоторые практические данные.

НТБ ДНУЖТ

В 1888 г. впервые было обнаружено, что для ускорения тормозной волны необходимо применять дополнительную местную разрядку магистрали. Эту разрядку должны производить те же тормозные приборы в момент начала их действия, направляя воздух из магистрали в тормозной цилиндр или же выпуская в атмосферу, а иногда забирая его в особую поглощающую камеру. Прежде иногда ставились на магистральной линии особые индивидуальные ускорительные приборы, выполняющие ту же работу; теперь их не применяют. При такой дополнительной разрядке тормозная волна при экстренном торможении распространяется примерно в три раза скорее, чем при служебном торможении. Однако замечено, что ускорители приходят в действие при условии, что они находятся друг от друга не дальше определенного расстояния, например 40—50 *м*. Тогда только тормозные приборы последовательно возбуждают друг друга. Если же расстояния между приборами слишком большие, то не создается означенное последовательное возбуждение их, дополнительная разрядка магистрали не получается, а тормозная волна распространяется медленно.



Фиг. 32. Течение воздуха при разрядке длинной магистрали.

На первый взгляд кажется парадоксом, что поршни и золотники в тормозных приборах, обладающие довольно большой инертностью и сопротивлениями, оказались более подвижными, чем сам воздух в магистральной трубе. Действительно, каждый распределительный поршень с золотником весит около 700 *г*, а воздух, находящийся в участке магистрали между смежными приборами, весит приблизительно около 0,07 *г*, т. е. в 10 000 раз меньше. Между тем только с помощью названных деталей удается ускорить распространение тормозной волны.

Если же изучить характер изменения давления в магистрали при истечении воздуха из нее, то можно заметить, что в явлениях потока магистрального воздуха играют большую роль так называемые критическая длина, критическое давление и критическая скорость воздуха в магистрали, образующие как бы воздухосливной участок. Этот участок характеризуется быстрым нарастанием темпа падения давления.

Картина явлений представляется примерно в следующем виде (фиг. 32): у выхода в атмосферу в сечении отверстия *А* устанавливается, как известно, критическое давление и соответственно критическая выходная скорость. От этого места идет определенной длины участок магистрали *АС*, характеризующийся быстрым падением давления на единицу длины трубы; затем дальше за пределами этого участка до конца магистрали происходит более или менее равномерное общее падение давления в результате увеличения объема по причине удлинения воздушного ствола *СВ*, заключенного в этой остальной части магистрали. Собственно говоря, линия *ав* на рассматриваемой диаграмме представляет собой растянутую диаграмму фиг. 24, рассмотренной уже нами в § 4.

НТБ ДНУЖТ

При таких условиях получается быстро падающий темп давления в начале магистрали вблизи выхода на сравнительно коротком участке, а за ним медленно падающий темп давления на всей остальной преобладающей длине магистрали. Если на пути этого первого участка стоит ускоритель, то он создаст новое место разрядки магистрали, отодвигая критическую длину воздухосливного участка дальше. Этот новый участок интенсивного падения давления в свою очередь вызывает действие следующего ускорителя, который создает новое место разрядки магистрали и т. д., как показано пунктирной кривой, имеющей вид ступеней. Расстанавливая ускорители достаточно близко друг за другом, мы получаем непрерывную волну разрядок с очень интенсивным падением давления на каждом участке, и если бы все эти участки падения суммировать в одну непрерывно подымающуюся высоту падения давления, то получился бы колоссально большой напор, который на диаграмме показан условным пунктиром и назван фиктивным напором.

Если же ускоритель поставить за пределами критического участка магистрали в области медленных темпов падения давления, то он не может притти в действие, и тогда все следующие ускорители, стоящие на линии магистрали, уже бездействуют, а потому дальнейшая разрядка происходит за счет обычного падения давления вследствие происходящего расхода воздуха на переднем конце магистрали.

Отсюда становится понятным, почему ускорители могут применяться только тогда, когда все вагоны оборудованы ими, и не применяются, когда между отдельными тормозными приборами имеется несколько вагонов с пролетными трубами или с выключенными тормозными приборами, что имеет место на товарных поездах.

После этих предварительных пояснений приступим к теоретическому исследованию режима работы магистрали.

Критическая длина участка магистрали; критические скорости и давления

Воспользуемся теоремами проф. Н. Е. Жуковского о движении газа в длинном трубопроводе (труды ЦАГИ, 1925 г., № 63) и выясним, какая существует зависимость между скоростью течения воздуха w в магистрали при разрядке или зарядке ее и скоростью распространения воздушной волны $w_в$, формула которой (11) была выведена в § 5:

$$w_в = \sqrt{gk\frac{p}{\gamma}}, \qquad (*)$$

где g — ускорение силы тяжести;
k — показатель адиабаты, равный 1,4;
p — давление в $кг/м^2$;
γ — удельный вес воздуха в $кг/м^3$.

Для исследования нам необходимо воспользоваться уравнением Эйлера (см. приложение в конце книги):

$$\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dl} = \frac{1}{\rho}R - w\frac{dw}{dl},$$

где dl — элементарный участок магистрали;
$\rho = \frac{\gamma}{g}$ — масса 1 $м^3$ воздуха;
p — давление воздуха;
w — скорость воздуха в трубе;
R — сопротивление 1 $м^3$ воздуха вследствие трения о стенки трубы.

Сила трения некоторого объема воздуха V равна RV, и она направлена обратно движению его. Величину R в гидравлике и газодинамике считают пропорциональной величине поверхности трения и квадрату скорости воздуха w. Ввиду этого для элемента длины трубы или канала dl, т. е. для поверхности πDdl, она будет:

$$RdV = \xi\,(\pi Ddl)\,w^2,$$

НТБ ДНУЖТ

где ξ — коэфициент трения воздуха о стенки;
πDdl — площадь стены трубы;
w — скорость воздуха.
Объем dV этого воздуха на участке трубы dl будет:

$$dV = \frac{\pi D^2}{4}\, dl.$$

Подставляя найденные значения dV в предыдущее выражение, имеем:

$$R\,\frac{\pi D^2}{4} = \xi \pi D w^2,$$

откуда:

$$R = 4\xi\,\frac{w^2}{D}. \qquad (14)$$

Значение коэфициента трения воздуха ξ можно принять при числовых подсчетах равным 0,00264 (опыты Бресса, см. проф. Н. Е. Жуковский «О движении газов в трубах», 1925 г.), т. е.:

$$\xi = 0{,}00264. \qquad (15)$$

Из формулы (14) делаем вывод, что сопротивление движению воздуха обратно пропорционально диаметру трубы D.

Нам надо преобразовать написанную выше формулу (*) Эйлера так, чтобы она получила вид, удобный для нашего исследования. Для этого выведем нижеследующие выражения (16) и (18).

В самом начале предыдущего (§ 5) мы доказали, что процессы медленного перемещения воздуха в магистрали можно практически считать происходящими при изотермических условиях. Тогда связь между давлением p, удельным объемом v и удельным весом γ воздуха выразится следующими формулами:

$$pv = \frac{p}{\gamma} = c \ (\text{const})$$

или

$$p = c\gamma, \qquad (16)$$

где c определяется например из атмосферного состояния воздуха при данной температуре, и эта величина остается постоянной для всех давлений воздуха.

Кроме того примем еще во внимание, что весовой расход воздуха, протекающего через данное сечение трубы площадью ω со скоростью w, будет

$$\gamma w \omega,$$

а относя этот расход к единице площади сечения трубы, т. е. деля последнее выражение на ω и называя этот расход q, имеем:

$$q = \gamma w \ кг/м^2\ сек. \qquad (17)$$

Обратим внимание также на то, что мы рассматриваем любое сечение магистральной трубы в момент после прохождения воздушной волны через это сечение, так как нас интересует главным образом начало действия тормозного прибора, возбуждаемого определенным темпом падения давления в магистрали, и следующие друг за другом начала действия каждого воздухораспределителя, что определяет скорость тормозной волны.

НТБ ДНУЖТ

Если допустить для некоторого небольшого промежутка времени весовой расход воздуха q величиной постоянной для любого поперечного сечения магистрали, то, диференцируя выражение (17) по длине ее l, получим:

$$d(\gamma w) = dq = 0;$$

$$\gamma \frac{dw}{dl} + w \frac{d\gamma}{dl} = 0;$$

$$\frac{1}{w} \frac{dw}{dl} = -\frac{1}{\gamma} \frac{d\gamma}{dl};$$

умножая последнее на w^2 и меняя знак минус на плюс, имеем:

$$w \frac{dw}{dl} = \frac{w^2}{\gamma} \frac{d\gamma}{dl}. \qquad (18)$$

Замена минуса плюсом оправдывается тем, что $\frac{d\gamma}{dl}$ по существу является ниспадающим градиентом (на единицу длины трубы происходит определенное падение давления и плотности по направлению течения воздуха). Поэтому принимаем $\frac{d\gamma}{dl}$ за отрицательную величину.

Выражения (16) и (18) мы составили для того, чтобы, пользуясь ими, преобразовать вышенаписанное уравнение (*) Эйлера.

Подставляя в него вместо p и $w \frac{dw}{dl}$ их значения из (16) и (18), а вместо R его значение из (14), получаем:

$$\frac{1}{\rho} c \frac{d\gamma}{dl} = \frac{1}{\rho} \; 4\xi \; \frac{w^2}{D} - \frac{w^2}{\gamma} \frac{d\gamma}{dl}.$$

Заменив еще в нем массу 1 $м^3$ воздуха ρ значением ее $\frac{\gamma}{g}$, имеем:

$$\frac{g}{\gamma} c \frac{d\gamma}{dl} = \frac{g}{\gamma} \; 4\xi \; \frac{w^2}{D} - \frac{w^2}{\gamma} \frac{d\gamma}{dl}.$$

Наконец, вынося за скобки величину $\frac{1}{\gamma} \frac{d\gamma}{dl}$ и заменяя c значением его $\frac{p}{\gamma}$ из (16), получаем:

$$\frac{1}{\gamma} \frac{d\gamma}{dl} \left(w^2 - \frac{gp}{\gamma} \right) = 4 \; \frac{g}{\gamma} \; \xi \frac{w^2}{D},$$

откуда легко определить быстроту падения плотности воздуха γ или падения давления его p в функции длины трубы l, т. е. определить градиенты этих величин

$$\frac{d\gamma}{dl} = \frac{4 g \xi w^2 \; \frac{1}{D}}{w^2 - g \; \frac{p}{\gamma}}, \qquad (19)$$

или по (16) $\gamma = \frac{p}{c}$ (где $c = pv$), имеем:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{4 g \xi w^2 \; \frac{1}{D} \; c}{w^2 - g \; \frac{p}{\gamma}}. \qquad (20)$$

НТБ ДНУЖТ

Обратим внимание на знаменатели правых частей формул (19) и (20), в которых второй член $g\frac{p}{\gamma}$ является подкоренной величиной скорости волны § 5, формула (11)]:

$$w = \sqrt{gk\frac{p}{\gamma}},$$

если бы в ней вместо показателя адиабаты k поставить единицу.

Возвышая обе части этой формулы во вторую степень и перенося k (показатель адиабаты, равный 1,4) в левую часть, получаем:

$$\frac{1}{k}\,w_в^2 = g\frac{p}{\gamma}. \qquad (21)$$

Из этого равенства значение $g\frac{p}{\gamma}$ подставляем в уравнение (20), заменив в нем предварительную дробь $\frac{1}{k}$ цифрой $\frac{1}{1,41} = 0,714$, имеем:

$$\frac{d\gamma}{dl} = \frac{4g\xi w^2\frac{1}{D}}{w^2 - 0,714\,w_в^2}, \qquad (22)$$

где w — скорость потока воздуха в трубе;

$w_в$ — скорость воздушной волны.

Может быть три случая:

1-й случай $$w < w_в\sqrt{0,714},$$

тогда производная $\frac{d\gamma}{dl}$ будет с отрицательным знаком, что значит уменьшение плотности воздуха (следовательно и давления его) по направлению течения;

2-й случай

тогда $$w = w_в\sqrt{0,714},$$

$$\frac{d\gamma}{dl} = \infty,$$

что показывает наличие критического давления в том месте, где величина скорости течения воздуха в трубе становится равной $\sqrt{0,714}$ от скорости волны $w_в$;

3-й случай $$w > w_в\sqrt{0,714},$$

плотность γ вниз по течению увеличивается, чего не может быть при увеличивающейся скорости.

На основании этих замечаний разберем физический смысл уравнения (20).

При разрядке или зарядке магистрали созданный в ней напор может сообщить потоку воздуха максимальную скорость $\sqrt{0,714}$ от скорости воздушной волны $w_в$, при этом энергия давления превращается в кинетическую энергию на протяжении определенной длины магистрали на участке AC (фиг. 32). Остальная часть магистрали до закрытого конца ее представляет собой как бы объем в виде узкого резервуара, в котором постепенно расширяется воздух и потому снижает свое давление. Это как раз то, что мы наблюдаем на диаграммах фиг. 20—24, где в начале магистрали ближе к крану машиниста имеют место резкие темпы падения давлений, которые быстро уменьшаются по мере удаления от крана до определенного места. За этим местом начинается остальная часть магистрали, где темпы падения давлений во всех точках ее почти одинаковы, так как они получаются в результате общего расширения воздуха в магистрали вследствие удлинения ее участка большой длины CB (фиг. 32). Эта последняя преобладающая часть может быть названа н а п о р н о й, в отличие от первой AC, которую назовем критической длиной.

НТБ ДНУЖТ

Из формулы же (22) делаем еще вывод, что максимальная скорость течения воздуха в магистрали выражается формулой:

$$w_{max} = \sqrt{g \frac{p}{\gamma}}. \tag{23}$$

Здесь $\frac{p}{\gamma} = pv = \text{const}$ для данной температуры наружного воздуха или любого места магистрали, как для изотермического процесса.

Значит, эта скорость одинакова для всех давлений воздуха.

Беря средние условия внешней атмосферы, т. е. температуру в нуль, когда удельный вес γ воздуха при 1 *ат* = 1,252 *кг/м*^{3}, критическая скорость течения воздуха в трубе может быть не больше:

$$w_{max} = \sqrt{9{,}8 \frac{10\,000}{1{,}252}} = 277 \text{ м/сек}. \tag{24}$$

Следует отметить, что критическая скорость воздуха в начале магистрали по формуле (23) является теоретической; действительная же скорость всегда будет ниже теоретической вследствие имеющих место сопротивлений трения. Эти сопротивления могут быть оценены коэфициентом расхода, представляющим собой отношение истинной скорости к теоретической:

$$\varphi = \frac{w_{действ}}{w_{теор}},$$

и следовательно

$$w_{действ} = \varphi w_{теор} = \varphi \sqrt{g \frac{p}{\gamma}}. \tag{25}$$

Для определения φ нами могут быть использованы опыты по определению коэфициентов расхода при истечении воздуха из отверстий, которые сводятся к следующим положениям:

1. Коэфициент φ остается постоянным в широких пределах изменения скоростей.

2. Коэфициент φ практически не изменяется с изменением начального давления в очень широких пределах.

3. Коэфициент φ лежит в пределах между 0,82—0,85.

Тогда действительная критическая скорость в магистральной трубе равна:

$$w_{действ} = 0{,}82 \sqrt{9{,}8 \frac{10\,000}{1{,}252}} = 227 \text{ м/сек}. \tag{26}$$

Вспомним, что по формуле (13) § 5 скорость воздушной волны равна 330 *м/сек*.

Скорость воздуха, выходящего из отверстия наружу, может быть определена по известной термодинамической формуле адиабатического истечения, но к ней необходимо прибавить вышенайденную скорость подхода струи к отверстию. Впрочем скорость истечения воздуха из отверстия нас не интересует, так как она не относится к режиму работы воздуха в магистрали.

Этими общими положениями о движении воздуха в магистрали при разрядке и зарядке ее мы должны ограничиться, так как более полных исследований пока нет.

Основываясь на этих положениях, займемся в следующем параграфе исследованием законов изменения темпов падения давления в магистрали в точках, отстоящих на разных расстояниях от крана машиниста.

§ 7. Темпы изменения давлений в магистрали при ее разрядке или зарядке

Для работы тормоза существенную роль играет закон изменения давления в разных точках магистрали при ее разрядке или зарядке, что мы называем темпами понижения или повышения давления.

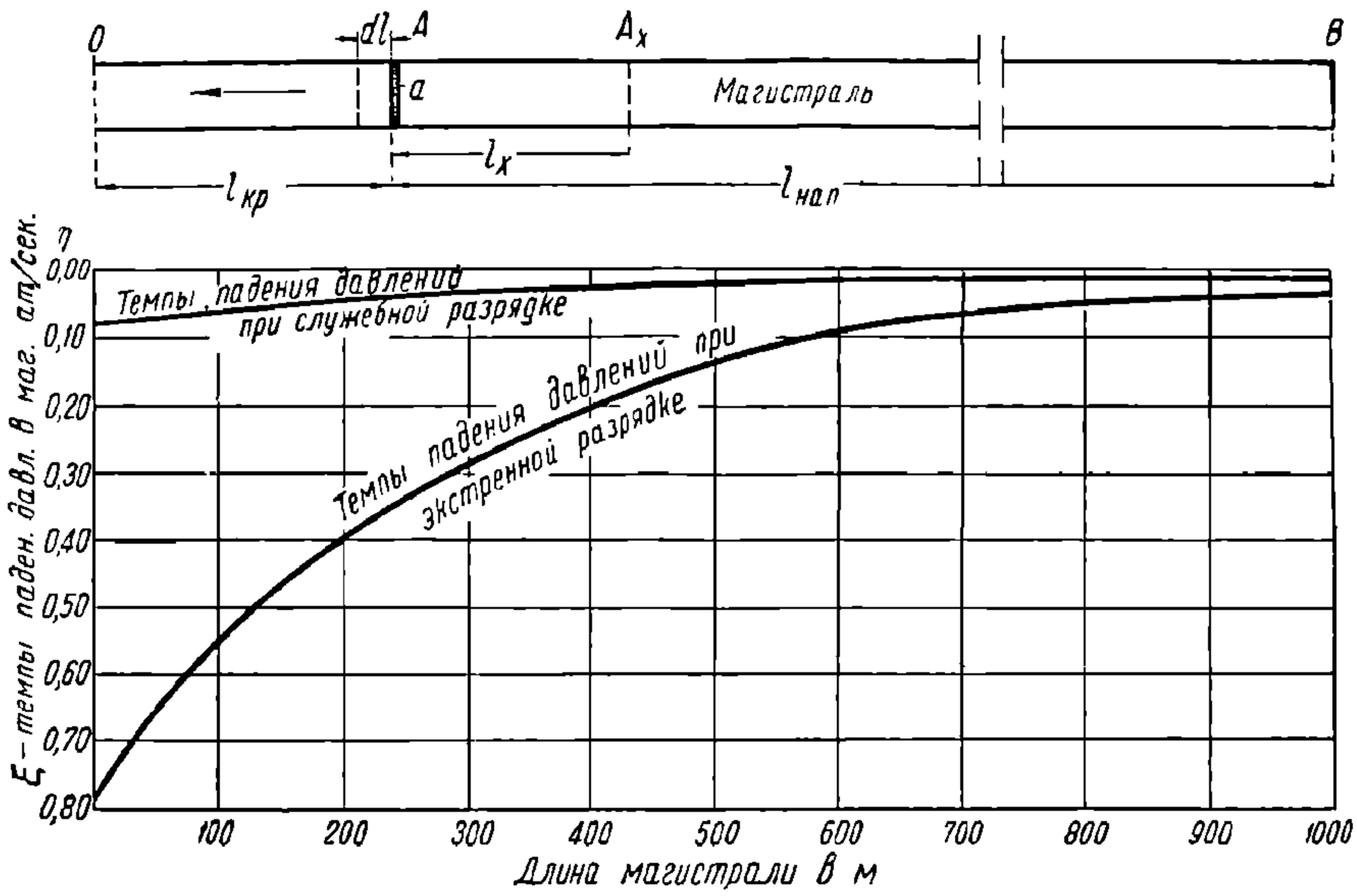
НТБ ДНУЖТ

Изменение давления в данном месте магистрали начинается сейчас же после прохода через это место воздушной волны как результат дальнейшего расхода воздуха в атмосферу через кран машиниста, или результат подачи воздуха из главного резервуара в магистраль через тот же кран соответственно положениям ручки его.

Темпом изменения давления в данной точке магистрали называется быстрота этого изменения в функции времени. Согласно такой формулировке, обозначая темп через η, имеем:

$$\eta = \frac{dp}{dt} \; am/сек. \tag{27}$$

Чтобы найти формулу для определения темпов изменения давления в любой из точек магистрали, мы предварительно изучим процесс этого явления и метод получения математического выражения его. Для простоты будем рассматривать только



Фиг. 33. К выводу формул темпов падения давлений воздуха в магистрали.

разрядку магистрали, следовательно только темпы падения давления. Все выводы и формулы, полученные для этого случая, по аналогии могут быть применены и для случая зарядки магистрали с обратным знаком.

Разделим всю магистраль на два неравных участка: один длиной $l_{крит}$, считая от крана машиниста (фиг. 33), на протяжении которого начинается и заканчивается быстрое превращение энергии давления воздуха в кинетическую энергию его при скорости $w_{крит}$, определяемой по формуле (26), у подхода к атмосферному отверстию крана; другой участок длиной $l_{маг}$, который продолжается дальше до конца магистрали и на протяжении которого происходит сравнительно медленное расширение воздуха вследствие удлинения воздушного ствола внутри магистрали. Первый участок характеризуется быстрым изменением градиента давления $\frac{dp}{dl}$, второй — сравнительно медленным изменением его $\left(\frac{dp}{dl}\right)_{маг}$

Градиентом изменения давления в магистрали мы называем быстроту изменения давления вдоль по магистрали, т. е. в функции длины ее l.

Обозначая градиент буквой ϑ, имеем:

$$\vartheta = \frac{dp}{dl} \; am/м.$$

НТБ ДНУЖТ

Следовательно темп падения давления в какой-либо точке магистрали является функцией одновременно времени и расстояния. Обозначая общий темп символом η_0, имеем:

$$\eta_0 = f\ (t, l). \tag{28}$$

Значит, в бесконечно малый промежуток времени на бесконечно малой длине магистрали темп падения давления η_0 должен быть полной производной изменения давления по времени и по длине магистрали, т. е.:

$$\eta_0 = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial l}\,\frac{dl}{dt};$$

но $\frac{dl}{dt}$, очевидно, есть скорость распространения воздушной волны $w_в$, поэтому:

$$\eta_0 = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial l}\ w_в\ . \tag{29}$$

Если затем по данной характеристике тормозного прибора нам известно, при каком минимальном снижении давления в магистрали Δp он начинает работать, и, с другой стороны, известен темп падения давления η в том месте магистрали, где стоит этот прибор, то на основании этих данных можно определить и время начала действия данного тормоза, откуда уже легко определится и скорость тормозной волны.

Тормозной волной называем распространение начального тормозного действия вдоль поезда, а скоростью тормозной волны — отношение длины магистрали от крана машиниста до данного тормоза ко времени, прошедшему от момента поворота ручки крана до момента начала действия этого тормоза.

Тормозная волна рассматривается подробно в § 10. В настоящее время мы не умеем решить уравнения (29), и поэтому для нахождения темпов изменения давления в любой точке магистрали выведем другим способом формулу желаемого вида:

$$\eta = \frac{dp}{dt}\ A;\ A = f\ (l),$$

где l — расстояние от крана машиниста.

Падение давления в магистрали начинается с момента появления первой воздушной волны. Следовательно воздушная волна порождает темпы, поэтому их надо рассматривать совместно с волной.

Воздушную волну мы до сих пор трактовали как движущийся вдоль магистрали эффект первоначального падения давления, но нельзя отрицать того, что за первой волной движутся с той же скоростью следующие волны, которые до сих пор нас не интересовали. В самом деле, если первая воздушная волна появилась вследствие того, что начался спуск воздуха на одном конце магистрали, то наши рассуждения о волне останутся в силе для любого из следующих моментов продолжающегося выпуска воздуха, и, очевидно, весь анализ, который мы произвели в § 5, относящийся к первой волне, можно распространить на любую из волн, непрерывно следующих друг за другом, пока происходит течение воздуха. Короче говоря, всякое падение даления на бесконечно малую величину dp_1 у крана машиниста вызывает падение давления dp_n на другом конце магистрали, а передача этого эффекта вдоль магистрали в виде последовательного падения давления в ней проходит все точки ее со скоростью воздушной волны. С другой стороны, происходящее в какой-нибудь i-той точке магистрали падение давления dp_i в элемент времени dt дает в этой точке темп падения:

$$\eta_i = \frac{dp_i}{dt}\ .$$

Обратимся снова к фиг. 33. Мы уже знаем, что при открытии крана в переднем конце магистрали происходит на небольшой длине ее $l_{кр}$ переход давления воз-

НТБ ДИИЖТ

духа в кинетическую энергию его, тогда как в остальной части магистрали длиной l_{an} происходит лишь медленное расширение воздуха. Представим себе, что между первой и второй частями находится тонкий, движущийся без трения поршень a. Тогда за элемент времени dt этот поршень переместится на величину dl вследствие успевшего уже расшириться воздуха на некоторой длине магистрали l_x (участок AA_x), которую успела пройти воздушная волна снижения давления за время dt. Полагая, что расширение воздуха происходит по изотермическому закону, можем написать следующее уравнение:

$$pl_x\omega=(p-dp)\ (l_x+dl_x)\ \omega,$$

где dp—падение давления вследствие расширения.

После раскрытия скобок и сокращения получаем:

$$pdl_x-l_xdp-dpdl_x=0.$$

Третий член как бесконечно малая величина второго порядка может быть исключен, тогда получаем:

$$pdl_x-l_xdp=0, \tag{30}$$

а разделив все выражение на dt, имеем:

$$\frac{dp}{dl}=\frac{p}{l_x}\frac{dl}{dt}, \tag{31}$$

где $\frac{dp}{dl}$ — темп падения давления воздуха в сечении A, а $\frac{dl}{dt}$—скорость перемещения воображаемого идеального поршня a. Поэтому, обозначая $\frac{dp}{dt}$ буквой η_A, а $\frac{dl}{dt}$ буквой u, имеем:

$$\eta_A=\frac{p}{l_x}\ u.$$

Скорость u выразим через скорость воздушной волны $w_в$ следующим образом: за время dt воздушная волна прошла расстояние l_x со скоростью $w_в$, поэтому:

$$dt=\frac{l_x}{w_в}.$$

Подставляя это значение dt в правую часть выражения (31), получаем:

$$\frac{dp}{dt}=\eta_A=\frac{dl}{l_x}\frac{p}{l_x}\ w_в,$$

но из уравнения (30) следует, что:

$$\frac{dl_x}{l_x}=\frac{dp}{p};$$

подставляя отсюда значение $\frac{dl}{l_x}$ в предыдущее выражение, имеем темп, выраженный через скорость воздушной волны:

$$\eta_A=\frac{dp}{l_x}\ w_в\ . \tag{32}$$

Темпы падения давлений η в разных сечениях магистрали можно принять с достаточной точностью постоянными, по крайней мере в течение интересующего нас промежутка времени распространения тормозной волны. Это подтверждается напри-

НТБ ДНУЖТ

мер диаграммами фиг. 25, 26, 27 и др. Поэтому вся формула (32) для одного сечения A является величиной тоже постоянной:

$$\eta_A = \frac{dp}{l_x} w_в = \text{const.}$$

Следовательно и отношение

$$\frac{dp}{dl} = \text{const} = \frac{\Delta p}{l},$$

где Δp—среднее падение давления, например в середине участка OA, пройденного воображаемым поршнем a за число секунд, потребных для прохождения воздушной волной всей магистрали длиной l.

Ввиду небольшой длины участка магистрали OA по сравнению со всей длиной магистрали мы будем относить темп падения давления η_A и все падение Δp на этом участке вообще к голове поезда. Тогда можно сказать, что темп падения давления в голове поезда будет:

$$\eta_A = \frac{\Delta p}{l} w_b , \tag{33}$$

где Δp—общая величина падения давления в голове поезда (в пределах первых 3—4 вагонов);

l—длина всей магистрали;

$w_в$ — скорость воздушной волны, равная приблизительно 330 *м/сек.*

Этот же результат можно получить гораздо проще, но тогда упускается ряд деталей, поясняющих природу явлений. Так, например, нам известно, что

$$\eta = \frac{\Delta p}{t}, \tag{а}$$

где t — время, в течение которого давление в данном сечении магистрали упало на величину Δp. Если $\eta = \text{const}$, то выражение (а) справедливо и для времени t, потребного для прохождения воздушной волной всей длины магистрали, равной:

$$t w_в = l,$$

откуда

$$t = \frac{l}{w_в}.$$

Подставляя это значение t в выражение (а), получаем формулу (33):

$$\eta = \frac{\Delta p}{l} w_в .$$

До сих пор мы рассматривали темпы падения давления в начале магистрали, т. е. в голове поезда. Обратимся теперь к определению темпов падения давления в конце магистрали, т. е. в хвосте поезда.

Пока воздушная волна не придет в конец магистрали, до тех пор там давление воздуха не изменяется, между тем как в начале магистрали оно все это время падает с того момента, как ручка крана была повернута в тормозное положение. После же прихода воздушной волны в конец магистрали давление с этого момента там тоже начинает падать. Если бы отсутствовали сопротивления движения воздуха в магистрали, то темпы падения давления при этом в конце и в начале магистрали были бы одинаковые и только уровень давлений воздуха в них был бы разный.

Далее, выпуск воздуха в начале магистрали является в своем роде снятием нагрузки с одного конца воздушного ствола ее, причем этот процесс можно себе представить разделенным на ряд непрерывно следующих друг за другом моментов или импульсов, и тогда каждый из этих импульсов является первопричиной возникшего

НТБ ДНУЖТ

колебательного движения упругой массы воздуха в магистрали. Если затем для уяснения природы явлений рассмотреть каждое такое колебательное движение как изолированное и замкнутое, то для этого отвлеченного случая нам необходимо вообразить, что после одного такого импульса, возникшего вследствие произведенного на одно мгновение выпуска воздуха, магистраль становится закрытой с обоих концов. Тогда вся масса воздуха внутри магистрали, получив движение вперед, через некоторое время должна была бы остановиться, превратив приобретенную кинетическую энергию в повышенное давление впереди магистрали при пониженном давлении сзади; после этого воздух стал бы двигаться обратно, сначала ускоренно, а затем замедленно, пока не остановился бы снова при повышенном давлении, но уже сзади и при пониженном давлении впереди. После этого началось бы новое движение воздуха вперед и т. д. При отсутствии сопротивления эти собственные колебания упругой массы воздуха происходили бы бесконечно. Но в действительности, во-первых, передний конец магистрали продолжает быть все время открытым, не задерживая движения воздуха в одну сторону, ввиду чего отсутствует возвращающая сила упругого обратного толчка колебательного движения, во-вторых, в магистрали имеются сопротивления движению воздуха. Ввиду этого после каждого воображаемого мгновенного импульса колебательное движение имеет лишь односторонний характер, именно вся упругая масса, приобретая кинетическую энергию и не встречая отражения, обратно не возвращается, а идет вперед, а за ней следует новая волна, вызванная следующим импульсом, и т. д. Короче говоря, движение воздуха в магистрали при разрядке или зарядке ее представляет собой ряд начальных фаз колебательного движения, сумма которых направлена в одну сторону к выходу из магистрали по причине отсутствия обратной возвращающей силы. Ввиду таких обстоятельств получающиеся темпы изменения давления в разных точках магистрали являются как бы односторонними амплитудами этого колебательного движения.

Принимая же во внимание сопротивления движению воздуха, возникающие от трения, вихрей, ударов, сжатия струй и пр., рассматриваемое одностороннее колебательное движение является кроме того затухающим, относя это понятие не к функции времени для данного сечения магистрали, а к функции ее длины. Это значит, что изменение темпов повышения или понижения давления в магистрали будет итти от головы к хвосту затухая, и если бы магистраль была бесконечной длины, то это затухание ассимптотически приближалось бы к нулю.

Исследуем указанную начальную фазу колебательного движения воздуха в магистрали, вызванную открытием крана на одном ее конце.

Назвав единицу массы воздуха буквой ρ, работу упругости этого воздуха, равную произведению площади ω воображаемого поршня a (фиг. 33) на перемещение его x и на давление воздуха p, т. е. $\omega\, xp$ (в результате удлинения воздушного ствола в магистрали) и общее сопротивление, пропорциональное скорости $Rw = R\frac{dx}{dt}$, где R — коэфициент сопротивления для 1 $м^3$ воздуха, можно написать такое уравнение динамики:

$$\rho \frac{d^2x}{dt^2} = -R\frac{dx}{dt} - p\omega x.$$

Здесь ускорение d^2x приобретается последовательно всеми поперечными слоями воздуха в магистрали. Сопротивление же $R\frac{dx}{dt}$ взято пропорционально первой степени скорости ввиду медленных движений воздуха в отдаленной хвостовой части магистрали.

Перенося члены, стоящие в правой части равенства, влево, разделив уравнение на ρ и вводя обозначения:

$$\frac{p\omega}{\rho} = k^2,\ \frac{R}{\rho} = 2n,$$

получаем:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2n\frac{dx}{dt} + k^2x = 0. \qquad (34)$$

НТБ ДНУЖТ

Это есть диференциальное уравнение колебаний с членом, зависящим от сопротивления.

Одно из общих решений этого уравнения может быть представлено в форме:

$$x=e^{-nt}(A+Bt),$$

где x — амплитуда колебательного движения.

Подробные выводы этой формулы даются в курсах гармонических колебательных движений.

Для нашей дальнейшей цели эта формула нужна как математическое выражение родственных амплитуде колебательного движения явлений темпов падения или повышения давления в магистрали при разрядке или зарядке ее (последние являются следствием первых).

Формулу (34) мы используем в простейшем виде, полагая, что произвольная постоянная B равна нулю, и заменяя амплитуду x темпом η, а вместо A подставляя значение этого темпа из формулы (33), относящегося к головной части магистрали, где в первый момент $t=0$, и потому $e^{-nt}=1$. Таким образом получаем без вывода следующую формулу[1]:

$$\eta=\frac{\Delta p}{l}\,w_в\,e^{-nt}. \tag{35}$$

В этом выражении темп η из-за множителя e^{-nt} постепенно убывает с течением времени. Но так как у нас время t есть также и время воздушной волны, вызванной данным элементарным импульсом продолжающегося у крана машиниста снижения давления, то следовательно каждому t соответствует определенная точка магистрали, т. е. расстояние l_x, куда уже дошла воздушная волна от того момента, который мы приняли за начало отсчета времени после поворота ручки крана для одной из последующих воздушных волн. Ввиду этого мы можем сказать, что множитель e^{-nt} постепенно убывает с увеличением расстояния l_x. Тогда темп падения давления η по выражению (35) будет в сущности затухающим темпом в функции длины магистрали; необходимо только в этом выражении время t выразить через длину l_x, определяющую расстояние данной точки от крана машиниста. Для этого воспользуемся следующим простым рассуждением.

Каждый новый импульс выпуска воздуха из магистрали у крана машиниста, как указывалось выше, распространяет воздушную волну вдоль магистрали со скоростью $w_в$. Поэтому время t определится как отношение длины пути к скорости волны:

$$t=\frac{l_x}{w_в}.$$

Подставляя это значение t в (35), имеем:

$$\eta=\frac{\Delta p}{l}\,w_в\,e^{-n\frac{l_x}{w_в}} \tag{36}$$

Это и есть искомая формула темпов падения давления для любых точек магистрали.

Значения символов:

η — темп падения давления в данной точке магистрали в *ат/сек;*

Δp — величина падения давления в передней части магистрали вследствие открытия крана;

l — длина магистрали в метрах;

$w_в$ — скорость воздушной волны, равная приблизительно 330 *м/сек* [(см. § 5, формула (13)];

e — основание натурального логарифма, равное 2,72;

n — коэфициент затухания темпов, равный 1,15 [см. ниже формулу (38)];

l_x — расстояние рассматриваемого места магистрали от крана машиниста в метрах.

---

[1] Полный математический вывод формулы (35) совсем не дается ввиду незначительной обработки его автором.

НТБ ДНУЖТ

Показатель $n\frac{l_x}{w_в}$ будем называть логарифмическим градиентом затухания темпа падения давления в магистрали.

В этом показателе $w_в$ нам известно — это скорость воздушной волны, которую в среднем можно принять равной 330 *м/сек*; l_x задается как расстояние данного места магистрали от крана машиниста. Неизвестна только величина n, которую назовем коэфициентом затухания темпов падения давления по длине магистрали. Она определяется из опыта и дана ниже.

В формуле (36) необходимо еще установить величину Δp.

Падение давления Δp в начале магистрали соответствует имеющейся там критической скорости $w_{кр}$, которую мы выразили формулой (26), в § 6 равной 227 *м/сек*.

Определим, какому падению давления Δp соответствует эта скорость.

Кинетическая энергия 1 *кг* движущегося воздуха равна:

$$\frac{1 \cdot w_{кр}^2}{2g}.$$

Она получается за счет потерянного давления воздуха на произведенную работу сообщения струе скорости $w_{кр}$. Назвав эту работу буквой L, имеем:

$$\frac{w_{кр}^2}{2g} = L$$

или

$$w_{кр} = \sqrt{2gL}.$$

Следует отметить, что действительная скорость всегда будет ниже теоретической вследствие имеющих место сопротивлений трения и завихрений текущей струи, следовательно:

$$w_{кр} = \varphi\sqrt{2gL}.$$

Коэфициент φ в условиях течения воздуха в трубах, рукавах, через соединительные головки и т. д. примем равным 0,8. Тогда:

$$w_{кр} = 0{,}8\sqrt{2gL}.$$

Из курса термодинамики известно, что внешняя работа 1 *кг* воздуха при изменении давления с p_1 на p_2 по изотермическому закону будет:

$$L = 2{,}3\,RT\lg\frac{p_1}{p_2};$$

подставляя это значение работы L под вышенаписанный радикал, получаем:

$$w_{кр} = 0{,}8\sqrt{2g \cdot 2{,}3\,RT\lg\frac{p_1}{p_2}},$$

откуда

$$\lg\frac{p_1}{p_2} = \frac{w_{кр}^2}{2{,}95\,gRT}$$

или, подставляя значения букв:

g — ускорение силы тяжести, равное 9,8;

R — газовая постоянная для сухого воздуха, равная 29,27;

T — абсолютная температура, $t = +273°$;

$w_{кр}$ — критическая скорость воздуха в магистрали у крана машиниста [о формуле (26) $w_{кр} = 227$ *м/сек*], имеем при температуре 0°С:

$$\lg\frac{p_1}{p_2} = \frac{227^2}{2{,}95 \cdot 9{,}8 \cdot 29{,}27 \cdot 273} = 0{,}22\,304,$$

откуда из таблиц находим:

$$\frac{p_1}{p_2} = 1{,}67$$

или

$$p_2 = \frac{p_1}{1{,}67} = 0{,}6\ p_1,$$

НТБ ДНУЖТ

где p_1 — давление зарядное, а p_2 — образовавшееся критическое давление в начале магистрали, где производится выпуск воздуха в атмосферу. Следовательно искомое падение давления будет:

$$\Delta p = p_1 - 0{,}6\, p_1 = 0{,}4\, p_1. \tag{37}$$

Теперь нам остается еще определить коэфициент затухания n. Его найдем из практических данных, пользуясь диаграммой фиг. 20, где даны кривые падения давлений в передних и задних вагонах.

Темп падения давления в магистрали передних вагонов, т. е. при $l_x = 0$, согласно формуле (36) будет:

$$\eta_1 = \frac{\Delta p}{l}\, w_в \quad am/сек. \tag{37а}$$

Если например магистраль была заряжена нормальным давлением 5 am = 6 ama, то Δp согласно (37) равно $0{,}4 \cdot 6 = 2{,}4$ am.

Длина магистрали l, как указано на диаграмме фиг. 20, равна приблизительно 1000 $м$.

Подставляя эти величины Δp и l в формулу (37а), имеем:

$$\eta_1 = \frac{2{,}4}{1000} \cdot 330 = 0{,}79 \quad am/сек.$$

Из диаграммы фиг. 20 и 25 видно, что такой темп падения давления в магистрали действительно имеется примерно на расстоянии 4 — 5 вагонов от головы поезда.

Когда же воздушная волна достигнет хвоста поезда, где $l_x = l$, то из формулы (36) следует:

$$\eta_n = \frac{\Delta p}{l}\, w_в\, e^{-n\frac{l_x}{w_в}}$$

или, подставляя вышеуказанные цифры, имеем:

$$\eta_n = \frac{2{,}4}{1\,000} 330 \cdot 2{,}72^{-n\frac{1\,000}{300}} \quad am/сек. \tag{37б}$$

Из этого уравнения мы и найдем значение коэфициента затухания n, если вместо символа η_n подставим значение его, взятое из опытной диаграммы фиг. 20. Для последнего вагона мы видим, что через 3,5 сек. давление там упало в магистрали на 0,085 am, следовательно темп падения давления там:

$$\eta_n = 0{,}085 : 3{,}5 = 0{,}024 \quad am/сек.$$

Поэтому выражение (37б) можно переписать в таком виде:

$$0{,}024 = \frac{2{,}4}{1\,000} 330 \quad 2{,}72^{-n\frac{1\,000}{330}}$$

или

$$2{,}72^{-n\frac{1\,000}{330}} = 0{,}0304.$$

Логарифмируя это выражение, имеем:

$$-n\,\frac{1\,000}{330} \lg 2{,}72 = \lg 0{,}0304,$$

откуда

$$n = -\frac{\lg\ 0{,}0304}{\frac{1\,000}{330} \lg 2{,}72},$$

НТБ ДНУЖТ

а так как

$$\lg 0{,}0304 = 2{,}48\,487 = -1{,}51\,713$$

и

$$\lg 2{,}72 = 0{,}43\,457,$$

то окончательно коэфициент затухания

$$n = \frac{1{,}51\,713}{\frac{1\,000}{330}\,0{,}43\,457} = 1{,}15. \qquad (38)$$

Определим для примера темпы падения давлений в пяти точках магистрали, длина которой 1000 *м*, на следующих расстояниях от крана машиниста:

1) в голове поезда, где $l_x \approx 0$;
2) на расстоянии 250 *м*;
3) » » 500 »
4) » » 750 »
5) » » 1 000 »

Эти точки найдутся из формулы (36):

$$\eta = \frac{\Delta p}{l}\, w_в\, e^{-n\frac{l_x}{w_в}},$$

в которой подставим

$$\Delta p = 2{,}4\ am;$$

$$l = 1\,000\ м;$$

вместо $w_в = 330\ м$

$$e = 2{,}72;$$

$$n = 1{,}15;$$

l_x — вышезаданные расстояния.

Подставляя эти цифры, имеем:

$$\eta = \frac{2{,}4}{1\,000}\,330 \quad 2{,}72^{-1{,}15\frac{l_x}{330}}. \qquad (38а)$$

Определим еще при указанных выше l_x логарифмический градиент $\left(-1{,}15\,\frac{l_x}{330}\right)$

1) $1{,}15\,\frac{0}{330} = 0{,}000;$

2) $1{,}15\,\frac{250}{330} = 0{,}871;$

3) $1{,}15\,\frac{500}{330} = 1{,}39;$

4) $1{,}15\,\frac{750}{330} = 2{,}613;$

5) $1{,}15\,\frac{1000}{330} = 3{,}484.$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя эти цифры в формулу (38а), имеем следующие темпы падений давлений:

$$\eta_0 = 0{,}79 \quad 2{,}72^{\circ} = 0{,}79 \cdot 1{,}000 = 0{,}79 \ am/сек.$$
$$\eta_{250} = 0{,}79 \quad 2{,}72^{-0{,}871} = 0{,}79 \cdot 0{,}418 = 0{,}33 \ »$$
$$\eta_{500} = 0{,}79 \quad 2{,}72^{-1{,}742} = 0{,}79 \quad 0{,}175 = 0{,}14 \ »$$
$$\eta_{750} = 0{,}79 \quad 2{,}72^{-2{,}613} = 0{,}79 \quad 0{,}073 = 0{,}057 \ »$$
$$\eta_{1\,000} = 0{,}79 \quad 2{,}72^{-3{,}484} = 0{,}79 \cdot 0{,}031 = 0{,}024 \ »$$

На фиг. 33 нанесена кривая по этим точкам.

Если разрядка магистрали производится через меньшее отверстие, например при служебном торможении, то величина темпа η пропорционально площади отверстия уменьшится. Так, если для экстренной разрядки магистрали служило отверстие площадью $\omega_э$, равной площади живого сечения магистрали, а для служебной разрядки — отверстие площадью $\omega_{сл}$, то темп падения давления в головной части магистрали будет при служебной разрядке равен:

$$\eta_{сл} = \eta_э \frac{\omega_{сл}}{\omega_э}.$$

Принимая во внимание, что площади отверстий относятся как квадраты их диаметров, можно написать:

$$\eta_{сл} = \eta_э \left(\frac{d_{сл}}{d_э}\right)^2 \tag{39}$$

Например, предположим, что выпускное отверстие для экстренного торможения имеет диаметр 24 *мм*, а выпускное отверстие для служебного торможения имеет диаметр 8 *мм*. Тогда найденные выше темпы падения для экстренного торможения могут быть переведены на служебные помножением их на $\left(\frac{8}{24}\right)^2 = 0{,}111$, именно:

$$\eta_{сл\,0} = 0{,}79 \cdot 0{,}11 = 0{,}087;$$
$$\eta_{сл\,250} = 0{,}33 \cdot 0{,}11 = 0{,}036;$$
$$\eta_{сл\,500} = 0{,}14 \cdot 0{,}11 = 0{,}015;$$
$$\eta_{сл\,750} = 0{,}057 \cdot 0{,}11 = 0{,}0062;$$
$$\eta_{сл\,1\,000} = 0{,}024 \cdot 0{,}11 = 0{,}0026.$$

Кривые темпов падения давления при служебной разрядке согласно найденным цифрам тоже нанесены на диаграмму фиг. 36.

Эти кривые очень близко подходят к кривым, полученным путем опыта и изображенным на фиг. 20 или на фиг. 24.

При наличии отростков магистрали, например к воздухораспределителям или к стоп-кранам, надо суммированную длину их прибавлять к длине самой магистрали.

Называя поэтому сумму всех отростков через $\Sigma\lambda$, мы должны формулу (36) переписать в таком виде:

$$\eta = \frac{\Delta p}{l + \Sigma\lambda} \, w_в \, e^{-n\frac{l_x}{w_в}}. \tag{40}$$

При наличии дополнительной разрядки магистрали соответственно надо уменьшить коэфициент затухания n, подбирая его эмпирически; если в тормозах работают ускорители, предназначенные для экстренной дополнительной разрядки, то коэфициент $n = 0$ или очень близок к нему.

Определив по формуле (40) темп падения давления в конце магистрали и зная чувствительность воздухораспределителя данного тормоза, которая определяется величиной и данным темпом снижения давления для приведения его в действие, мы можем определить через сколько секунд после появления в конце магистрали воздушной волны начнет действовать тормоз. Складывая затем это время и время воздушной

РГБ ДРУЖКТ

волны, найдем время тормозной волны, а разделив длину магистрали на это время, найдем и скорость тормозной волны $w_{тор}$. Это подробно рассматривается в § 10 в связи с рассмотрением чувствительности тормозных приборов.

§ 8. Медленная разрядка магистрали для проверки мягкости тормоза

Известно, что в эксплуатации воздухопроводная тормозная сеть не является идеально плотной, поэтому техническими нормами предусматривается определенный допуск утечек воздуха. Считается удовлетворительным такое состояние тормозной сети, если она после зарядки ее до 5 *ат* и отъединения от источника питания теряет вследствие утечек лишь столько воздуха, что получается темп падения давления порядка 0,15—0,20 *ат/мин*.

Следует заметить, что наличие утечек в магистрали служит причиной снижения этого давления в хвосте поезда. Разность показаний манометров, одного в голове поезда, а другого в хвосте, достигает 0,10—0,15 *ат*, а иногда и больше в зависимости от длины магистрали и величины утечек.

Образование такой разности в голове и хвосте поезда в процессе питания магистрали объясняется тем, что воздух при этом не находится в неподвижном состоянии, а все время медленно движется от переднего конца к заднему, пополняя расход; наличие же движения обусловливается обязательным попутным падением давления, иначе не было бы движущей силы на преодоление сопротивлений. О скорости потока воздуха, пополняющего утечки, можно судить по расходу его. Если например тормозная сеть находится в исправном состоянии, то после зарядки ее давлением 5 *ат* и отъединения ее от источника питания она может давать утечки, характеризующиеся быстротой падения давления порядка 0,20 *ат/мин*, что является нормальным в эксплуатации. Если при этом известен объем тормозной сети, то легко найти и расход воздуха. Для примера возьмем поезд, состоящий из 100 двухосных вагонов, среди которых 40 тормозных. Длина магистрали такого поезда 800 *м*, а объем ее 400 *л*. Объем одного запасного резервуара 30 *л*, следовательно объем 40 резервуаров 1200 *л*. При этих данных объемный расход воздуха в 1 мин. будет:

$$Q=(400+1200)\,0{,}2=320\ \ л/мин=320\,000\ см^3/мин.$$

Площадь живого сечения магистральной трубы 5 $см^2$, поэтому в магистрали головной части поезда можно ожидать скорость потока:

$$w=\frac{320\,000}{60\cdot 5}=1060\ см/сек\approx 11\ м/сек.$$

Наличие утечек в тормозной сети создает некоторые особые условия в системе тормозов, на которые мы хотим здесь обратить внимание.

При существовании того или иного допуска утечек воздуха из магистрали тормозные приборы должны быть так устроены, чтобы они не приходили в действие при этих темпах падения давления, получающихся вследствие естественных утечек воздуха, ввиду чего тормозные приборы должны обладать определенной степенью нечувствительности. Это необходимо с практической точки зрения на случай временного прекращения питания магистрали воздухом по причине остановки насоса, отцепки локомотива и производства маневров.

Ввиду этого при приемках новых воздухораспределителей и тройных клапанов с завода или при проверке их после выхода из ремонта они проверяются на испытательном столе в отношении нормы нечувствительности, называемой мягкостью тормоза, с одной стороны, и нормы чувствительности, — с другой. Для этой пробы на испытательном столе имеются два вестовых краника для выпуска воздуха из магистрали после зарядки и отъединения ее от крана машиниста. При объеме магистрали 50 *л* диаметр выпускного калиброванного отверстия в одном краннике должен быть 0,8 *мм* и в другом—2,0 *мм*. При открытии первого краника получающийся темп падения давления

НТБ ДНУЖТ

порядка 0,4 *ат/мин* не должен вызвать работу воздухораспределителя; при открытии второго краника получающийся темп падения давления порядка 0,1 *ат/сек* должен вызвать работу воздухораспределителя и притом не позже, как через 4 сек. Те же нормы остаются, если испытание работы воздухораспределителя производится на одном изолированном вагоне, т. е. на вагоне, отъединенном от поезда.

Но воздухораспределители, выдержавшие указанные выше нормы на индивидуальной установке или на одной тормозной единице, могут не выдерживать их на длинной магистрали, именно: чувствительность прибора в этом случае повышается, и тем больше, чем длиннее магистраль; например, если прибор выдержал при индивидуальном испытании на нечувствительность норму падения давления 0,35 *ат/мин*, а на чувствительность—0,1 *ат/сек*, то этот же прибор, будучи включен в поезд длиной до 100 вагонов, выдерживает норму нечувствительности уже при темпах падения порядка 0,15 *ат/мин*, а норму чувствительности при темпах порядка 0,04 *ат/сек*. Короче говоря, чувствительность приборов в поезде оказывается почти в два раза больше, чем при индивидуальной изолированной их работе. Однако надо оговориться, что это только кажущееся повышение чувствительности и притом относящееся не ко всем воздухораспределителям в поезде, а к единичным приборам, стоящим ближе к месту выпуска воздуха из магистрали, в частности в голове поезда, вследствие особых местных условий, о которых сказано ниже. Если при испытании единичные приборы приходят в действие преждевременно, то они производят дополнительную разрядку магистрали и вызывают действие остальных приборов. Вообще считается, что тормоза не удовлетворяют условиям чувствительности, если норму ее не выдерживают в поезде хотя бы несколько приборов.

Указанный парадокс повышенной чувствительности работы приборов на длинных магистралях имеет однако место лишь в том случае, если плотность магистрали нормальная и естественные утечки воздуха не создают сами большого темпа падения давления в магистрали. Если же магистраль неплотная и утечки воздуха большие по причине пропусков воздуха в соединениях, то нормы нечувствительности в этом случае могут оказаться почти такими же, как и при индивидуальном испытании.

При более близком изучении этого вопроса оказывается, что повышенная чувствительность является кажущейся, так как она в любых условиях остается неизменной, поскольку все детали прибора и его смазка в периоде испытаний остаются тоже неизменными. Но приборы возбуждаются к действию преждевременно вследствие струйного течения воздуха в магистральном трубопроводе, вызванного соответственным расходом его в данном месте магистрали, что дает в отростках к воздухораспределителям добавочное падение давления, не показываемое манометрами, поставленными на магистрали.

Обычно на практике при проверке нормы мягкости (нечувствительности) тормоза в поездных условиях заданный темп падения давления в магистрали создается посредством неполного открытия какого-нибудь крана в одном месте магистрали или при помощи крана машиниста; при этом устанавливают такой расход воздуха, чтобы манометр показывал заданный темп падения давления в магистрали. Но манометр совершенно не указывает быстроту расхода воздуха в тех отростках магистрали, которые находятся ближе к месту истечения воздуха, т. е. ближе к открытому крану. Этот добавочный расход воздуха в отростках объясняется эжекторным действием потока воздуха в этой части магистрали на воздух, находящийся в отростках.

Очевидно, что эти же явления не влияют на скорость тормозной волны при торможении, ибо они дают в сущности лишь более скорое действие передних тормозов и нисколько не ускоряют действия задних тормозов, где струйное движение воздуха при разрядке тормоза почти отсутствует.

Действие указанной эжекции объясняется следующим образом: благодаря диффузии, вязкости и некоторому подсосу движущаяся струя воздуха все время захватывает тонкий слой примыкающего к ней другого воздуха, создавая в нем постоянный добавочный ток, следовательно и расход к тому расходу, который у него имеется.

Рассмотрим несколько подробнее физическую природу явлений эжекции воздуха во время движения струи его в трубе мимо перпендикулярного отростка к этой трубе.

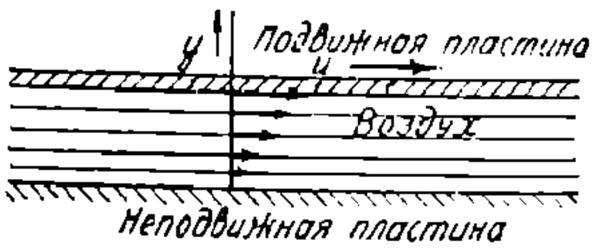
В я з к о с т ь. Чтобы нагляднее представить себе сущность вязкости воздуха, рассмотрим движение последнего между двумя пластинками. Если взять две гладкие

НТБ ДНУЖТ

пластинки на близком расстоянии друг от друга между их параллельными плоскостями и одну из них начать передвигать в направлении своей плоскости относительно другой пластинки со скоростью u, то экспериментальное наблюдение движения воздуха между пластинками показывает, что:

1) воздух прилипает к поверхностям пластинок и в непосредственной близости к ним обладает той же скоростью, что и пластинка;

2) скорости слоев воздуха в промежутке между пластинками пропорциональны расстояниям этих слоев от покоящейся пластинки (фиг. 34);

3) вязкость воздуха проявляется в виде оказываемого сопротивления движению одной пластинки относительно другой; это сопротивление для единицы площади пропорционально скорости ввиду возникающего напряжения сдвига одних слоев воздуха относительно других.

Фиг. 34. Явления вязкости воздуха.

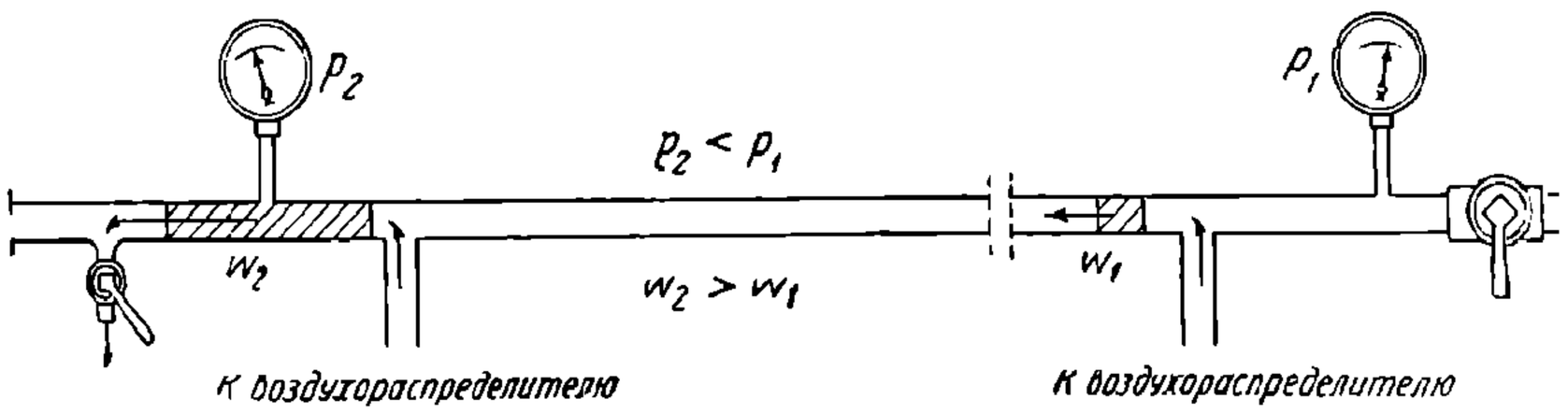
Внутреннее трение Если две массы воздуха находятся в непосредственном соприкосновении и одна масса движется относительно другой, то наблюдается трение между слоями переходной зоны от неподвижного воздуха к подвижному; при этом движущийся с большей скоростью слой приводит в движение или ускоряет движение соприкасающегося с ним слоя, а этот последний ускоряет движение следующего смежного слоя и т. д. Таким образом, пограничные слои неподвижного воздуха получают движение в сторону движущегося воздуха. Сила R, с которой один слой действует на другой, ускоряя его движение, пропорциональна скорости u; далее, эта сила убывает пропорционально расстоянию x от поверхностной границы движущегося воздуха в сторону неподвижного воздуха; наконец, эта сила пропорциональна величине поверхности соприкосновения ω слоев воздуха.

Таким образом получается формула:

$$R = \xi \frac{u}{x} \omega, \tag{41}$$

в которой число ξ называется коэфициентом внутреннего трения или вязкости. Величина его зависит от температуры и в среднем равна 0,00024.

Внутреннее трение молекулярная физика объясняет беспорядочным движением молекул воздуха: в поток движущегося воздуха постоянно попадают молекулы неподвижного воздуха, и обратно, ввиду чего образуются в течение некоторого



Фиг. 35. Струйное движение воздуха в магистрали при малых утечках.

времени соприкосновения двух масс воздуха, образующих пограничный слой, смеси с некоторой промежуточной скоростью, которая в дальнейшем принимает величину скорости основного потока.

Подсос. На основании теоремы Бернулли известно, что при струйном движении воздуха там, где скорость его больше, давление соответственно меньше, и наоборот. Если в длинной заряженной сжатым воздухом трубе создавать в одном месте ее сосредоточенную утечку воздуха, то вблизи этого места скорость воздуха будет в трубе значительно больше, чем в отдаленных местах, так как чем ближе к месту истечения, тем большее количество воздуха должно пройти через сечение трубы в единицу времени. Ввиду этого манометр, стоящий в отдаленном месте от истечения, будет всегда показывать большее давление, чем манометр, поставленный вблизи его (фиг. 35), поэтому, если общее падение давления близкий манометр показывает Δp_2, а отдаленный Δp_1 и $\Delta p_1 < \Delta p_2$, то отношения величин этих

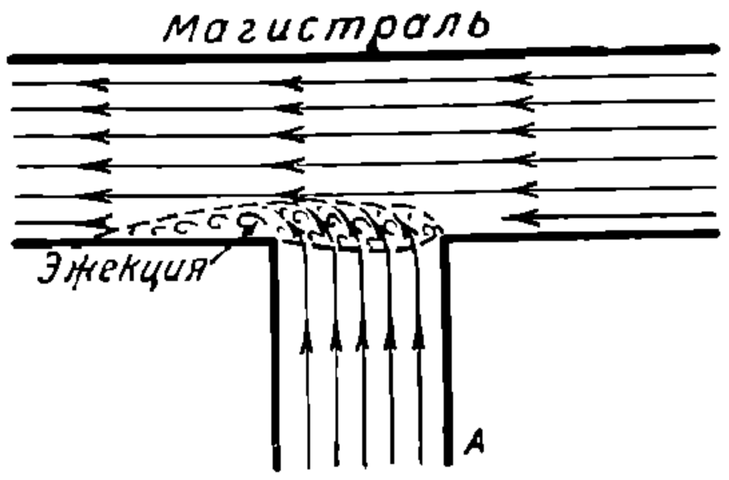
НТБ ДНУЖТ

падений к числу секунд, прошедших от начала наблюдений до момента отсчета давлений, покажет, что темпы падения давления тем больше, чем ближе к месту истечения воздуха:

$$\frac{\Delta p_1}{t} < \frac{\Delta p_2}{t}.$$

Для небольшого промежутка времени t это неравенство может оказаться большим.

Рассмотренные выше факторы, суммируясь, дают тот результат, который мы назвали эжекцией (фиг. 36). Она наиболее сильно проявляется в местах, близких к истечению воздуха, при условии наличия большой массы воздуха в длинном трубопроводе, из которого в одном месте происходит утечка воздуха, служащая причиной не только общего падения давления в этом трубопроводе, но и появления струйного движения воздуха в нем. Если труба короткая или если воздух заключен в большой резервуар, то созданная где-либо искусственная утечка воздуха, дающая требуемый темп падения давления, в этих случаях не дает заметного потока. В первом случае потому, что для такой утечки из малого объема трубы дается очень небольшой расход воздуха; во втором случае большая площадь поперечного сечения резервуара пропускает требуемое количество воздуха с ничтожной скоростью, и только в непосредственной близости к открытому отверстию возникает поток, превращающийся в струю. При длинном же трубопроводе те воздухораспределители, которые находятся вблизи искусственно созданного местного расхода воздуха под действием общего темпа снижения давления в магистрали, с одной стороны, и под действием эжекции воздуха из отростков, с другой стороны, могут притти в действие в то время, когда манометр у места наблюдения показывает малый темп падения давления, при котором тормоза не должны работать.



Фиг. 36. Эжекция воздуха из магистрального отростка.

Сделаем примерный расчет влияния эжекции по формуле (41):

$$R = \xi \frac{u}{x} \omega.$$

Здесь R — сила трения, захватывающая воздух из отростка A по площади его сечения ω (фиг. 36). Если силу разделить на площадь ω, то получим действие этой силы в атмосферах (удельное действие эжекции). Обозначив эту силу знаком $\Delta p_{эж}$, имеем:

$$\Delta p_{эж} = \frac{R}{\omega} = \xi \frac{u}{x}.$$

где ξ—величина коэфициента трения равная, как указывалось выше 0,00024, а u скорость воздуха в магистрали вблизи открытого крана при испытании тормоза на мягкость. Выше мы определили, что при плотной магистрали, когда она, будучи изолирована, дает падение давления 0,2 *ат/мин*, то в длинном поезде при ее питании для поддержания давления требуется скорость потока в 1 *м/сек*. Но при пробах на мягкость создают утечки 0,4 *ат/мин*, т. е. вдвое больше, поэтому и скорость потока, питающего воздух, будет тоже вдвое больше, т. е. 2 *м/сек*. Толщину воздушного пограничного слоя между поточным воздухом в магистрали и примыкающим к нему воздухом в отростке при данных скоростях можно принять равной 2 *мм*, или 0,002 *м*.

При таких данных имеем:

$$\Delta p_{эж} = \frac{0{,}00024 \cdot 2}{0{,}002} = 0{,}24 \ ат. \qquad (42)$$

Такое примерно добавочное разрежение дает эжекция в примыкающем к магистрали отростке, идущем от воздухораспределителя в местах наибольшей скорости движения

НТБ ДНУЖТ

воздуха; это разрежение будет добавочным сверх общего падения давления для всей магистрали, которое вызывается установленным расходом воздуха при созданной утечке. Поэтому, чтобы получить величину полного падения давления в отростке, необходимо к величине падения давления от эжекции прибавить величину общего падения давления в тормозной сети, наблюдаемой по отдаленному манометру.

Следует заметить, что это дабавочное разрежение от эжекции не может быть обнаружено из показаний манометров, стоящих на магистрали, так как они совершенно не указывают скоростного эффекта струи, а указывают только давление ее на боковые стенки трубы. Но манометр, поставленный на отростке от магистрали к воздухораспределителю, покажет добавочное влияние эжекции, так как работа последней вызывает эквивалентную величину падения давления в отростке.

Опыт и расчет подтверждают, что чувствительность воздухораспределителей, испытываемых индивидуально, меньше на 50—60% чувствительности тех же приборов, испытываемых на групповой станции или в длинном поезде.

Поэтому необходимо устанавливать две нормы нечувствительности: индивидуальную и поездную.

Для перехода с высшего на низшее зарядное давление (после перезарядки тормозов) инструкция рекомендует машинистам это производить при помощи кранов машиниста. Надо заметить, что это почти всегда приводит к торможению, и после этого приходится в поезде отпускать тормоза посредством выпускных клапанов.

Такой переход с высшего на низшее давление надо производить просто поставкой ручки крана машиниста Вестингауза в перекрышу, или перекрыв комбинированный кран при кране машиниста Казанцева. Тогда давление в магистрали будет снижаться по всей длине ее равномерно за счет естественных утечек воздуха.

НТБ
ДНУЖТ

Глава третья

ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ТРОЙНЫХ КЛАПАНОВ И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

§ 9. Общая роль воздухораспределительных приборов в системе тормоза

Из первой части книги «Тормоза» мы знаем, что характер работы тормоза сжатого воздуха любой системы зависит преимущественно от типа и свойств тройного клапана или воздухораспределителя его. Из этого следует, что изучение свойств воздушных тормозов разных систем должно быть в основном сведено к изучению воздухораспределительных приборов. В настоящей главе мы исследуем работу этих приборов с теоретической точки зрения, опираясь на опытные данные, а затем сделаем соответственные выводы.

Общим для всех типов воздухораспределителей и тройных клапанов является то, что они подчиняются изменениям магистрального давления, следуя одному и тому же закону: при снижении давления они производят торможение, при повышении давления дают отпуск. Эти функции выполняются принципиально одним способом: определенной величины темп изменения давления воздуха воздействует на рабочие площади поршней или диафрагм, помещенные в приборах, ввиду чего эти поршни или диафрагмы перемещаются, увлекая или толкая золотники или клапаны. Последние части собственно и выполняют функции распределения и направления сжатого воздуха в соответственные места. Без изменения давления с какой-либо из сторон рабочей площади тормозной прибор не может выйти из равновесного состояния и бездействует.

При распределительных функциях приборов состояние воздуха в них и в магистрали все время меняется. Спрашивается, по какому термодинамическому закону следует рассматривать эти процессы. В предыдущих главах уже неоднократно указывалось, что там, где происходят медленные процессы течения или изменения давления воздуха, надо предполагать закон изотермический. Одновременно возникает вопрос, каким образом учитывать утечки воздуха, которые являются неизбежными и в известной степени допустимыми в системе воздушного тормоза. Условимся не учитывать их, ибо мы производим исследование кратковременных процессов торможения, тогда как значение утечек на практике является существенным лишь при длительном торможении; что же касается кратковременных тормозных операций, в особенности операций полного или экстренного торможения, то, если только размер утечек не выходит за пределы, установленные техническими нормами, они не вносят существенных изменений в работу тормозов.

При помощи воздухораспределительных приборов, находящихся на каждой тормозной единице, устанавливаются в тормозных цилиндрах определенные давления во время торможения. Однако эти давления не производят такой работы, как например давления пара или газа в двигателях, а создают лишь определенный статический нажим на поршни и рычаги; поэтому расход воздуха при торможении не зависит ни от скорости поезда, ни от длины тормозного пути, но зависит от числа тормозов и числа отдельных торможений и отпусков, причем каждый раз воздух расходуется как из магистрали при снижении давления в ней в начале торможения, так и из цилиндров при отпуске тормозов. Кроме этого расхода имеется еще постоянный расход воздуха на утечки, которые в одних тормозах пополняются лишь после отпуска

НТБ ДИИЖТ

тормозов (в непрямодействующих тормозах), в других же утечки пополняются всегда как во время торможения, так и во время отпущенного состояния тормозов (в прямодействующих тормозах).

При исследовании работы воздухораспределителей мы остановимся на главных принципиальных свойствах их, определяющих работу тормоза данной системы.

§ 10. Тормозная волна и чувствительность воздухораспределителей

Для тормозной волны очень важную роль играет степень чувствительности воздухораспределителей и тройных клапанов. С точки зрения скорости распространения тормозной волны следовало бы доводить чувствительность воздухораспределителей до возможно высшей степени; но при таких приборах на практике создавались бы большие неудобства или даже препятствия для нормального пользования тормозами, а также и для движения поездов по следующим причинам. Так как тормозная сеть никогда не бывает абсолютно плотной, то она получает постоянный приток воздуха из главного резервуара локомотива на пополнение утечек, происходящих через множество малых неплотностей в различных местах тормозной сети; благодаря этому в магистрали постоянно происходит движение воздуха, причем не вполне равномерное, так как кран машиниста питает магистраль с малыми перерывами, дающими небольшие колебания давления в пределах 0,05—0,10 *ат*; если бы воздухораспределители были слишком чувствительны, то могли бы давать при таких колебаниях самопроизвольные торможения. Кроме того, когда состав поезда оставляется без локомотива, то вследствие падения давления по причине утечек воздуха все тормоза приходили бы немедленно в действие, что составило бы затруднения и задержки при маневрах. Эти и подобные другие причины, о которых уже говорилось в предыдущих параграфах, требуют, чтобы воздухораспределители и тройные клапаны были в известной степени нечувствительными. Способ проверки установленных норм нечувствительности и чувствительности работы тормозных приборов указан в § 8. Здесь же рассмотрим и изучим те факторы, которые определяют степень чувствительности работы тормоза.

Каждый распределительный орган внутри воздухораспределителя в начале своего действия уже сам по себе создает сопротивление движению вследствие трения поршневого кольца, золотника, изгиба диафрагм, нажатия малых вспомогательных пружинок, нажатия воздуха на клапаны, прилипания последних к седлам и т. д. Все эти факторы, обусловливающие начальное сопротивление, не поддаются очень точному определению, тем более, что они с течением времени изменяются вследствие загрязнения прибора. На основании опыта можно сказать, что распределительный поршень в тройном клапане Вестингауза при заряженном тормозе, когда над золотником имеется давление в 5 *ат*, а снизу в местах атмосферных окон в это время нуль, требует для своего сдвига усилие от 5 до 7 *кг*. В распределителе Матросова это усилие несколько меньше ввиду меньших размеров золотника и равно 4—6 *кг*. В распределителях Казанцева собственное сопротивление прогибу диафрагм бывает положительным и отрицательным, что зависит от случайных причин сборки или изготовления диафрагм, так как последние сами по себе стремятся вследствие их коробления выпучиваться в ту или другую сторону. Для устранения этой неопределенности в распределителе типа К предусмотрен избыток постоянной силы в одну сторону для оказания сопротивления выводу этих диафрагм из их начального положения в первый момент торможения: для этого наружная диафрагма со стороны атмосферной камеры имеет диаметр на 0,75 *мм* больше, чем диаметр диафрагмы со стороны камеры тормозного цилиндра. Собственно диафрагмы в этом случае как детали взаимозаменяемы, но диаметр зажимного внешнего контура со стороны крышки на 0,75 *мм* больше диаметра постели другой противоположной диафрагмы.

Практически величина рабочей площади распределительного поршня или диафрагмы так рассчитывается, чтобы они имели достаточную энергию для перемещения самих себя и связанных с ними деталей при разности давлений воздуха с одной и другой его стороны в 0,1 *ат*. Для этого оказывается достаточной величина площади около 60 $см^2$, что соответствует диаметру поршня около 8,8 *см*. В тройных клапанах Вестингауза прежде поршни были диаметром 7,6 *см* с площадью около 45 $см^2$; в настоящее время пло-

НТБ ДНУЖТ

щадь распределительных поршней скородействующего тройного клапана 62 *см*² (диаметр 8,9 *см*), вследствие чего чувствительность стала выше. Теоретически чем больше площадь распределительного поршня, тем выгоднее для тормозной волны. Но на практике оказывается, что это оправдывается только до известного предела, так как чем больше диаметр распределительного поршня, тем больше пропусков воздуха через уплотнительное кольцо, а главное — тем больше объем выталкиваемого поршнем в магистраль воздуха. То и другое замедляет тормозную волну. Например в тройном клапане тормоза Кнорра диаметр поршня 10,0 *см*, т. е. площадь его 78,5 *см*². Этот прибор действительно чувствительнее, чем приборы Вестингауза, но при экстренном торможении скорость тормозной волны у него на 23 *м/сек* медленнее: у Вестингауза—273 *м/сек*, у Кнорра—250 *м/сек*. Инж. Гильдебрандт, исследовавший это, доказывает, что меньшая скорость волны объясняется именно большей площадью распределительного поршня, вдувающего много вредного воздуха в магистраль. Кроме того, при выключенных ускорителях в поезде, состоящем из 100 вагонов, при служебном торможении тормоз Кнорра распространял тормозной эффект только до 50-го вагона, а тормоз Вестингауза до 75-го вагона. Эта разница тоже приписывается площадям распределительных поршней. Не вдаваясь в теоретическое исследование этого вопроса, а основываясь на практических данных, надо притти к заключению, что диаметр поршня около 90 *мм* является оптимальным при тех величинах ходов, какие имеют упомянутые приборы, — около 25—27 *мм*. При меньших ходах, очевидно, можно допустить большие площади распределительных поршней. Так, в отношении распределителей Казанцева, снабженных вместо поршней диафрагмами, ход диафрагм всего около 3 *мм*, и они абсолютно герметичны, так что количество вредного воздуха в начале торможения ничтожно, и поэтому рабочие площади диафрагм могут быть доведены до больших размеров, что и сделано в этих приборах (§ 12, п. «в»).

В скородействующих тройных клапанах кроме того требуется еще выполнить добавочное условие—двойную чувствительность: одна чувствительность для служебного торможения, другая для экстренного торможения. Об этом подробно сказано ниже в п. «д». Здесь же укажем, что для более четкого разграничения этих двух степеней чувствительности в скородействующем тройном клапане Вестингауза введено искусственное сопротивление движению распределительного поршня, когда он пройдет путь около 15 *мм*. Этим сопротивлением является буферная пружина, поставленная в крышке прибора. Так как начальное сопротивление поршня и золотника больше, чем во время их движения, то при отсутствии указанного буфера распределительный поршень проходил бы несколько дальше, чем это требуется, что могло бы вызвать в некоторых случаях самопроизвольное экстренное торможение.

Возвращаясь к чувствительности работы тормозных приборов, мы должны указать, что таковая в тормозном деле оказывает влияние на время тормозной волны $t_{тор}$, т. е. на число секунд, протекающих от момента поворота ручки крана до момента начала действия последнего тормоза в поезде.

В § 4, 5 и 7 мы изучили скорость воздушной волны и темпы падений давления в разных точках магистрали. Теперь мы можем заняться вопросом определения времени тормозной волны.

Вводим такие обозначения:

Q — объем запасного или другого резервуара, находящегося с задней стороны распределительного поршня;

$y=x$ — зарядное давление резервуара, равное зарядному давлению магистрали;

Δy — величина падения давления за поршнем;

Δx — величина падения давления в магистрали, т. е. перед поршнем;

$\eta_x = \frac{\Delta x}{t}$ — темп падения давления в данной точке магистрали;

$\eta_y = \frac{\Delta y}{t}$ — темп падения давления за распределительным поршнем;

t — время от момента начала падения давления перед поршнем или диафрагмой распределителя со стороны магистрали до момента начала действия тормоза;

r — сила сопротивления распределительного поршня в килограммах;

РГБ ДНУЖТ

Δp — сила сопротивления распределительного поршня в атмосферах, отнесенных к площади поршня;
ω — площадь распределительного поршня;
s — площадь разрядного отверстия или канавки;
u — средняя скорость течения воздуха через разрядное отверстие или канавку.

Для решения задачи нам необходимо знать сопротивление поршня или диафрагмы с их органами распределения (фиг. 37). Зная это сопротивление и рабочую площадь поршня, находим, при какой разнице давлений воздуха сзади и спереди поршня Δp он сдвинется с места:

$$\Delta p \leqslant \frac{r}{\omega}.$$

При данном темпе падения давления η_x в магистрали через некоторый промежуток времени t должна создаться требуемая разница давлений Δp для приведения поршня прибора (следовательно и тормоза) в действие. Если t окажется равным бесконечности, то, очевидно, действие прибора и торможение при данном темпе не получатся, а будет происходить просто тихая разрядка тормоза. Предположим, что торможение получается. Тогда должно иметь место следующее уравнение:

$$\Delta p = (y - \eta_y t) - (x - \eta_x t).$$

Но зарядное давление $y = x$, поэтому:

$$\Delta p = (\eta_x - \eta_y)\, t, \qquad (1)$$

т. е. требуемое напорное давление воздуха на распределительный поршень получается в результате опережения темпа падения давления за поршнем темпом падения давления перед поршнем. Если этого опережения нет, то

$$\eta_y = \eta_x,$$

и потому происходит лишь разрядка тормоза.

Величина η_x нам задана или ее находим по § 4 или 7. Что же касается величины η_y, представляющей собой темп падения в резервуаре за поршнем, то его надо найти. Из определения имеем:

$$\eta_y = \frac{\Delta y}{t}.$$

Падение давления в резервуаре на Δy равносильно падению при увеличении объема резервуара на некоторую величину ΔQ. Поэтому по закону Бойля можем написать уравнение:

$$yQ = (y - \Delta y)(Q + \Delta Q).$$

Раскрывая скобки и делая сокращения, определяем:

$$\Delta y = \frac{y \Delta Q}{Q + \Delta Q}.$$

Но так как падение давления Δy произошло за время t, то:

$$\eta_y = \frac{\Delta y}{t} = \frac{y \Delta Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{1}{t}.$$

Подставляя это значение в уравнение (1), имеем:

$$\Delta p = \left(\eta_x \frac{y \Delta Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{1}{t} \right) t. \qquad (2)$$

Здесь ΔQ — расход воздуха из объема Q через разрядную канавку k в магистраль (фиг. 37). Полагая, что при небольших перепадах давления Δp плотность воздуха в этих пределах постоянная, а скорость движения его через отверстие

НТБ ДНУЖТ

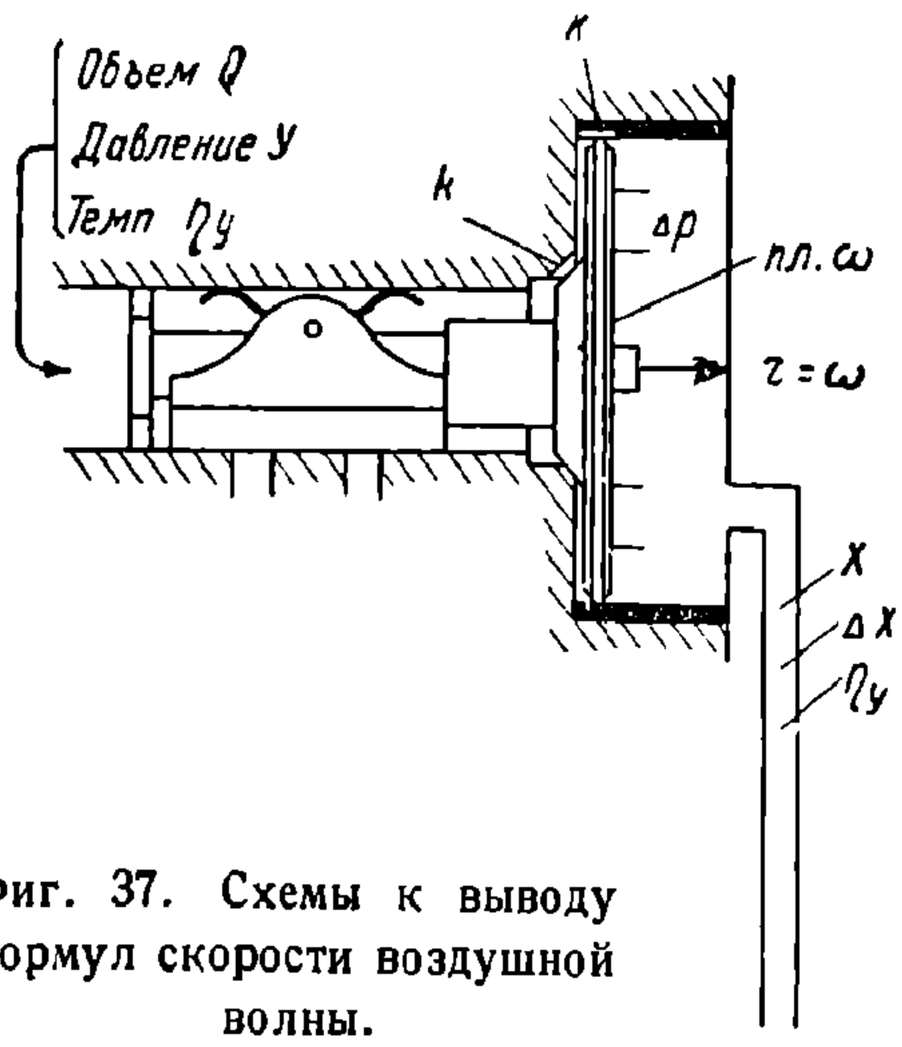
средняя между нулем и максимальной величиной, соответствующей перепаду давления Δp, мы можем по формуле истечения из отверстий:

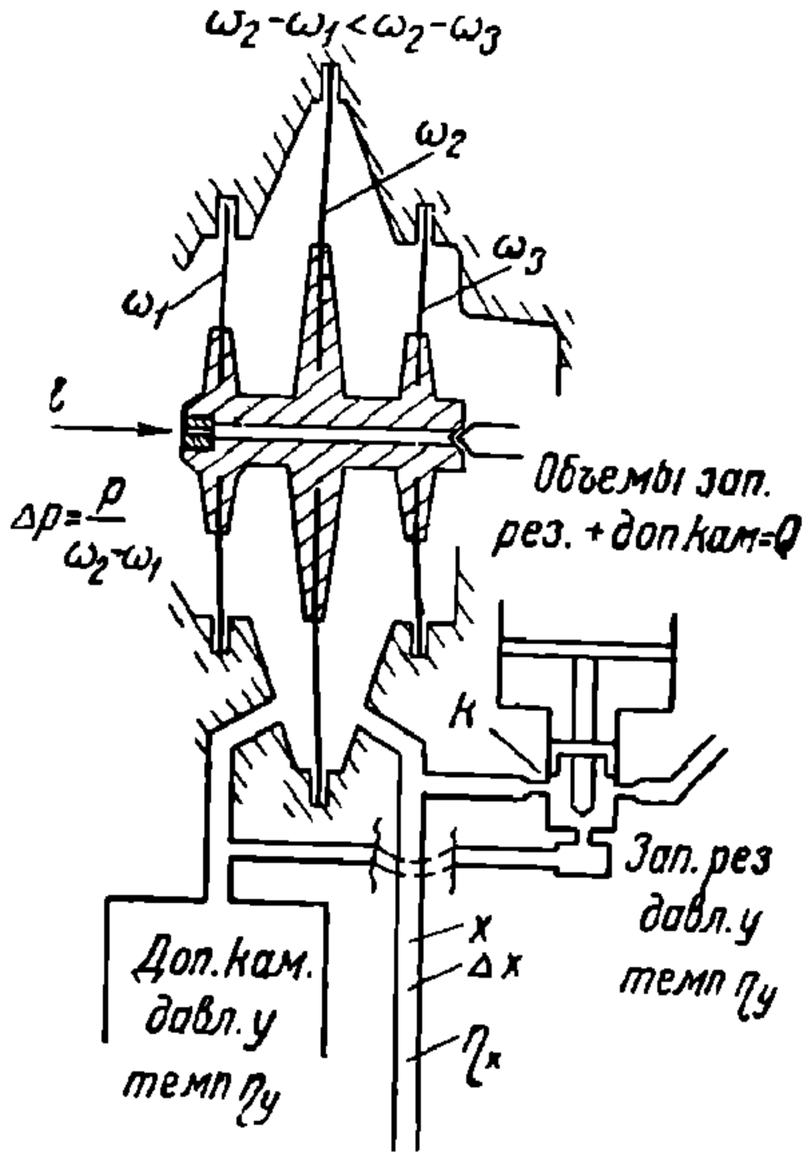
$$u = \sqrt{2g\frac{p_1 - p_2}{\gamma}}\ м/сек$$

найти:

$$u_{ср} = \frac{1}{2}\sqrt{2g\frac{\Delta p}{\gamma}}. \qquad (3)$$

Зная же площадь живого сечения разрядного отверстия или разрядной канавки и время t, через которое начал работать воздухораспределитель от момента начала падения давления в данном месте магистрали, можно определить объемный





Фиг. 37. Схемы к выводу формул скорости воздушной волны.

расход воздуха ΔQ, получившийся из находящегося за поршнем объема в магистраль. Этот расход будет:

$$\Delta Q = stu\ м^3/сек.$$

Подставляя это значение ΔQ в формулу (2) и делая преобразования, получаем:

$$\eta_x st^2 u + (Q\eta_x - suy - su\Delta p)\, t - Q\Delta p = 0.$$

Деля все члены на $\eta_x us$ и заменяя зарядное давление за поршнем y зарядным давлением магистрали x, имеем:

$$t^2 + \left(\frac{Q}{su} - \frac{x}{\eta_x} - \frac{\Delta p}{\eta_x}\right) t - \frac{\Delta p}{\eta_x su} Q = 0$$

или

$$t^2 + At - B = 0, \qquad (4)$$

где

$$\left.\begin{aligned} A &= \frac{Q}{su} - (x + \Delta p)\frac{1}{\eta_x}; \\ B &= \frac{Q\Delta p}{\eta_x su} \end{aligned}\right\} \qquad (4')$$

НТБ ДНУЖТ

Отсюда, решая квадратное уравнение (4), находим время t, через которое начнет работать тормоз, считая с момента начала падения и давления в данном месте магистрали:

$$t = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} + B}. \tag{5}$$

Чтобы определить время тормозной волны от момента поворота ручки крана машиниста, надо ко времени t прибавить время воздушной волны $t_в$, которое найдется от деления длины магистрали от крана машиниста до данной точки на скорость воздушной волны $w_в$:

$$t_{тор} = \frac{l}{w_в} + t. \tag{5'}$$

Скорость воздушной волны берется согласно формуле (13) § 5. Скорость же тормозной волны равна:

$$w_{тор} = \frac{l}{t_{тор}} = \frac{l w_в}{l + t w_в}. \tag{6}$$

Скорость воздушной волны при средней внешней температуре $\sim 0°$ равна 330 *м/сек*, тогда скорость тормозной волны равна:

$$w_{тор} = \frac{330\, l}{l + 330\, t}$$

где t берется по формуле (5), для которой значения A и B указаны в варажении (4').

Формулой (6) определяется скорость тормозной волны при служебном торможении; при экстренном же торможении тормозная волна следует за воздушной волной с одинаковой с ней скоростью, но на 1—2 сек. с опозданием, необходимым на образование требуемой величины падения давления перед поршнем тройного клапана. Поэтому тормозная волна при экстренном торможении приходит в конец поезда на столько позже, на сколько тройной клапан первого вагона позже пришел в действие после прихода к нему воздушной волны. Отсюда делаем вывод, что время тормозной волны при экстренном торможении при наличии ускорителей, производящих экстренную дополнительную разрядку, больше времени воздушной волны на 1—2 сек. в зависимости от исправности и совершенства ускорителей и от расстояния между ними, т. е. от числа выключенных ускорителей.

Определим скорость тормозной волны тормоза системы К (Казанцева) при длине магистрали 1000 *м*:

1. При разрядке этого тормоза воздух в первый момент выходит через разрядное отверстие в магистраль одновременно из дополнительной камеры объема 17 *л* и запасного резервуара 30 *л* (тормозной цилиндр 10″). Следовательно надо считать объем по другую сторону диафрагмы:

$$Q = 47\ л = 0{,}047\ м^3.$$

2. Зарядное давление 6 *ата* $=60\,000\ кг/м^2$.

3. Темп падения давления в хвосте поезда согласно диаграмме фиг. 20 или формуле (40) § 7 равен 0,025 *ат/сек* $=250\ кг/м^2\ сек$.

4. Для сдвига диафрагм с места требуется разность между давлением в магистрали и в дополнительной камере $\Delta p = 0{,}1\ ат = 1000\ кг/м^2$.

5. Диаметр разрядного отверстия (в скачковой втулке) 1 *мм*, а площадь $s = 0{,}78\ мм = 0{,}78 \cdot 10^{-6}\ м^2$.

6. Средняя скорость движения воздуха через разрядное отверстие при разности давлений $\Delta p = 0{,}1\ ат$, или $1000\ кг/м^2$, и плотности воздуха при давлении 6 *ат*; кругло $7{,}2\ кг/м^3$, на основании формулы (3) будет:

$$w_{ср} = \frac{1}{2}\sqrt{2 \quad 9{,}8\ \frac{1000}{7{,}2}} = 26\ м/сек.$$

НТБ ДНУЖТ

Имея эти данные, приступаем к решению задачи. Согласно формулам (4′) находим значения A и B:

$$A = \frac{0{,}047}{26 \cdot 0{,}78 \cdot 10^{-6}} - (60\,000 + 1000)\frac{1}{250} = 2073{,}5;$$

$$B = \frac{1000 \cdot 0{,}047}{250 \cdot 26 \cdot 0{,}78 \cdot 10^{-6}} = 9270.$$

Число секунд t от начала падения давления в магистрали хвоста поезда до начала работы воздухораспределителя по формуле (5):

$$t = -\frac{2073{,}5}{2} + \sqrt{\frac{2073{,}5^2}{4} + 9270}$$

или

$$t = -1036{,}7 + 1041{,}2 = 4{,}5 \text{ сек.}$$

Скорость воздушной волны при 0°С согласно формуле (13) § 5—330 *м/сек*. Поэтому время воздушной волны при длине магистрали 1000 *м* будет:

$$t_в = \frac{1000}{330} \approx 3 \text{ сек.}$$

Время же тормозной волны:

$$t_{тор} = t + t_в = 4{,}5 + 3 = 7{,}5 \text{ сек.}$$

Скорость тормозной волны равна:

$$w_{тор} = 1000 : 7{,}5 = 134{,}5 \text{ м/сек.}$$

На опытах с тормозами типа К скорость тормозной волны была в пределах 120—140 *м/сек*. В эксплуатации, если бывает немного меньше, то по причине загрязнения седел под шаровыми питательными клапанами, так как тогда происходит разрядка тормоза не только через разрядные отверстия, но и через неплотности клапанов. По техническим условиям скорость тормозной волны не должна быть меньше 100 *м/сек*. В лучших тормозах скорость волны при служебном торможении доходит до 200 *м/сек*, а при экстренном—до 250 *м/сек*, что достигается тщательным подбором площади распределительного поршня, легкостью его хода при хорошей плотности, а также введением вспомогательной дополнительной разрядки магистрали различными способами. В выведенных выше формулах эти средства не учитываются.

§ 11. Тройные клапаны системы Вестингауза

а) Общая характеристика

Тройные клапаны системы Вестингауза являются представителями приборов непрямодействующих тормозов.

Рассмотрим работу тройного клапана при полном и при ступенчатом торможениях. Введем обозначения (фиг. 38):

x — давление в магистрали;
y — давление в запасном резервуаре;
z — давление в тормозном цилиндре;
Δx — величина снижения давления в магистрали при ступенчатом торможении;
Δy — величина снижения давления в запасном резервуаре;
Q — объем запасного резервуара;
q — объем тормозного цилиндра при полном выходе поршня.

НТБ ДНУЖТ

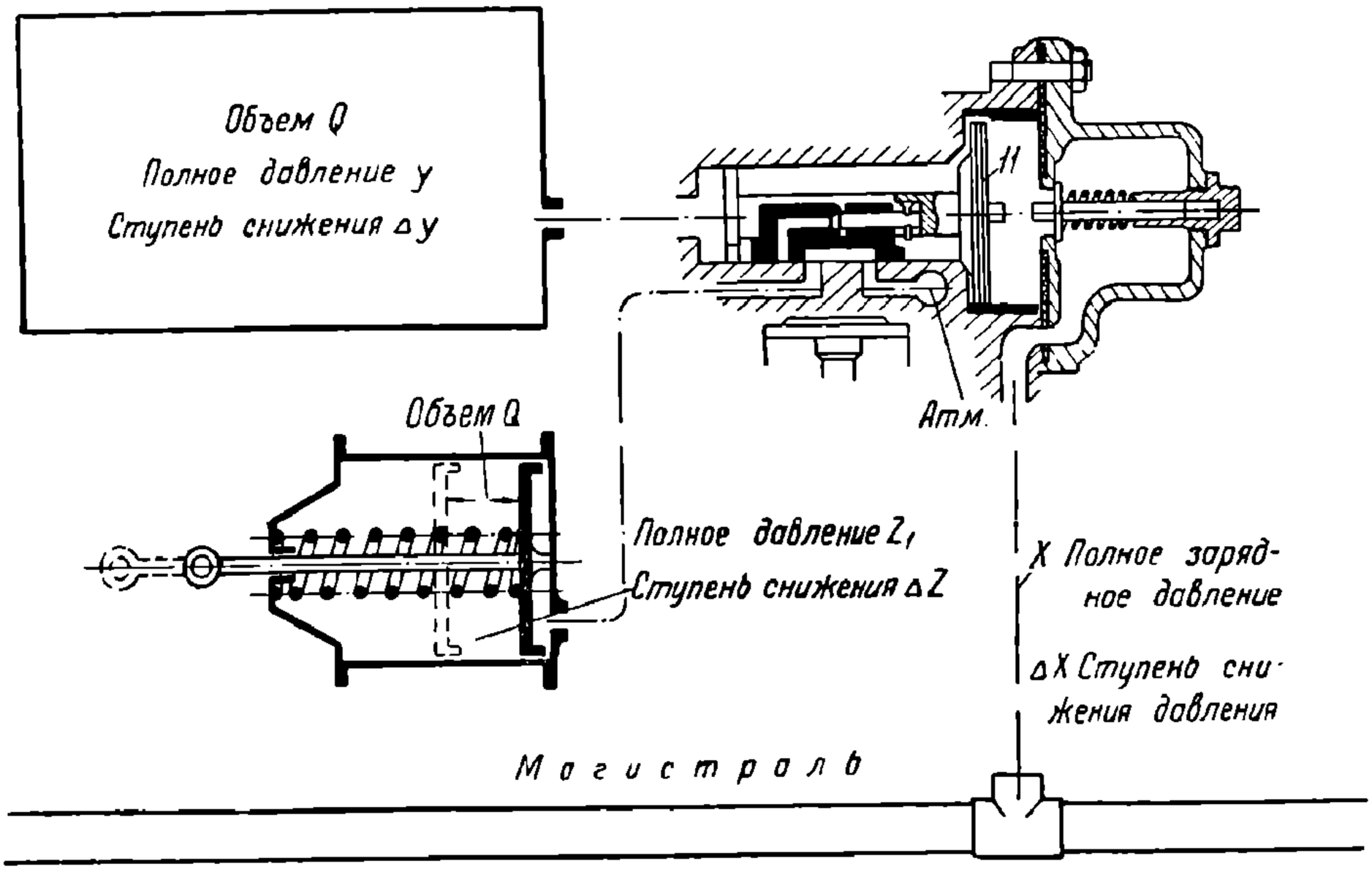
б) Полное служебное торможение

Служебное торможение получается при снижении давления в магистрали обычным служебным темпом около 0,05 *ат/сек*. Посмотрим, как выражается зависимость между этим давлением, величиной зарядки магистрали и величиной объема тормозного цилиндра.

В тормозе Вестингауза при полном служебном торможении наступает полное сообщение запасного резервуара с тормозным цилиндром. Поэтому, если до торможения давление в запасном резервуаре было y, то в момент законченного наполнения тормозного цилиндра воздухом в нем и в запасном резервуаре устанавливается одинаковое давление z. Поэтому на основании закона Бойля имеем:

$$Qy = (Q + q)\,z$$

(обозначения букв см. выше).



Фиг. 38. Схема тройного клапана Вестингауза.

Мы знаем, что давление воздуха в запасном резервуаре после оконченной зарядки всегда равно давлению в магистрали, т. е. $y = x$. Поэтому подставим в полученное выше выражение x вместо y:

$$Qx = (Q + q)\,z,$$

откуда определяем полное давление в тормозном цилиндре:

$$z = x\frac{Q}{Q+q}. \qquad (7)$$

Оно прямо пропорционально зарядному давлению x и объему запасного резервуара Q и обратно пропорционально сумме объемов запасного резервуара и тормозного цилиндра. Влияние объема цилиндра (зависящего от величины хода поршня) здесь небольшое ввиду того, что q является в формуле (7) малым слагаемым при большом слагаемом Q. Что же касается величины зарядного давления x, то таковое имеет весьма большое значение для конечного давления в тормозном цилиндре.

Формула (7) может также служить для подсчета объема запасного резервуара.

Заметим, что при полном торможении в запасных резервуарах поезда давления различные в зависимости от величины ходов поршней отдельных цилиндров. Отпуск вследствие этого происходит в беспорядочной последовательности. При ступенчатом торможении давление воздуха во всех запасных резервуарах поезда одинаковое, рав-

БГТУ ДНУЯТ

ное магистральному, поэтому отпуск после такого торможения получается почти в порядке последовательности от головы к хвосту поезда, и если бывают отступления, то лишь в зависимости от чувствительности отдельных приборов.

Сделанные выводы подтвердим примерами.

Пример 1. Рассмотрим три случая: 1) когда ход поршня тормозного цилиндра мал, 2) когда этот ход велик и 3) когда ход поршня мал, а зарядное давление велико (невыгодное сочетание).

Задается:

При зарядном давлении $x = 5$ *ат*:

1) ход поршня тормозного цилиндра 100 *мм*;

2) ход поршня тормозного цилиндра 180 *мм*;

3) при зарядном давлении 6 *ат* и ходе поршня 100 *мм*.

Первые два случая относятся к изменению объемов тормозного цилиндра; последний случай относится к наиболее невыгодному сочетанию встречных условий: высокой зарядке и малого объема цилиндра.

Расчет произведем для 14″ тормозного цилиндра. Объем его (ч. I, стр. 198, 1936 г.):

1) при ходе поршня 100 *мм* 9,9 *л*;

2) при ходе поршня 180 *мм* 17,8 *л*;

учитывая мертвое пространство 0,7 *л*, имеем:

$$q_1 = 9{,}9 + 0{,}7 = 10{,}6 \ л;$$

$$q_2 = 17{,}8 + 0{,}7 = 18{,}5 \ л.$$

Объем запасного резервуара, соответствующего 14″ цилиндру (там же):

$$Q = 78 \ л.$$

Беря зарядное давление в абсолютных атмосферах, имеем:

$$z_1 = 6\frac{78}{78 + 10{,}6} = 5{,}28 \ ата;$$

$$z_2 = 6\frac{78}{78 + 18{,}5} = 4{,}84 \ ата;$$

$$z_3 = 7\frac{78}{78 + 10{,}6} = 6{,}16 \ ата.$$

Следовательно колебания давлений в тормозном цилиндре вследствие только разных ходов поршней равны:

$$5{,}28 - 4{,}82 = 0{,}46 \ ат.$$

Если к этому добавить перезарядку магистрали на 1 *ат* против нормы, то получается следующая разница давлений при крайних пределах:

$$6{,}16 - 4{,}84 = 1{,}32 \ ат.$$

В третьем случае $z = 6{,}16$ *ата*, или 5,16 *ат*, является настолько большим, что неизбежно произойдет заклинивание колес уже при скорости 30—40 *км/час*, так как при более высоких скоростях величина коэфициента трения колодок падает, и заклинивания может и не быть.

Вообще надо заметить, что давление в тормозных цилиндрах (при данном объеме запасного резервуара 78 *л*) получается выше, чем обычно принимается в расчетах. В среднем принимается 3,5—3,8 *ат*; по нашему же расчету при нормальном зарядном давлении 5 *ат* получилось 3,8—4,2 *ат*. В тормозах Вестингауза предусмотрено это ввиду их быстрой истощимости, предполагая, что полные служебные торможения на практике не производятся, а производятся ступенчатые или экстренные торможения.

НТБ ДНУЖТ

При ступенчатом используется только часть тормозной силы, а при экстренном — повышенное давление при высокой скорости не вызывает заклинивания колес, а потом давление снижается вследствие утечек воздуха из тормозного цилиндра, а если некоторые тормозные цилиндры окажутся плотными, то мирятся со скольжением колес при малых скоростях на небольшом пути.

в) Ступенчатое торможение

При ступенчатом торможении машинист снижает давление в магистрали в несколько приемов.

Как правило, первая ступень снижения не должна быть меньше 0,4 *ат*.

При ступенчатом торможении нет полного сообщения между запасным резервуаром и тормозным цилиндром, а только часть воздуха из первого поступает во второй. Исследуем, какие давления получаются в тормозном цилиндре.

Здесь нельзя непосредственно применить закон Бойля, ибо не получается полного сообщения двух объемов. Поэтому введем предварительно следующий постулат.

По закону Дальтона давление смеси газов, заключенных в один резервуар, равно сумме тех парциальных давлений отдельных газов, какие последние имели бы, занимая порознь весь объем резервуара. Этот закон относится ко всем газам, не действующим химически друг на друга. Поэтому мы можем себе представить в объеме запасного резервуара тормоза Вестингауза имеющийся в нем воздух давления y, состоящий из двух порций воздуха: одного давления Δy и другого давления $y-\Delta y$, при этом обе порции одновременно занимают один и тот же объем резервуара Q. Если первая порция, имеющая давление Δy, перейдет из резервуара в тормозной цилиндр, то в резервуаре останется вторая, имеющая давление $y-\Delta y$ (фиг. 38).

После этих рассуждений можно применить закон Бойля в таком виде:

$$\Delta y Q = \Delta z q,$$

откуда

$$\Delta z = \Delta y \frac{Q}{q}.$$

Известно, что при ступенчатом торможении в запасном резервуаре давление снижается на столько же, на сколько оно было снижено в магистрали, значит $\Delta y = \Delta x$, поэтому последнее выражение можно написать так:

$$\Delta z = \Delta x \frac{Q}{q}. \qquad (8)$$

Отсюда мы видим, что тормозная ступень Δz пропорциональна величине снижения давления в магистрали, умноженной на отношение объемов запасного резервуара и тормозного цилиндра.

Прямая зависимость Δz от Δx является вполне желательной, ибо величина $x\Delta$ находится в распоряжении машиниста. Машинист, ориентируясь по условиям сигнализации, пути, скорости поезда и пр., дает снижение давления в магистрали настолько, чтобы получить торможение желаемой силы. Что же касается отношения $\frac{Q}{q}$, то оно вносит в работу тормоза большую неопределенность, так как величина объема тормозного цилиндра q может колебаться в довольно широких пределах. Заметим, что в формулу (8) не входит величина первоначальной зарядки x, следовательно на ступенчатое торможение высота первоначального давления зарядки не оказывает влияния.

Ступенчатое торможение можно производить лишь до тех пор, пока давление в тормозном цилиндре не дойдет до величины полного максимального. После этого дальнейшие ступени снижения давления в магистрали никакого значения для давления тормозного цилиндра не имеют.

Посмотрим на примере, в каких пределах изменяется давление в цилиндре при разных величинах ходов поршней.

Пример 2. Возьмем, как и в примере 1, 14″ тормозной цилиндр, в одном случае с ходом поршня 100 *мм*, когда его объем вместе с мертвым пространством равен 10,6 *л*, и в другом случае с ходом поршня 180 *мм*, когда объем равен 18,5 *л*. Объем за-

НТБ ДНУЖТ

пасного резервуара 78 *л*. Величину ступени снижения давления в магистрали Δx возьмем 0,6 *ат*.

Согласно формуле (2) имеем для хода поршня 100 *мм*:

$$\Delta z = 0{,}6\,\frac{78}{10{,}6} = 4{,}3\ ата$$

и для хода поршня 180 *мм*:

$$\Delta z = 0{,}6\,\frac{78}{18{,}5} = 2{,}5\ ата.$$

Итак, одно и то же снижение давления в магистрали дало давления в цилиндре, отличающиеся друг от друга на:

$$4{,}3 - 2{,}5 = 1{,}8\ ат.$$

В примере 1 при полном торможении и при тех же ходах поршней давления z в тормозном цилиндре отличались только на 0,46 *ат*.

Примечание. Найденное выше влияние величины объемов тормозных цилиндров на давления воздуха в них относится только к случаям разных величин ходов поршней в одном и том же тормозном цилиндре. Диаметры цилиндров не влияют на величину давлений в них, так как каждому типу цилиндра соответствует определенной величины запасный резервуар, подсчитанный так, что при некотором ходе поршня этого цилиндра и при том же ходе поршня цилиндра другого размера при одинаковых прочих условиях давления в них будут одинаковые.

г) Полный отпуск и ложноступенчатый отпуск тормоза Вестингауза

Тормоз Вестингауза не приспособлен для регулирования тормозной силы в сторону отпуска. При отпуске ставят ручку крана машиниста в первое положение, и если при этом было ступенчатое торможение, то немедленно тормоза начинают отпускать полностью, как только давление в магистрали поднимется на 0,2—0,3 *ат* выше, чем в запасных резервуарах. Ввиду этого тормоз Вестингауза и другие родственные ему непрямодействующие тормоза обладают легким отпуском, что составляет весьма ценное качество, дающее возможность машинисту быстро и легко отпустить тормоза и открыть пар, чтобы следовать дальше, если это ему нужно.

С другой стороны, отсутствие ступенчатого отпуска лишает возможности регулировать тормозную силу в сторону ослабления, и требуется большой опыт, чтобы путем одного лишь ступенчатого повышения тормозной силы произвести точную, где нужно, остановку поезда. Мы здесь говорим только об остановке поезда, так как регулировать скорость на длинных спусках тормозом Вестингауза продолжительно невозможно ввиду его очень быстрой истощимости. В самом деле, при торможении происходят утечки воздуха из запасных резервуаров, из тормозных цилиндров и из магистрали, которые нельзя пополнить, потому что при пополнении сейчас же получится полный отпуск тормозов, иначе не может проникнуть воздух в резервуары; а так как тормозные цилиндры изолированы от магистрали, и если в них происходят утечки какой-угодно величины, то это никакого действия на тройные клапаны не оказывает, и поэтому истощение продолжается.

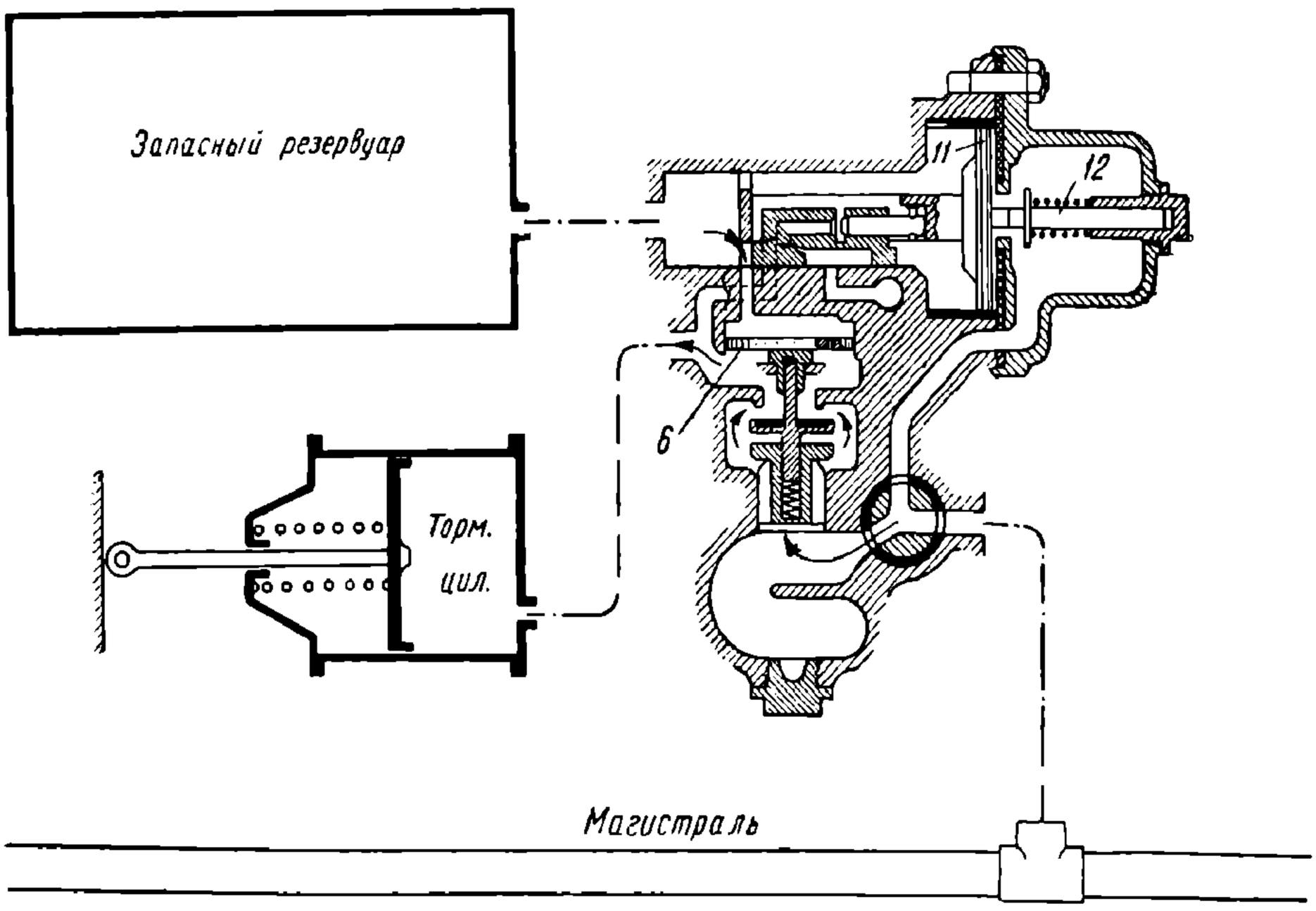
Несмотря на отсутствие ступенчатого отпуска в тормозах Вестингауза, все же некоторые машинисты добиваются получить его искусственным способом. Но такой отпуск, во-первых, не всегда удается, во-вторых, имеет случайный, неправильный характер. Он получается после полного служебного торможения, если в магистрали поднимать давление ступенями. Так как в запасных резервуарах после полного торможения давления устанавливаются такие, как в тормозных цилиндрах, т. е. в зависимости от величины ходов поршней и утечек воздуха из цилиндров, то очевидно, что при ступенчатом повышении давления прежде всего отпустят те тормоза, в запасных резервуарах которых меньшие давления, а у тройных клапанов меньшие сопротивления распределительных поршней при достаточно хорошей плотности их. После ступенчатого торможения такой ступенчатый отпуск дается труднее, так как он в этом случае зависит исключительно от неоднородности сопротивления распределительных поршней и золотников тройных клапанов.

НТБ ДНУЖТ

Такой ступенчатый отпуск мы называем ложным, так как он целиком зависит от стечения ряда благоприятных и неблагоприятных условий, и от их сочетаний зависит удача или неудача. Такие манипуляции, между прочим, могут быть причиной неотпуска некоторых задних тормозов вследствие недостаточно сильного толчка отпускной воздушной волны в магистрали, и применять их на практике во всяком случае не следует.

д) Условия, при которых осуществляются служебное и экстренное торможения

Скородействующий тройной клапан снабжен ускорителем, который приходит в действие лишь при экстренной разрядке магистрали. Если ускорители во всех тройных клапанах выключить, то при экстренной разрядке магистрали уже у 10—12-го вагона темп падения давления в ней настолько ослабнет, что его обгонит темп падения давления в запасном резервуаре вследствие расхода воздуха на питание цилиндра. Поэтому распределительный поршень тройного клапана сначала приходит в положение торможения и впускает воздух в тормозной цилиндр, а потом периодически прикрывает



Фиг. 39. Диаграмма торможения при темпе падения давления в магистрали 0,4 *ат/сек*

впуск воздуха, давая самопроизвольную ступень наполнения. Чем ближе к хвосту поезда, тем больше это проявляется, тем дольше наполняется тормозной цилиндр. Поэтому, когда у последнего вагона только начинается слабое торможение, у первого вагона в цилиндре имеется уже полное тормозное давление. Это приводит к толчкам и последующим оттяжкам поезда.

Назначение ускорителя — ускорять распространение падения давления в магистрали, чтобы падение давления в ней было настолько энергично, насколько требуется для переброски распределительного поршня следующего тройного клапана в самое крайнее положение для того, чтобы вызвать в нем опять такую же дополнительную разрядку, и т. д.

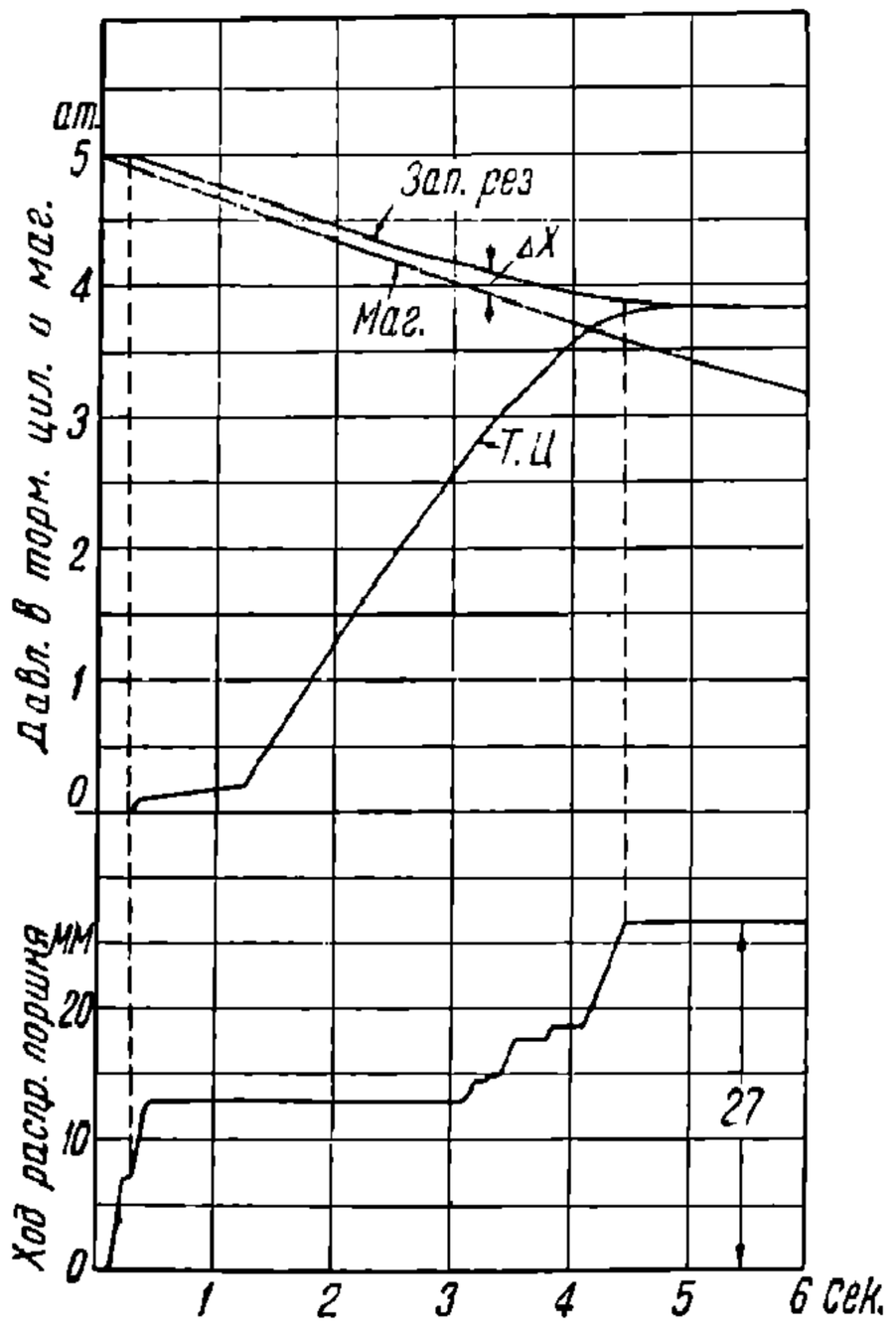
При нормальном служебном торможении распределительный поршень *11* (фиг. 38) не должен переходить в положение экстренного торможения (фиг. 39). Поэтому быстрота падения давления в магистрали ни в одном месте ее, особенно во главе поезда, не должна превышать быстроту падения давления в запасном резервуаре вследствие перетекания воздуха из него в тормозной цилиндр. Это предусматривается размером выпускного отверстия в кране машиниста, когда его ручка находится в позиции служебного торможения. Это отверстие должно давать соответствующий расход

НТБ ДНУЖТ

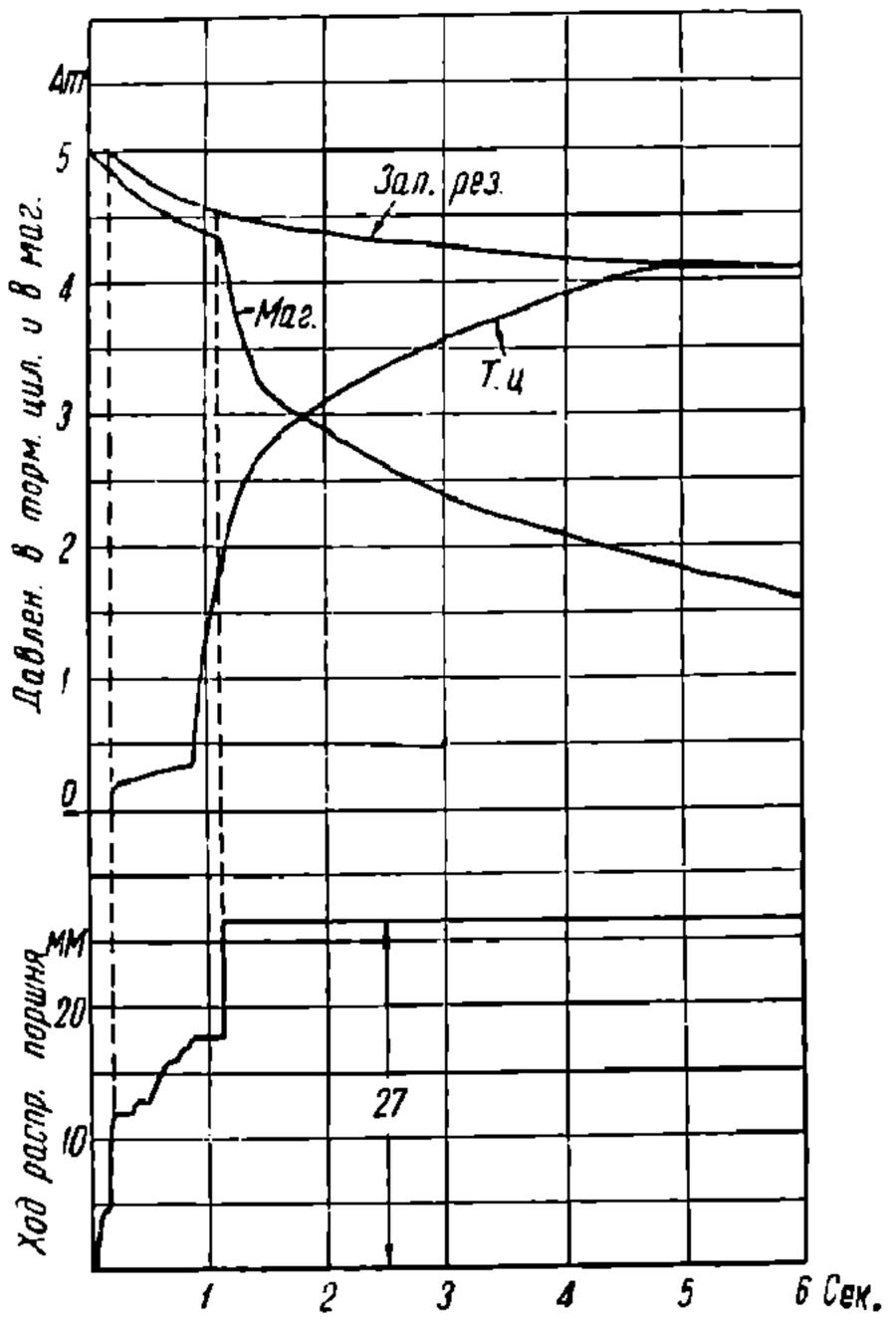
воздуха, не вызывающий ни при каких условиях экстренного торможения, т. е. распределительные поршни в тройных клапанах доходят только до буферных пружин.

Кран машиниста Вестингауза на короткой магистрали дает темп падения давления при служебном положении ручки около 0,3 *ат/сек*. При таком темпе тройные клапаны должны давать только служебное торможение, т. е. их поршни вместе с золотниками не должны переходить за положение служебного торможения.

Темпы падения давления в магистрали для экстренного торможения должны быть следовательно больше, но, чтобы существовал вполне надежный переходный или нейтральный диапазон, гарантирующий правильную работу тормозов при служебном торможении даже в случае каких-нибудь неточностей и отступлений в чувствительности распределительных поршней, устанавливают границу темпа падения давления для начала действия экстренного торможения с достаточным отступлением от таковой границы служебного торможения. В пределах этих границ могут поэтому без вреда



Фиг. 40. Тройной клапан при экстренном торможении.



Фиг. 41. Диаграмма торможения при темпе падения давления в магистрали 0,6 *ат/сек*.

происходить такие например явления: при тугом или малом ходе поршня тормозного цилиндра распределительный поршень может получить избыточное давление со стороны запасного резервуара вследствие замедления расхода воздуха из этого резервуара, или трение золотника и поршня вследствие загрязнения или высыхания смазки задерживает начало действия тройного клапана, и только тогда, когда в магистрали образуется достаточно большое снижение давления, поршень как в том, так и в другом случае может тронуться с места с такой силой, что может получить стремление перейти в экстренное положение.

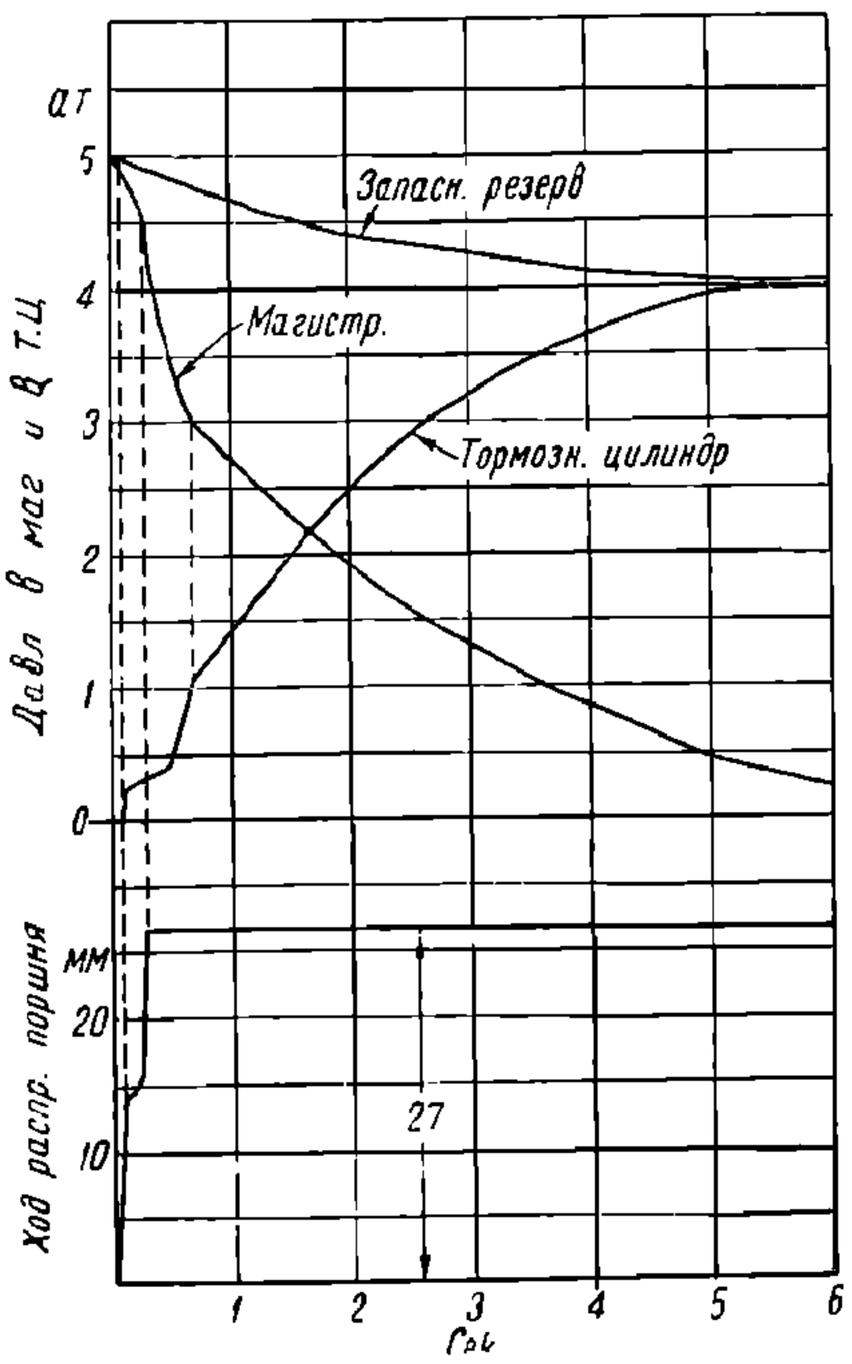
Принимая во внимание подобные обстоятельства, следует установить, как сказано, нейтральный промежуток между величинами нормальных темпов падения давления при служебном и при экстренном торможениях, однако он должен быть такой величины, чтобы от этого не уменьшалась скорость тормозной волны при экстренном торможении. Если этот интервал между служебным и экстренным темпами падения давления установлен, то уже без всякого исключения должно происходить энергичное движение распределительного поршня с его золотников в положение экстренного торможения, если в магистрали появился установленный соответственный ему темп падения давления.

На фиг. 40, 41 и 42 показаны диаграммы работы скородействующего тройного клапана при трех разных темпах падения давления в магистрали: 0,4, 0,6 и 1,4 *ат/сек*.

НТБ ДИУЖТ

При темпе 0,4 *ат/сек* тройной клапан выполняет только служебное торможение (фиг. 40). Внизу диаграммы показан ход распределительного поршня в миллиметрах. Поршень стоит спокойно до момента, близкого к сравниванию давлений в запасном резервуаре и в тормозном цилиндре, вследствие чего темп падения давления в запасном резервуаре задержался при продолжающемся темпе падения в магистрали, отчего накопилась достаточно большая разность Δx, вызвавшая постепенное сжатие пружины буфера в колпаке тройного клапана и переход поршня в положение экстренного торможения; но теперь это уже не имеет никакого значения, так как тормозной цилиндр наполнен воздухом до полного давления, и поэтому экстренного торможения не получается.

При падении давления в магистрали со скоростью 0,6 *ат/сек* (фиг. 41) экстренное торможение едва лишь зарождается. До давления 1,7 *ат* в тормозном цилиндре распределительный поршень постепенно силится сжать буфер, что показывает волнистая кривая внизу диаграммы, и наконец срывается и сразу проходит весь свой ход до конца (27 *мм*). Вследствие этого ускорительный поршень *6* (фиг. 39) открывает клапаны, и воздух из магистрали, как это показывает диаграмма, устремляется в тормозной цилиндр. Из этого видно, что темп падения давления 0,6 хотя и дает экстренное торможение, но дополнительная разрядка магистрали получается не сразу, а спустя лишь некоторое время и не вполне энергично, так как воздух из магистрали попадает в тормозной цилиндр, имеющий уже давление около 1,5—1,7 *ат*. Этот темп разрядки малонадежный для экстренного торможения и скорее может быть назван теоретической средней границей между служебным и экстренным торможением, от которой с известными допусками отстоят надежные рабочие темпы служебного и экстренного торможений.



Фиг. 42. Диаграмма торможения при темпе падения давления в магистрали 1,4 *ат/сек*.

При падении давления в магистрали со скоростью 1,4 *ат/сек* (фиг. 42) распределительный поршень тройного клапана почти сразу идет в самое крайнее положение на 27 *мм*, и в тот же момент происходит дополнительная разрядка магистрали. Это дает наиболее интенсивное распространение тормозной волны и соответствует тому положению, когда скородействующие клапаны на протяжении от крана машиниста до хвоста поезда находятся друг от друга на расстоянии одного вагона, т. е. все вагоны снабжены ими и все ускорители включены.

После экстренного торможения давление в тормозном цилиндре бывает несколько больше, чем при служебном торможении. Величина этого давления зависит от места нахождения в поезде тормозного цилиндра и от величины хода поршня. Чем дальше от крана машиниста находится тормоз, тем больше попадает воздуха в тормозной цилиндр, что соответствует цели усиления дополнительной разрядки. Это объясняется тем, что вблизи крана машиниста разрядка магистрали производится через этот кран в атмосферу все время, а в отдаленных местах магистрали воздух захватывается отдельными приборами в ограниченном количестве.

§ 12. Воздухораспределители системы Казанцева

а) Отличительные особенности воздухораспределителей системы Казанцева

Принципиальное отличие устройства и работы воздухораспределителей тормоза системы Казанцева от тройных клапанов тормоза Вестингауза заключается в следующих особенностях:

1. Давление магистрали взаимодействует в этих приборах не с одним, как

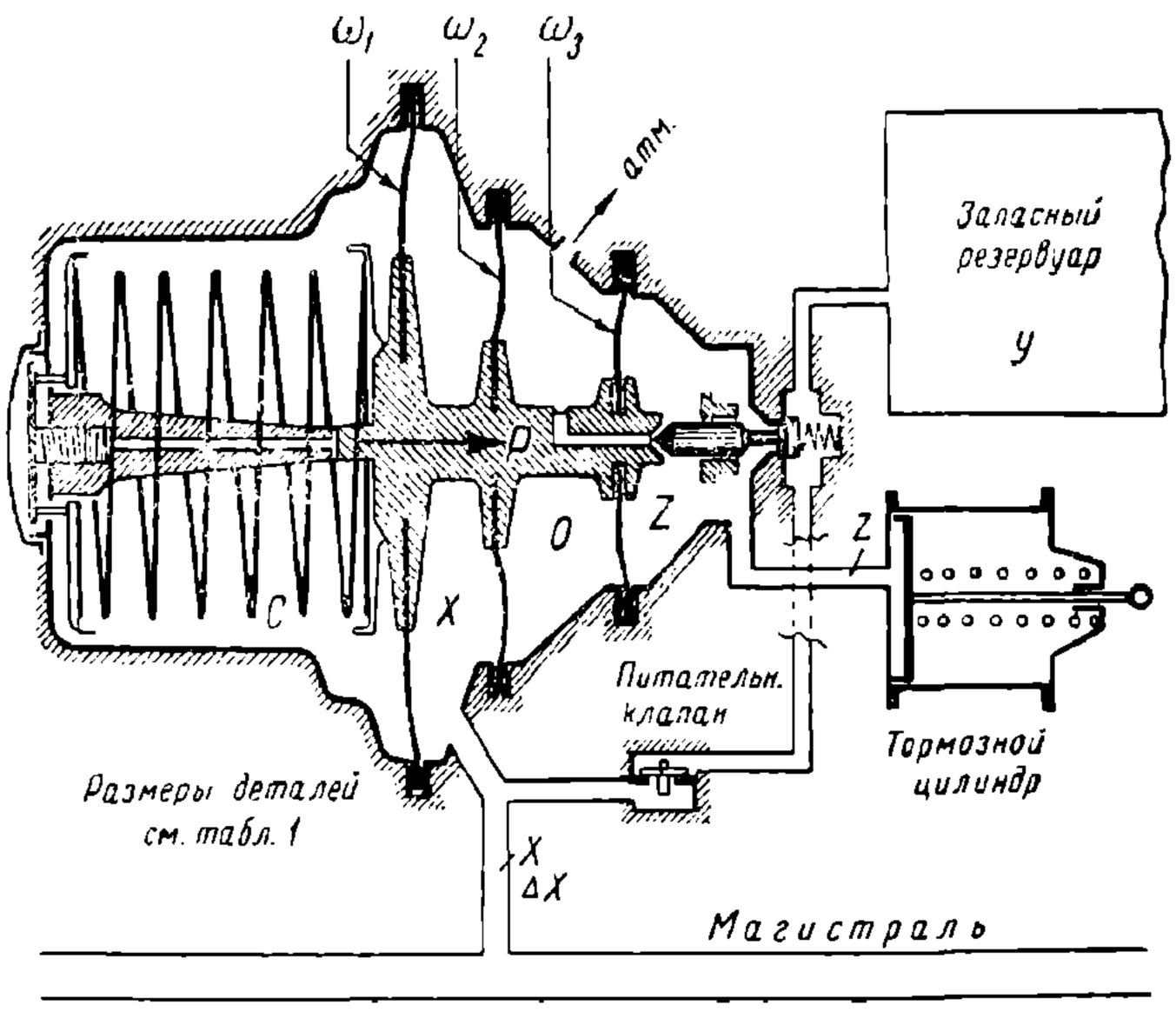
НТБ ДНУЖТ

у Вестингауза, а с двумя другими давлениями воздуха, находящегося в особой дополнительной камере и в тормозном цилиндре.

2. Давление запасного резервуара не участвует в распределительных функциях прибора.

3. Объемные отношения запасного резервуара тормозного цилиндра и дополнительной камеры не имеют в работе тормоза никакого значения.

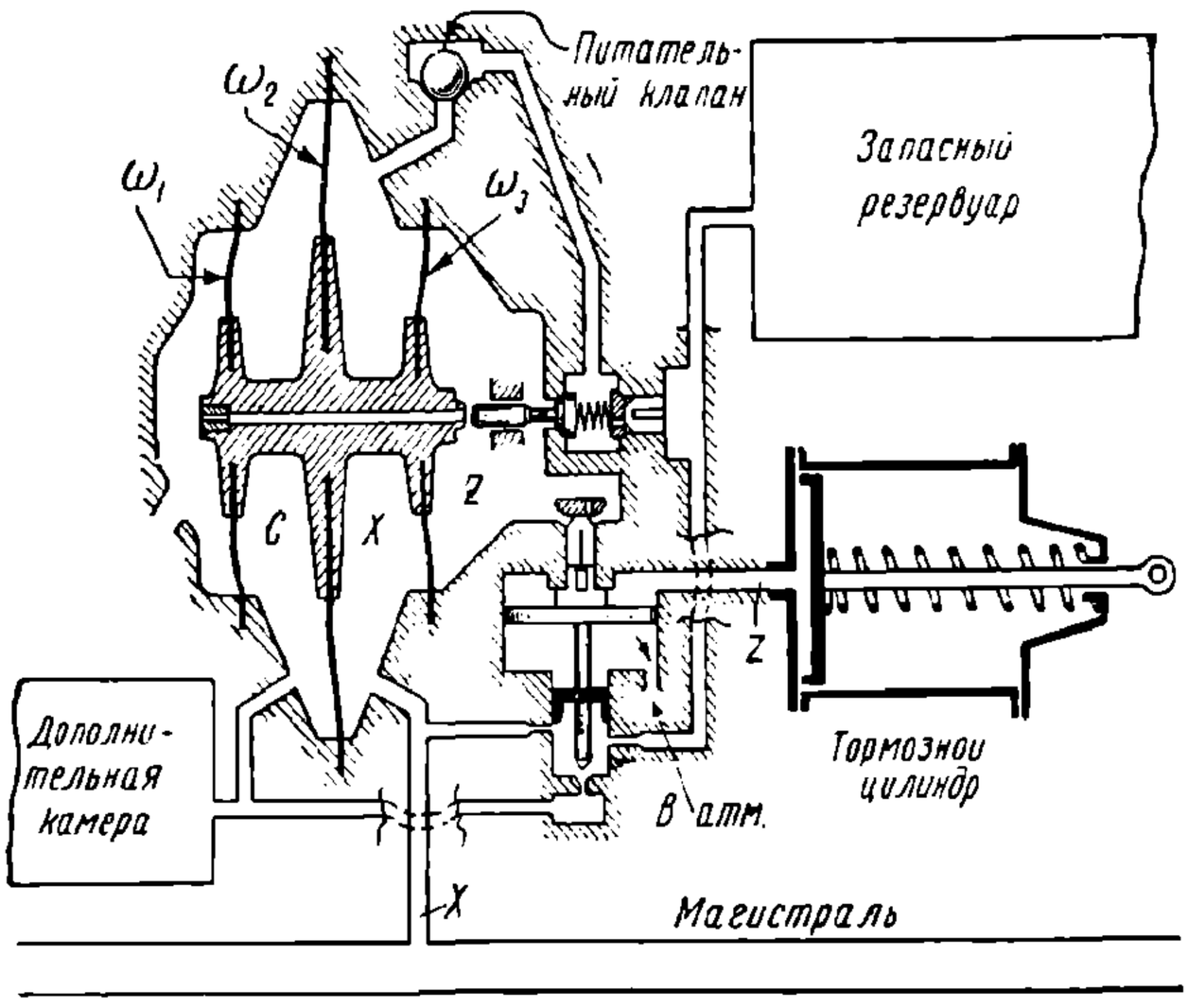
4. В то время как величина площади поршня в тройном клапане Вестингауза не имеет принципиального значения, в воздухораспределителях системы Казанцева, наоборот, соотношения величин площадей диафрагм играют решающую роль.



Фиг. 43. Схема диафрагмы для вывода расчетной формулы.

Примечание. С практической точки зрения величина любой рабочей площади играет роль в отношении чувствительности работы прибора, о чем подробно сказано в § 10.

Работа воздухораспределителей системы Казанцева основана на равновесии трех взаимодействующих давлений (фиг. 43 и 44): одно —давление воздуха в магистрали, другое — встречное давление пружины или воздуха в замкнутой дополнительной камере *C* и третье—давление воздуха в тормозном цилиндре *Z*. Это взаимодействие давлений осуществляется при посредстве системы диафрагм, жестко связанных осевым стержнем. Лишь при полном равновесии указанных давлений система диафрагм может занимать среднее положение, характеризующееся закрытым состоянием впускного и выпускного отверстий обоими концами тормозного клапана. Всякое нарушение установленного равновесия со стороны любого из указанных трех давлений вызывает смещение системы диафрагм в одну или другую сторону и соответственное открытие одного из отверстий: либо впускного—в тормозной цилиндр, либо выпускного — из тормозного цилиндра в атмосферу, пока не наступит вследствие этого снова требуемое равновесное соотношение давлений.



Фиг. 44. Схема воздухораспределителя типа А-п-I.

Из этого усматриваем, что, если одно из давлений сделать постоянным, то два других должны находиться в определенной зависимости, при этом одно из последних—устанавливающее — это давление магистрали, а другое—устанавливаемое — это давление тормозного цилиндра. Следствием такой функциональной зависимости между

НТБ ДНУЖТ

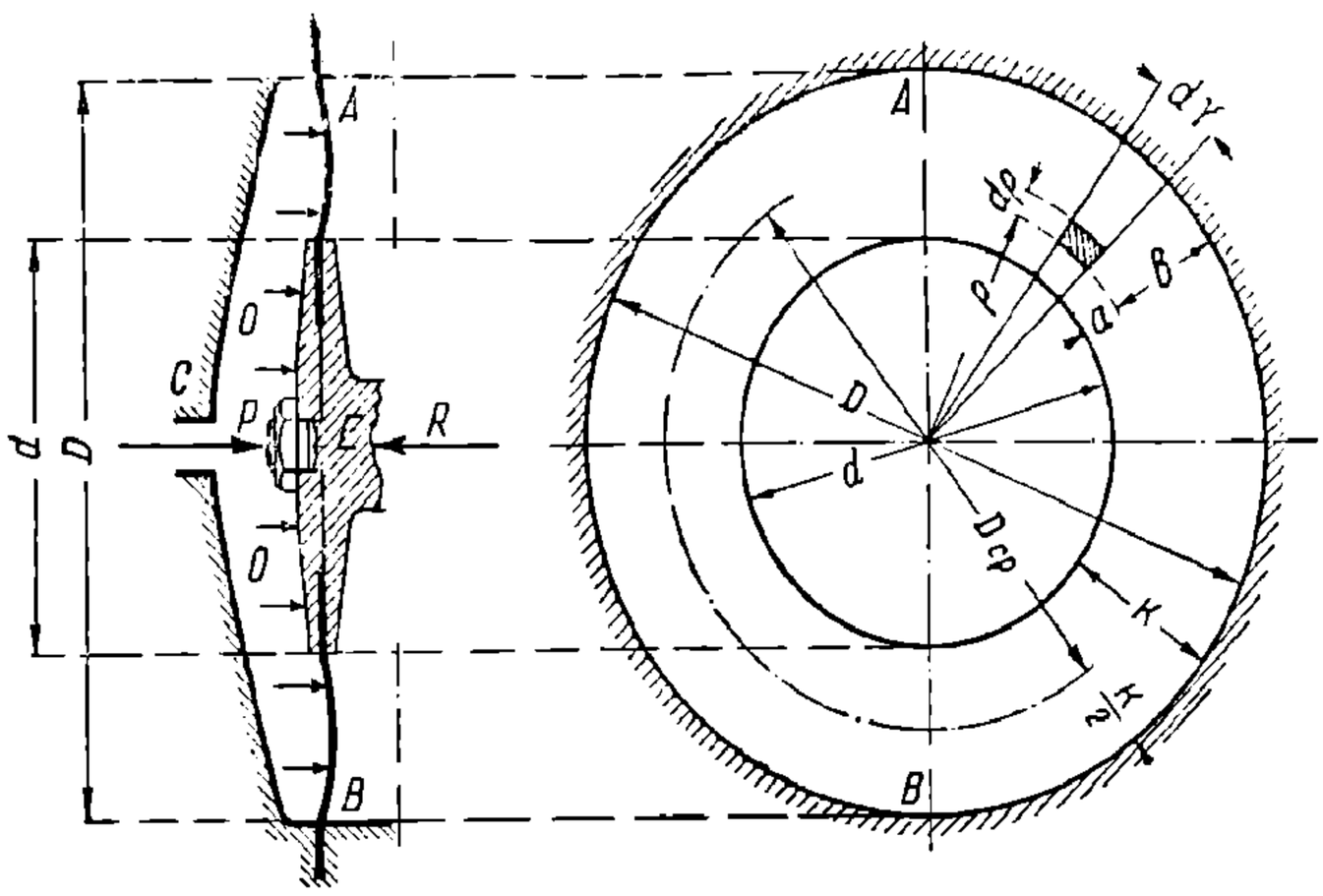
давлениями в магистрали и в тормозном цилиндре является прямодействующая работа тормоза, дающая возможность достигнуть в этом тормозе совершенной управляемости и неистощимости.

В отношении конструкции воздухораспределители Казанцева отличаются от тройных клапанов тем, что в них вместо поршней с золотниками работают диафрагмы и клапаны. Необходимость применения диафрагм вызывается постоянными разницами давлений с обеих сторон их. Поршни в этих случаях давали бы большие утечки воздуха, так как они никогда не могут быть абсолютно непроницаемы. Если же поршни применяются в тройных клапанах, то там нормально давления одинаковы с обеих сторон их, и только на короткий промежуток времени приведения в действие прибора создается небольшая разница.

Как было сказано выше, величины площадей диафрагм в воздухораспределителе должны находиться в известном соотношении. В связи с этим возникает вопрос, как определить активную, или рабочую, площадь диафрагмы ввиду того, что на периферии она зажата неподвижно в корпусе и передает ему часть давления воздуха в виде пассивной силы, остальная же часть силы давления стремится переместить центральную часть диафрагмы. Следовательно нам необходимо точно знать величину этой активной, или рабочей, площади диафрагмы. Для этого имеются формулы, выведенные автором совместно с инж. Г. М. Боровским в 1926 г. при проектировании ими приборов системы Казанцева.

б) Вывод формул для определения рабочих площадей диафрагмы

Диафрагма обычно состоит из резиновой круглой пластины *AB* (фиг. 45), зажатой неподвижно на краях и схвачена посредине с обеих сторон металлическими шайбами. Таким образом получается жесткий центр, окруженный гибким поясом.



Фиг. 45. Схема воздухораспределителя типа К.

Пусть на диафрагму *AB* слева действует давление воздуха *p* атмосфер, поступающего в камеру *O* через канал *C*. При этом жесткий центр *E* удерживается на месте силой *R*. Для равновесия, очевидно, необходимо, чтобы сила *R* равнялась некоторой равнодействующей силе *P*, величина которой является произведением удельного давления воздуха *p* на искомую активную площадь диафрагмы ω, составляющую какую-то часть геометрической площади всей диафрагмы. На основании сказанного имеем:

$$R = P = p\omega.$$

Наша задача состоит в том, чтобы найти площадь ω. Удобнее всего ее выразить через диаметры *D* и *d* контуров гибкого пояса диафрагмы или, иначе говоря, через диаметр *D* всей диаграммы и диаметр *d* жесткого центра.

Найдем сначала силу $P = \omega p$.

Сила ωp складывается из полной величины давления воздуха на жесткую центральную часть шайбы и величины того же давления на некоторую часть площади гибкого пояса диафрагмы (остальная часть этого пояса передает воспринимаемую силу давления на внешние неподвижные зажимы). Называя первую силу P_1 и вторую P_2 и первую площадь ω_1 и вторую ω_2, имеем;

$$P_1 = p\omega_1; \quad P_2 = p\omega_2;$$

где $\omega_1 = \frac{\pi d^2}{4}$, а ω_2 — некоторая часть кольцевой гибкой площади диафрагмы,

d — диаметр шайбы.

НТБ ДНУЖТ

Величину ω_1 легко определить, если задан диаметр жесткой центральной шайбы. Что же касается площади ω_2, то таковую надо найти.

Выделим на гибкой части диафрагмы элементарную площадку, ограниченную двумя концентрическими дугами радиусов ρ и $\rho+d\rho$ между двумя сторонами центрального угла $d\Delta$ (фиг. 46). Площадь этой элементарной площадки равна $\rho\, d\gamma\, d\rho$, а сила, получаемая в результате давления воздуха, равна $p\rho\, d\gamma\, d\rho$. Площадка взята в произвольном месте, поэтому сила давления воздуха на нее распределится относительно контура центральной шайбы E и контура внешнего зажима обратно пропорционально расстояниям a и b, показанным на чертеже. Из чертежа видно, что:

$$a=\rho-\frac{b}{2};\quad d=\frac{D}{2}-\rho.$$

Таким образом величина давления, передаваемого нагруженной элементарной площадкой на центральную жесткую шайбу диафрагмы, будет:

$$dP_2=p\rho d\gamma d\rho\ \ \frac{b}{a+b}$$

или

$$dP_2=\frac{2p}{D-d}\rho d\gamma d\rho\left(\frac{D}{2}-\rho\right).$$

Для того чтобы получить величину давления, передаваемого гибким поясом диафрагмы на всю центральную жесткую шайбу, проинтегрируем полученное нами выражение:

$$P_2=\frac{2p}{D-d}\int_0^{2\pi}\int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}}\rho\left(\frac{D}{2}-\rho\right)d\gamma\, d\rho.$$

Здесь необходимо было поставить два интеграла для интегрирования по переменным γ и ρ, имеющим в подинтегральном выражении свои диференциалы, и интегрирование нужно распространить на всю площадь гибкого пояса, изменяя переменную величину угла γ в пределах от нуля до 2π, а переменную величину радиуса ρ в пределах от $\frac{d}{2}$ до $\frac{D}{2}$, т. е. в пределах ширины гибкого пояса. Беря эти интегралы, имеем:

$$P_2=\frac{4\pi p}{D-d}\left(\frac{D}{2}\int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}}\rho d\rho-\int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}}\rho^2 d\rho\right)$$

или

$$P_2=\frac{2\pi Dp}{D-d}\left[\left(\frac{D^2}{8}-\frac{d^2}{8}\right)-\left(\frac{D^3}{24}-\frac{d^3}{24}\right)\right].$$

Полное давление, передаваемое диафрагмой, равно:

$$P_1+P_2,$$

где

$$P_1-\frac{\pi d^2 p}{4}.$$

НТБ ДНУЖТ

Поэтому полная искомая сила равна:

$$P = \frac{\pi d^2 p}{4} + \frac{2\pi D p}{D-d}\left[\left(\frac{D^2}{8} - \frac{d^2}{8}\right) - \left(\frac{D^3}{24} - \frac{d^3}{24}\right)\right].$$

Для определения искомой величины рабочей площади диафрагмы ω надо левую и правую части этого выражения разделить на удельное давление воздуха p; одновременно, раскрывая скобки и делая сокращения, имеем:

$$\frac{P}{p} = \omega = \frac{\pi}{12}[3d^2 + 3D(D+d) - 2(D^2 + Dd + d^2)] =$$

$$= \frac{\pi}{12}(3d^2 + 3D^3 + 3Dd - 2D^2 - 2Dd - 2d^2)$$

или окончательно:

$$\omega = \frac{\pi}{12}(D^2 + Dd + d^2); \qquad (9)$$

так как

$$\frac{\pi}{12} = 0{,}2617,$$

то

$$\omega = 0{,}262\,(D^2 + Dd + d^2). \qquad (10)$$

Итак, рабочая площадь диафрагмы равна 0,262 от неполного квадрата суммы большого и малого ее диаметров гибкого пояса.

На практике бывает нужным найти геометрические размеры всей диафрагмы по заданной ее рабочей площади. Тогда большой диаметр D найдется из квадратного уравнения, которое можно составить из формулы (9):

$$D^2 + Dd + d^2 - \frac{12}{\pi}\omega = 0. \qquad (11)$$

Конечно, здесь надо задаться величиной диаметра d центральной шайбы. Если же, наоборот, имеется заданным большой диаметр D, то

$$d^2 + dD + D^2 - \frac{12}{\pi}\omega = 0.$$

Для первого случая имеем:

$$D = -\frac{d}{2} + \sqrt{\frac{d^2}{4} - d^2 + \frac{12}{\pi}\omega}$$

или

$$D = \left(\sqrt{3{,}82\,\omega - 0{,}75\,d^2}\right) - 0{,}5\,d \qquad (12)$$

и для второго случая аналогично:

$$d = \left(\sqrt{3{,}82\,\omega - 0{,}75\,d^2}\right) - 0{,}5\,D. \qquad (13)$$

Вместо малого или большого диаметра может быть задана ширина k гибкого пояса диафрагмы:

$$k = \frac{1}{2}(D - d)$$

или

$$d = D - 2k.$$

НТБ ДНУЖТ

Тогда, подставляя это значение d в формулу (11), получаем:

$$3D^2 - 2Dk - 4Dk - \frac{12}{\pi}\omega = 0$$

или

$$D^2 - 2Dk + \frac{4}{3}k^2 - \frac{4}{\pi}\omega = 0.$$

Решая это квадратное уравнение, получаем:

$$D = k + \sqrt{\frac{4}{\pi}\omega - \frac{1}{3}k^2}. \qquad (14)$$

Аналогично получаем формулу для определения d, подставляя в (11) вместо D его значение $d + 2k$ и решая затем квадратное уравнение:

$$d^2 + 2kd + \frac{4}{3}k^2 - \frac{4}{\pi}\omega = 0,$$

имеем:

$$d = -k + \sqrt{\frac{4}{\pi}\omega - \frac{1}{3}k^2}. \qquad (15)$$

Складывая выражения (14) и (15) и деля пополам, получаем величину среднего диаметра гибкого пояса $D_{ср}$ (фиг. 45):

$$D_{ср} = \frac{D+d}{2} = \sqrt{\frac{4}{\pi}\omega - \frac{1}{3}k^2}. \qquad (16)$$

в) Воздухораспределитель А-п-1

Как указывалось выше, работа воздухораспределителя системы Казанцева основана на нарушении или установлении равновесия сил, получающихся в результате давлений воздуха в разных камерах на площади диафрагм. В распределителе типа А-п-1 одной из этих сил является не воздушное давление, а нажатие пружины (фиг. 43).

Для того чтобы исследовать работу тормоза этого типа, напишем уравнение равновесия системы диафрагм в распределителе.

Обыкновенно задаются следующими величинами:

1) минимальной величиной зарядного давления магистрали, при которой обеспечивается отпуск тормоза; назовем ее x_1;

2) величиной давления в магистрали x_2, при которой достигается максимальное давление в тормозном цилиндре z_{max}.

Кроме того введем еще такие обозначения:

x — переменное давление в магистрали;

Δx — величина ступенчатого снижения давления в магистрали;

z — переменное давление в тормозном цилиндре;

Δz — ступенчатое изменение давления в тормозном цилиндре;

ω_1, ω_2, ω_3 — величины рабочих площадей диафрагм, как показано на фиг. 43;

P — сила нажатия пружины на стержень диафрагм.

При давлении в магистрали x в тормозном цилиндре давление равно z, а при давлении в магистрали x_1 в тормозном цилиндре давление равно нулю. Поэтому можно написать два таких уравнения равновесия диафрагм в соответствии с фиг. 43:

$$P - x(\omega_1 - \omega_2) - z\omega_3 = 0: \qquad (17)$$

$$P - x_1(\omega_1 - \omega_2) = 0. \qquad (17а)$$

НТБ ДНУЖТ

Вычитая из верхнего выражения нижнее, имеем:

$$(x_1 - x)(\omega_1 - \omega_2) - z\omega_3 = 0. \tag{18}$$

Отсюда:

$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_3} = \frac{z}{x_1 - x} = k. \tag{19}$$

Из последнего следует, что разность площадей больших (магистральных) диафрагм относится к площади (малой) тормозной диафрагмы, как величина давления в тормозном цилиндре к величине снижения давления в магистрали. Это отношение k на практике приблизительно равно трем.

Сила пружины P найдется из уравнения (17а):

$$P = x_1(\omega_1 - \omega_2). \tag{20}$$

Разность рабочих площадей диафрагм ω_1—ω_2 при проектировании прибора выбиралась, исходя из соображений требуемой чувствительности работы прибора, следующим образом. Учитывая сопротивления тормозного клапана, нажатого пружинкой и воздухом, а также принимая во внимание некоторую жесткость диафрагм, трение стержня диафрагм в направляющих (эти направляющие не показаны на схеме) и прочие сопротивления, сумма которых дает общее сопротивление r, и задавшись чувствительностью, которой должен обладать прибор, т. е. минимальной величиной $\Delta z_{чув}$ изменения давления в магистрали, при котором он должен приходить в действие (на практике достаточно $\Delta x_{чув} = 0{,}1$ *ат*), определяем величину разности рабочих площадей диафрагм ω_1—ω_2 из следующего равенства:

$$\omega_1 - \omega_2 = \frac{r}{\Delta x_{чув}} \tag{21}$$

Величина одной из площадей ω_1 или ω_2 берется по конструктивным соображениям.

Малая площадь ω_3 может быть найдена из выражения (17) и проверена на чувствительность работы.

Зависимость давления в тормозном цилиндре от давления в магистрали имеет место лишь в известных пределах давлений, именно согласно уравнению (17а) не выше:

$$x_1 = \frac{P}{\omega_1 - \omega_2} \tag{22}$$

и согласно уравнению (17) не ниже:

$$x_2 = \frac{P - z_{max}\,\omega_3}{\omega_1 - \omega_2}. \tag{23}$$

Из схемы видно, что если давление в магистрали выше x_1, то в тормозном цилиндре давление $z = 0$.

Относительно максимального давления z_{max} в тормозном цилиндре надо оговориться, что под таковым подразумевается возможное наибольшее неистощимое давление, т. е. такое, которое при данном давлении в магистрали x_2 может поддерживаться произвольно долго. Но в действительности в тормозном цилиндре может получаться при полном торможении и высшее давление, когда при малом ходе поршня его может установиться высокое z по формуле (7), выведенной в § 11 для тормоза Вестингауза:

$$z = x\frac{Q}{Q + q}, \tag{24}$$

где x — зарядное давление $\geqslant x_1$;

Q — объем запасного резервуара;

q — объем тормозного цилиндра при выдвинутом поршне.

НТБ ДНУЖТ

Если это давление окажется высоким, то вследствие истощения оно будет понижаться, но не ниже давления в магистрали.

Определим, до какого предела должно быть снижено давление в магистрали, чтобы получить неистощимый максимум давления в тормозном цилиндре. Этот максимум соответствует такому положению, когда давление в тормозном цилиндре z_{max} станет равным давлению в магистрали x_2. В самом деле, если бы оно было ниже, то дальнейшим снижением давления в магистрали его можно было бы повысить; если бы оно было выше, то оно истощимо, так как магистраль не может его поддерживать до тех пор, пока оно не сравняется с ее давлением. На основании такого рассуждения и замечая, что согласно (19) давление в тормозном цилиндре $z=k\,(x_1-x)$, мы можем написать следующее уравнение:

$$k\,(x_1-x_2)=z_{max}.$$

Но так как для неистощимости необходимо условие:

$$z_{max}=x_2,\ \text{то}\ k\,(x_1-x_2)=x_2$$

или

$$x_2=\frac{k}{k+1}\,x_1, \tag{25}$$

заменяя же k значением его из уравнения (19), имеем:

$$x_2=x_1\,\frac{\dfrac{\omega_1-\omega_2}{\omega_3}}{\dfrac{\omega_1-\omega_2}{\omega_3}+1}=\frac{\omega_1-\omega_2}{\omega_1-\omega_2+\omega_3}. \tag{26}$$

Только до величины (26) можно снижать давление в магистрали, чтобы получить неистощимый максимум давления в тормозном цилиндре. Например на практике принимают:

$$\frac{z}{x_1-x_2}=k\approx 3$$

(в действительности k немного меньше, оно равно 2,88).

Тогда согласно (25)

$$x_2=\frac{3}{3+1}\,x_1=\frac{3}{4}\,x_1,$$

где x_1 — начальное давление, с которого начинает работать воздухораспределитель. Это последнее давление обычно равно 4,8 *ат*.

Тогда

$$x_2=\frac{3}{4}\cdot 4{,}8=3{,}8\ ат,$$

3,8 *ат* есть предельная граница снижения давления в магистрали для получения наибольшей неистощимой силы торможения.

В табл. 1 даются основные размеры рабочих деталей воздухораспределителя А-п-1.

Таблица 1

Размеры рабочих деталей воздухораспределителя

А-п-I (фиг. 44)

№ диафрагм	Диафрагмы		
	Диаметр зажимного внешнего контура диафрагмы D в *см*	Диаметр центральной шайбы диафрагмы d в *см*	Рабочая площадь диафрагмы ω в $см^2$
1	11,4	8,3	76,85
2	7,5	4,9	30,63
3	5,8	3,1	16,03

НТБ ДНУЖТ

(Продолжение таблицы 1)

Название пружины	Высота в свободном состоянии L в *мм*	Пружины				
		Средний диаметр витков D в *мм*	Диаметр проволоки D в *мм*	Число витков n	Прогиб h в *мм*	Нормальная рабочая нагрузка в *кг*
Большая	127	73	9	4.5	57	136
Малая	124	54	7	6	54	86

Пример 1. Какая зависимость k в тормозе А-п-1 между изменением давления x в магистрали и изменением давления z в тормозном цилиндре? По формуле (19)

$$k = \frac{z}{x_1 - x} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_3};$$

подставляя из табл. 1 значения ω, имеем:

$$k = \frac{76{,}85 - 30{,}63}{16{,}03} = 2{,}88.$$

Следовательно при снижении давления в магистрали на 1 *ат* в тормозном цилиндре давление повысится на 2,88 *ат*.

Пример 2. Какое давление в магистрали уравновешивает силу двух пружин воздухораспределителя, когда тормоз отпущен, т. е. при давлении в тормозном цилиндре $z = 0$? По формуле (22) имеем:

$$x_1 = \frac{P}{\omega_1 - \omega_2};$$

подставляя вместо P сумму рабочих нагрузок пружин, указанных в табл. 1, и значения площадей ω_1 и ω_2, имеем:

$$x_1 = \frac{136 + 86}{76{,}85 - 30{,}63} = 4{,}8 \ ат.$$

Пример 3. Определить величину максимального неистощимого давления в тормозном цилиндре $z_{max} = x_2$. Согласно формуле (26) имеем:

$$x_2 = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1 - \omega_2 + \omega_3} x_1$$

или по формуле (25):

$$x_2 = \frac{k}{k+1} x_1.$$

Беря значения ω из табл. 1, а x_1 — из примера 2, имеем:

$$x_2 = z_{max} = \frac{76{,}85 - 30{,}63}{76{,}85 - 30{,}63 + 16{,}03} 4{,}8 = 3{,}56 \ ат.$$

На практике принято считать 3,6 *ат*, в действительности же бывает отступление на некоторую величину в зависимости от характеристики пружин в колпаке прибора и сопротивлений прибора.

НТБ ДНУЖТ

Пример 4. Определить, скольким атмосферам давления на большую диафрагму (с наружной стороны) соответствует сила пружин в колпаке распределителя. Сила пружин согласно табл. 1 $P=136+86=222$ *кг*, а рабочая площадь большой диафрагмы $\omega_1=76{,}85$, тогда искомое удельное давление будет равно:

$$\Delta p=\frac{222}{76{,}85}=2{,}88\ am.$$

г) Воздухораспределители типа К системы Казанцева

В отношении воздухораспределителя К порядок исследования тот же, что и для распределителя А-п-1. Разница состоит в том, что вместо пружин применяется постоянное давление воздуха в замкнутой дополнительной камере, в которую он поступает во время зарядки тормоза. Благодаря этому тормоз имеет мягкие свойства, т. е. он начинает работу с любого зарядного давления и допускает переход с высшего зарядного давления на низшее.

Уравнение равновесия диафрагм в заторможенном состоянии имеет следующий вид в соответствии с фиг. 45:

$$c(\omega_2-\omega_1)-x(\omega_2-\omega_3)-z\omega_3=0 \qquad (27)$$

и при отпущенном тормозе:

$$c(\omega_2-\omega_1)-x(\omega_2-\omega_3)=0, \qquad (28)$$

где c — давление в дополнительной камере;
x — тормозное давление магистрали;
x_1 — зарядное давление. При отпущенном тормозе $c=x_1$; поэтому:

$$x_1(\omega_3-\omega_1)=0,$$

откуда следует, что $\omega_1=\omega_3$. В действительности внешний контур зажима атмосферной (левой) диафрагмы имеет диаметр на 0,7 *мм* больше, чем такой же контур тормозной (правой) диафрагмы, с целью получения требуемой устойчивости в отпущенном состоянии тормоза, когда в дополнительной камере и в магистрали давления равны. Следовательно, строго говоря, в уравнении (28) в правой части должна быть величина, отличная от нуля. Однако ввиду ничтожной малости этой величины и ее второстепенного значения мы ею пренебрегаем.

Вычитая из уравнения (27) уравнение (28), имеем:

$$(x_1-x)(\omega_2-\omega_3)-z\omega_3=0, \qquad (29)$$

которое полностью совпадает с уравнением (18), полученным для воздухораспределителя А-п-1. Поэтому и все дальнейшее, сказанное в п. «в» об этом приборе, относится также и к воздухораспределителю типа К за исключением лишь ограничения начального зарядного давления x_1, от которого начинает работать распределитель: в приборе А-п-1 оно раз навсегда фиксированное, а для прибора типа К произвольное. Кроме того, вместо силы P пружины в распределителе А-п-1, в распределителе К имеется эквивалентная сила давления воздуха, равная

$$x_1(\omega_2-\omega_1),$$

которая и подставлена в уравнении (27).

Разность площадей диафрагм $\omega_2-\omega_3$ выбирается из условия чувствительности работы прибора, так же как и величина площади тормозной диафрагмы ω_3, в соответствии с допускаемыми по техническим условиям колебаниями давления в тормозном цилиндре. Например, если допускается $+\Delta z$, а сопротивления жесткости диафрагм, сопротивления клапана и пр. равны r, то

$$\omega_3=\frac{r}{\Delta z}. \qquad (30)$$

НТБ ДНУЖТ

Точно так же в соответствии с допускаемыми нормами нечувствительности действия прибора при заданных минимальных величинах изменений давлений в магистрали Δx определяется разница площадей $\omega_3 — \omega_2$:

$$\omega_3 — \omega_2 = \frac{r}{\Delta x}. \tag{31}$$

Таблица 2

Размеры основных рабочих деталей воздухораспределителя К (фиг. 48)

№ диафрагмы	Диаметр зажимного внешнего контура диафрагмы D в *см*	Диаметр центральной шайбы диафрагмы d в *см*	Рабочая площадь диафрагмы ω в $см^2$
	Диафрагмы		
1	8,07	5,0	34,16
2	14,3	11,5	131,21
3	8,00	5,0	33,77

Поршни скачкового клапана

Большой поршень	$d_1=62$ *мм*
Площадь его .	. $\omega_4=30{,}2\ см^2$
Малый поршень	$d_2=20$ *мм*
Площадь его	. $\omega_5=3{,}1\ см^2$

Из табл. 2 видно, что рабочие площади малых диафрагм отличаются друг от друга на:

$$34{,}16—33{,}77=0{,}39\ см^2.$$

Эта разница создается после сборки прибора, величина же самих диафрагм как деталей одинакова, и они взаимозаменяемы.

Из уравнения (29) имеем:

$$\frac{\omega_2 — \omega_3}{\omega_3} = \frac{z}{x_1 — x} = k. \tag{32}$$

Отсюда следует, что разность площадей большой и малой диафрагм так относится к площади малой диафрагмы, как давление в тормозном цилиндре к величине снижения давления в магистрали.

Зависимость k ограничивается лишь низшим пределом давления в магистрали, когда это давление сравняется с давлением в тормозном цилиндре. Верхнего же ограничения, подобно тому как это имеет место в воздухораспределителе А-п-1, нет, так как тормоз К мягкий.

Максимальное давление в тормозном цилиндре бывает двоякое: неистощимое и истощимое. Первое получается тогда, когда оно не выше давления в магистрали; второе бывает в том случае, когда давление в магистрали настолько снижается, что наступает полное сообщение тормозного цилиндра с запасным резервуаром и давления в первом и втором сравняются, причем величина такого максимального давления бывает уже случайная в зависимости от величины хода поршня цилиндра, т. е. от описываемого поршнем объема. В этом случае имеем:

$$z = x_1 \frac{Q}{Q+q}, \tag{33}$$

где x_1 — зарядное давление;
Q — объем запасного резервуара:
q — объем тормозного цилиндра.

НТБ ДНУЖТ

Величина максимального неистощимого давления в тормозном цилиндре находится так же, как и для распределителя А-п-1 [формула (25)]:

$$z_{max} = x_2 = \frac{k}{k+1} x_1, \qquad 34)$$

где k — числовая зависимость по формуле (31), на основании которой можно также написать:

$$z_{max} = x_2 = x_1 \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2}. \qquad (34а)$$

В табл. 2 даются основные размеры рабочих деталей воздухораспределителя К.

Пример 5. Какая зависимость между величиной изменения давления x в магистрали и величиной изменения давления z в тормозном цилиндре в тормозе типа К? По формуле (32) имеем:

$$k = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3}.$$

Беря из табл. 2 величины площадей диафрагм, получаем:

$$k = \frac{131{,}21 - 33{,}77}{33{,}77} = 2{,}88,$$

совершенно такую же, как и в распределителе А-п-1.

Пример 6. Определить величину максимального неистощимого давления в тормозном цилиндре $z_{max} = x_2$ при условии в одном случае, что зарядное давление было 4,8 *ат*, в другом 5,2 *ат* и в третьем 6 *ат*. По формуле (34):

$$x_{max} = x_1 \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2}.$$

Из табл. 2 по фиг. 48 имеем:

$$\omega_2 = 131{,}21;$$

$$\omega_3 = 33{,}77;$$

тогда:

1) $x_{max} = 4{,}8 \cdot \frac{131{,}21 - 33{,}77}{131{,}21} = 4{,}8 \quad 0{,}74 = 3{,}55$ *ат*;

2) $x_{max} = 5{,}2 \cdot 0{,}74 = 3{,}84$ *ат*;

3) $x_{max} = 6{,}0 \cdot 0{,}74 = 4{,}44$ *ат*.

Отсюда следует, что максимальное неистощимое давление в тормозном цилиндре при распределителе типа К не является постоянным.

Пример 7. Определить, какой величины должна быть рабочая площадь тормозной диафрагмы ω_3, чтобы она удовлетворяла условиям чувствительности по отношению к давлению в тормозном цилиндре $\Delta z = \pm 0{,}2$ *ат* при сопротивлении перемещению диафрагм $r = 6{,}7$ *кг*. По формуле (30) имеем:

$$\omega_3 = \frac{r}{\Delta z} = \frac{6{,}7}{0{,}2} = 33{,}5 \ см^2.$$

В действительности 33,77 $см^2$, т. е. разница в сторону большей чуствительности на 0,27 $см^2$.

НТБ ДНУЖТ

Пример 8. Определить чувствительность распределителя К в самом начале торможения, если его механические сопротивления порядка 6,5 *кг*. К заданным механическим сопротивлениям 6,5 *кг* прибавляем сопротивление вследствие разницы крайних площадей, равной согласно табл. 2:

$$\omega_1 - \omega_3 = 34{,}16 - 33{,}77 = 0{,}39\ см^2.$$

При зарядке в 5 *ат* это даст удерживающую силу вместе с заданным сопротивлением:

$$r_0 = 6{,}7 + 0{,}39 \quad 5 = 8{,}7\ кг.$$

Чувствительность на основании формулы (31):

$$\Delta x = \frac{r_0}{\omega_1 - \omega_3} = \frac{8{,}7}{131{,}21 - 33{,}77} = 0{,}09\ ат.$$

§ 13. Воздухораспределитель системы Матросова

а) Особенности воздухораспределителя

Сделаем принципиальное сравнение воздухораспределителя системы Матросова с воздухораспределителями системы Казанцева.

Мы уже знаем из § 12, что работа воздухораспределителей Казанцева основана на принципе равновесного взаимодействия трех давлений на связанные между собой площади соответственных диафрагм. Это давления: 1) воздуха в магистрали, 2) воздуха в тормозном цилиндре и 3) некоторого постоянного давления пружины или воздуха в особой дополнительной камере.

Работа воздухораспределителя системы Матросова, можно по аналогии сказать, основана на принципе пяти давлений, скомбинированных в три взаимодействующие пары давлений на три отдельных поршня: 1) воздуха магистрали и, с другой стороны, золотниковой камеры, разделенных магистральным поршнем, 2) воздуха золотниковой камеры и дополнительной камеры, разделенных главным поршнем, и 3) воздуха тормозного цилиндра и пружины, разделенных уравнительным поршнем. Никакой механической связи между поршнями нет, взамен чего введена пневматическая последовательная зависимость; при этом каждая упомянутая пара давлений управляет своим поршнем и золотником в следующем порядке: перемещение магистрального поршня при изменении давления в магистрали вызывает изменение давления в золотниковой камере путем выпуска из нее или впуска в нее воздуха; перемещение главного поршня вследствие изменения давления в золотниковой камере вызывает изменение давления в тормозном цилиндре; перемещение уравнительного поршня вследствие изменения давления в тормозном цилиндре определяет степень и быстроту наполнения последнего. Эта цепь последовательных действий отражается на скорости начала работы прибора при торможении и при отпуске, что имеет своим следствием несколько замедленную тормозную и отпускную волны.

Зато указанная последовательность действия поршней в этом приборе дала возможность получить два новых свойства тормоза: постоянство времени наполнения тормозных цилиндров независимо от величины объемов их и ограничение максимального давления в тормозном цилиндре, а попутно также и грузовой режим. Эти свойства получаются: 1) в результате установленной скорости движения главного поршня и 2) в результате постоянной максимальной величины проходимого им пути.

Работа воздухораспределителя М описана в первой части книги «Тормоза», здесь же разберем эту работу с теоретической точки зрения.

б) Теоретический разбор работы воздухораспределителя М

Прежде всего следует обратить внимание в этом приборе на то, что при всяком установившемся состоянии тормоза как до торможения, так и во время служебного торможения давления в золотниковой камере и в рабочем резервуаре его равны давлению в

НТБ ДНУЖТ

магистрали. Исключением из этого правила является только экстренное торможение, когда в магистрали давление может оказаться очень малым или равным нулю, а в золотниковой камере и в рабочем резервуаре устанавливаются давления минимальной величины—около 3,8 *ат*, что соответствует давлению в тормозном цилиндре максимальной величины при груженом режиме. Но экстренное торможение в товарном тормозе Матросова в конечном результате, если не считать его истощимости, ничем не отличается от полного служебного торможения, поэтому разберем работу тормоза в пределах только служебного торможения или отпуска. Главная цель настоящего исследования заключается в определении количественной зависимости между величинами изменений давлений в магистрали и в тормозном цилиндре подобно тому, как это сделано выше, в § 11 и 12, в отношении, тормозов Вестингауза и Казанцева.

Введем такие обозначения (фиг. 46):

x—давление в магистрали;

y—давление в золотниковой камере;

u—давление в рабочем резервуаре;

z—давление в тормозном цилиндре;

Δx, Δy, Δu, Δz—величины ступеней изменения давлений в магистрали, в золотниковой камере, в рабочем резервуаре и в тормозном цилиндре;

Q —объем рабочего резервуара;

h—величина полного хода главного поршня;

Δh—величина перемещения главного поршня;

ω_1—площадь главного поршня;

ω_2—площадь уравнительного поршня;

l—полная величина перемещения уравнительного поршня;

Δl—частичное перемещение уравнительного поршня;

c—жесткость обеих пружин вместе в *кг/см*;

c_1—жесткость одной большой пружины в *кг/см*;

α—коэфициент передачи кулисы главного поршня (исключая ход на перекрышу золотников).

Пусть тормоз заряжен некоторым давлением:

$$x=y=u.$$

Предположим, что после этого произведено неполное торможение, т. е. сделана достаточная и требуемая ступень снижения давления в магистрали Δx, вследствие чего главный поршень поднялся на высоту Δh (фиг. 46), при которой в золотниковой камере и в рабочем резервуаре установились давления, равные давлению в магистрали:

$$(x-\Delta x)=x_1=y_1=u_1,$$

а в тормозном цилиндре появилось соответственное давление z_1, вследствие чего уравнительный поршень переместился на величину Δl.

Между величинами перемещения главного и уравнительного поршней имеется следующее соотношение:

$$\Delta l=\Delta h\alpha, \tag{35}$$

где α—передаточный коэфициент кулисы.

До начала работы тормоза объем рабочего резервуара был Q, а зарядное давление в нем было u. В рассматриваемый момент произведенного торможения к объему рабочего резервуара прибавился объем, описанный главным поршнем, поднявшимся на высоту Δh. Соответственно этому по закону Бойля имеем следующее уравнение:

$$Qu=(Q+\omega_1\Delta h)u_1, \tag{36}$$

где u—зарядное давление;

u_1—образовавшееся новое давление;

$\omega_1\Delta h$—объем, описанный главным поршнем.

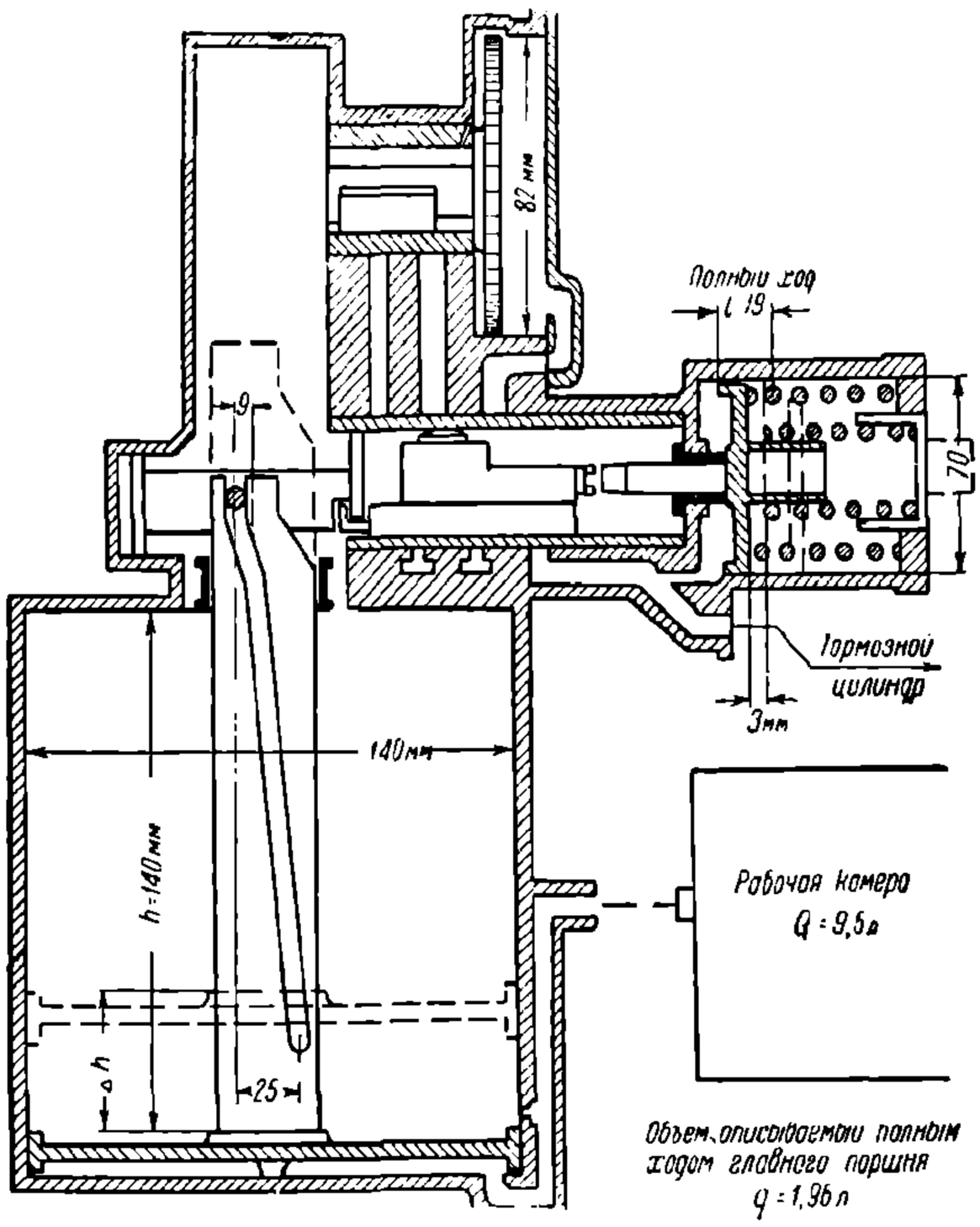
НТБ ДНУЖТ

В это же время в тормозном цилиндре установилось давление z_1, которое, действуя на уравнительный поршень, имеющий площадь ω_2, сжимает пружины на величину Δl. Поэтому имеем:

$$z_1\omega_2 = c\Delta l, \tag{37}$$

где c — характеристика жесткости пружины.

По принципу действия воздухораспределителя Матросова уравнительный золотник, связанный с уравнительным поршнем, не может переместиться больше величины перемещения главного золотника (если отбросить расхождение на перекрыши их). Поэтому на основании формулы (35) можно подставить в формулу (37) значение Δl, выраженное через перемещение главного поршня Δh. Имеем:



Фиг. 46. Схема воздухораспределителя типа М.

$$z_1\omega_2 = c\Delta h\alpha,$$

откуда

$$\Delta h = z_1\frac{\omega_2}{c\alpha}$$

Подставляя это же значение Δh в формулу (36), получаем:

$$Qu = Qu_1 + z_1u_1\frac{\omega_1\omega_2}{c\alpha}$$

откуда находим интересующую нас величину давления в тормозном цилиндре:

$$z_1 = \frac{Q(u-u_1)c\alpha}{u_1\omega_1\omega_2} = \frac{Q\Delta uc\alpha}{u_1\omega_1\omega_2}. \tag{38}$$

Но мы знаем, что до торможения было равенство давлений:

$$x = y = u,$$

также и во время установившегося торможения:

$$x_1 = y_1 = u_1,$$

следовательно

$$x - x_1 = u - u_1$$

или

$$\Delta x = \Delta u.$$

НТБ ДНУЖТ

Поэтому можно в формуле (38) вместо величины снижения в рабочем резервуаре Δu подставить величину снижения давления в магистрали Δx, а вместо давления рабочего резервуара u_1 подставить давление магистрали x_1. Тогда получим:

$$z_1 = \frac{\Delta x}{x_1} cQ \frac{\alpha}{\omega_1 \omega_2}$$

или

$$z_1 = Ac \frac{\Delta x}{x_1}, \tag{39}$$

где величина $A = Q \frac{\alpha}{\omega_1 \omega_2}$ может быть названа характеристической постоянной, так как она состоит из элементов, выражающих геометрические размеры частей воздухораспределителя.

В формуле (39) не учитывается скачок начального давления в тормозном цилиндре, который определяется начальным натягом на 4 *мм* большой режимной пружины; но при груженом режиме это компенсируется тем, что малая пружина не сразу начинает сжиматься, так как уравнительный поршень проходит вначале 3 *мм*, сжимая лишь только одну большую пружину, после чего он уже начинает сжимать обе пружины. Из табл. 3 видно, что жесткость большой пружины 2,9 *кг/мм*, а жесткость малой пружины 3,7 *кг/мм*. Следовательно имеем:

1. Начальный натяг большой пружины $4 \cdot 2{,}9 = +11{,}6$ *кг*.

2. Начальный отрицательный недотяг малой пружины $3 \cdot 3{,}7 = -11{,}1$ *кг*.

Практически можно пренебречь разницей в 0,5 *кг* и таким образом условно считать, что при груженом режиме формула (39) остается без изменения. Но при порожнем режиме, когда работает только одна большая пружина, первоначальный натяг 4 *м* дает 11,6 *кг* начальной нагрузки, что при площади уравнительного поршня 38,5 *см*^{2} является эквивалентом $11{,}6 : 38{,}5 = 0{,}3$ *ат*, который ничем не компенсируется, поэтому величина 0,3 *ат* при определении z по формуле (39) для порожнего режима должна быть прибавлена к результатам, полученным по этой формуле.

Называя коэфициент жесткости двух пружин вместе для груженого режима буквой c и коэфициент жесткости одной большой пружины для порожнего режима буквой c_1 и принимая во внимание только что сказанное о начальных натягах пружин, мы можем написать формулу (39) в окончательном виде так:

1) для груженого режима:

$$z_{гр} = \frac{\Delta x}{x_1} cQ \frac{\alpha}{\omega_1 \omega_2}; \tag{40}$$

2) для порожнего режима:

$$z_{пор} = \frac{\Delta x}{x_1} c_1 Q \frac{\alpha}{\omega_1 \omega_2}, \tag{41}$$

где Δx — величина снижения давления в магистрали в атмосферах;

x_1 — величина тормозного давления в магистрали в абсолютных атмосферах;

c_1 и c — коэфициенты жесткостей одной большой и двух малых пружин (по табл. 3 $c_1 = 29$ *кг/см* и $c = 66$ *кг/см*);

$Q \frac{\alpha}{\omega_1 \omega_2}$ — характеристическая постоянная воздухораспределителя; определяется из конструктивных размеров его, отмеченных на фиг. 46;

Q — объем рабочего резервуара 9,5 *л*, или 9500 *см*^{3};

ω_1 — площадь главного поршня 154 *см*^{2};

ω_2 — площадь уравнительного поршня 38,5 *см*^{2};

α — коэфициент кулисной передачи; получается как отношение величины хода уравнительного поршня к величине хода главного поршня, т. е. $19 : 140 = 0{,}135$.

НТБ ДНУЖТ

Из этих данных имеем по натуре:

$$A = Q\frac{\alpha}{\omega_1\omega_2} = 9500\,\frac{0{,}136}{154\cdot 38{,}5} = 0{,}218. \tag{42}$$

Тогда формулу (39) для воздухораспределителя товарного типа можно написать так:

$$z_1 = 0{,}218\,c\,\frac{\Delta x}{x_1} + d, \tag{43}$$

где для груженого режима $c = 66$ *кг/см* и $d = 0$ и для порожнего режима $c_1 = 29$ *кг/см* и $d = 0{,}3$ *ат*.

Выведем еще формулу для определения необходимой величины снижения давления в магистрали Δx при заданном давлении в тормозном цилиндре z и зарядном давлении в магистрали x. Из формулы (43) имеем:

$$z = 0{,}218\,c\,\frac{\Delta x}{x - \Delta x} + d$$

или

$$zx - z\Delta x = 0{,}218\,c\Delta x + dx - \Delta x d,$$

откуда

$$\Delta x = \frac{zx - dx}{z + 0{,}218\,c - d}; \tag{44}$$

при груженом режиме поправка на скачок $d = 0$, а жесткость двух пружин $c = 66$ *кг/см*, поэтому

$$\Delta x_{гр} = \frac{zx}{z + 14{,}39}, \tag{45}$$

где z—давление в тормозном цилиндре, а x—зарядное давление.

Остается еще определить границу максимального давления в тормозном цилиндре.

Мы знаем, что, когда главный поршень дойдет до крайнего верхнего своего положения, то это и соответствует пределу наполнения тормозного цилиндра воздухом того давления, которое соответствует груженому или порожнему режиму. С другой стороны, известно, что давления в золотниковой камере и в рабочем резервуаре равны магистральному давлению как в моменты законченных ступеней торможения, так и в момент законченного полного торможения, характеризующегося приходом главного поршня в самое крайнее верхнее положение в упор. Следовательно для того, чтобы определить максимальную величину снижения давления в магистрали, которая требуется для полного служебного торможения, достаточно найти величину давления в рабочей камере в момент прихода главного поршня в крайнее верхнее положение.

До торможения при зарядном давлении x воздух занимает объем рабочей камеры Q; когда же главный поршень поднимется в крайнее верхнее положение, то объем Q увеличивается на объем q, описанный главным поршнем, и давление в нем становится минимальным, которое обозначим $x_{\min}$; поэтому имеем:

$$xQ = x_{\min}\,(Q + q);$$

$$x_{\min} = x\,\frac{Q}{Q + q}.$$

Следовательно снижение давления в магистрали $\Delta x_{\max}$ должно быть:

$$\Delta x_{\max} = x - x_{\min} = x\left(1 - \frac{Q}{Q + q}\right) \tag{46}$$

НТБ ДНУЖТ

Объем, описываемый главным поршнем при диаметре последнего 14 *см* и ходе 14 *см*:

$$q = \frac{\pi\, 1{,}4^2}{4} \cdot 1{,}4 = 2{,}16\ л,$$

а объем рабочего резервуара

$$Q = 9{,}5\ л,$$

поэтому:

$$\left(1 - \frac{Q}{Q-q}\right) = 1 - \frac{9{,}5}{9{,}5+2{,}16} \approx 0{,}2;$$

тогда формулу (46) можно написать проще:

$$\Delta x_{max} = 0{,}2\, x, \tag{47}$$

где x — зарядное давление в абсолютных атмосферах.

Отсюда мы видим, что при разных зарядках x требуется снижать давление в магистрали различно, чтобы получить максимальную силу торможения: чем выше зарядка тормоза, тем больше надо снижать его. Ниже, в примере 2, указывается величина этой разницы.

Рассматривая формулу (39):

$$z_1 = Ac\,\frac{\Delta x}{x_1}$$

мы видим, что давление в тормозном цилиндре пропорционально отношению величины снижения давления в магистрали Δx к величине тормозного давления в ней x_1, т. е. величина изменения давления в тормозном цилиндре является функцией линейной. С другой стороны, при снижениях давления в магистрали на одну и ту же величину при разных зарядных давлениях x давление в тормозных цилиндрах будет разное, так как x_1 будет разное. Найдем, в какой степени зависит давление тормозного цилиндра от величины зарядного давления в одном случае при x нормальном, например 5 *ат*, и в другом случае при $x_0 = \beta x$. Имеем:

$$x_1 = x - \Delta x,$$

$$x_2 = \beta x - \Delta x$$

и

$$z_1 = Ac\,\frac{\Delta x}{x_1},$$

$$z_2 = Ac\,\frac{\Delta x}{x_2}$$

откуда

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{x_2}{x_1} = \frac{\beta x - \Delta x}{x - \Delta x},$$

т. е. давления в тормозных цилиндрах обратно пропорциональны тормозным давлениям в магистрали. Следовательно при зарядках тормоза высшим давлением требуется делать снижение в магистрали больше, чем при низших зарядках, чтобы получить ту же силу торможения. Эта разница порядка 0,2 *ат* при разнице зарядных давлений в 1 *ат* (примеры 2 и 3).

В табл. 3 даны основные размеры пружин воздухораспределителя М.

РГБ ДНУЖТ

Таблица 3

Режимные пружины в распределителе Матросова

	Коэфициент жесткости	Суммарный коэфициент жесткости	Начальный натяг	Длина в рабочем состоянии	Длина в свободном состоянии	Диаметр проволоки	Диаметр витков снаружи	Рабочая нагрузка
	в *кг/см*	в *кг/см*	в *кг*	в *см*	в *см*	в *см*	в *см*	в *кг*
Большая пружина	29	66	+11,6	4,9	7,4	0,7	6,5	72,5
Малая пружина	47		—11,1	5,9	7,7	0,6	4,2	66,6

Пример 1. Определить по формулам (40), (41) и (42) давления в тормозных цилиндрах, если тормоз был заряжен давлением $x = 5\ am = 6\ ama$, а при торможении давление в магистрали было снижено на $\Delta x = 1{,}2\ am$, следовательно тормозное давление в магистрали дается $x = 6{,}0 - 1{,}2 = 4{,}8\ ama$. Имеем:

$$z_{гр} = 0{,}218\, c \frac{\Delta x}{x_1} = 0{,}218 \cdot 66\, \frac{1{,}2}{4{,}8} \approx 3{,}6\ am;$$

$$z_{пор} = 0{,}218\, c_1 \frac{\Delta x}{x_1} + 0{,}3 = 0{,}218 \cdot 29\, \frac{1{,}2}{4{,}8} + 0{,}3 \cdot 1{,}9\ am.$$

Давления в тормозных цилиндрах получаются в манометрических атмосферах, так как при выводе формул (40) и (41) нажатие режимных пружин на уравнительный поршень бралось без учета внешнего атмосферного давления, следовательно и в тормозном цилиндре давление должно точно так же выражаться величиной за вычетом давления внешней атмосферы.

Пример 2. Как относятся между собой величины давлений в тормозных цилиндрах при снижении давления в магистрали на 1,2 *am*, если в одном случае зарядка тормоза была 5 *am*, а в другом—6 *am*, или в абсолютных атмосферах 6 и 7 *ama*:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{7 - 1{,}2}{6 - 1{,}2} \approx 1{,}2.$$

По формуле (43) при зарядке магистрали 5 *am*, или 6 *ama*, и при тормозном давлении в магистрали 6—1,2=4,8 *ama* давление в тормозном цилиндре при груженом режиме (c =66):

$$z_1 = 0{,}218 \cdot 66\, \frac{1{,}2}{4{,}8} = 3{,}58\ am.$$

При зарядке магистрали 6 *am* и при том же снижении давления в магистрали на 1,2 *am* имеем:

$$z_2 = \frac{3{,}58 \cdot 4{,}8}{5{,}8} \approx 3\ am.$$

Чтобы получить максимальную силу торможения 3,5 *am*, давление в магистрали в этом случае должно быть снижено на

$$\Delta x_2 = 0{,}2 \cdot 7 = 1{,}4\ am.$$

Пример 3. Определить требуемое максимальное снижение давления в магистрали, чтобы получить полное служебное торможение, если зарядка тормоза будет 4, 5 и 6 *am* (5, 6 и 7 *ama*). По формуле (47):

$$\Delta x_{max} = 0{,}2\ x.$$

НТБ ДНУЖТ

Следовательно для получения полного торможения требуется снижать давление в магистрали:
при зарядке 4,5 *am* (5,5 *ama*):

$$\Delta x = 0{,}2 \cdot 5{,}5 = 1{,}1 \ am;$$

при зарядке 5 *am* (6 *ama*):

$$\Delta x = 0{,}2 \cdot 6 = 1{,}2 \ am;$$

при зарядке 6 *am* (7 *ama*):

$$\Delta x = 0{,}2 \cdot 7 = 1{,}4 \ am.$$

До сих пор мы рассматривали зависимость давления в тормозном цилиндре от величины снижения давления в магистрали. Но в тормозе Матросова имеется еще постоянство времени наполнения тормозного цилиндра независимо от величины объема последнего при торможении, а также опоражнивания его при отпуске тормоза. Это, как известно, достигается подбором величин соответственных отверстий в главном золотнике и во втулках магистрального золотника. Эти величины подбираются посредством опытного исследования. Но, зная их для одного случая, легко путем расчета установить их для другого заданного случая. Так, например, прежде было найдено, что для наполнения тормозного цилиндра воздухом от давления нуля до давления 3,5 *am* в 40 сек. диаметр калиброванного отверстия должен быть 0,6 *мм*.

Впоследствии было решено (после пересмотра норм) ускорить наполнение тормозного цилиндра до 28 сек. Так как время наполнения цилиндра обратно пропорционально площади отверстия или, что все равно, квадрату диаметра, то из равенства:

$$\frac{40}{28} = \frac{d^2}{0{,}6^2},$$

находим:

$$d = \sqrt{\frac{40 \cdot 0{,}6}{28}} = 0{,}76 \ мм.$$

На практике отверстие сверлится сверлом 0,7 *мм* ввиду того, что некоторая часть воздуха из золотниковой камеры попадает в тормозной цилиндр не только через это отверстие, но и через лабиринтовое уплотнение стержня уравнительного поршня, в особенности после некоторого износа его.

Из этого видно, что все калиброванные отверстия во втулках и золотниках являются ответственными, и во время ремонта их надо проверять.

За последнее же время на отдельных дорогах вскрыт ряд факторов вредительства в автотормозном хозяйстве. Среди этих факторов имеют место умышленное увеличивание указанных отверстий и даже прорубание и пропиливание добавочных канавок во втулках поршня и золотника. Виновники во вредительском ремонте распределителей обнаружены и преданы суду, и в дальнейшем установлены строгий контроль и проверка качества ремонта автотормозов и бдительное наблюдение за их эксплуатацией.

§ 14. Поршневые и штоковые уплотнения

а) Общие сведения

В воздухораспределителях и тройных клапанах, а также и в тормозных цилиндрах поршни, а иногда и штоки их должны обладать определенной непроницаемостью для воздуха и сравнительной легкостью их хода. Эти условия должны выполняться при высоких и низких температурах. Для таких уплотнений применяются металлические кольца, кожаные манжеты или же лабиринтовые безнабивочные уплотнения. По степени непроницаемости на первом месте стоит кожаное уплотнение, на втором—лабиринтовое и на третьем—металлические кольца.

Последнее, как правило, не применяется в тех случаях, когда по обе стороны поршня должна поддерживаться хотя бы небольшая, но постоянная разность давлений; но оно

НТБ ДНУЖТ

с успехом применяется там, где требуется лишь на короткий промежуток времени создавать разницу давлений. Обычно эта разница давлений небольшая—порядка 0,1—0,2 *ат*, так как она служит лишь для вызова перемещения легко скользящего поршня, следовательно всякая тенденция к увеличению этой разницы давлений может вызвать лишь увеличение скорости движения поршня. В крайних же положениях поршни с металлическими уплотнениями обычно ложатся на кожаные прокладки, и тогда уплотняющее кольцо не играет роли. Металлические кольцевые уплотнения очень удобны ввиду их постоянства сопротивлений и постоянства степени плотности как при низких зимних, так и при самых высоких летних температурах. Срок службы колец весьма продолжительный, так как медленный износ их очень мало уменьшает силу давления на стенку цилиндра, каковое по всей длине его остается одинаковым. Такое уплотнение является поэтому самым долговечным и практичным.

Уплотнение безнабивочное, или лабиринтовое, очень чувствительно к колебаниям температур и трудно в изготовлении, так как при шлифовке цилиндра или поршня получается температурное расширение, мешающее правильной пригонке. Кроме того при больших диаметрах штока или поршня такое уплотнение создает большие сопротивления перемещению поршня, а с течением времени вследствие изнашивания оно теряет плотность и требует частой замены, гораздо чаще, чем кольцевые упругие уплотнения, а при изменениях температуры, наоборот, оно может быть причиной защемления поршня или стержня во втулке вследствие неодинаковой температурной их деформации. Такое уплотнение применяется сравнительно редко и преимущественно для стержней небольшого диаметра. Большое преимущество его заключается в простоте конструкции.

Кожаное уплотнение применяется только там, где требуется продолжительная непрерывная непроницаемость воздуха, но, где можно допустить некоторую неплотность, тем более в течение короткого времени, не считаясь с небольшим расходом воздуха, там его не ставят ввиду конструктивной сложности его устройства, дороговизны кожи и большого сопротивления при движении поршня.

Кожаное манжетное уплотнение в отношении непроницаемости надежнее при большой разности давления на поршень. Если требуется двусторонняя непроницаемость поршня, то приходится его уплотнять двусторонним манжетом, что еще более усложняет конструкцию и утяжеляет ее. В зимних условиях кожаное уплотнение не теряет своих свойств при условии правильной конструкции и соответствующей смазке, о чем говорится ниже в п. «в».

Рассмотрим все три типа уплотнений: металлическое, кожаное и лабиринтовое с теоретической точки зрения.

б) Поршневое кольцо

Условия работы поршневых металлических уплотняющих колец в воздухораспределителях и тройных клапанах значительно отличаются от условий работы их в силовых поршневых машинах: двигателях, насосах и пр., поэтому и рассматривать их надо, исходя из этих особых условий.

Основным назначением поршневых колец является создание уплотнения между стенкой втулки и поршнем. Второе назначение заключается в создании некоторого постоянного сопротивления при перемещении поршня. Из § 10 нам известно, что воздухораспределители должны обладать определенной степенью нечувствительности при возбуждении их к работе. Эта нечувствительность создается двумя факторами: 1) наличием разрядного отверстия или канавки и 2) наличием сопротивления движению поршня. Это последнее определяется силой трения золотника, нажатого пружинкой и воздухом, и силой трения упругого поршневого кольца. Первоначальное движение поршня на длине пути около 4 *мм* в тройных клапанах происходит без золотника, после чего захватывается золотник. Точно так же при ступенчатом торможении золотник стоит на месте, а движутся только поршень с клапаном. В этих случаях сопротивление движению поршня должно быть во всех приборах по возможности одинаковое, а во время длительной службы постоянное. Практически сила сопротивления поршня должна быть такая, чтобы он один перемещался при усилии около 3—4 *кг*, а вместе с золотником и при наличии давления воздуха 5 *ат* при усилии 6—7 *кг*. Поршневое

НТБ ДНУЖТ

кольцо должно плотно прилегать к стенкам цилиндра и оказывать на эти стенки равномерное удельное давление по всей окружности. Последнее условие необходимо для правильного износа кольца и втулки, для правильного распределения слоя смазки между поверхностями кольца и втулки и для однообразной степени уплотнения по всей окружности кольца.

Для выполнения этих условий надо создать соответственную форму и размеры кольца.

Прежде всего необходимо выяснить, каким удельным давлением по всей окружности кольца надо задаться. Если исходить из соображений непроницаемости распределительного поршня, то требуется лишь обеспечить невозможность отжатия кольца тем давлением, которое определяется разностью давлений воздуха по обе стороны поршня. Выше указывалось, что эта разность бывает порядка 0,1—0,2 *ат*. В самом деле сопротивление поршня с золотником в тройном клапане равно около 7—8 *кг*, а в воздухораспределителе М—около 5—6 *кг*. При площадях поршней указанных приборов 75 и 55 *см*² мы видим, что для преодоления этих сопротивлений требуется удельное давление воздуха порядка 0,1—0,2 *ат*. Для того чтобы уплотняющее кольцо надежно прижималось к стенке втулки и не отжималось воздухом, необходимо, чтобы оно надавливало на стенку с такой силой, которая соответствует этому избыточному давлению воздуха на одну из сторон поршня. Для надежности можно поставить такое кольцо, которое будет создавать давление например в три раза больше, т. е. 0,6 *кг/см*². При ширине кольца 3,5 *мм* (такая ширина берется в целях легкой закладки его в ручей сравнительно малого поршня, а также для получения легкой плоской конструкции последнего) и при диаметре втулки по Вестингаузу 89 *мм* площадь трущейся о стенки втулки поверхности кольца будет:

$$\frac{\pi 8{,}9^2}{4} \quad 0{,}35 = 21{,}8 \ см^2.$$

Помножая эту площадь на принятое удельное давление 0,6 *кг/см*², получим общую силу давления:

$$21{,}8 \cdot 0{,}6 = 13 \ кг.$$

Такое давление было бы достаточно для плотности; но проверим, какое оно создает сопротивление движению поршня. При коэфициенте трения поршня 0,1 получаем:

$$13 \cdot 0{,}1 = 1{,}3 \ кг.$$

Это сопротивление в три раза меньше принятого нами выше для расчета. Прибор с таким поршнем будет слишком чувствительным и не будет выдерживать нормы при пробах на нечувствительность своего действия; при служебном торможении тройной клапан может вызывать действие ускорителя вследствие проскакивания поршнем среднего положения. Кроме того кольцо при таком слабом нажатии не будет в состоянии счищать пыльный налет со стенок втулки, наконец слишком тонкое и нежное кольцо при переносе и обращении с ним могло бы легко подвергаться изгибу и порче. Все эти мотивы указывают на необходимость рассчитывать общую силу нажатия кольца на стенки втулки, сообразуясь с требуемым сопротивлением перемещению поршня по нормам требуемой нечувствительности работы прибора. Для этого требуется сопротивление поршня с золотником около 8 *кг*, из которых 6 *кг* приходятся на поршень и 2 *кг* на золотник. Тогда при том же коэфициенте трения 0,1 общее нажатие кольца будет:

$$P = 6 \quad 0{,}1 = 60 \ кг.$$

Имея общую величину силы нажатия кольца на стенки втулки, легко определить удельное давление.

Выявив это, можно перейти к определению высоты сечения кольца.

Назовем через:

D—наружный диаметр кольца, введенного в цилиндр;

δ—ширина кольца (фиг. 47);

h—высота в данном сечении;

p—элементарное радиальное давление на поверхности кольца;

s—дуга поверхности кольца;

x—хорда, стягивающая дугу;

P—равнодействующая элементарных радиальных давлений на поверхности кольца.

Разделим окружность кольца на части (фиг. 47). Равнодействующая P элементарных

НТБ ДГУЖТ

радиальных давлений на дугу a_b приложена в середине последней и направлена к центру. Она равна сумме проекций на направление ее действия всех элементарных сил, или, по известной теореме о давлении на дугу или на цилиндрическую поверхность, равнодействующая равна произведению из элементарных давлений на хорду, стягивающую эту поверхность (для половины окружности — на диаметр, как это принято при расчетах котлов и резервуаров).

По этой теореме находим равнодействующую P давлений на дугу ab. Угол, стягивающий эту дугу, равен $\pi - \alpha$, а хорда ее ab равна $2r \sin \frac{\pi - \alpha}{2}$.

При удельном давлении p, приходящемся на единицу площади, величина равнодействующей P на дугу ab будет:

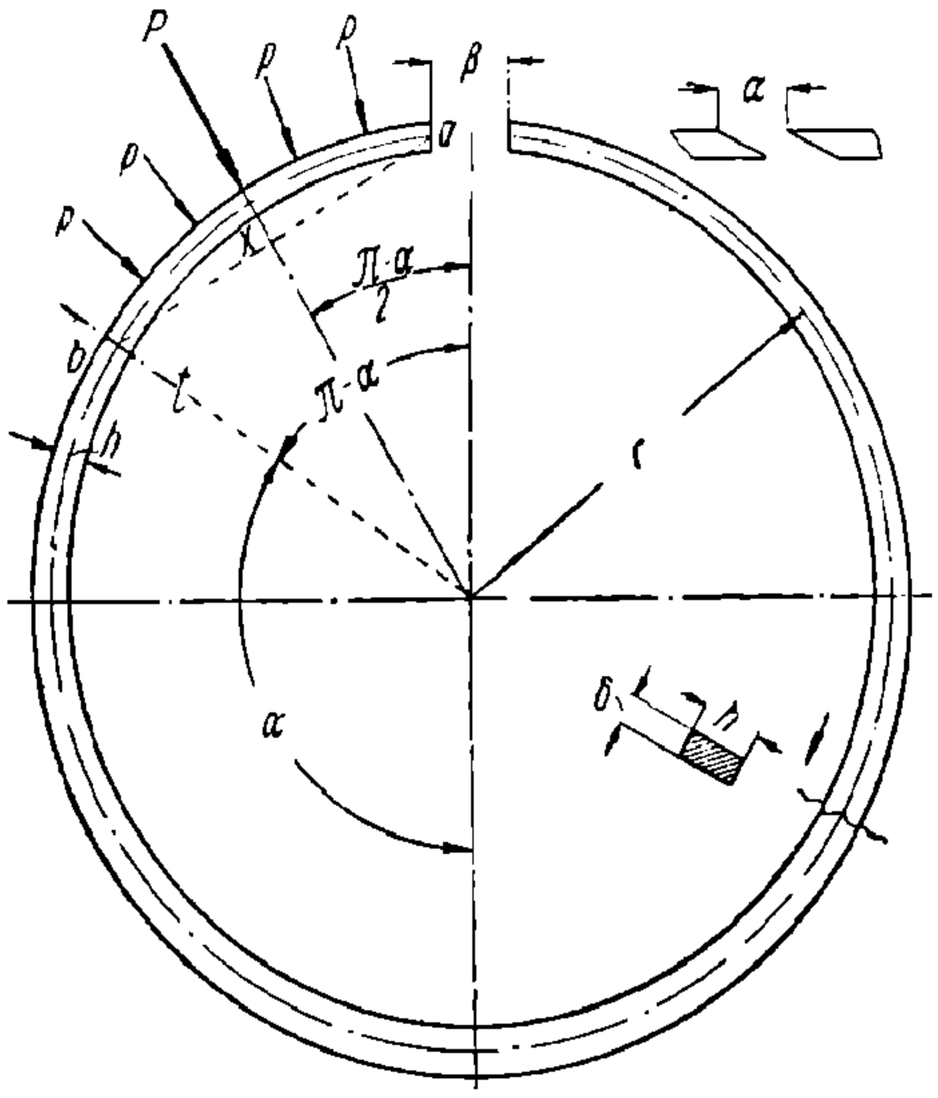
$$P = p\delta\, 2r\sin \frac{\pi - \alpha}{2},$$

где δ — ширина кольца.

Эта сила в сечении bt вызовет изгибающий момент:

$$M = Pr\sin \frac{\pi - \alpha}{2} = 2\, p\delta r^2 \sin^2 \frac{\pi - \alpha}{2}.$$

С другой стороны, этот изгибающий момент равен произведению из напряжения при изгибе k на модуль сопротивления W поперечного сечения кольца, имеющего высоту h и ширину δ:



Фиг. 47. Поршневое кольцо для вывода теории расчета.

$$M = kW = k\, \frac{\delta h^2}{6}$$

или

$$2\, p\delta r^2 \sin^2 \frac{\pi - \alpha}{2} = k\, \frac{\delta h^2}{6};$$

здесь

$$\sin^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) = \left(\sin \frac{\pi}{2}\cos \frac{\alpha}{2} - \cos\frac{\pi}{2}\sin\frac{\alpha}{2}\right)^2,$$

но

$$\sin \frac{\pi}{2} = 1, \text{ а } \cos \frac{\pi}{2} = 0,$$

следовательно

$$\sin^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) = \cos^2 \frac{\alpha}{2}.$$

Подставляя это значение в предыдущее выражение и сокращая его на получаем:

$$12\, pr^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} = kh^2$$

или

$$h = 3{,}5\ r \cos\frac{\alpha}{2}\sqrt{\frac{p}{k}}. \qquad (48)$$

При $\alpha = 0$ получается наибольшая высота сечения, так как тогда $\cos \frac{\alpha}{2} = 1$.

При $\alpha = \pi$ получаем у замка кольца высоту $h = 0$, так как $\cos \frac{\alpha}{2}$ тогда равно нулю. Но это практически недопустимо, так как требуется, чтобы кольцо по всему ручью в поршне входило на некоторую глубину, чтобы воспрепятствовать прониканию воздуха.

НТБ ДНУЖКТ

Ввиду этого формулу (48) мы несколько изменим, чтобы сделать ее пригодной для практического применения. Именно:

$$h = 3{,}5\ r \cos\frac{\alpha}{2}\ \frac{1}{1{,}8+6c}\sqrt{\frac{p}{k}} + c. \qquad (49)$$

По этой формуле высота h у замка при $\alpha = \pi$ получится равной c; значит, c есть та минимальная глубина вхождения кольца в ручей, которая условиями плотности допускается. При $c = 0$ мы по этой формуле получаем h несколько меньше, чем по формуле (48). Эта поправка введена для приблизительного перевода теоретического диаметра средней окружности по высоте кольца на практический диаметр цилиндра, в который кольцо входит.

Формула (49) дает размер высоты для любого сечения кольца. Практически же обычно достаточно знать наибольшую высоту на противоположной стороне кольца относительно замка его, т. е. при угле $\alpha = 0$. В этом случае получаем:

$$h_{\max} = 3{,}5\ r\ \frac{1}{1{,}8+6\cdot c}\sqrt{\frac{p}{k}} + c. \qquad (50)$$

Допускаемое напряжение k можно принимать для бронзовых колец равным 700 *кг/см²*, для чугунных — 600 *кг/см²*.

Для определения замкового зазора (прореза) при свободном состоянии кольца воспользуемся формулой Гюльднера:

$$\beta = 0{,}003\ \frac{d(d-h_{\max})}{h_{\max}}, \qquad (51)$$

где β — вырез в миллиметрах;

d — диаметр цилиндра в миллиметрах;

$h_{\max}$ — высота сечения кольца в миллиметрах в диаметрально противоположном замку месте.

Задаваясь допускаемым напряжением k и высотой кольца c у замка, определяем по формуле (50) высоту сечения на противоположной стороне его.

Для вычерчивания внутренней окружности кольца при сведенных до соприкосновения концах в замке берется диаметр этой окружности равным:

$$d_{вн} = d_{нар} - (h_{\max} + c), \qquad (52)$$

а эксцентриситет

$$e = \frac{h_{\max} - c}{2}, \qquad (53)$$

где $h_{\max}$ — высота сечения кольца в месте, диаметрально противоположном замку его, а $d_{нар}$ — диаметр цилиндра, в который входит кольцо с поршнем, и c — высота кольца в замке.

Пример.

1. Диаметр цилиндра, в котором должно ходить кольцо, $d_{нар} = 9$ *см*.
2. Ширина кольца $\delta = 0{,}3$ *см*.
3. Высота кольца у замка $c = 0{,}3$ *см*.
4. Материал — бронза, напряжение $k = 700$ *кг/см²*.
5. Сопротивление при движ нии поршня $R = 3$ *кг*.
6. Коэфициент трения $\rho = 0{,}1$.

Определить геометрические размеры поршневого кольца. По формуле (50) имеем:

$$h_{\max} = 3{,}5 \cdot 4{,}5\ \frac{1}{1{,}8+6\,c}\sqrt{\frac{p}{k}} + c.$$

Общее давление кольца определится из заданного сопротивления трения $R = 3$ *кг* и коэфициента трения, равного 0,1, именно:

$$P = \frac{3}{0{,}1} = 30\ кг.$$

НТБ ДНУЖТ

Удельное давление p равно частному от деления общего давления кольца (на стенки цилиндра) на площадь трущейся поверхности.

$$p = \frac{30}{\pi d} = \frac{30}{3{,}14 \cdot 9 \cdot 0{,}3} = 3{,}5 \ кг/см^2.$$

Подставляя в формулу (50) эту величину, получаем:

$$h_{max} = 3{,}5 \cdot 4{,}5 \frac{1}{1{,}8 + 6{,}03} \sqrt{\frac{3{,}5}{700}} + 0{,}3 = 0{,}6 \ см,$$

а эксцентриситет

$$e = \frac{6 - 3}{2} = 1{,}5 \ мм.$$

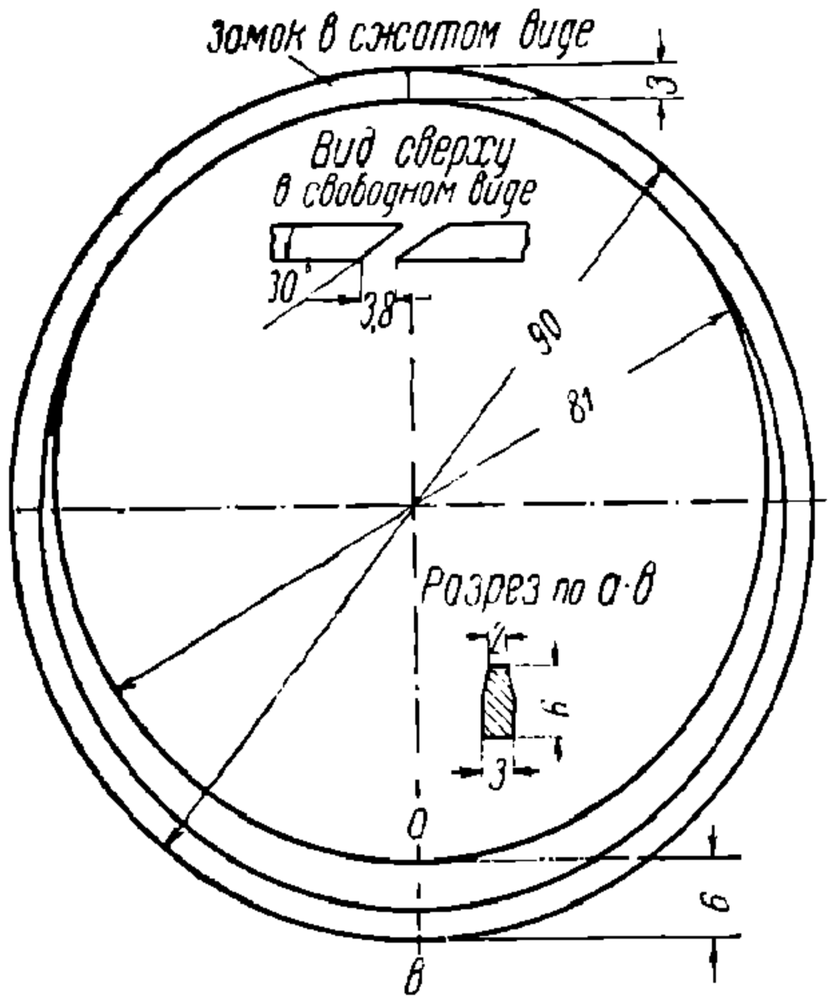
Диаметр внутреннего круга

$$d_{вн} = d_{нар} - (h_{max} + c) = 90 - 9 = 81 \ мм.$$

Зазор замка в свободном состоянии по формуле (51):

$$\beta = 0{,}003 \frac{90\,(90 - 6)}{6} = 3{,}8 \ мм.$$

Форма рассчитанного кольца изображена на фиг. 48.



Фиг. 48. Поршневое кольцо, полученное по расчету.

С внутренней стороны в нем снята эксцентричная фаска для удобства закладывания кольца в ручей, а также для более удобной пригонки боковых поверхностей по плите при сборке поршня.

Материал для колец берется высокосортный, в изломе однородной плотности, без раковин и прослоек. Обработка предварительно до пропила замка производится с припуском на вторую окончательную обработку, производимую в затянутом состоянии до соприкосновения замковых торцов в особом патроне. Замок пропиливается косой под углом 30° с точной плотной пригонкой косых торцов друг к другу при помощи малых напильников с мелкой насечкой.

Боковые плоскости кольца должны быть шлифованы или притерты по плите, но отнюдь не припилены.

в) Манжетные уплотнения

Манжетные уплотнения бывают кожаные и резиновые.

При рассмотрении кожаных уплотнений надо иметь в виду два крайних случая: уплотнение для малой разности давления воздуха, имеющегося с обеих сторон поршня, и для большой разности давлений. Например в распределителе Матросова главный поршень движется при разности 0,1 *am* и даже меньше; эта разность не может быть большей, пока поршень имеет свободу движения; только тогда, когда он придет в крайнее положение, разность давлений может быть большой, но это особый случай. В тормозных цилиндрах, наоборот, уплотнения поршней должны удерживать большое давление.

Если отвороты кожаного манжета направлены в сторону большего давления, то они разжимаются этим давлением; однако плотное прижатие манжета к стенке цилиндра в этом случае может быть лишь тогда, когда сила давления воздуха превышает силу жесткости кожи манжета у стенок цилиндра, когда манжет вследствие неравномерной осадки кожи с течением времени может отстать от них. Для плотного прижатия манжета к стенке цилиндра, чтобы воздух не мог проходить на другую сторону поршня, оказывается всегда достаточным тот избыток давления, какой имеется, хотя бы он был и очень малым, если манжет уже плотно лежит на стенке цилиндра; но, если имеются

НТБ ДНУЖТ

неплотные места, а разность давления по обе стороны поршня настолько мала, что она вообще не в состоянии оказать такого распорного действия на манжет, чтобы его в отставших местах приблизить к стенке, и если при этом не предусмотрены или плохо выполнены искусственные вспомогательные средства для разжатия манжетов, то с течением времени кожа дает неравномерную (свойственную ей) усадку, в особенности в зимнее время, образуя в некоторых местах у стенок цилиндра малые зазоры, которые в сумме по всей периферии поршня дают весьма заметную утечку воздуха.

Ошибочным является мнение, что кожа настолько упруга, что достаточно диаметр манжета сделать несколько больше диаметра цилиндра, чтобы получить постоянное плотное прилегание его. Это мнение правильно лишь по отношению к манжетам из резиновой композиции, о которой говорится ниже. Кожа наряду с упругостью обладает также и пластичностью. Поэтому поршень без распорных колец, но с хорошо размятым кожаным манжетом, вставленный в цилиндр, может ходить очень туго в момент сборки, а через несколько дней этот же поршень может вываливаться из цилиндра уже под собственным весом, так как кожаный манжет успел закончить свою пластичную деформацию или текучесть и принять размеры, равные цилиндру. Это свойство кожи сохраняется не только при температуре выше нуля, но и при температуре значительно ниже нуля. Следовательно рассчитывать на собственную упругость кожи при устройстве манжетного уплотнения никогда не следует. Манжет должен принудительно разжиматься постоянным давлением воздуха или специальными распорными кольцами и пружинами при малых и временных давлениях воздуха. Однако распорные устройства лишь тогда являются действительными, когда они выполнены совершенно правильно и нажимают на отворот манжета по всей его периферии.

Надо заметить, что хотя в конструкции почти всегда предусмотрены распорные кольца или зубчатые шайбы, но в большинстве случаев они настолько неправильно выполнены или собраны, что они неравномерно распределяют давление. Происходит же это вследствие ряда причин, например изготовление распорных пружин производится без шаблонов, неправильной формы, или от небрежной транспортировки их и хранения. Часто это происходит вследствие неправильной сборки, например поршень должен ходить в цилиндре с определенным сопротивлением, но новый манжет уже сам по себе дает большое сопротивление, поэтому при сборке обколачивают манжет деревяшкой вместе с заложенной под него пружиной, отчего последняя портится, деформируется и перестает быть годной. Затем через некоторое время получается пластичная усадка кожи, вызывающая коробление манжета. Чтобы этого не было, необходимо изготовлять распорные кольца или зубчатые пластины из упругого материала по точной форме, с определенным припуском натяжения. Собранные поршни с заложенными под манжет упругими кольцами или шайбами надо просто вставлять в цилиндр, не обращая внимания на тугой ход их, а если обязательно требуется проверка сопротивления, то таковую надо делать через несколько дней после сборки. Вообще же проверка не нужна, если толщина манжета соответствует чертежу, а распорные пружины прошли через контрольную проверку размеров формы и силы натяжения.

При проектировании распорных приспособлений под манжеты необходимо задаваться силой нажатия на единицу длины окружности манжета. Например, если требуется, чтобы поршень, площадь которого равна 154 $см^2$ (главный поршень воздухораспределителя Матросова), имел сопротивление трения не больше 10 *кг*, то, принимая коэфициент трения кожи по слегка смазанной поверхности чугунного цилиндра равным 0,15, получаем допускаемую общую силу нажатия манжета на стенки, равную:

$$\frac{10}{0{,}15} = 66{,}7 \ кг.$$

При длине окружности манжета 44 *см* имеем силу, приходящуюся на 1 *см* длины, равную:

$$66{,}7 : 44 = 1{,}5 \ кг.$$

Следовательно распорную шайбу надо так изготовлять, чтобы зубцы своей упругостью давали соответственное нажатие.

Для большей точности подсчета можно взять длину 10 *см*, для которой общее нажатие должно быть 15 *кг*, и сосчитать число зубцов на этой длине; на это число надо разделить силу общего нажатия 15 *кг*. Получив таким образом требуемую силу нажатия

НТБ ДНУЖТ

одного зубца, определяем экспериментально требуемое натяжение и величину загиба ее. Найденный угол загиба и служит нормой для всех зубцов и для определения размеров штампа.

Для определения диаметра проволоки кольца надо считать, что половина требуемого общего давления приложена в середине полуокружности кольца, т. е. момент изгиба равен половине силы общего давления, помноженной на половину диаметра кольца.

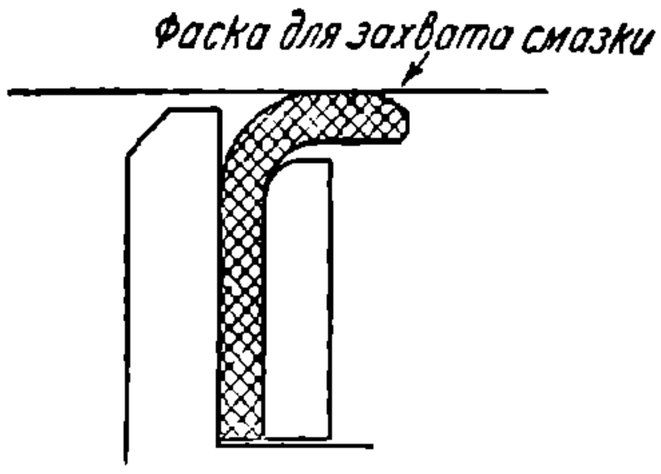
Если вместо кожаного манжета применяется манжет из резиновой композиции, то распорные кольца и другие приспособления обычно не ставятся, так как резина сама по себе достаточно упруга и не имеет пластических свойств. Очень важно, чтобы в этих манжетах передний кант был снабжен фаской (фиг. 49) для заволакивания смазки под манжет. В противном случае поверхность цилиндра настолько очищается и осушается от смазки, что перемещение поршня становится чрезвычайно затруднительным, и манжет приходит в негодность от сильного трения и прилипания.

г) Лабиринтовые или безнабивочные уплотнения

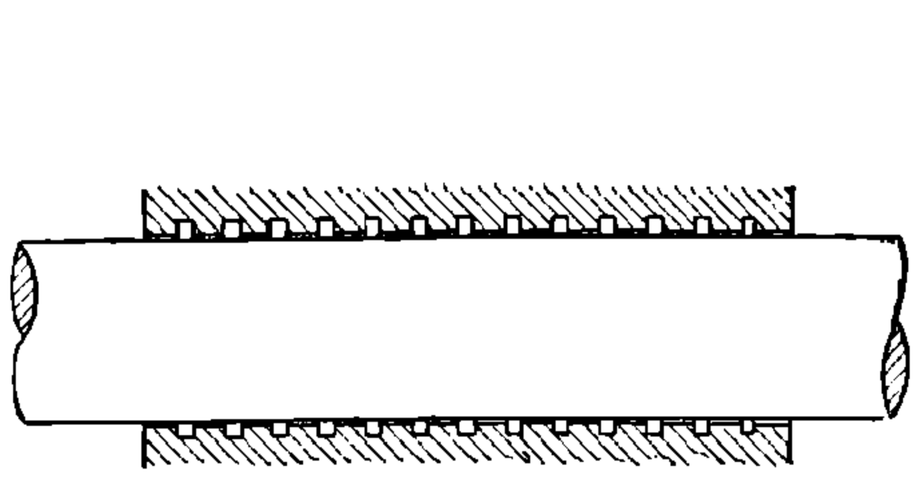
Лабиринтовым называется такое уплотнение, которое создает задержку расхода воздуха по стержню или плунжеру, т. е. удлиненному поршню, посредством нарезанных замкнутых канавок на стенках втулки или стержнях (фиг. 50).

Назначение лабиринтового уплотнения состоит в том, чтобы создать сопротивления движению воздуха через щели между штоком и стенкой втулки и уменьшить расход его до возможных пределов.

В основу теории лабиринтового уплотнения принимается условие наличия течения воздуха по узким щелям и лабиринтам, понимая под последними искусственно сделанные углубления на пути движения воздуха. Обычно углубления для простоты произ-



Фиг. 49. Профиль разреза манжета из резиновой композиции.



Фиг. 50. Лабиринтовое уплотнение.

водства делаются в виде нарезанных на поверхности втулки или штока канавок, поэтому лабиринтовое уплотнение состоит из ряда ничтожно малых щелей, чередующихся с рядом достаточно глубоких канавок.

Для теоретического анализа работы лабиринта введем следующие обозначения:

δ —зазор между втулкой и стержнем;

l_1—длина щели между двумя канавками;

l_2—длина канавки по направлению образующей цилиндра;

l—длина всего уплотнения;

b—длина канавки по окружности;

D—диаметр стержня.

Чтобы расход воздуха через лабиринтовое уплотнение был возможно меньше, необходимо, чтобы сопротивление движению этого воздуха было возможно больше, т. е. чтобы сжатый воздух при своем движении по лабиринту быстро терял свое давление на преодоление разных сопротивлений. Источниками этих сопротивлений могут быть следующие:

1) трение воздуха о стенки щели;

2) вихри, которые всегда образуются при движении воздуха через канавки;

3) удары вследствие сталкивания быстро движущегося воздуха, выходящего из щели, с медленно движущимся воздухом в канавках;

4) сжатие струй при входе воздуха из канавок в узкие щели.

Следовательно устройство лабиранта должно быть таково, чтобы эти четыре фактора могли проявиться в наибольшей степени.

НТБ ДНУЖТ

Рассмотрим один элемент лабиринта, т. е. одну щель между двумя канавками, с примыкающей к ней одной из этих канавок (фиг. 51).

Когда воздух протекает в щели между канавками, то работой расширения этого воздуха можно пренебречь ввиду малой разницы давлений в соседних канавках.

При входе воздуха в щель энергия напора расходуется сначала на работу ускорения, а затем дальнейшее падение давления идет на преодоление сопротивлений и на поддержание при наличии этих сопротивлений скорости до конца щели.

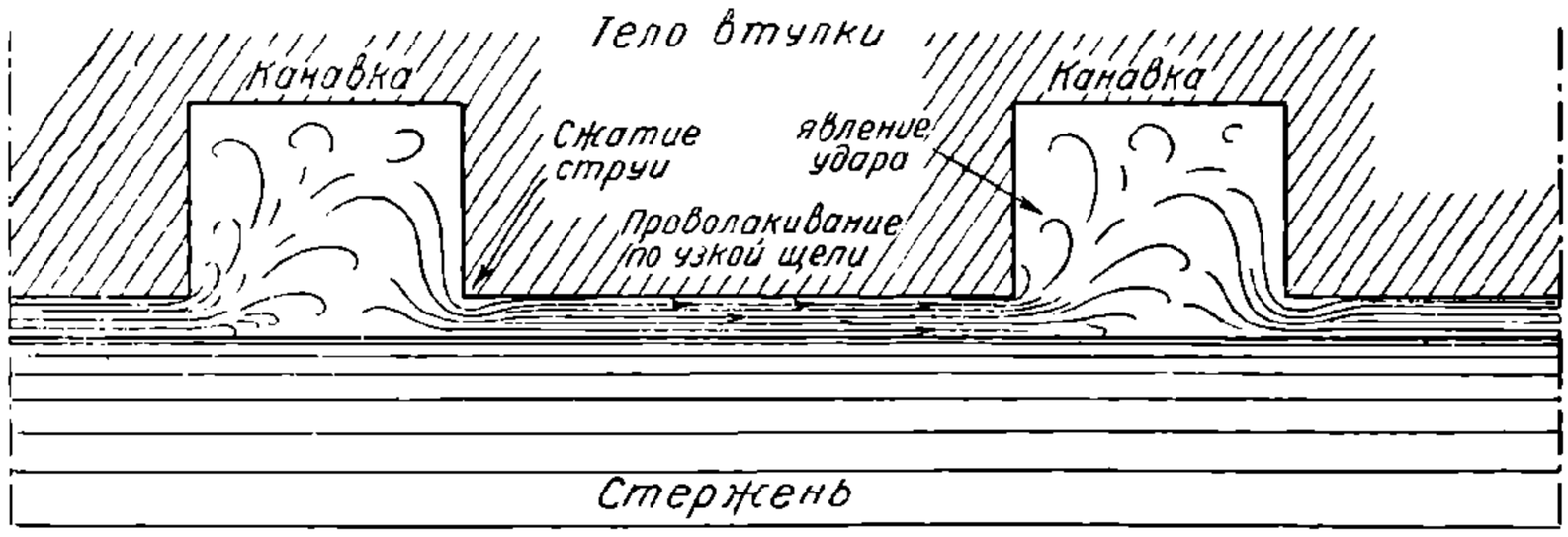
Будем относить сопротивление движению воздуха к 1 *кг* его. Выделим элементарную длину щели dx; ширина этой щели по окружности стержня диаметром D будет πD, поэтому площадь двух поверхностей щели (по втулке и по стержню) на длине dx будет:

$$2\pi D dx. \tag{54}$$

Силу трения воздуха, отнесенную к единице площади, назовем буквой R, а работу трения для 1 *кг* воздуха — буквой L; вес воздуха dq, находящийся в щели на длине dx, будет:

$$dq = \gamma\delta\pi D dx, \tag{55}$$

где $\delta\pi D dx$ — объем этого воздуха, а γ — плотность его. Работа воздуха весом dq на всей длине щели l_1 будет равна произведению силы трения R на поверхность



Фиг. 51. Модель одного элемента лабиринтового уплотнения.

щели длиной dx, определяемую выражением (54), и на длину пути, т. е. на длину щели l_1:

$$dL = 2\pi D dx R l_1.$$

Подставляя же сюда вместо dx его значение из (55), т. е.:

$$dx = \frac{dq}{\gamma\delta\pi D},$$

имеем:

$$dL = \frac{2Rl_1}{\gamma\delta}\, dq.$$

Интегрируя это в пределах для 1 *кг* воздуха, получаем:

$$L = \int_{q=0}^{q=1} \frac{2Rl_1}{\gamma\delta}\, dq = 2\,\frac{Rl_1}{\gamma\delta}. \tag{56}$$

Величина R — сопротивление движению, отнесенное к площади 1 $м^2$, — нами уже рассматривалась в § 8, где было выяснено, что она пропорциональна некоторому коэфициенту трения ξ, скорости u и обратно пропорциональна расстоянию между поверхностями щели [см. выражение (41), которое для единицы площади надо разделить на площадь ω]. Следовательно

$$R = \xi\,\frac{u}{\omega^2}.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя это значение R в выражение (56), получаем:

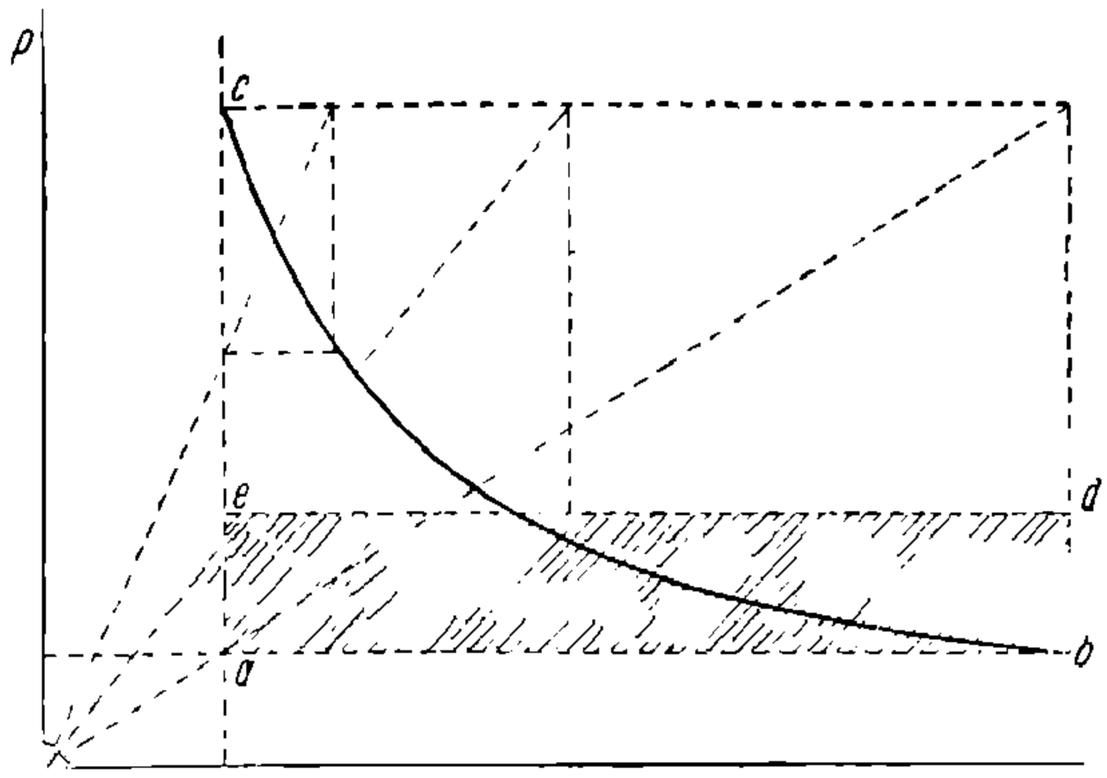
$$L = 2\xi \frac{u}{\gamma} \frac{l_1}{\omega^2}. \tag{57}$$

Эта работа будет произведена за счет падения давления воздуха от p_1 до p_2 при протекании его по щели лабиринта. Она для 1 *кг* воздуха, имеющего удельный объем v между соседними канавками на длине одной щели, будет:

$$L = (p_1 - p_2)\, v = (p_1 - p_2) \frac{1}{\gamma}.$$

Приравнивая правую часть этого выражения к правой части выражения (57), после сокращений имеем:

$$p_1 - p_2 = 2\xi \frac{u}{\delta^2} l_1.$$



Фиг. 52. Гипербола падения давления воздуха в узких щелях.

Заменив здесь скорость u секундным расходом воздуха через площадь f живого сечения щели, равным:

$$G_{сек} = u\gamma f = u\gamma\delta\pi D,$$

откуда

$$u = G_{сек} \frac{1}{\gamma\delta\pi D},$$

имеем:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2 = 2\xi \frac{G_{сек}\, l_1}{\delta^3\pi D\gamma}. \tag{58}$$

Весовой расход воздуха $G_{сек}$ во всех сечениях лабиринтового уплотнения постоянен; следовательно в правой части последнего выражения только плотность γ будет переменной величиной. Помножая правую и левую части этого выражения на γ, имеем:

$$\Delta p_1 \gamma = 2\xi \frac{G_{сек}\, l_1}{\delta^3\pi D} = \text{const}. \tag{59}$$

Отсюда заключаем, что произведение разности давлений между соседними канавками на плотность воздуха между этими же канавками есть величина постоянная. Но так как плотность пропорциональна давлению, то мы видим, что кривая падения давления с переходом от одного элемента лабиринта к другому по направлению движения воздуха представляет собой гиперболу (фиг. 52).

Таким образом по мере приближения текущего по лабиринту воздуха к выходу давление его быстро уменьшается. Кроме того из выражения (59) видно, что перепады давления Δp обратно пропорциональны третьей степени величины зазора δ, что имеет весьма существенное значение в отношении точности пригонки уплотнения, а также в отношении износа его.

Струя воздуха, переходя далее из канавки в следующую щель, в самом начале получает сжатие (фиг. 51). Само по себе это явление нельзя рассматривать как сопротивление; оно является просто как некоторое сокращение живого сечения струи, что между прочим создает весьма большое торможение движению воздуха. В курсах термодинамики и газодинамики указывается, что при прямоугольных краях у входа в отверстие расход уменьшается вследствие сжатия струи на 5%, или коэфициент сжатия $\mu = 0{,}95$. Если учесть, что сжатие струи повторяется столько раз, сколько канавок в лабиринте, то коэфициент μ должен быть взят в степени числа канавок

НТБ ДНУЖТ

Действительно, если представить себе все уплотнение гладкостенным, через которое расход воздуха равен G_0, то, нарезав в нем одну канавку, получим уменьшение расхода:

$$G_1 = \mu G_0.$$

Если затем добавим еще одну канавку, то получившийся расход G_1 надо снова помножить на μ, чтобы получить действительный расход для всего уплотнения, состоящего уже из трех элементов:

$$G_2 = \mu G_1 = \mu^2 G_0.$$

Рассуждая таким образом дальше, мы заключаем, что при наличии n канавок действительный расход воздуха будет:

$$G = \mu^n G_0. \tag{60}$$

Отсюда следует, что чем больше канавок, тем совершеннее лабиринтовое уплотнение; ввиду этого канавки надо делать узкими и близко отстоящими друг от друга.

§ 15. Золотники и клапаны

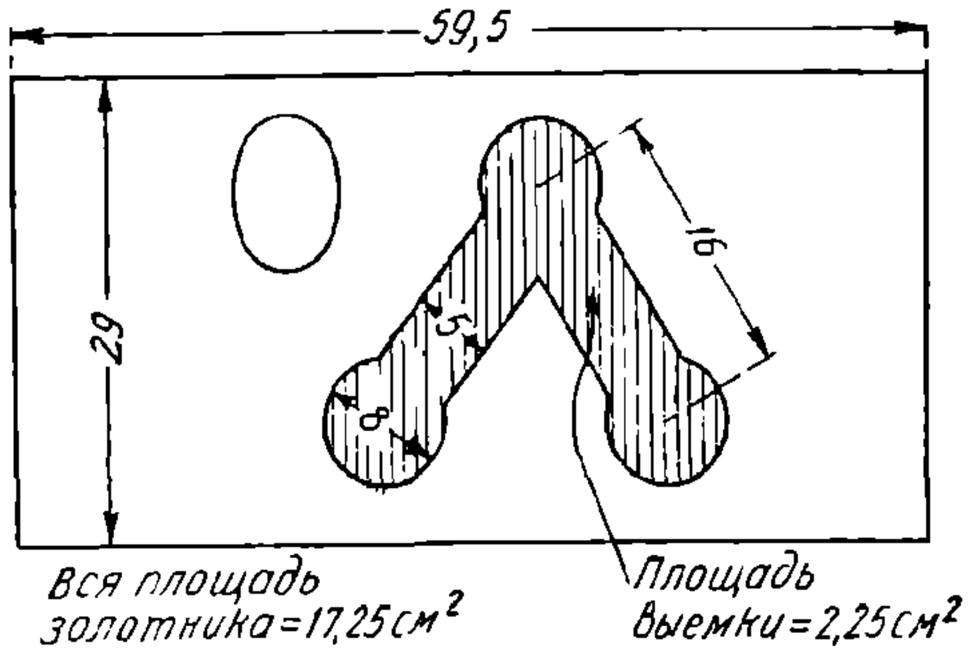
а) Золотники

Размеры золотников определяются требуемым числом окон и каналов. Когда размер золотника выявлен или вообще известен, то для определения характеристики работы воздухораспределителя необходимо знать силу сопротивления трения золотника при перемещении его из одного положения в другое, а для этого необходимо в свою очередь знать коэфициент трения и силу давления золотника на зеркало, по которому он скользит. Коэфициент трения весьма непостоянен ввиду меняющихся с течением времени условий смазки. Вначале, при свежесмазанных поверхностях, а тем более при избытке смазывающего материала, коэфициент трения малый, например 0,08. Через короткий промежуток времени работы золотника, например в течение нескольких дней работы тормоза, слой смазки между трущимися поверхностями становится очень тонким, а так как вязкость масла (сила сопротивления сдвига слоев масла относительно друг друга) тем больше, чем меньше расстояние между трущимися поверхностями, то коэфициент трения в этом случае становится больше, например 0,10. Еще спустя некоторое время работы прибора масло отчасти высыхает, а отчасти густеет вследствие примешивания к нему металлического натира, образующегося от сноса поверхностей при трении; от той и другой причины масло становится вязким и липким, и тогда коэфициент трения достигает величины 0,12—0,13. В среднем можно считать, что коэфициент трения золотника равен 0,1.

Надо еще установить силу нажатия золотника на зеркало вследствие давления воздуха и нажатия пружины. Давление воздуха имеет значение лишь тогда, когда на зеркале имеется окно, сообщающееся с атмосферой или вообще с областью низшего давления. Тогда между контуром атмосферного окна зеркала или атмосферной выемки лица золотника (смотря, какой из этих контуров больше) и краями этого золотника устанавливается между притирочными поверхностями зона переходных давлений от высшего, господствующего над золотником, к низшему в области золотникового окна. Изменение величины давления в этой переходной зоне подчиняется закону гиперболы (фиг. 52), как это доказано в пункте «г» предыдущего параграфа при рассмотрении движения воздуха по узким щелям. В данном случае между притирочными поверхностями золотника и зеркала практически щелей нет, но в действительности никогда не бывает такого идеального и настолько тесного соприкосновения между притертыми поверхностями, чтобы молекулы воздуха, прилипающие к поверхностям и даже проникающие на некоторую ничтожно малую глубину этих поверхностей, не могли двигаться там после наложения золотника на зеркало. Даже в тех случаях, когда соприкасающиеся поверхности искусственно нажаты настолько большой силой, что они деформируются, уплотняются и наступает непосредственная близость этих поверхностей, то и тогда молекулы воздуха будут находиться между этими поверхностями, образуя замкнутые участки слоев смеси их с

НТБ ДНУЖТ

молекулами материала самой поверхности. Это одна из причин, почему после снятия большой нагрузки поверхности сравнительно легко разнимаются. В конструкциях золотников конечно не допускается очень больших нажатий ввиду необходимости легкого перемещения их. При этих перемещениях ничтожно тонкий слой воздуха вместе с жировым налетом смазки проникает между трущимися поверхностями. При тех же величинах сил нажатия, которые обусловливают возможность перемещения золотников, мы должны учесть не только проникновение молекул воздуха между скользящими поверхностями, но и очень медленное поступательное движение их в сторону меньшего давления. Это движение может быть настолько медленным, что практически его при кратковременном измерении плотности золотника обнаружить невозможно, но при очень длительном выдерживании испытания этой плотности, хотя бы даже после самой лучшей притирки и при нормальной смазке тонким слоем, такой толщины, какая устанавливается после некоторого времени работы в эксплутации, все же ничтожный пропуск воздуха всегда имеет место.



Фиг. 53. Лицо золотника скородействующего тройного клапана Вестингауза.

Какой бы ничтожно малый пропуск золотников ни был, мы должны учесть, что воздух, переходя от высшего к низшему давлению, попутно постепенно изменяет свое давление между поверхностями золотников, как сказано выше по закону гиперболы (фиг. 52), т. е. равнодействующие сил давления на элементарные площадки изменяют свою величину согласно указанному закону, а сумма этих равнодействующих на элементарную полоску, протянутую между контуром окна золотника и краем последнего, будет равна площади фигуры, очерченной гиперболой *abc*. Если такую площадь заменить равновеликой площадью прямоугольника *abde*, то мы можем переменную величину давления заменить постоянной средней величиной *ea*, составляющей приблизительно 0,25 от давления, господствующего над золотником. Отсюда получаем простое правило подсчета нажатия золотника на зеркало.

Если над золотником имеется давление воздуха p и на его лице или на его зеркале (смотря, какое больше) имеется атмосферное окно площадью ω_0, а величина всей площади золотника равна ω, то сила P, прижимающая золотник к зеркалу, будет:

$$P = p\omega_0 + 0{,}25\, p\,(\omega - \omega_0). \qquad (61)$$

Пример. На фиг. 53 лицо золотника скородействующего тройного клапана; площадь равна 17,25 *см*². В отпущенном состоянии тормоза атмосферная выемка его площадью 2,25 *см*² сообщается с атмосферой. Сила пружины, прижимающей золотник, равна 2 *кг*. Спрашивается, какая величина силы, прижимающей золотник к зеркалу, при давлении воздуха 5 *ат* над золотником?

Имеем: $p=5$ *кг/см*²; $\omega_0=2{,}25$ *см*²; $\omega=17{,}25$ *см*². Согласно формуле (61) получаем силу нажатия от давления возуха:

$$P=5\cdot 2{,}25+0{,}25\cdot 5\ (17{,}25-2{,}25)=30\ кг.$$

Полное нажатие золотника от воздуха и пружины равно:

$$P_1=30+2=32\ кг.$$

Сопротивление перемещению T при коэфициенте трения 0,1 будет:

$$T=32\cdot 0{,}1=3{,}2\ кг.$$

б) Клапаны

Выводы, относящиеся к определению силы давления золотника на зеркало, могут быть полностью приложены и к клапану в следующей формулировке.

Сила нажатия клапана на седло равна полному

НТБ ДНУЖТ

давлению воздуха на площадь отверстия, закрываемого клапаном, плюс 0,25 того же давления воздуха на площадь проекции притирочной поверхности седла.

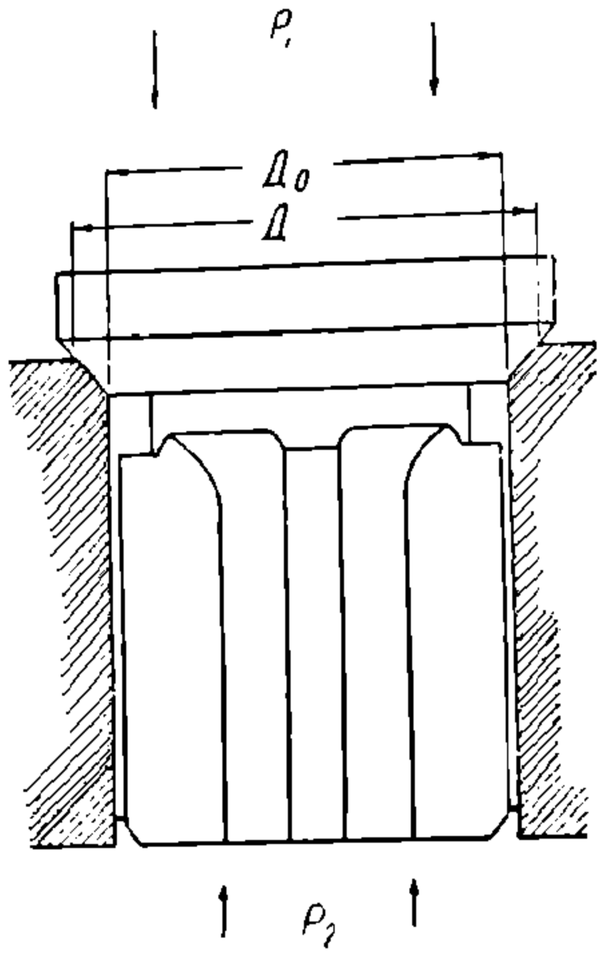
Называя площадь отверстия клапана ω_0 (фиг. 54), площадь большого круга притирочной поверхности седла ω и разность давлений сверху и снизу клапана Δp, получаем силу нажатия клапана на седло:

$$P = \Delta p \omega_0 + 0{,}25\, \Delta p\, (\omega - \omega_0). \tag{62}$$

Если на клапан действует сила пружины, то надо прибавить последнюю к силе P.

в) Значение изменения сопротивления золотника и поршня для работы тормоза

Вполне очевидно, что чем больше сопротивление золотника и поршня в тройном клапане или в воздухораспределителе, тем позже они придут в действие при одном и том же темпе снижения давления в магистрали. Что эти детали при их перемещении должны обладать определенным (минимальной величины) сопротивлением, чтобы выдержать условия мягкости тормоза, это нам известно из § 8. Этой величине должны соответствовать величина площади поршня и величина разрядного отверстия. Предположим, что все означенные величины подобраны наиболее рационально. Если затем по каким-нибудь соображениям изменена упругость кольца в поршне или площадь атмосферной выемки на лице золотника, то характеристика работы прибора безусловно изменится. Однако это изменение чрезвычайно трудно обнаружить индивидуально на одном приборе, так как характер этого изменения для одного прибора очень небольшой, но он обнаруживается весьма заметно в массовой (групповой) работе тормоза.



Фиг. 54 Клапан.

Известно, что время тормозной волны складывается из времени воздушной волны плюс время, потребное на приведение прибора в действие при данном темпе η. Предположим, что поршень прибора трогается с места при разности давлений с обеих сторон его, равной Δp. Следовательно это давление создается при темпе η в течение $t_T - t_в$ секунд, где t_T — время тормозной волны, а $t_в$ — время воздушной волны, т. е.

$$\Delta p = \eta\, (t_T - t_в). \tag{62а}$$

Для первого вагона время воздушной волны $t_в = 0$. Обозначая для этого вагона темп η_1 и время тормозной волны t_{T-1}, имеем:

$$\Delta p = \eta_1 t_{T-1} \tag{62б}$$

Предположим, что вследствие каких-то изменений в конструкции поршня или золотника время t_{m-1} увеличилось на Δt. Тогда аналогично получим для первого вагона:

$$\Delta p_1 = \eta_1\, (t_{T-1} + \Delta t). \tag{62в}$$

На основании формулы (62а) в конце поезда на n-ном вагоне получаем:

$$\Delta p = \eta_n\, (t_{T-n} - t_в)$$

или

$$t_{T-n} = \frac{\Delta p}{\eta_n} + t_в\,. \tag{62г}$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя сюда значение Δp из формулы (62б) для случая до изменения конструкции, имеем:

$$t_{T-n} = \frac{\eta_1 t_{T-1}}{\eta_n} + t_в ,$$

и значение Δp из формулы (62в) для случая после изменения конструкции, имеем:

$$t'_{T-n} = \frac{\eta_1 (t_{T+1} + \Delta t)}{\eta_n} + t_в . \qquad (62д)$$

Отсюда мы можем определить, какая получается разница во времени тормозной волны между вторым и первым случаями. Для этого надо вычесть из выражения (62д) выражение (62г). Имеем:

$$t'_{T-n} - t_{T-n} = \frac{\eta_1}{\eta_n} \Delta t. \qquad (63)$$

Это и есть искомая формула для определения увеличения времени тормозной волны вследствие увеличения сопротивлений распределительного поршня и золотника. Эту формулу можно словами выразить так:

Если прибор при индивидуальном испытании стал запаздывать в своем действии на Δt секунд, то в хвосте поезда это запаздывание увеличивается пропорционально отношению величины темпа падения в голове поезда к величине темпа падения давления в хвосте поезда.

Например в пассажирском поезде, состоящем из 20 четырехосных вагонов, темпы падения давления в хвосте приблизительно в три раза медленнее, чем в голове поезда, а в товарном поезде, состоящем из 100 вагонов, темпы в хвосте в восемь и даже десять раз медленнее, чем в голове поезда. Следовательно индивидуальное запаздывание действия тормозного прибора, даже незаметное при его испытании, например на 0,2 сек., увеличивает время волны в первом случае на 0,6 сек., а во втором случае на 1,6—2,0 сек., ввиду чего скорость тормозной волны соответственно уменьшается.

НТБ
ДНУЖТ

Глава четвертая

СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ В ПОЕЗДЕ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

В этой главе исследуется вопрос о причинах возникающих в поезде ударных и разрывных реакций во время торможения в зависимости от характера работы тормоза, скорости его тормозной волны, скорости наполнения тормозных цилиндров, от степени неравномерности распределения тормозов в составе поезда, от жесткости буферов и других факторов.

§ 16. Общие явления, происходящие в поезде при торможении

Прежде чем перейти к математическому исследованию, мы опишем картину всех явлений, происходящих при торможении от момента поворота ручки крана машиниста до момента остановки поезда.

С момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение в о з д у ш н а я в о л н а, зарождаясь в головной части магистрали поезда, дает вблизи крана машиниста настолько большой темп падения давления, что поршень или диафрагма ближайшего к паровозу воздухораспределителя трогается с места почти мгновенно, и тормоз приходит в действие; затем начинают работать следующие воздухораспрецелители, но чем дальше они отстоят от крана машиниста, тем дольше они не приходят в действие, так как темпы падения давления воздуха в магистрали с увеличением расстояния становятся все медленнее.

Время, протекающее от момента поворота ручки крана машиниста до момента начала действия самого последнего тормоза в хвосте поезда, мы называем временем волны; будем это время обозначать через $t_в$. Скорость тормозной волны определяется посредством деления длины всей магистрали на время волны.

Т о р м о з н а я в о л н а в первую очередь появляется в голове поезда в виде начинающихся нажатий тормозных колодок на бандажи, что дает толчки соседним, еще не заторможенным или менее заторможенным вагонам; затем по мере распространения торможения вдоль поезда подобные явления охватывают прежде часть поезда, а затем весь поезд. Итак, торможение, распространяясь от головы к хвосту поезда в течение определенного промежутка времени, действует вначале таким образом, что сила его тем слабее, чем дальше тормоз находится от локомотива, а когда тормозная волна достигает последнего в поезде вагона, торможение которого только лишь начинается, передний вагон в это время тормозится уже с наибольшей в поезде силой. По истечении некоторого времени тормозные силы выравниваются. Отсюда видно, что убывающие вдоль поезда тормозные силы создают в начале торможения неравномерное действие, вызывая сжатие поезда вследствие набегания менее заторможенных задних вагонов на передние. Когда же в конце концов тормозные силы выравниваются по поезду и уравновешиваются с силами инерции его, то накопленная энергия в буферных пружинах сжатого поезда, не будучи больше связана, производит отдачу, растягивающую поезд с большей или меньшей силой.

Возникает вопрос, всегда ли описанные явления имеют место. Надо ответить утвердительно, но порядок величин сил реакций бывает различный. Например, когда реакция создается медленно, то она обычно бывает незаметной для поездного персонала, хотя бы величина ее достигала и больших размеров; если же реакция

НТБ ДНУЖТ

создается резко и быстро, то она становится заметной и опасной для тяговых приборов.

Известно из практики, что при слишком большой скорости наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом могут появляться в поездах во время торможения сильные реакции.

Если изучить вопрос глубже, то выясняется, что время наполнения тормозных цилиндров находится в тесной зависимости от скорости тормозной волны, т. е. от той скорости, с которой распространяется торможение от головы к хвосту поезда после поворота ручки крана машиниста в тормозное положение.

По техническим условиям, которым должны удовлетворять тормоза, скорость тормозной волны не должна быть меньше 100 *м/сек*. Но эта скорость в новейших тормозах достигает величины порядка 200—220 *м/сек*.

Надо заметить, что величина скорости тормозной волны является одним из важных признаков, характеризующих качество системы тормоза.

§ 17. О реакциях, возникающих в поезде во время первой фазы торможения

а) Тормозные фазы

Тормозной волной, как мы знаем, называется постепенно развивающееся торможение после поворота ручки крана машиниста, переходящее от вагона к вагону в направлении от головы к хвосту поезда. Этот эффект следовательно пробегает по поезду с определенной скоростью W, представляющей собой величину, получающуюся от деления длины всей магистрали L, выраженной в метрах, на число секунд $t_в$, прошедших от момента поворота ручки крана машиниста до момента выхода штока того тормозного цилиндра, который находится в конце этой магистрали:

$$W = \frac{L}{t_в}.$$

Для промежуточных точек магистрали время волны будем обозначать вместо $t_в$ через t_k, где значок k показывает число вагонов, охваченных волной.

При изучении тормозов и при тяговых расчетах обращается внимание на время тормозной волны и на время наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом, так как эти величины влияют, с одной стороны, на длину предтормозного пути, а с другой — на величину реакции в поезде. Чтобы предтормозной путь был как можно короче, время волны и время наполнения цилиндров тоже должны быть возможно короче. Однако тормозостроению в этом отношении приходится преодолевать громадные трудности.

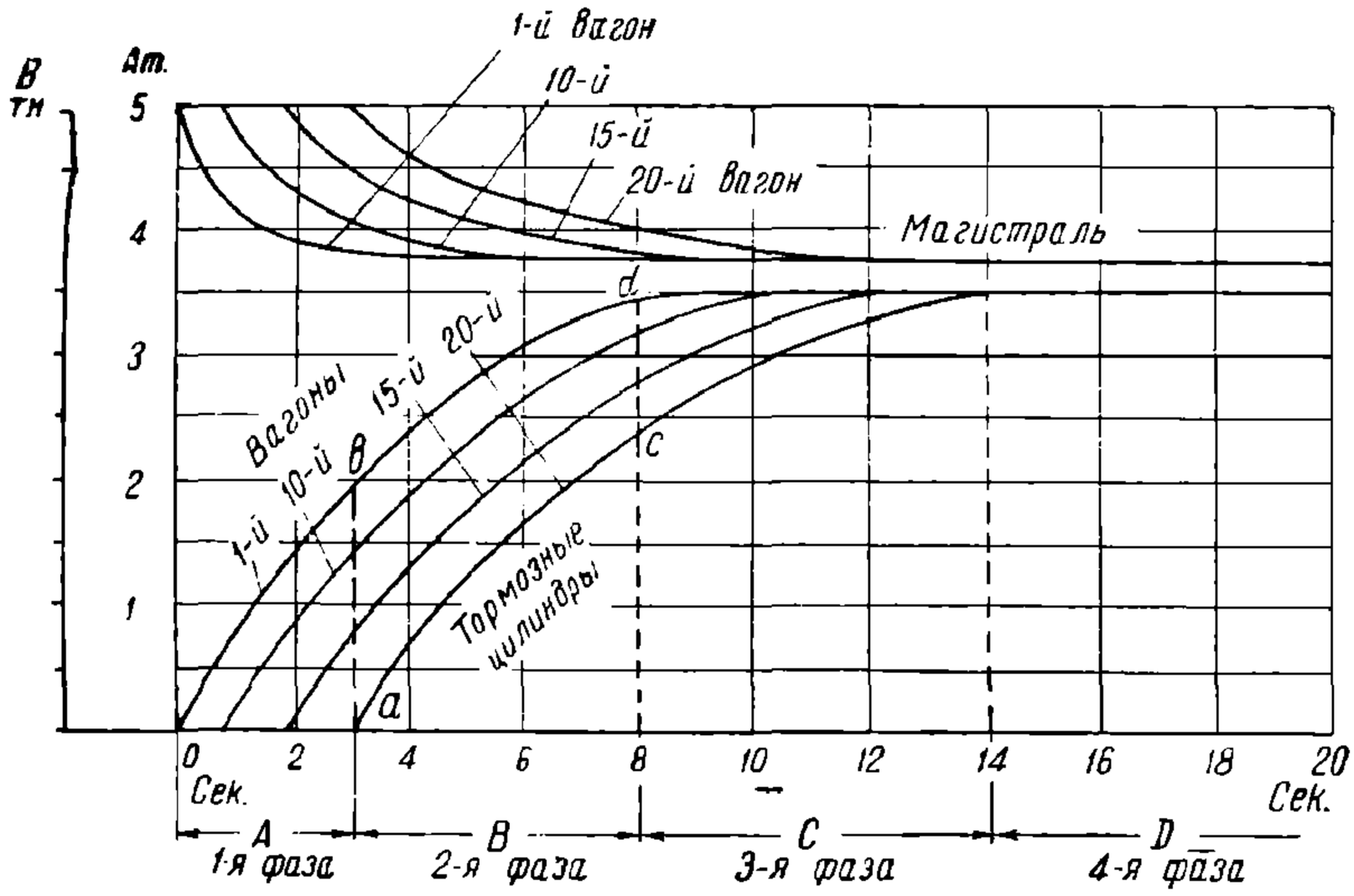
Скорость тормозной волны определяется состоянием магистрали и тормоза, а также принципом работы последнего. Природа сжатого воздуха, служащего рабочим агентом для передачи управления на довольно большое расстояние вдоль поезда, создает сама по себе большие трудности для получения высокой скорости волны. Известно, что для получения действия тормоза в какой-нибудь точке магистрали, где находится воздухораспределитель, необходимо создать определенный темп падения давления, для чего требуется время, чтобы часть воздуха была удалена из магистрали с известной скоростью, зависящей от ряда факторов: от инертности его, трения о стенки труб, вязкости его и т. д. Полученный темп падения давления в данной точке должен быть такого порядка, чтобы в свою очередь преодолеть инертность и сопротивление механизма воздухораспределителя и поглотить часть вредного воздуха, идущего от него в первый момент действия через питательные канавки, а также воздуха, выталкиваемого движением поршенька в сторону магистрали.

Конечно, техника находит пути для уменьшения вредного влияния всех этих факторов, как например дополнительная разрядка магистрали и особый режим работы воздухораспределителей, но все эти средства только частично разрешают задачу. Полностью разрешается вопрос только при помощи электропневматики.

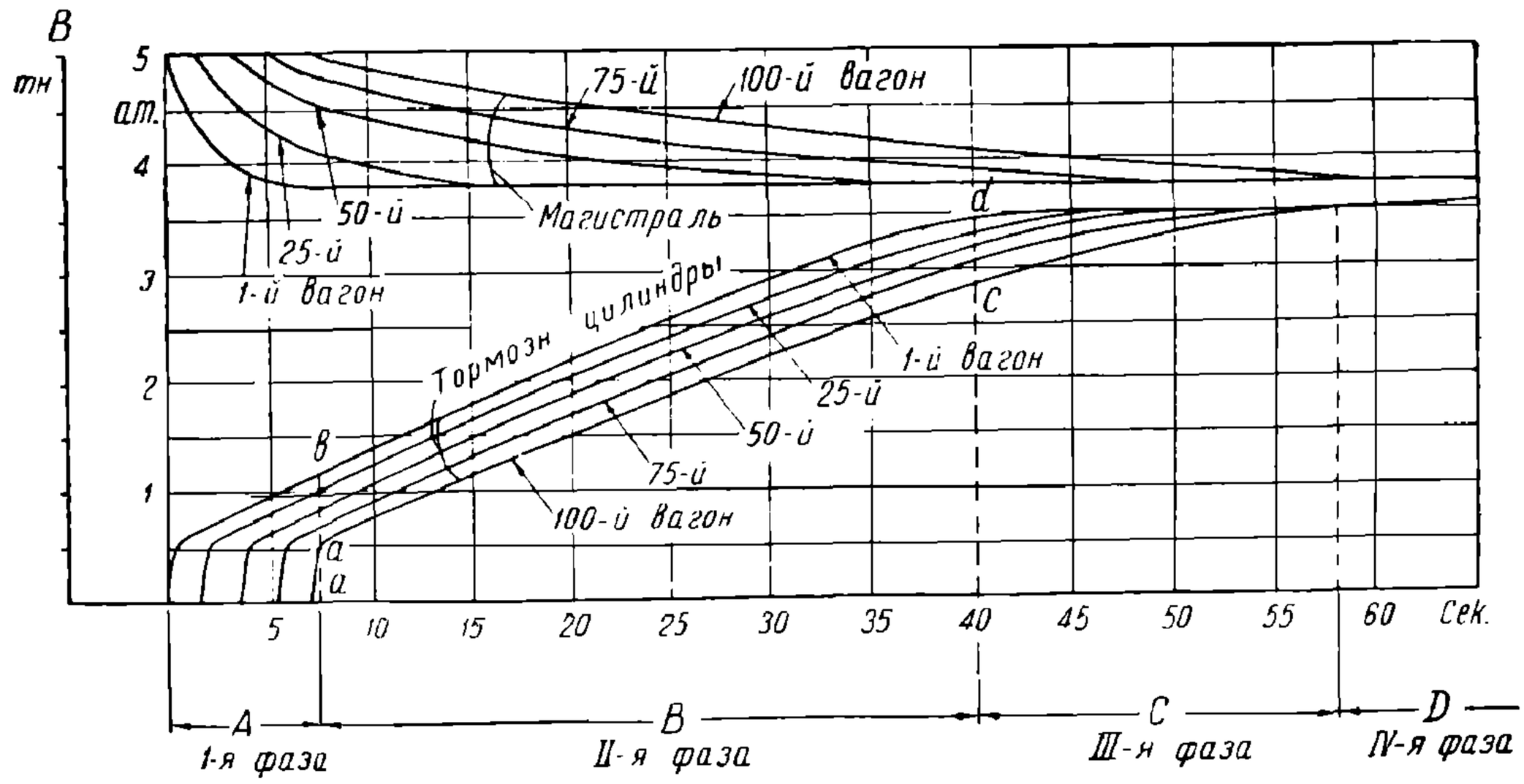
С другой стороны, на практике давно уже замечено, что быстрота наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом при полном служебном или экстренном торможении не может быть выше известной величины, зависящей от скорости тормозной волны.

НТБ ДНУЖТ

Слишком быстрые наполнения служат причиной возникновения больших реакций в поезде во время торможения, которые могут в свою очередь быть причиной разрывов поездов. Поэтому чем меньше скорость тормозной волны, тем медленнее должно быть наполнение тормозных цилиндров. Точная зависимость этого определяется из нижеизложенной теории, которая одновременно дает точные расчетные формулы и раскрывает сущность всех явлений.



Фиг. 55. Диаграмма последовательного наполнения тормозных цилиндров при торможении в пассажирском поезде.



Фиг. 56. Диаграмма последовательного наполнения тормозных цилиндров при торможении в товарном поезде.

При полном торможении процесс распространения тормозных сил по поезду проходит через следующие четыре характерные фазы (фиг. 55 и 56):

1) распространение тормозной волны от головы до хвоста поезда (участок *A* диаграммы);

2) одновременное параллельное, иногда же не параллельное, а с некоторым отставанием в хвосте наполнение тормозных цилиндров сжатым воздухом при разных давлениях в них, образовавшихся в момент первой фазы (участок диаграммы *B*);

3) последовательное окончание наполнения тормозных цилиндров от головы до хвоста поезда (участок диаграммы *C*);

4) законченные полные давления во всех тормозных цилиндрах—максимальная тормозная сила (участок *D* и дальше).

НТБ ДНУЖТ

Как увидим после, во время первой фазы происходит максимальное сжатие поезда вследствие более сильного действия тормозов в голове и постепенно убывающей силы их к хвосту поезда. Иногда это сжатие еще продолжается отчасти и во второй фазе.

Во время второй фазы сжатие поезда заканчивается благодаря наличию сил инерции; расстояния между вагонами после этого остаются неизменными до начала следующей фазы.

Во время третьей фазы начинает развиваться отдача, т. е. по мере выравнивания тормозных сил по поезду накопленная в буферных пружинах и в вагонных рамах упругая энергия сжатия превращается в кинетическую энергию масс отдельных вагонов до тех пор, пока сцепные приборы не получат полного натяжения.

Во время четвертой фазы происходит установившееся торможение.

б) Влияние тормозных фаз на образование реакций

Для нашего исследования примем следующие обозначения:

X — сумма нажатий всех тормозных колодок одного вагона;

φ — коэфициент трения тормозных колодок;

$B=X\varphi$ — тормозная сила одного вагона;

ΔB — неполная тормозная сила одного вагона, создавшаяся за время $t_в$;

ΣB или $\Sigma \Delta B$ — полная или неполная тормозная сила всего поезда;

u — скорость нарастания тормозной силы (зависит от быстроты наполнения тормозного цилиндра);

n — число всех вагонов в поезде;

$\dot{n}$ — число тормозных вагонов во всем поезде, считая и локомотив, приведенный тоже к числу тормозных вагонов;

$t_в$ — время волны, т. е. время (в секундах), проходящее от момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение до момента начала действия последнего тормоза в хвосте поезда;

$t_ц$ — время наполнения тормозного цилиндра от нуля до максимального давления.

Если обнаруживается неодинаковое время наполнений тормозных цилиндров в головном и хвостовом вагонах, то это время для различия будем отмечать особыми индексами:

$t_{цп}$ — время наполнения цилиндра первого вагона;

$t_{цз}$ — время наполнения цилиндра заднего вагона.

Кроме того будем пользоваться диаграммами (фиг. 55 и 56) давлений воздуха в тормозных цилиндрах поезда и эпюрой тормозных сил, распространяющихся в поезде (фиг. 57), которая построена следующим образом: ординаты представляют в одном масштабе давления в тормозных цилиндрах и в другом — тормозные силы $B=X\varphi$ и силы инерции i; абсциссы же представляют в одном масштабе время тормозной волны $t_в$ и в другом — длину поезда, выраженную числом вагонов n. Таким образом изображенные на фигуре треугольник и прямоугольник являются эпюрами одновременно давлений в тормозных цилиндрах, тормозных сил и сил инерции, равномерно распределенных по поезду, в функции времени или в функции длины поезда, выраженной числом вагонов k.

Условимся далее считать, что давления в тормозных цилиндрах при торможении повышаются равномерно по линейному закону в функции времени, т. е. мы должны себе представить спрямленную линию диаграммы наполнения тормозного цилиндра. Это значительно упрощает исследование, внося ясность с весьма незначительной погрешностью.

Скорость распространения тормозной волны будем считать, как это принято, всегда равномерной.

Кроме того будем пока рассматривать поезд равномерно нагруженным. Вес паровоза и его тормозной эффект заменяем эквивалентом соответственного числа однородных вагонов. Эта фиктивная длина компенсируется при рассмотрении тормозной волны тем, что кран машиниста при повороте его ручки в положение служебного торможения дает не сразу снижение давления, а всегда имеется некоторый мертвый промежуток, прежде чем установится полный режим снижения давления в магистрали.

Рассмотрим момент, когда после поворота ручки крана машиниста тормозная волна достигла конца поезда через $t_в$ секунд. Очевидно, что к этому моменту в тормоз-

НТБ ДНУЖТ

ном цилиндре первого вагона образовалось такое давление, которое дало тормозную силу ΔB, равную:

$$\Delta B = u\, t_в,$$

где

$$u = \frac{B}{t_ц}$$

представляет собой скорость нарастания тормозной силы.

Поэтому

$$\Delta B = B\, \frac{t_в}{t_ц}. \qquad (1)$$

Время волны любого вагона в поезде, порядковый номер которого будет k, пропорционально остальному числу вагонов до конца поезда $(n—k)$, поэтому время волны в этом случае равно:

$$t_k = t_в\, \frac{n-k}{n}. \qquad (2)$$

Тогда тормозная сила ΔB_k для какого-нибудь k-го вагона в поезде может быть определена, если в формулу (1) подставить вместо времени волны $t_в$ всей длины поезда время волны t_k лишь для части поезда от k-го до последнего вагона. Тогда получим:

$$\Delta B_k = B\, \frac{t_k}{t_ц},$$

а подставляя вместо t_k его вышеприведенное значение (2), получаем:

$$\Delta B_k = B\, \frac{t_в}{t_ц\, n}\, (n-k). \qquad (3)$$

Это и есть выражение для определения величины тормозной силы для каждого вагона в поезде в момент, когда тормозная волна достигла последнего вагона и процесс торможения переходит во вторую фазу. В этот момент будем считать тормозную силу последнего тормозного вагона равной нулю, так как волна только достигла этого вагона и шток поршня тормозного цилиндра только тронулся с места, но колодки еще не прижаты.

При этом величины тормозных сил распространяются по поезду в убывающем порядке по линейному закону треугольника *obc* (фиг. 57), так как время нарастания их для каждого отдельного вагона, как было указано выше, пропорционально расстоянию от этого вагона до конца поезда, т. е. пропорционально времени волны от данного вагона. Следовательно максимальная высота ординаты тормозной силы в конце первой фазы, когда волна достигла хвоста поезда, будет в голове. На фиг. 57 эта ордината обозначена буквами *ob*.

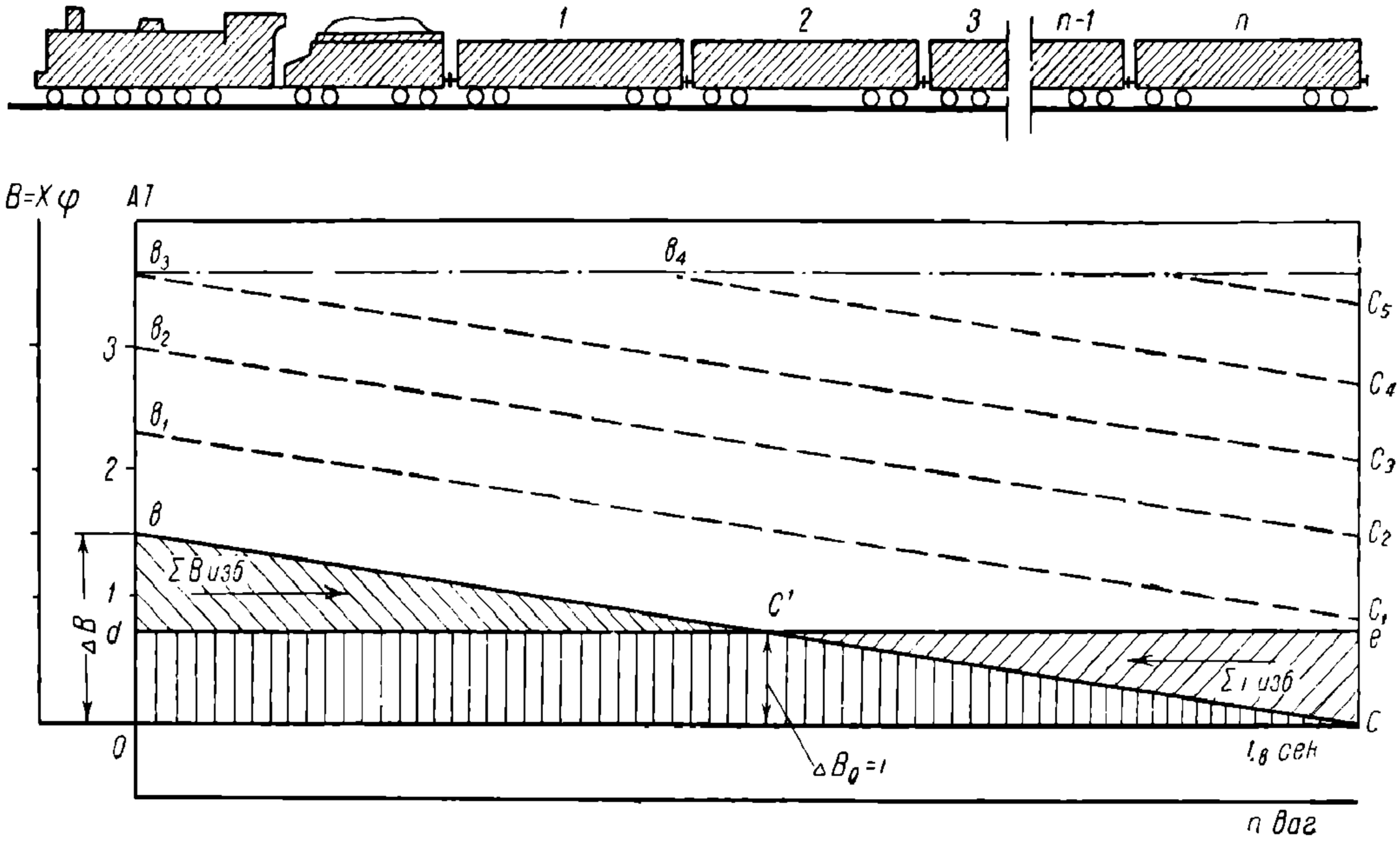
Вслед за этим начинается вторая фаза торможения, в течение которой происходит общее повышение давлений в тормозных цилиндрах от первого вагона до последнего, но относительное распределение тормозных сил остается в течение всей этой фазы неизменным, т. е. та разница, какая существовала между силами нажатия колодок от первого до последнего вагона в конце первой фазы, остается до конца второй фазы (в течение нескольких секунд в тормозах пассажирских и дольше в тормозах товарных). Это видно из диаграмм (фиг. 55 и 56), а также из эпюры (фиг. 57), где равномерное наполнение тормозных цилиндров во всех тормозных вагонах с поддержанием одинаковой разницы давлений в них во все время второй фазы, обозначенной на фиг. 55 и 56 буквой B, продолжается в течение приблизительно 2,5 сек. для пассажирского поезда и 30—32 сек. для товарного поезда.

Это относится к тому случаю, когда темп падения давления воздуха в хвосте опережает темп наполнения тормозного цилиндра последнего вагона. Но в очень длинных поездах в хвосте может настолько затягиваться падение давления в магистрали, что наполнение цилиндра будет подчиняться уже магистрали и поэтому может отставать от наполнения цилиндра в первом вагоне во все время второй фазы торможения. В этом случае разность тормозных сил в голове и в хвосте поезда будет зависеть

НТБ ДНУЖТ

не только от скорости тормозной волны, но и от темпа падения давления в конце магистрали.

В большинстве случаев в конце второй фазы разница давлений в тормозных цилиндрах (на диаграмме фиг. 55 и 56 обозначено *cd*) между первым и последним вагонами почти такая же, как и в начале этой фазы (*ab*), т. е. сжатие поезда, получившееся при распространении тормозной волны в течение первой фазы, остается почти неизменным во все время второй фазы. После этого начинается постепенное разжатие поезда, или отдача, по мере выравнивания тормозных сил во всем поезде; это — третья фаза, обозначенная на фиг. 55 и 56 буквой *C*, за которой следует еще четвертая фаза *D* установившегося торможения.



Фиг. 57. Эпюра неравномерного распределения тормозной силы в поезде в начале торможения.

Мы сейчас ищем только статическую максимальную силу сжатия поезда от неравномерного распределения по поезду тормозных сил, не анализируя пока, каким образом это сжатие происходит с точки зрения динамики (это рассматривается дальше). При этом возьмем тот момент законченного сжатия, когда поезд уже перестал сокращаться от действия статических сил тормозов, и все вагоны в нем движутся как одно целое, не набегая больше друг на друга, а сохраняя при сжатых буферах на некоторое время неизменные расстояния между собой. Следовательно в это время замедление всего поезда является общим, и силы инерции всех вагонов при одинаковых их массах будут тоже одинаковыми, а сумма их будет силой инерции всего поезда. Но эти силы появились как следствие действия силы торможения, поэтому сила инерции всего поезда равна сумме тормозных сил. Последние изображены на фиг. 57 в виде площади треугольника *obc*, а силы инерции, поскольку они распределены равномерно по всей длине поезда, изображены в виде равновеликого этому треугольнику прямоугольника *odec*. Следовательно при одинаковой длине оснований *oc* этих фигур высоты их *ob* и *od* относятся, как 2 : 1. Из этих же эпюр мы видим, что до половины поезда имеется избыток тормозных сил над силами инерции каждого вагона; сумма этих сил представляется площадью *dbc'* Во второй половине поезда имеется, наоборот, избыток сил инерции над силами тормозными в виде площади треугольника *cec'*. При этом площадь первого треугольника равна площади второго. Эти-то избыточные силы (спереди поезда тормозные, сзади — инерционные), действуя навстречу друг другу, и производят исследуемое нами сжатие поезда.

НТБ ДНУЖТ

Выявив природу явлений в виде эпюр и диаграмм, обратимся теперь к аналитическому исследованию.

Сумма всех тормозных сил во всем поезде через время $t_в$ секунд от начала торможения может быть выражена на основании уравнения (3) в следующем виде:

$$\sum \Delta B_k = \sum_{k=0}^{k=n} B \frac{t_в}{t_ц n}(n-k),$$

или, вынося постоянные величины за знак суммы, имеем:

$$\sum \Delta B_k = B \frac{t_в}{t_ц n} \sum_{k=0}^{k=n} (n-k). \qquad (4)$$

Сумма величин $(n—k)$ порядковых чисел от $k=0$ до $k=n$ является арифметической прогрессией, состоящей из n членов с разностью, равной единице. Сумма членов такой прогрессии равна произведению полусуммы крайних ее членов на число всех членов прогрессии:

$$\sum_{k=0}^{k=n} (n-k) = \frac{(n-0)+(n-n)}{2} n = \frac{1}{2} n^2.$$

Подставляя полученное выражение в уравнение (4), получим.

$$\sum \Delta B_k = \frac{1}{2} Bn \frac{t_в}{t_ц}. \qquad (5)$$

Это и есть тормозная сила всего поезда в момент, когда тормозная волна достигла последнего вагона. Следовательно и сила инерции всего поезда будет такой же величины. Сила же инерции одного вагона поэтому равна всей тормозной силе (5), деленной на число вагонов n:

$$i = \frac{1}{2} B \frac{t_в}{t_ц}. \qquad (6)$$

В отдельности для каждого тормозного вагона будем иметь сумму тормозной силы (3) и силы инерции (6). Называя эту сумму через $\Delta B'_k$ и замечая, что силы инерции обратны силам тормозным и поэтому берутся со знаком минус, имеем:

$$\Delta B'_k = B \frac{t_в}{t_ц n}(n-k) - \frac{1}{2} B \frac{t_в}{t_ц}$$

или

$$\Delta B'_k = B \frac{t_в}{t_ц} \left(\frac{1}{2} - \frac{k}{n}\right) \qquad (7)$$

Из последнего выражения (7) видно, что при k, меньшем $\frac{n}{2}$, правая часть будет положительная, а при k, большем $\frac{n}{2}$, она будет отрицательная. Это значит, что от головы до середины поезда тормозные силы вагонов больше сил инерции этих же вагонов, а от середины поезда до хвоста его наоборот, причем закон распределения этих разноименных сил в обеих половинах поезда совершенно одинаковый. Отсюда заключаем, что место встречи или взаимодействия избыточных сил тормозных с избыточными силами инерции будет в середине поезда.

Чтобы узнать величину этих встречных сил, надо взять сумму от выражения (7) и найти максимум его, который, очевидно, будет в пределах суммирования от $k=0$ до $k=\frac{n}{2}$.

НТБ ДНУЖТ

Итак, имеем:

$$\sum \Delta B_{изб} = B \frac{t_в}{t_ц} \sum_{k=0}^{k=\frac{n}{2}} \left(\frac{1}{2} - \frac{k}{n} \right)$$

или, вынося за знак суммы $\frac{1}{n}$

$$\sum \Delta B_{изб} = B \frac{t_в}{t_ц} \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{k=\frac{n}{2}} \left(\frac{n}{2} - k \right)$$

Под знаком суммы опять имеем арифметическую прогрессию от $\frac{n}{2}$ до нуля с разностью единица; сумма членов ее равна:

$$\frac{\frac{n}{2}+0}{2} \frac{n}{2} = \frac{n^2}{8}.$$

Подставляя это в предыдущее выражение, находим искомую избыточную сумму тормозных сил в передней части поезда от головы до середины его, создающую сжатие, сила которого равна:

$$\sum \Delta B_{изб} = \frac{1}{8} Bn \frac{t_в}{t_ц}.$$

Называя эту сумму сил статической реакцией $R_{ст}$ и замечая, что тормозная сила одного вагона B равна произведению суммы сил нажатия тормозных колодок X на коэфициент трения φ, перепишем найденное выражение в следующем виде:

$$R_{ст} = \frac{1}{8} X\varphi n \frac{t_в}{t_ц},$$

причем здесь всегда $t_ц > t_в$

Если же в поезде не все n вагонов являются тормозными единицами, но последние распределены равномерно, то в этом случае поезд делится на n частей так, что в каждой части находится один тормозной вагон с группой примыкающих к нему нетормозных вагонов, образуя как бы укрупненные многоосные единицы. Очевидно, что здесь n равно числу тормозных вагонов в поезде. Тогда последняя формула принимает окончательный вид:

$$R_{ст} = \frac{1}{8} X\varphi n \frac{t_в}{t_ц}. \qquad (8)$$

Напомним значения букв:

$R_{ст}$ — статическая реакция сжатия поезда в килограммах;

X — сумма нажатий всех тормозных колодок;

φ — коэфициент трения тормозных колодок о бандажи;

n — число тормозных вагонов;

$t_в$ — время волны, т. е. время от момента поворота ручки крана машиниста до момента начала торможения (выхода штока поршня) последнего вагона;

$t_ц$ — время наполнения тормозного цилиндра от нуля до максимума.

Формула (8) показывает, что с уменьшением времени наполнения тормозного цилиндра $t_ц$ реакция $R_{ст}$ увеличивается. Следовательно это время необходимо выбирать в соответствии с мощностью тяговых междувагонных аппаратов. Допустим, что мы имеем дело с автосцепкой, для которой $t_ц$ можно сделать малым. В этом случае оказывается, что выбранное $t_ц$ будет выполняться только для тормозных цилиндров первой половины поезда, если его длина большая, так как во второй половине, т. е. дальше к концу, время наполнения тормозных цилиндров будет подчинено темпу падения давления в магистрали, каковой темп тем меньше, чем дальше место

НТБ ДНУЖТ

от крана машиниста. Если имеется в тормозе достаточно хорошая экстренная дополнительная разрядка, то при экстренном торможении наполнение тормозного цилиндра по времени будет нормально, т. е. такое же, как и в голове поезда. Но у нас в товарном тормозе пока нет экстренной разрядки магистрали, и потому приходится считаться с медленным темпом падения в конце магистрали, как показано на фиг. 58.

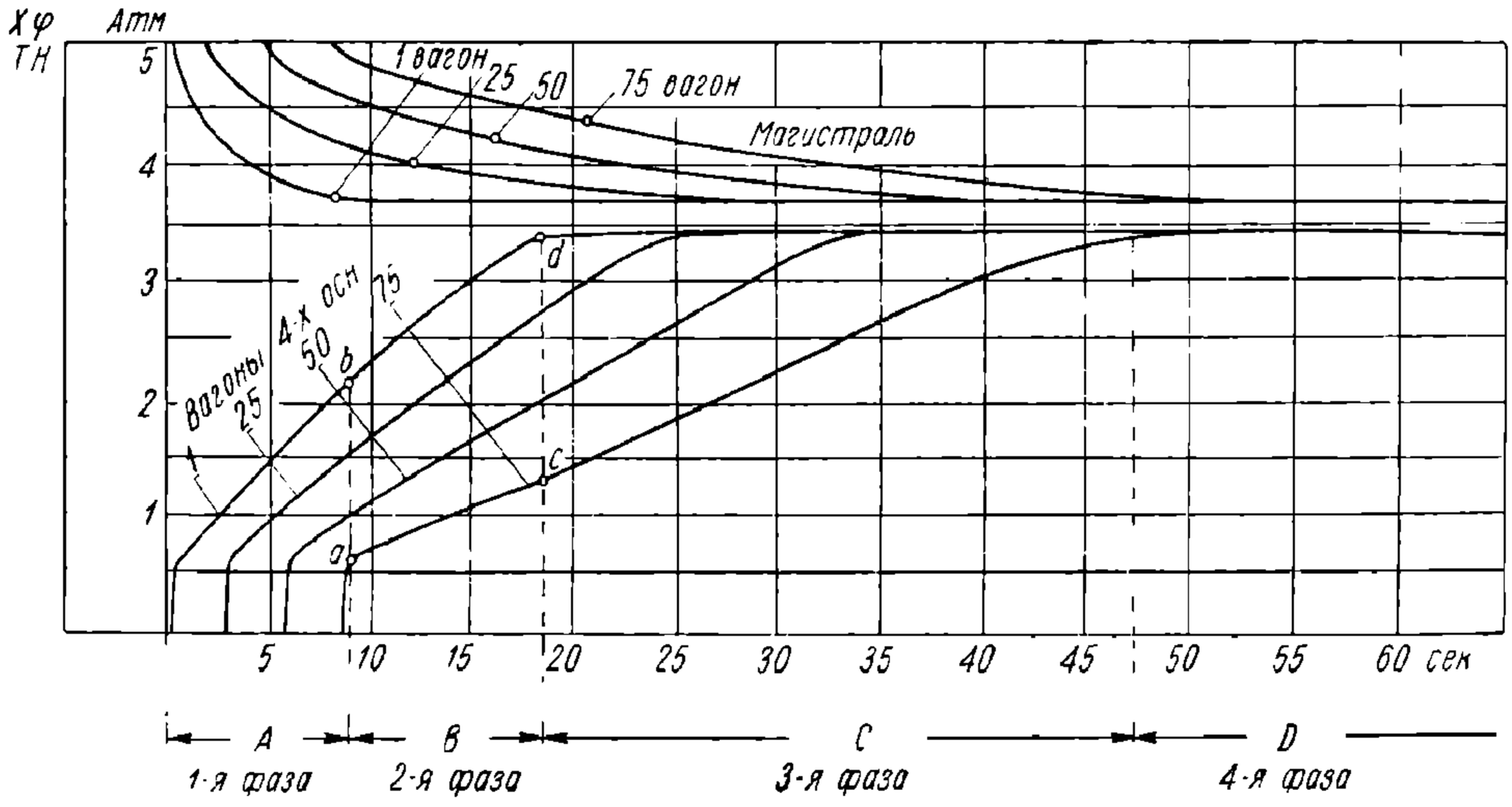
В этих случаях реакция сжатия по формуле (8), создавшаяся во время первой фазы торможения, будет увеличиваться во время второй фазы, пока не достигнет максимума в тот момент окончания наполнения первого тормозного цилиндра, когда в тормозном цилиндре последнего вагона давление только начинает появляться (точка *c*).

Тогда величина максимальной силы реакции сжатия в конце второй фазы торможения будет равна (вывод см. ниже):

$$R'_{ст} = \frac{1}{8}\ X\varphi\, n\left(1 - \frac{t_{цп}}{t_{цз}} + \frac{t_в}{t_{цз}}\right), \qquad (8а)$$

где $t_{цп}$ — время наполнения тормозного цилиндра переднего вагона;
$t_{цз}$ — то же заднего вагона;
$t_в$ — время волны.
При $t_{цп} = t_{цз}$ получаем формулу (8).

Вывод формулы (8а) основан на рассмотрении разности тормозных сил в голове и хвосте поезда в конце второго периода (фиг. 58).



Фиг. 58. Диаграмма последовательного наполнения тормозных цилиндров с запаздыванием в хвосте поезда.

Эта разность на эпюре (фиг. 59) изображается отрезком $\Delta\beta'$. При скорости нарастания тормозной силы переднего вагона $u_{пер}$ мы получим как бы время фиктивной тормозной волны:

$$t_ф = \frac{\Delta\beta'_{пер}}{u_{пер}}\ . \qquad (8б)$$

Но $\Delta\beta'_{пер}$ равно разности от полной тормозной силы B и силы $\Delta B_{зад}$, образовавшейся в заднем вагоне к моменту законченного наполнения тормозного цилиндра переднего вагона, т. е.:

$$\Delta B'_{пер} = B - \Delta B_{зад}. \qquad (8в)$$

Тормозная же сила $\Delta B_{зад}$ нарастает со скоростью $u_{зад} = \frac{B}{t_{ц\ зад}}$ в течение времени $t_{цп} - t_в$, т. е. с момента достижения волной последнего вагона до момента окончания наполнения тормозного цилиндра первого вагона, или короче говоря, в течение всей второй фазы. Поэтому имеем:

$$\Delta B_{зад} = \frac{B}{t_{ц\ з}}\ (t_{ц\ п} - t_в). \qquad (8г)$$

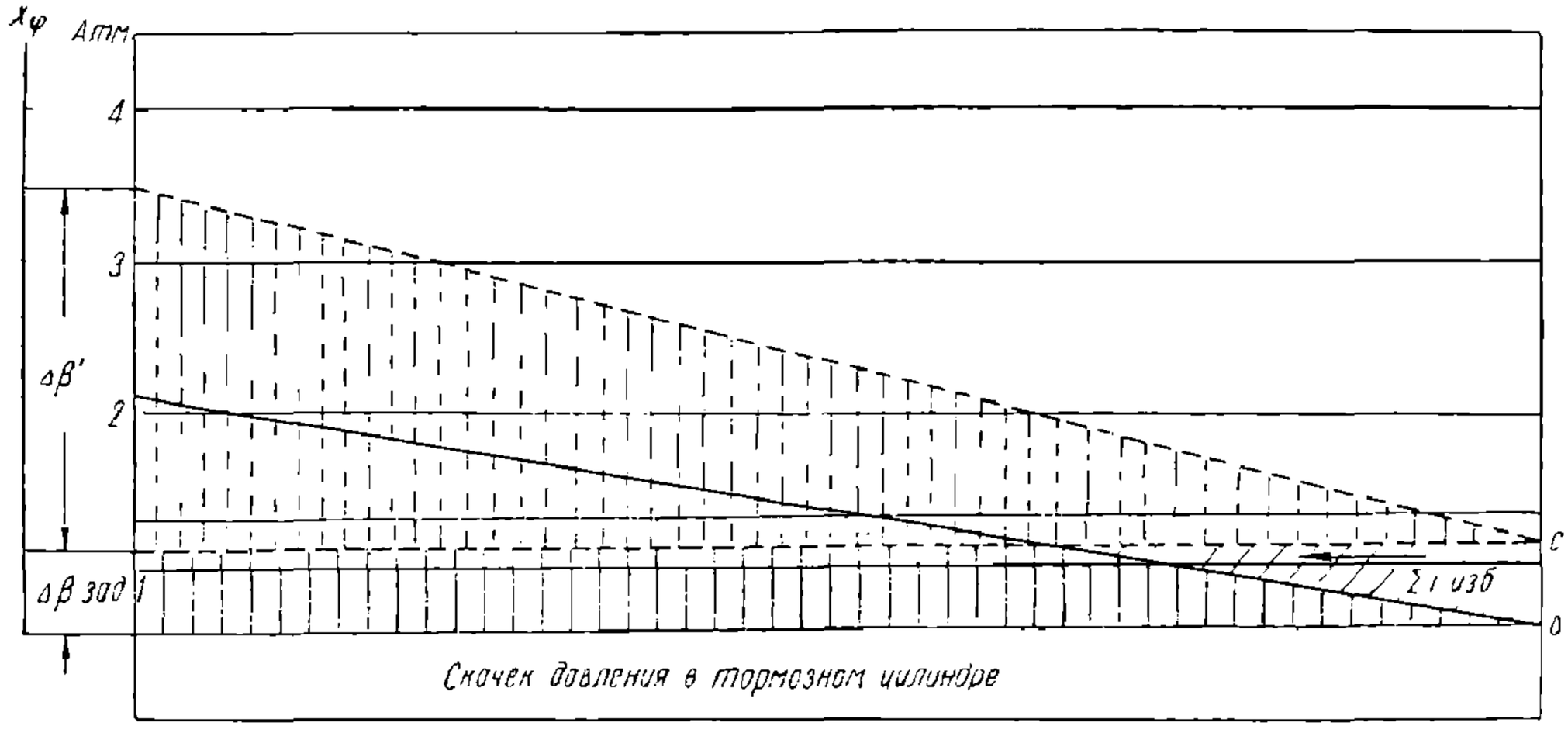
НТБ ДНУЖТ

Подставляя это в выражение (8в), а это последнее в выражение (8б), получаем:

$$t_\phi = B - \frac{B}{t_{ц\,з}}\ (t_{ц\,п} - t_в)\ \frac{1}{u_п}$$

Замечая, что $\frac{B}{u_п} = t_{ц\,п}$, имеем:

$$t_\phi = t_{цп}\ - \frac{t_{цп}}{t_{цз}}\ (t_{цп} - t_в).$$



Фиг. 59. Эпюра тормозных сил в поезде при запаздывании наполнения тормозного цилиндра в хвосте поезда.

Подставляя затем в формулу (8) вместо времени волны $t_в$ фиктивное время t_ϕ, получим величину сжатия поезда в конце второй фазы торможения:

$$R'_{ст} = \frac{1}{8} X\varphi \dot{n} \left(1 - \frac{t_{цп}}{t_{цз}} + \frac{t_в}{t_{цз}}\right),$$

т. е. то, что было нами написано выше [см. формулу (8а)].

§ 18. О реакциях в поезде, возникающих вследствие колебаний частей поезда во время торможения

а) Характер явлений

Выше мы рассмотрели так называемую реакцию первой фазы торможения.

Но этим не исчерпывается картина явлений, так как к этому присоединяется еще кинетическая энергия вследствие осаживания более заторможенных вагонов передней части поезда и набегания на них с некоторой относительной скоростью вагонов менее заторможенных задней части поезда. Следовательно в общем две массы одного и того же поезда сближаются с некоторой относительной скоростью, ввиду чего и появляется кинетическая энергия, создающая дополнительную ударную реакцию к реакции первой фазы.

Для нахождения этой добавочной динамической реакции уже недостаточно пользоваться законами динамики однозначного действия и противодействия сил, как было сделано нами выше, а необходимо обратиться к помощи динамики колебательного движения.

Известно, что если имеется упругая материальная система или система масс с упругими связями, как это имеет место в составе поезда, то достаточно появления какой-нибудь силы, создающей деформацию этой системы с некоторой скоростью, чтобы появились колебательные дижения во всей массе или в отдельных элементах ее; это дижение затем затухает вследствие сопротивлений.

Поэтому, приступая к исследованию динамики заторможенного поезда, представляющего собой длинную упругую стержневую систему, на которую действуют про-

НТБ ДНУЖТ

дольные силы торможения, мы, естественно, должны предположить наличие колебательных движений.

Чтобы в анализ явлений внести полную ясность и последовательность, начнем с рассмотрения колебательных движений отдельных вагонов, а потом перейдем к исследованию колебаний целого состава, состоящего из любого числа вагонов.

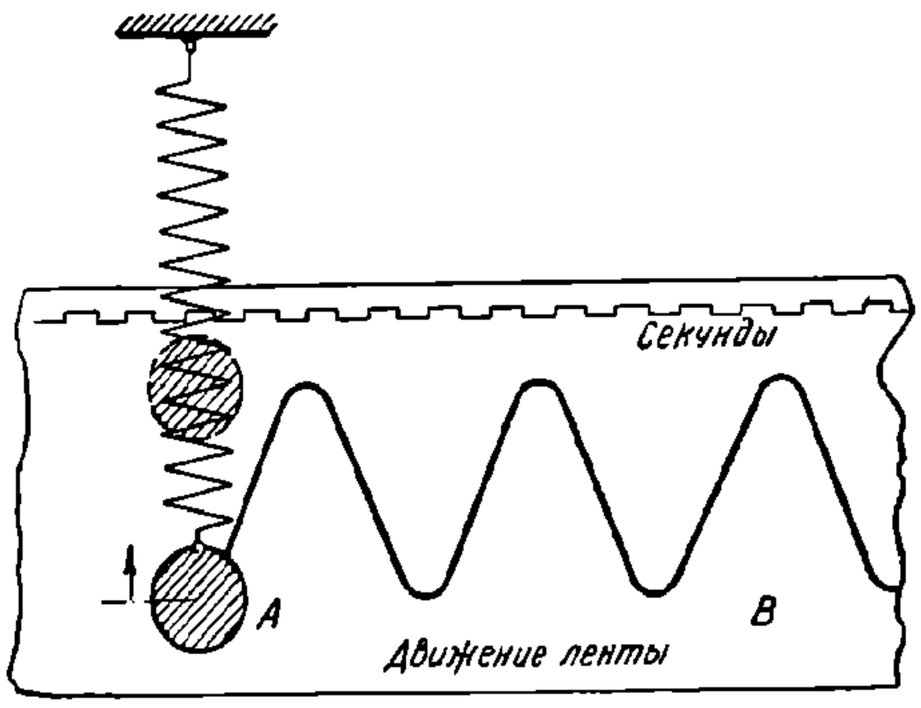
б) Собственные колебания отдельного вагона, находящегося между другими вагонами

Предварительно напомним некоторые общие положения о колебательном движении.

Всякая упругая пружина сопротивляется сжатию и растяжению с силой, пропорциональной величине отклонения ее от положения равновесия.

Хотя сама пружина обладает массой, но кроме этой массы может быть сосредоточена на ее конце еще особая масса. Если система находится в покое, то при появлении толчка какой-нибудь силы, действующей по направлению оси этой пружины, сейчас же возникают колебательные движения всех витков вместе с грузом пружины. В этом случае говорят, что рассматриваемая система обладает собственными или свободными колебаниями в отличие от колебаний вынужденных, получающихся от постоянного действия периодической силы в течение длительного времени, раскачивающей систему в такт ее колебаниям.

Если например подвесить на спиральной пружине груз A, снабженный пишущим приспособлением (фиг. 60), и сообщить грузу такой толчок, чтобы он стал качаться вверх и вниз, то на горизонтально движущейся с равномерной скоростью бумажной ленте B будет записана кривая, в точности соответствующая синусоидальным колебаниям.



Фиг. 60. Синусоида гармонического колебания.

Такие же колебания получились бы в том случае, если бы мы расположили груз между двумя горизонтальными пружинами, предполагая, что он между ними подвешен или лежит на плоскости без трения. Беря пример из практики, мы можем себе представить свободно стоящий на рельсах вагон на роликовых подшипниках между двумя другими заторможенными вагонами, не двигающимися с места (фиг. 61). В свободном равновесном состоянии пусть буферные тарелки среднего вагона A только касаются без нажима тарелок смежных с ним заторможенных вагонов B и C.

Условимся считать неподвижным центром в пространстве точку O, лежащую на поперечноосевой линии ab, проходящей через центр тяжести вагона A, когда он находится в покое, т. е. находится в равновесном положении.

Если теперь каким-нибудь образом вывести из состояния равновесия вагон A и пустить его, то он начнет колебаться между пружинами буферов. Если бы совсем отсутствовали сопротивления, то эти колебания происходили бы все время без уменьшения амплитуды. При наличии сопротивлений колебания будут затухающие с постепенно уменьшающейся амплитудой до полной остановки.

Прежде чем учитывать сопротивления, рассмотрим сначала вполне свободные от сопротивлений колебания, т. е. чистые собственные колебания.

Обозначим через F упругую силу всех четырех буферов, сжатых на величину z в одном междувагонном пространстве.

Величина этой силы, как известно, пропорциональна величине сжатия пружин. Поэтому, если центр тяжести вагона O переместится на величину z, то:

$$F = cz, \tag{9}$$

где c—постоянный коэфициент, характеризующий большую или меньшую жесткость буферных пружин.

НТБ ДНУЖТ

На практике этот коэфициент обозначает величину нагрузки в килограммах, при которой пружина или рессора прогибается на 1 *мм*, что называют жесткостью пружины. В дальнейшем при выводах формул и при расчетах мы будем жесткость относить не к 1 *мм*, а к 1 *м*, т. е. коэфициент будет в 1000 раз больше.

Когда центр тяжести вагона O_0 совпадает с неподвижной точкой пространства O, то сила F равна нулю. Следовательно точка O_0 есть положение равновесия вагона A; к этому равновесию силы буферов и стремятся возвратить вагон, когда он выведен из среднего положения и предоставлен самому себе. При этом отклонении масса вагона проявляет инертное сопротивление: сначала под действием силы сжатых буферов вагон начнет дигаться все скорее и скорее; достигнув равновесного положения, когда точка O_0 совпадет с O, вагон не остановится, так как приобретет уже некоторую скорость; поэтому он будет продолжать двигаться дальше, сжимая буфера с другой стороны. Под действием силы этих буферов движение вагона будет замедляться, и в некоторый момент он остановится, после чего начнет двигаться обратно, повторяя весь описанный процесс. Это и будут свободные колебания вагона.

Согласно закону механики сила равна массе, умноженной на ускорение; в данном случае элементарная величина перемещения вагона dz происходит за элементарный промежуток времени dt, поэтому ускорение равно $\frac{d^2z}{dt^2}$, на основании чего можно написать следующее выражение:

$$m\,\frac{d^2z}{dt^2} = -F,$$

где m — масса вагона.

Приведем это выражение к виду диференциального уравнения. Мы только что указывали (9), что $F=cz$, поэтому:

$$m\frac{d^2z}{dt^2} = -cz$$

или

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \frac{c}{m}\,z = 0. \tag{10}$$

Для удобства введем обозначение:

$$\frac{c}{m} = \omega^2. \tag{11}$$

Подставляя его в предыдущее выражение, получим типовое диференциальное уравнение свободных колебаний материальной точки:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \omega^2 z = 0, \tag{12}$$

в котором z — величина перемещения вагона от среднего положения или величина сжатия буферных пружин;

t — время, в течение которого это сжатие произошло;

ω — угловая скорость полного законченного цикла колебательного движения, состоящего из двух размахов, считая от центра: в одну сторону, затем в другую с возвратом обратно в центр. Этот цикл в синусоидальном колебательном движении соответствует 2π.

Выражение (12) представляет собой динамику колебательного движения. Для определения характера движения обратимся к интегрированию его.

Диференциальное уравнение (12) — линейное с постоянными коэфициентами и без последнего члена. Способ его интегрирования известен из курса интегрирования диференциальных уравнений.

Мы его здесь решать не будем, а лишь укажем, что его общий интеграл приводится к такому виду:

$$z = a\,\sin\,\omega t, \tag{13}$$

НТБ ДНУЖТ

в чем легко убедиться посредством последовательного диференцирования его два раза. В самом деле:

$$\frac{dz}{dt} = a\omega \cos \omega t; \frac{d^2z}{dt^2} = -a\omega^2 \sin \omega t.$$

Если теперь подставить в правую часть последнего уравнения вместо $a \sin \omega t$ его значение из уравнения (13), то получим:

$$\frac{d^2z}{dt^2} = -\omega^2 z \tag{14}$$

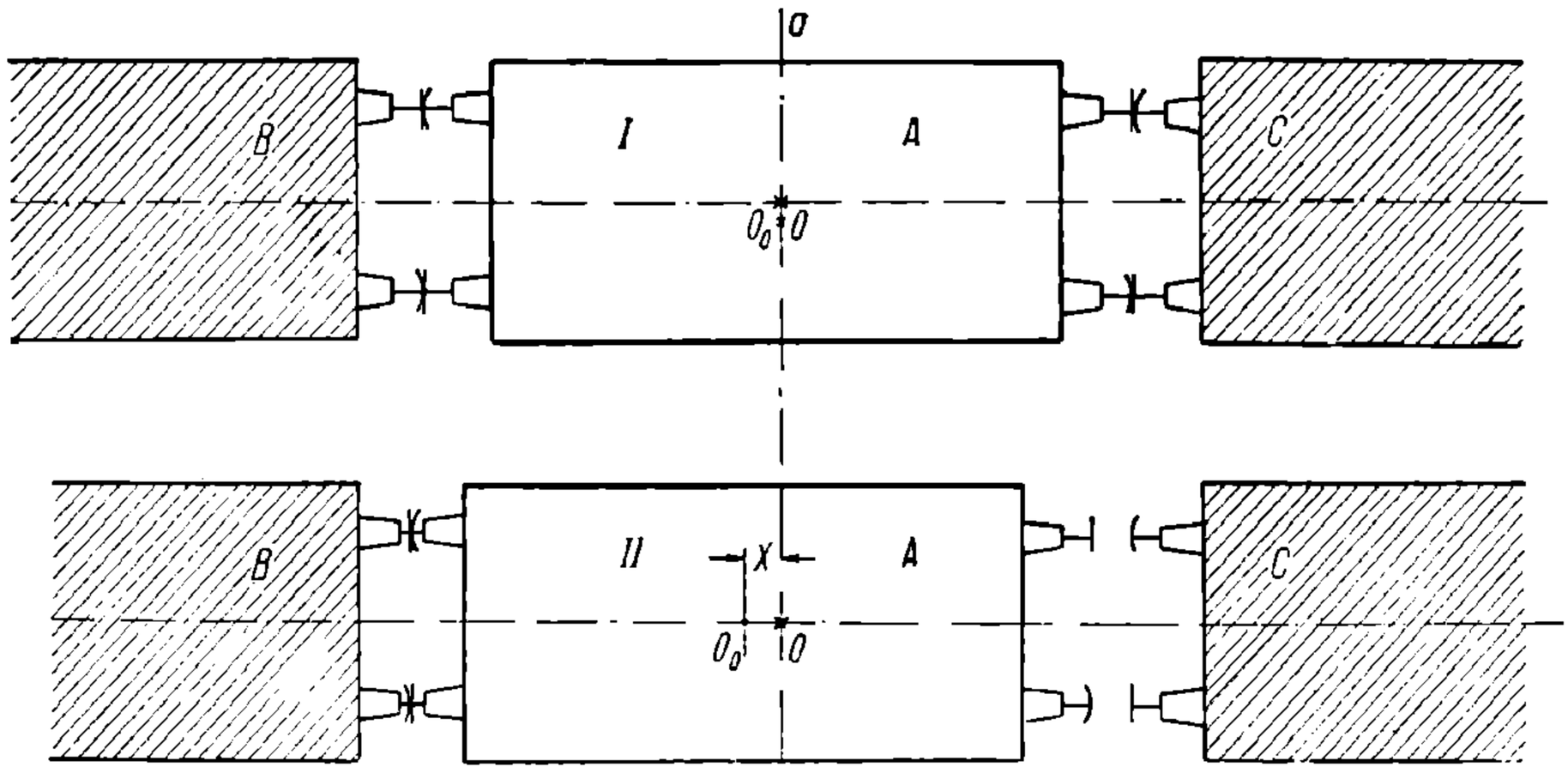
или

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \omega^2 z = 0,$$

в точности уравнение (12), что нам и требовалось доказать.

Отсюда мы видим, что колебательное движение, представленное уравнением (13), есть синусоидальное, или, как его иначе называют, гармоническое.

Обратимся к этому уравнению, чтобы с его помощью обнаружить все интересующие нас динамические явления, происходящие во время колебания вагона между двумя другими заклиненными вагонами.



Фиг. 61. Колебания свободного вагона между соседними заторможенными вагонами.

Отсчет времени и фазы будем начинать от момента нулевого равновесного положения колеблющегося вагона, т. е. когда его центр тяжести, проходя среднее положение, на мгновение совпадает с неподвижной средней точкой O (фиг. 61).

Следовательно, в начальный момент нашего отсчета времени будем иметь:

$$t = 0;$$

$$z = 0.$$

Чтобы найти скорость v, с которой вагон проходит во время колебаний свое среднее положение O, продиференцируем уравнение (13), т. е. возьмем производную пути по времени:

$$v = \frac{dz}{dt} = a\omega \cos \omega t, \tag{15}$$

следовательно, при $t = 0$, $\cos \omega t = 1$. Поэтому:

$$v = a\omega.$$

Отсюда можно определить величину амплитуды a:

$$a = \frac{v}{\omega}. \tag{16}$$

НТБ ДНУЖТ

Мы видим, что величина амплитуды a зависит от скорости v, следовательно зависит от силы того толчка, который вызвал колебание вагона.

Подставляя найденное значение амплитуды (16) в уравнение (13), получим:

$$z = \frac{v}{\omega} \sin \omega t.$$

Вспомним, что выше при выводе диференциального уравнения свободных колебаний вагона мы приняли [см. формулу (11)] $\frac{c}{m} = \omega^2$ или

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}. \tag{16a}$$

Теперь сделаем обратную замену и подставим в последнем уравнении вместо ω его значение $\sqrt{\frac{c}{m}}$, тогда получим уравнение, в котором будут фигурировать все интересующие нас величины:

$$z = \frac{v}{\sqrt{\frac{c}{m}}} \sin \sqrt{\frac{c}{m}}\ t, \tag{17}$$

где: z — перемещение вагона относительно неподвижного центра O;

$\frac{v}{\sqrt{\frac{c}{m}}}$ — амплитуда [см. формулу (16)], т. е. наибольшее перемещение z_{max};

v — относительная скорость вагона, полученная в момент толчка, когда он находился в равновесном положении, а потом стал проходить с этой скоростью центр колебаний при каждом размахе;

m — масса вагона $\frac{Q}{g}$, где Q — вес, а $g = 9{,}81$ *м²/сек*;

c — коэфициент жесткости буферов, именно: $c = \frac{F}{z}$, где F — сила в килограммах, сжимающая все четыре буфера в междувагонном пространстве на величину z;

t — время в секундах.

Из уравнения (17) мы видим, что максимальное перемещение вагона z_{max} будет тогда, когда $\sin \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t$ получает наибольшую величину, т. е. когда он примет наибольшее свое значение, равное единице. При этом искомое максимальное перемещение будет равно амплитуде, как и следовало ожидать согласно теории гармонического колебания.

Чтобы $\sin \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t$ был равен единице, надо, чтобы:

$$\sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t = \frac{\pi}{2}, \tag{18}$$

и тогда уравнение (17) дает:

$$z_{max} = v \sqrt{\frac{m}{c}}. \tag{19}$$

Время t может быть найдено из (18):

$$t = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{m}{c}} \tag{20}$$

НТБ ДНУЖТ

или, подставляя в последнее вместо $\sqrt{\frac{m}{c}}$ его значение, взятое из формулы (19), получим:

$$t = \frac{\pi}{2} \frac{z_{max}}{v}. \tag{21}$$

Итак, мы видим, что максимальное сжатие буферов z_{max} по формуле (19) происходит в течение времени t, получаемого по формуле (21).

Период полного колебания, т. е. полный размах туда и обратно, равен:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{c}{m}}},$$

ибо согласно (16а)

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

а подставляя вместо

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{c}{m}}} = \sqrt{\frac{m}{c}}$$

его значение из формулы (19), получим:

$$T = 2\pi \frac{z_{max}}{v} \tag{22}$$

Мы можем далее определить также максимальную силу реакции буферов R, соответствующую сжатию их на величину z_{max}:

$$R = cz_{max},$$

так как c есть не что иное, как жесткость буферов (коэфициент пропорциональности).

Подставляя сюда вместо z_{max} его значение из формулы (19), имеем:

$$R = cv\sqrt{\frac{m}{c}},$$

а вводя c под корень, получаем окончательно:

$$R = v\sqrt{mc}. \tag{23}$$

Формулы (18) — (23) исчерпывают всю картину явлений, происходящих при колебательном движении отдельных вагонов в поездном составе. Что же касается суммарного результата колебательных движений во всем составе, происходящих при торможении поезда, то таковое исследование дается ниже, в пункте «в».

в) Колебательные движения и возникающие при этом реакции во всем составе поезда

При рассмотрении сил сжатия поезда в процессе первой фазы торможения мы получили следующую формулу реакции:

$$R_{cm} = \frac{1}{8} X\varphi \dot{n} \frac{t_в}{t_ц}.$$

Чтобы разрешить задачу о динамике заторможенного поезда в полном объеме и выявить максимальные реакции, возникающие в поезде при торможении, необходимо исследовать еще те неизбежно сопутствующие инерционные явления, которые имеют место, когда отдельные массы частей поезда перемещаются друг относительно

НТБ ДНУЖТ

друга, что мы уже обнаружили выше. Найденные динамические реакции колебательного движения мы сложим с реакциями первой фазы торможения и таким образом получим искомую сложенную реакцию максимальной величины.

Разделим весь наш поезд по числу тормозных вагонов на n частей. Для начала предположим, что все вагоны тормозные. Тогда вес каждой части, т. е. каждого вагона, будем считать сосредоточенным в центре тяжести его. Впоследствии мы можем эту условность перенести на группу вагонов, среди которых только один вагон тормозной, считая, что вес всей группы сосредоточен в центре тяжести ее. Пусть поезд движется с некоторой скоростью, величина которой безразлична, так как нам важно лишь установить, что поезд движется, так как в недвижущемся поезде никаких реакций между вагонами во время торможения не может быть. Кстати заметим, что в движущемся поезде собственные сопротивления вагонов не влияют на взаимные перемещения их, так как все эти сопротивления уже уравновешены общим движением всего поезда, т. е. инерцией его. Всякие местные проявления добавочных сил увеличивают или уменьшают скорость данной части поезда, создавая ускорения или замедления совершенно независимо от величины скорости поезда и сопротивлений его, уравновешенных уже поддерживающей эту скорость силой, в нашем случае силой инерции.

Условимся считать порознь сжатие поезда, происходящее от сил статических и от сил динамических. Первые силы возникают вследствие создавшейся тормозной силы ΣB, неравномерно распределенной по поезду, вторые возникают вследствие упругих колебаний частей поезда. Поэтому примем следующие обозначения: величину укорочения всего или части поезда будем называть через x; это укорочение складывается из статического укорочения y и динамического z, так что:

$$x = y + z. \tag{24}$$

Общее укорочение данной части поезда равно сумме величин сжатия буферов в каждом междувагонном пространстве. Эти величины, вообще говоря, не равны между собой. Сумму их, относящуюся к числу вагонов 1, 2, 3,..., n, будем обозначать через x_1, x_2, x_3,..., x_n, т. е. через x с индексом, указывающим порядковый номер вагона, до которого взята величина сжатия поезда.

Кроме того надо принять во внимание, что длина всего поезда или длина данной части его состоит из суммы длин отдельных вагонов. Для простоты рассуждений примем, что все вагоны однотипны и длина каждого вместе с буферами пусть будет l. Тогда суммарная длина получается как произведение числа вагонов n на длину l в свободном состоянии, а в сжатом состоянии надо из этой длины отнять величину укорочения x_n.

Так как в x входит динамическое сжатие, нам необходимо ввести время t, в течение которого происходит укорочение поезда.

Таким образом, переходя от вагона к вагону, получим следующие расстояния от переднего конца поезда до каждого вагона по истечении t секунд после начала торможения:

$$\left.\begin{aligned} &l - x_1,\\ &2l - x_2,\\ &3l - x_3,\\ &\\ &nl - x_n, \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

где

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= y_1 + z_1,\\ x_2 &= y_2 + z_2,\\ x_n &= y_n + z_n. \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

Символы $y_1, y_2,\ldots, y_n$ — силы сжатия от действия тормозных сил, а z_1, $z_2,\ldots$, z_n — динамические сжатия от действия колебательных движений отдельных вагонов или групп их.

Рассматривая в сжатой части поезда в отдельности каждый тормозной вагон, мы видим, что на него действуют следующие силы (фиг. 62):

1) сила инерции i, направленная вперед по движению поезда;

НТБ ДНУЖТ

2) сила торможения B;

3) реакция буферных пружин P_1 спереди вагона в сторону действия тормозной силы;

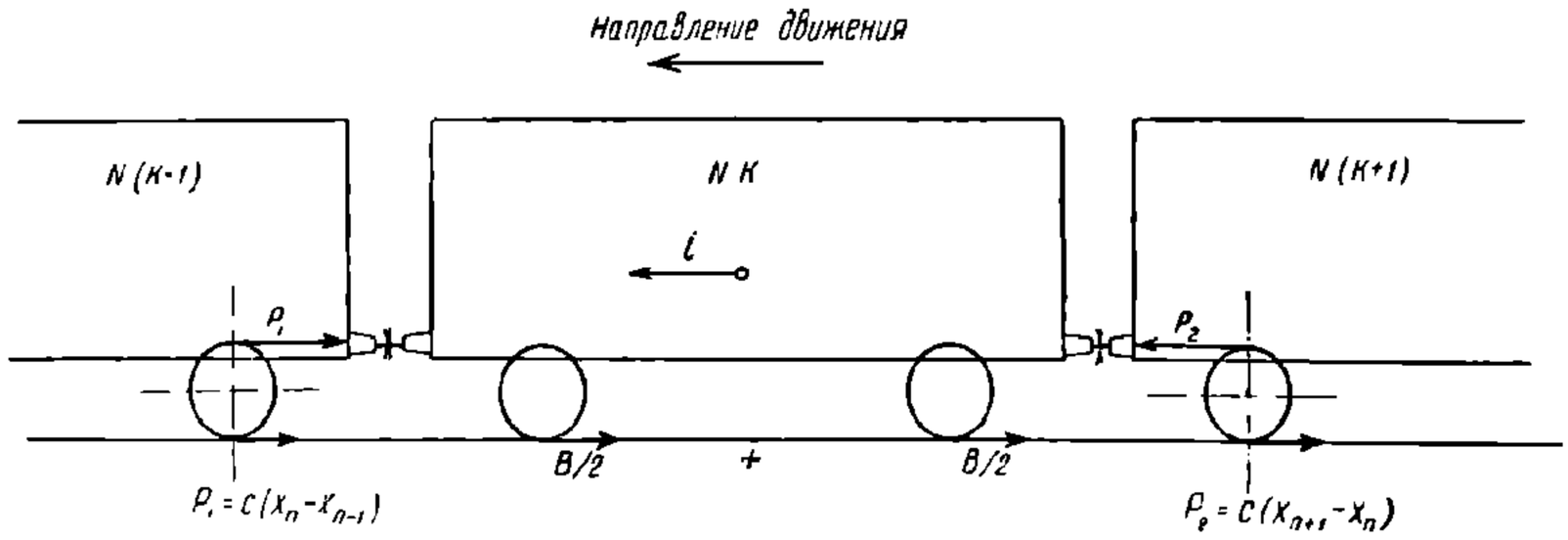
4) реакция буферных пружин P_2 сзади вагона в сторону обратную, т. е. навстречу действию тормозной силы.

Теперь мы имеем все данные для того, чтобы написать для каждого отдельного вагона уравнение движения, опираясь на начало д'Аламбера: сила инерции равна алгебраической сумме проекций сил на направление движения. Называя вес отдельного вагона буквой Q, а массу его — $\frac{Q}{g}$ и принимая во внимание, что силы инерции колебательного движения вагона могут возникнуть только благодаря динамическому сжатию его на величину z, в то время как одностороннее сжатие на величину y от действия общей тормозной силы в данном случае в проявлении инерции играет пассивную роль, мы можем написать следующие уравнения движения для каждого вагона в отдельности:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{Q}{g}\frac{d^2z_1}{dt^2} &= B_1 - c\,(x_2 - x_1),\\
\frac{Q}{g}\frac{d^2z_2}{dt^2} &= B_2 + c\,(x_2 - x_1) - c\,(x_3 - x_2),\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\frac{Q}{g}\frac{d^2z_{n-1}}{dt^2} &= B_{n-1} + c\,(x_{n-1} - x_{n-2}) - c\,(x_n - x_{n-1}),\\
\frac{Q}{g}\frac{d^2z_n}{dt^2} &= B_n + c\,(x_n - x_{n-1}).
\end{aligned}\right\} \qquad (27)$$

Здесь силы инерции $\frac{Q}{g}\frac{d^2z}{dt^2}$ взяты как действующие против тормозных сил B.

Коэфициент c есть жесткость буферных пружин, а разности продольных деформаций $(x_2 - x_1)$, $(x_3 - x_2)$ и вообще $x_к - x_{к-1}$ и $x_{к+1} - x_к$ представляют собой величины сжатия буферных пружин спереди и сзади вагона как разности общих суммарных величин сжатий от первого до рассматриваемого вагона и затем от первого вагона до последующего за рассматриваемым вагоном; эта разница и дает нам величины сжатий только тех буферов, которые расположены спереди и сзади данного вагона (фиг. 62). Следовательно,



Фиг. 62. Сжатие буферов в к-ом вагоне поезда.

сжатия передних и задних буферов какого-нибудь $к$ вагона представляются как разности укорочений частей поезда, состоящих из $к$, $к-1$ и $к+1$ вагонов, где $к$—порядковый номер или число вагонов от головы поезда до данного тормозного вагона включительно.

Например, рассматривая десятый вагон, будем иметь величину сжатия передних его буферов $\Delta x_{пер} = x_{10} - x_9$ и для задних $\Delta x_{зад} = x_{11} - x_{10}$; передние нажимают в сторону тормозной силы, а задние—против тормозной силы, т. е. в сторону движения.

В уравнениях (27) ускорения $\frac{d^2z}{dt^2}$ взяты для отдельных вагонов, конечно, не относительно рельсового пути, а относительно смежных с ними соседних вагонов.

Деформация сжатия x, как уже об этом говорилось выше, складывается из статического сжатия y плюс динамическое или инерционное сжатие z. Первое появляется

НТБ ДНУЖТ

в результате равномерного (без ускорений) нажатия тормозных сил, не равных по величине в отдельных местах поезда. Вторые появляются в результате ускорений (т. е. инерционных сил), достигающих максимума в моменты начала возврата колебательного движения в обратную сторону.

Подставим в уравнения (27) вместо x-ов значения их из уравнения (26). Тогда для первых двух уравнений получим:

$$-\frac{Q}{g}\frac{d^2z_1}{dt^2} = B_1 - cy_2 - cz_2 + cy_1 + cz_1,$$

$$-\frac{Q}{g}\frac{d^2z_2}{dt^2} = B_2 + cy_2 + cz_2 - cy_1 - cz_1 - cy_3 - cz_3 + cy_2 + cz_2$$

и т. д.

То, что мы выявим в этих двух уравнениях, будет в равной степени относиться и ко всем остальным уравнениям.

Прежде всего надо заметить, что в каждом из них имеется сила торможения данного вагона B и наряду с этим имеются члены, содержащие статические деформации буферных пружин y, алгебраическая сумма которых, помноженная на коэфициент жесткости буферных пружин c, равна в сущности силе тормоза B этого вагона, так как благодаря только этой силе и получилась разница величин в статической деформации буферов спереди и сзади этого вагона. Поэтому, если мы в каждом из последних уравнений соберем члены, содержащие статические деформации, обозначенные нами через y, то очевидно, что сумма их будет равна, а по знаку противоположна тормозной силе B данного вагона, входящей тоже в каждое из уравнений. Отсюда заключаем, что в каждом из последних уравнений все члены, содержащие y, должны сократиться со своими B. Так, для первого вагона:

$$B_1 - c\ (y_2 - y_1) = 0;$$

для второго вагона:

$$B_2 - c\,(y_3 - y_2) + c\,(y_2 - y_1) = 0.$$

Следовательно, и во всех остальных уравнениях все члены, содержащие y, сократятся с B, а останутся исключительно только члены с z, где z, еще раз напомним, является величиной сжатия буферов, происходящего исключительно от колебательных движений частей поезда друг относительно друга, динамику которых мы выясняем.

Тогда после указанных сокращений уравнения (27) могут быть написаны в следующем виде:

$$\left.\begin{aligned}
-\frac{Q}{g}\frac{d^2z_1}{dt^2} &= -cz_2 + cz_1,\\
-\frac{Q}{g}\frac{d^2z_2}{dt^2} &= 2\,cz_2 - cz_1 - cz_3,\\
-\frac{Q}{g}\frac{d^2z_3}{at^2} &= 2cz_3 - cz_2 - cz_4,\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
-\frac{Q}{g}\frac{d^2z_{n-1}}{dt^2} &= 2\,cz_{n-1} - cz_{n-2} - cz_n,\\
-\frac{Q}{g}\frac{d^2z_n}{dt^2} &= 2\,cz_n - cz_{n-1}
\end{aligned}\right\} \qquad (28)$$

Так как из группы уравнений (28) исчезли тормозные силы B и статические сжатия буферов, происходящие от этих сил, то из этого мы можем заключить, что уравнения (28) относятся ко всем вагонам в поезде как тормозным, так и нетормозным. И действительно, инертный толчок, где бы он ни был, сейчас же передается последовательно от вагона к вагону, производя соответственные сжатия буферных пружин, дающие в сумме сжатие всего поезда подобно тому, как в спиральной пружине все витки дают одинаковый

НТБ ДНУЖТ

прогиб под действием сжимающей ее силы, и полное сокращение длины всегда пропорционально не только величине этой силы, но и числу витков пружин.

В каждом из уравнений (28) в левой части выражается величина инерции данного вагона относительно смежного с ним вагона. Чтобы учесть сумму динамических реакций во всем поезде, сложим все эти единичные инерции, т. е. сложим левые и правые части уравнений (28).

После сокращений получаем:

$$-\frac{Q}{g}\sum_{1}^{n}\frac{d^2z}{dt^2}=cz_n, \tag{29}$$

т. е. сумма сил инерций всех вагонов поезда при торможении его за время t после начала торможения равна силе динамического сжатия буферов последнего вагона cz_n. Это напоминает собой физический опыт со слоновыми шарами, подвешенными на шнурах в один ряд так, что они соприкасаются друг с другом. Отведенный, а затем пущенный один из крайних шаров дает удар и останавливается, а вместо него отскакивает шар на другом конце ряда, который в свою очередь, падая обратно, ударяет в ряд и останавливается, и в тот же момент первый шар снова отскакивает. При этом промежуточные шары стоят на месте и лишь участвуют своими упругостями в передаче инерционных ударов. Если отвести не один шар, а два или три, то на концах ряда упругих шаров будут поочередно отскакивать по два или по три шара как одно целое; средние же шары играют роль упругой передаточной среды.

Точно так же происходит и в поезде с той лишь разницей, что волна сжатий, проходя через всю длину поезда от головы до хвоста, теряет часть своей энергии на сопротивления в буферных приборах, вследствие чего затухает. Все же известны случаи чрезвычайно резко выраженного эффекта концевого удара буферной волны.

Приведем два примера. Во время опытов над товарными тормозами в 1930 г. на Закавказских ж. д. на участке Батуми—Самтреди надо было по программе производить экстренное торможение при скорости поезда 15 *км/час* при открытом регуляторе, который закрывался лишь после поворота ручки крана машиниста в тормозное положение. Таким образом, если до этих манипуляций согласно началу д'Аламбера все силы, приложенные к поезду, включая и силы инерции, уравновешивались, то в момент означенных выше тормозных манипуляций возникала обратная сила торможения, и тут же сбрасывалась сила тяги. Это создавало сильную динамическую реакцию, которая через некоторый промежуток времени передавалась в конец поезда настолько сильно, что члены комиссии и наблюдатели получали ушибы, а измерительные приборы срывались с мест; при этом бывали случаи порчи буферных брусьев. В дальнейших испытаниях этот опыт был снят, как опасный для подвижного состава и его персонала.

Второй пример из заграничной практики. Во время тормозных испытаний, проведенных комиссией ARA на Южно-Тихоокеанской ж. д. в 1934 г., с поездом в 100 четырехосных вагонов производилось экстренное торможение при скорости 19 *км/час*, о котором в официальном докладе говорится, что задний конец вагона № 97 поднялся над тележками и сплющил передний конец вагона № 98.

Возвращаясь к рассмотрению уравнений (28) и выведенной из них формулы (29), мы видим, что каждый из n вагонов при одинаковых массах их будет, очевидно, иметь и одинаковые динамические перемещения. Поэтому, обозначая через Z общее динамическое сжатие всего поезда (без учета статического сжатия Y), получим сжатие для одного вагона равным:

$$z=\frac{Z}{n},$$

а сумму ускорений для всех вагонов получим равной:

$$\sum_{1}^{n}\frac{d^2z}{dt^2}=n\ \frac{d^2z}{dt^2},$$

где $\frac{d^2z}{dt^2}$ является одинаковым ускорением каждого вагона.

НТБ ДНУЖТ

Подставляя эти величины в уравнение (29) и деля его на $\frac{Q}{g}$, имеем:

$$n\frac{d^2z}{dt^2} = -\frac{g}{Q}c\frac{Z}{n} = -\frac{c}{m}\frac{Z}{n},$$

где m — масса одного вагона.

Деля затем обе части этого уравнения на n и замечая, что произведение mn (массы одного вагона на число вагонов) равно массе всего поезда M, получаем следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \frac{c}{Mn}Z = 0. \tag{30}$$

Вспоминая выведенное нами ранее уравнение (10) для одного вагона, колеблющегося между двумя другими, именно:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \frac{c}{m}z = 0,$$

видим сходство его с уравнением (30), выведенным для всего поезда, состоящего из n вагонов. Разница заключается лишь в том, что вместо массы m одного вагона взята масса M всего поезда, а вместо жесткости c комплекта буферов в одном междувагонном пространстве взята жесткость $\frac{c}{n}$ всех буферов для всего поезда в количестве n комплектов (как в пружинах, жесткость обратно пропорциональна числу витков).

Подставляя в уравнение (30) подобно тому, как это мы делаем в самом начале уравнения (3), знак ω^2 вместо $\frac{c}{Mn}$, т. е.:

$$\omega^2 = \frac{c}{Mn}, \tag{31}$$

получаем уравнение:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \omega^2 Z = 0. \tag{32}$$

Видим, что оно идентично с уравнением (12).

В уравнении (32) ω означает угловую скорость, т. е. круговую частоту синусоидального или гармонического колебания.

Уравнения этого вида встречаются во многих прикладных вопросах, в особенности в теории гармонических колебаний, где и даются способы их решений. Поэтому здесь мы лишь сформулируем их решение в виде следующей теоремы.

Общий интеграл уравнения:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \omega^2 Z = 0$$

есть

$$Z = A\cos\omega t + B\sin\omega t. \tag{33}$$

Этот результат нетрудно проверить. В самом деле, составляем первую и вторую производные:

$$Z' = -\omega A\sin\omega t + \omega B\cos\omega t;$$

$$Z'' = -\omega^2 A\cos\omega t - \omega^2 B\sin\omega t.$$

Вынося за скобки ω^2 и замечая, что в скобках тогда остается выражение (33), получаем:

$$Z'' = -\omega^2 Z$$

или

$$\frac{d^2z}{dt^2} = -\omega^2 Z = 0,$$

что в точности совпадает с уравнением (32).

НТБ ДНУЖТ

Постоянные A и B в уравнении (33) определяются из начального условия в момент времени $t = 0$, т. е. до начала толчка, когда сжатие буферов еще не началось, а поэтому величина сжатия $z = 0$.

Следовательно, уравнение (33) можно для этого случая приравнять нулю:

$$Z = A \cos \omega t + B \sin \omega t = 0.$$

Но при $t = 0$ имеем $\cos 0 = 1$ и $\sin 0 = 0$, поэтому и $A = 0$.

В тот же начальный момент времени $t = 0$ начало толчка совпадает с моментом касания буферных тарелок, и поэтому относительная скорость v заторможенного вагона (относительно соседнего вагона, на который он наталкивается) будет также и начальной скоростью сжатия буферов, т. е.:

$$\frac{dz}{dt} = v.$$

Поэтому, диференцируя уравнение (33) и подставляя в него $t = 0$, получаем

$$\frac{dz}{dt} = v = -\omega A \sin 0 + \omega B \cos 0,$$

откуда следует, что постоянная:

$$B = \frac{v}{\omega}.$$

Подставляя значения постоянных $A = 0$ и $B \frac{v}{\omega}$ в уравнение (33), получаем окончательный вид уравнения, годного для исследования рассматриваемых явлений:

$$Z = \frac{v}{\omega} \sin \omega t. \qquad (34)$$

Здесь согласно (31):

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{Mn}},$$

где c — жесткость комплекта буферов, принадлежащих одному междувагонному пространству, т. е. сила в килограммах, требующаяся для сжатия их на 1 *м*, n—число вагонов в поезде.

Заменяя ω в уравнении (34) его значением из (31), имеем:

$$Z = v \sqrt{\frac{Mn}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{Mn}} \cdot t. \qquad (35)$$

Это есть укорочение поезда. Оно является периодической функцией, так как выражается через sin угла в функции времени. Значит, в процессе общего сжатия поезда под нажимом заторможенных вагонов по поезду проходит волна колебательных движений, которая в любом месте его периодически то усиливает, то ослабляет это общее сжатие.

Период такого полного колебания есть время, в течение которого были пройдены все фазы его: размах в одну сторону, размах в другую сторону с проходом через среднее положение с максимальной скоростью и возвращение опять в исходное среднее положение с той же максимальной скоростью, чтобы затем начать новый период колебаний.

Этот последний момент среднего равновесного положения соответствует тому, когда поезд находится в сжатом состоянии исключительно только от статических сил одного лишь торможения согласно формуле (8).

Период полного колебания, совершающегося с угловой скоростью ω (эта скорость относится к фазам синуса), будет равен:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{Mn}{c}} \text{ секунд.} \qquad (36)$$

НТБ ДНУЖТ

Из этого видно, что период этот зависит от силы толчка или скорости сжатия буферов, он зависит только от числа вагонов n состава, от массы M вагонов и от жесткости буферов c.

Из формулы (35) можно усмотреть, что сокращение Z поезда, происходящее от сжатия его во время колебательного движения, получает значение тогда, когда $\sin \sqrt{\frac{c}{n}}\, t$ приобретает наибольшую величину, т. е. когда он равен единице; это получается всякий раз, как только величина $\sqrt{\frac{c}{n}}\, t$ становится кратной $\frac{\pi}{2}$.

Тогда:

$$Z_{\max} = v \sqrt{\frac{Mn}{c}}. \tag{37}$$

Для однообразно нагруженного поезда $M = mn$, поэтому:

$$Z_{\max} = vn \sqrt{\frac{m}{c}}. \tag{38}$$

Из этого видно, что сжатие зависит от скорости набегания заторможенных вагонов на остальные менее заторможенные или совсем незаторможенные вагоны, следовательно, величина динамического сжатия зависит от силы торможения и величины толчка. Такое сжатие происходит в течение четверти периода, потому что для этого надо колеблющейся группе вагонов пройти среднее равновесное положение со скоростью v, сжать затем буфера и дойти до одного из крайних положений, т. е. надо сделать только четверть всего цикла. Следовательно, максимальное сжатие $Z_{\max}$ произойдет за четверть времени, выраженного формулой (36), т. е. за время:

$$t_{\max} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{Mn}{c}}, \tag{39}$$

а так как $M = mn$, то:

$$t_{\max} = \frac{\pi}{2} n \sqrt{\frac{m}{c}}. \tag{40}$$

Максимальное напряжение, соответствующее максимальному сжатию $Z_{\max}$ по формуле (38), будет найдено, если это сжатие помножить на жесткость всех буферов поезда, которая равна $\frac{c}{n}$, т. е.:

$$R_{дин} = \frac{c}{n} Z_{\max} = \frac{c}{n} v \sqrt{\frac{Mn}{c}},$$

или, сокращая, получаем окончательно:

$$R_{дин} = v \sqrt{\frac{Mc}{n}}.$$

В этой формуле v есть скорость сокращения поезда вследствие набегания вагонов друг на друга. Ниже дается точное определение значения этой скорости и сделан вывод ее формулы [см. ниже § 19, формула (52)].

По этой формуле

$$v = \frac{2}{3} R_{ст} \sqrt{\frac{1}{mc}}$$

Подставляя это значение v в предыдущую формулу, получаем:

$$R_{дин} = \frac{2}{3} R_{ст} \sqrt{\frac{1}{mc}} \sqrt{\frac{Mc}{n}}. \tag{41}$$

НТБ ДНУЖТ

Так как масса всего поезда M, деленная на массу одного вагона m, дает число вагонов в поезде n, то, подставляя это значение в уравнение (41) и делая соответственные сокращения, получаем окончательно:

$$R_{дин} = \frac{2}{3} R_{ст}. \tag{42}$$

Здесь $R_{ст}$ берется по формуле (8):

$$R_{ст} = \frac{1}{8} X\varphi n \frac{t_в}{t_ц}.$$

Тогда:

$$R_{дин} = \frac{1}{12} X\varphi n \frac{t_в}{t_ц} \tag{43}$$

На первый взгляд может показаться странным то обстоятельство, что в окончательном виде в формулу динамической реакции не входят масса и ускорение. Однако это вполне понятно, так как формула (8) представляет собой избыточную тормозную силу, равную встречным силам инерции со стороны второй половины поезда. Стало быть, в скрытом виде силы инерции содержатся в формуле (42), выражающей динамическую силу в виде известной доли от статической силы, ее возбудившей.

Когда сила сжатия достигнет максимального значения, происходит возврат масс к исходному равновесному состоянию, т. е. возвращение к начальному положению колебательного движения.

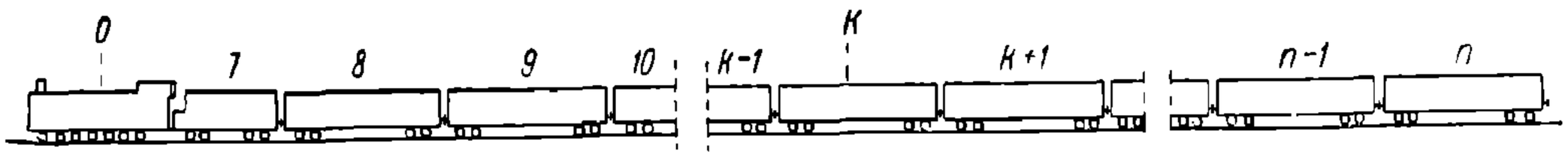
Этот возврат получается через число секунд t_0, равное $2t_{max}$, т. е. согласно формулам (37) и (39):

$$t_0 = \pi \frac{Z_{max}}{v}. \tag{44}$$

§ 19. Буферная волна и скорость сжатия поезда v

а) Буферная волна

Прежде чем определять скорость сжатия поезда, определим скорость упругой или буферной волны, распространяющейся при набегании заторможенного вагона на остальные вагоны.



Фиг. 63. Распространение в поезде буферной волны.

Предположим, что в голове поезда создалась тормозная сила B в течение времени t, к концу которого буферная волна уже успела дойти до вагона, порядковый счет которого K (фиг. 63). Следовательно, через t секунд часть поезда OK уже находится в сжатом состоянии и двигается дальше относительно центра тяжести поезда, производя сжатия следующих за этой частью вагонов; поэтому все вагоны части OK в рассматриваемый момент имеют некоторые относительные скорости, причем наибольшей скоростью обладает первый, головной, вагон, а остальные вагоны обладают скоростями, постепенно убывающими по мере удаления от головного вагона, и, наконец, последний вагон участка OK имеет скорость относительно следующего соседнего вагона, равную нулю, так как буферная волна только лишь достигла этого вагона. Поэтому, чтобы определить среднюю относительную скорость набегания вагонов участка OK в момент времени t, достаточно определить скорость лишь переднего вагона в этот момент и разделить ее пополам.

Чтобы определить скорость v переднего вагона (не относительно пути, а относительно центра тяжести поезда), найдем, на какую величину a приблизится первый вагон к центру тяжести поезда к моменту времени t. Это перемещение, очевидно, равно укоро-

ИТБ ДНУЖТ

чению части поезда OK за время t. Но в этой части находится $к$ вагонов и каждое междувагонное пространство при этом укорачивается на величину $\frac{B}{c}$ метров, где B—тормозная сила, а c—жесткость буферов. Следовательно, все укорочение равно:

$$a = \frac{B}{c} к. \tag{45}$$

Участок OK, заключающий в себе $к$ вагонов, был пройден буферной волной со скоростью $w_б$ в течение t секунд. Длина участка OK равна произведению $lк$, где l—длина вагона вместе с буферами (считаем, что все вагоны однотипные).

Поэтому:

$$OK = lк = w_б t,$$

откуда

$$к = \frac{w_б t}{l}. \tag{46}$$

Подставляя это значение в (45), имеем:

$$a = \frac{B}{c} \frac{w_б}{l} t. \tag{47}$$

Диференцируя по t, получаем скорость перемещения v заторможенного вагона:

$$v = \frac{da}{dt} = \frac{B}{c} \frac{w_б}{l}. \tag{48}$$

Такую скорость перемещения будет иметь головной вагон. Средняя же скорость перемещения вагонов, принадлежащих участку OK в момент прихода буферной волны в точку K, равна, как указывалось выше, половине скорости первого вагона:

$$v_{ср} = \frac{1}{2} \frac{B}{c} \frac{w_б}{l}. \tag{48'}$$

Мы применим закон количеств движения к перемещению части поезда OK за время t, согласно которому в нашем случае сумма произведений m_i масс вагонов на величины изменения скорости равна сумме произведений сил торможения на время.

Но действующая сила торможения B головного вагона, сжав за промежуток времени t часть поезда OK, успела распространиться в этой части в убывающем порядке до нуля на $к$-ом вагоне, т. е., очевидно, средняя сила, действующая на вагоны, будет равняться половине B:

$$B_{ср} = \frac{1}{2} B. \tag{48''}$$

Поэтому общее уравнение количеств движения:

$$\Sigma m_i v_i = \Sigma B_i t_i,$$

в котором относительные скорости v_i и действующие на вагоны силы B_i — вообще непостоянные величины, мы может заменить уравнением:

$$v_{ср} \Sigma m_i = B_{ср} t,$$

где $v_{ср}$ и $B_{ср}$ — средние скорости и силы. Или, подставляя вместо этих величин их значения из (48′) и (48″), имеем:

$$\frac{B}{c} \frac{w_б}{l} \sum m_i = Bt.$$

НТБ ДНУЖТ

Здесь сумма Σm_i при однотипных вагонах равна km, где k — число вагонов в части поезда OK, а m — масса одного вагона, поэтому:

$$\frac{1}{2}\frac{B}{c}\frac{w_б}{l}km = \frac{1}{2}Bt.$$

Подставляя в последнее выражение вместо k его значение из (46), получаем:

$$w_б^2\frac{tm}{cl^2} = t,$$

откуда скорость буферной волны $w_б$ равна:

$$w_б = l\sqrt{\frac{c}{m}}, \qquad (49)$$

где: l — длина вагона, включая буфера,
c — жесткость двух пар буферов в *кг/м*,
m — масса одного вагона.

б) Скорость сжатия поезда v

Из формулы (49) видно, что скорость буферной волны совсем не зависит от силы и скорости нажима или удара головного вагона и не зависит от длины поезда. Она зависит от длины вагона (включая буфера), от жесткости буферов c и от массы вагона.

Зная скорость буферной волны, легко определить интересующую нас скорость v набегания заторможенного вагона по формуле (48):

$$v = \frac{B}{c}\frac{w_б}{l},$$

где B — тормозная сила одного вагона,
c — жесткость буферов,
$w_б$ — буферная волна,
l — длина вагона.

Формула (48) показывает, что скорость сжатия поезда зависит от силы нажима, создаваемого тормозной силой B головного вагона. Но обычно в поезде торможение создается не одним вагоном, а рядом их от головы до хвоста, и, как мы уже знаем, это торможение распространяется не равномерно, а с убывающей силой—от головы к хвосту; кроме того, как было выяснено в § 17, часть тормозной силы в передней половине поезда парализуется силой инерции тех же тормозных вагонов, и только избыток тормозных сил над силами инерции в состоянии создать нажим и деформацию поезда.

Очевидно, что это будет та самая тормозная сила, которая в § 17 названа нами избыточной и которая создает реакцию R_{cm} по формуле (8). В самом деле, если бы ее не было, а торможение возникало одновременно во всех вагонах, как например при электропневматических тормозах, то никакого набегания вагонов друг на друга не было бы, равно не было бы и сжатия поезда. Только потому и происходят всякие реакции, что появляются в самом начале торможения избыточные тормозные силы над силами инерции в передней половине поезда, как это подробно было рассмотрено выше. Исходя из этих соображений, мы должны в формуле (48) подставить вместо тормозной силы B одного вагона равнодействующую тех тормозных сил, которые совместно производят сжатие поезда.

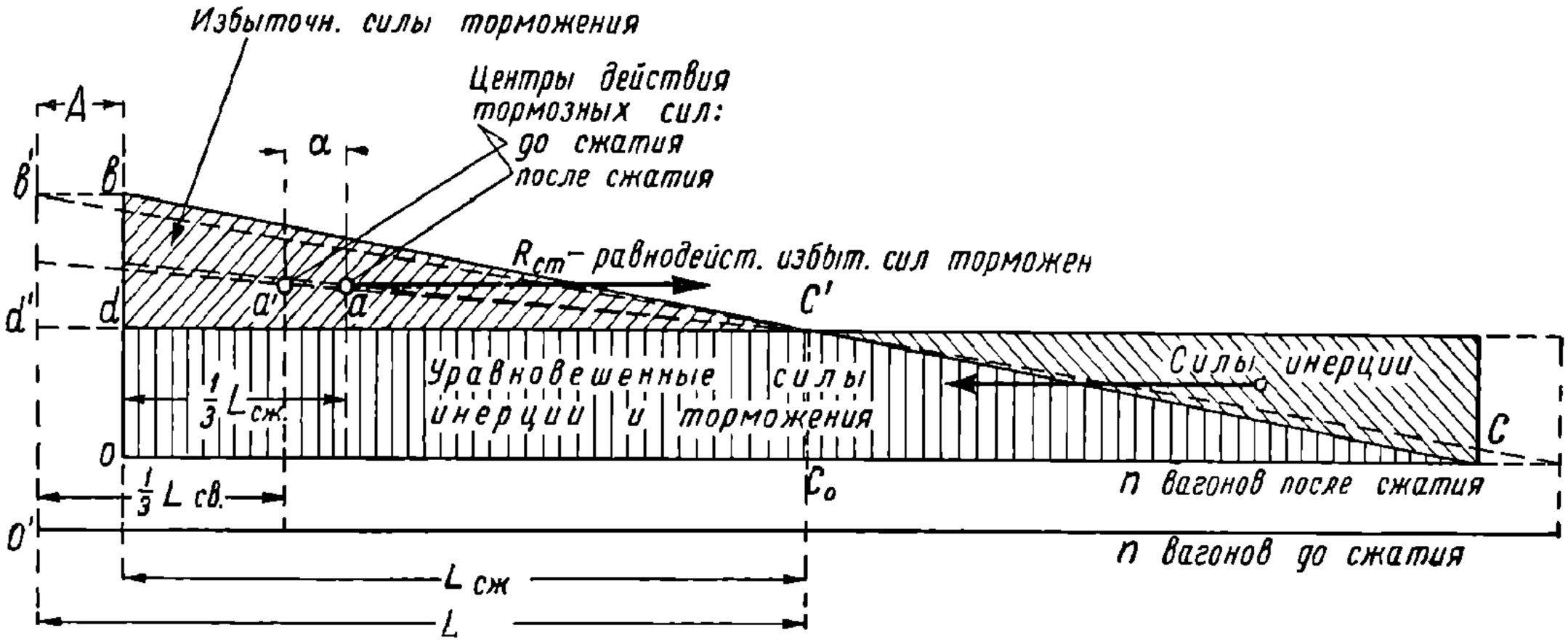
На фиг. 64 изображена эпюра сил, сжимающих поезд, которая уже была нами рассмотрена в § 17. Площадь косо заштрихованного треугольника dbc' изображает избыточные тормозные силы, производящие сжатие поезда. Центр действия этих сил будет лежать на расстоянии $^1/_3$ длины основания dc' от головы поезда или на $^1/_3$ от половины длины поезда, названной нами L с индексами *сж* и *св*, что означает, что эта половина берется один раз для сжатого поезда, а другой раз для свободного поезда.

Если бы равнодействующая R_{cm} была приложена к головному вагону, то тогда можно было бы подставить ее в формулу (48) вместо силы B, и таким образом мы получили бы скорость сжатия поезда. Но равнодействующая сила R_{cm} приложена на рас-

НТБ ДНУЖТ

стоянии $^1/_3\ L_{сж}$ от головы поезда и точка приложения ее a будет иметь иную скорость, каковая, собственно говоря, и будет считаться скоростью сжатия поезда. В самом деле, формула (48) ясно показывает, что скорость v зависит от величины, следовательно, и от характера тормозной силы B, которой в данном случае соответствует сила R_{cm}, приложенная в точке a.

Определим, как относится величина скорости точки приложения a равнодействующей избыточных тормозных сил R_{cm} к величине скорости первого вагона. Для этого нам необходимо найти отношение величин отрезков a и A, пройденных точкой a и первым вагоном за одно и то же время (фиг. 64).



Фиг. 64. Эпюра сил, сжимающих поезд.

Из геометрического построения имеем:

$$A = L_{св} - L_{сж},$$

$$a = \frac{1}{3} L_{сж} + A - \frac{1}{3} L_{св}.$$

Подставляя значение A из первого в последнее, получим:

$$a = \frac{1}{3} L_{сж} + L_{св} - L_{сж} - \frac{1}{3} L_{св}$$

или

$$a = \frac{2}{3}(L_{св} - L_{сж})$$

и окончательно

$$a = \frac{2}{3} A. \tag{50}$$

Отсюда заключаем, что скорость v_0 точки приложения a равнодействующих сжимающих тормозных сил составляет $^2/_3$ от относительной скорости v первого вагона, определяемой формулой (48). Поэтому, заменяя тормозную силу B одного первого вагона в последней формуле суммой сил R_{cm}, мы в то же время должны подставить множитель $^2/_3$, относящийся к скорости точки a, и тогда получим:

$$v_0 = \frac{2}{3} R_{cm} \frac{w_б}{cl}, \tag{51}$$

где: R_{cm} — реакция по формуле (8);
$w_б$ — буферная волна по формуле (49);
c — жесткость буферов в *кг/м*;
l — длина одного вагона, включая буфера, в *м*.

НТБ ДНУЖТ

Подставляя в эту формулу скорость буферной волны $w_б$ из (49), имеем другое более простое выражение для определения v_0:

$$v_0 = \frac{2}{3} R_{cm} \sqrt{\frac{1}{cm}}, \tag{52}$$

где m — масса одного вагона.

Эга формула и была нами взята выше для определения динамической реакции $R_{дин}$ [см. формулу (41)].

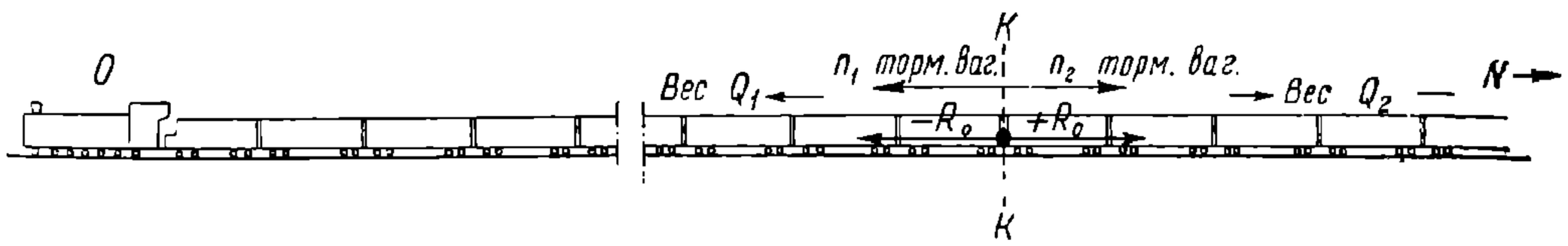
§ 20. Статические реакции от неравномерности расположения тормозов и груженых вагонов в составе поезда

а) Определение общих реакций

Для определения статических реакций сцепных приборов вследствие неравномерного расположения тормозных единиц в поезде мы воспользуемся методом инж. В. Ф. Егорченко («Тяговые расчеты» 1934 г., § 55).

Из второй части настоящего исследования мы знаем, что наибольшие реакции сжатия (следовательно, и растяжения после отдачи) происходят в середине поезда.

Будем искать пока наибольшую реакцию R_0 только от неравномерности расположения тормозов. Предположим, что эта реакция находится в точке K поезда (фиг. 65).



Фиг. 65. Реакция в поезде от неравномерного расположения тормозов.

Разделим мысленно поезд на две самостоятельно движущиеся части: OK и KN, и напишем для каждой части уравнение движения, принимая во внимание, что в первой части действует число тормозов n_1, а во второй части—n_2 и что реакция R_0 по отношению к части первой в точке K действует в сторону тормозных сил и потому берется со знаком плюс, а по отношению к части второй она действует в обратную сторону и потому берется со знаком минус, так как действие равно противодействию — стяжка растягивается двумя равными противоположными силами: $+R_0$ и $-R_0$. Называя вес первой части поезда через Q_1, а вес второй части — через Q_2, тормозную силу каждого вагона $B = X\varphi$, где X — сумма нажатий колодок в нем, а φ — коэфициент трения этих колодок, имеем для первой части поезда (фиг. 65):

$$R_0 + X\varphi n_1 = \frac{Q_1}{g} \frac{dV_1}{dt}$$

и для второй части поезда:

$$-R_0 + X\varphi n_2 = \frac{Q_2}{g} \frac{dV_2}{dt},$$

где V_1 — скорость движения первой, мысленно изолированной отцепленной части поезда, V_2 — скорость движения второй части в таких же условиях.

Делим обе части каждого из этих уравнений на $\frac{Q}{g}$, получаем:

$$\frac{R_0 + X\varphi n_1}{Q_1} g = \frac{dV_1}{dt};$$

$$\frac{-R_0 + X\varphi n_2}{Q_2} g = \frac{dV_2}{dt}.$$

НТБ ДНУЖТ

Эти уравнения относятся к случаю независимого движения первой и второй частей поезда. В действительности же они сцеплены, и обе половины поезда в каждый момент движутся, очевидно, с одинаковой скоростью V и имеют одинаковые замедления, т. е.

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{dV_2}{dt}.$$

Поэтому, приравнивая левые части предыдущих уравнений и сокращая их на g, получаем:

$$\frac{R_0 + X\varphi n_1}{Q_1} = \frac{-R_0 + X\varphi n_2}{Q_2},$$

откуда определяем искомую реакцию R_0:

$$R_0 \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 Q_2} = X\varphi \frac{n_2 Q_1 - n_1 Q_2}{Q_1 Q_2}$$

или

$$R_0 = X\varphi \frac{n_2 Q_1 - n_1 Q_2}{Q_1 + Q_2}. \tag{53}$$

Если первая половина поезда тяжелее второй, т. е. $Q_1 > Q_2$, то, чтобы в этом случае реакция равнялась нулю, необходимо, как это видно из (53), выполнить условие:

$$n_2 Q_1 = n_1 Q_2$$

или

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}. \tag{54}$$

Из этого заключаем, что для избежания добавочной реакции от неравномерности расположения весов и тормозов по поезду необходимо, чтобы число тормозов в первой и второй частях поезда было пропорционально весам этих частей.

При равномерном расположении тормозов $n_1 = n_2$ и при однообразно нагруженном поезде $Q_1 = Q_2$ имеем:

$$R_0 = 0.$$

Если $n_2 Q_1 > n_1 Q_2$, то R_0 будет отрицательное, т. е. это будет не растягивающая, а сжимающая реакция.

б) Определение местных реакций

Не всегда тормозные вагоны распределяются в поезде соответственно весу частей его.

Правила технической эксплуатации железных дорог в некоторой степени устанавливают нормы количества и порядка расстановки в поездах как тормозных вагонов, так и тяжеловесных и легковесных вагонов, но эти нормы все же дают простор для сочетаний разнообразного характера.

Например в головную часть поезда ставятся большегрузные вагоны, а в хвостовую часть остальные; тормоза требуется распределять по возможности равномернее, для того чтобы получались интервалы между нетормозными и тормозными вагонами не более как через 16 осей, за исключением интервалов в голове и хвосте поезда, а именно, число осей перед последним тормозным вагоном в поезде не должно быть более 6, а вслед за локомотивом — не более 12.

Кроме того требуется еще, чтобы все имеющиеся в поезде тормоза были включены, а так как большегрузные вагоны все тормозные, а двухосные не все, то иногда получается перенасыщение тормозами головной части поезда по сравнению с его остальной частью.

НТБ ДНУЖТ

В поездах иногда выключают тормозные вагоны в пути, не считаясь с порядком занимаемого ими места.

Все указанные выше и подобные им обстоятельства могут быть причиной появления местных реакций в поезде большей или меньшей величины.

Прежде чем давать формулу определения этих реакций, мы решим эту задачу графически.

Предположим, что имеется поезд, состоящий из 20 вагонов общим весом 700 *m*. Веса отдельных вагонов, их тормозные силы и порядок расстановки даны в таблице (фиг. 65а), из которой видно, что общая тормозная сила поезда равна 50 *m*.

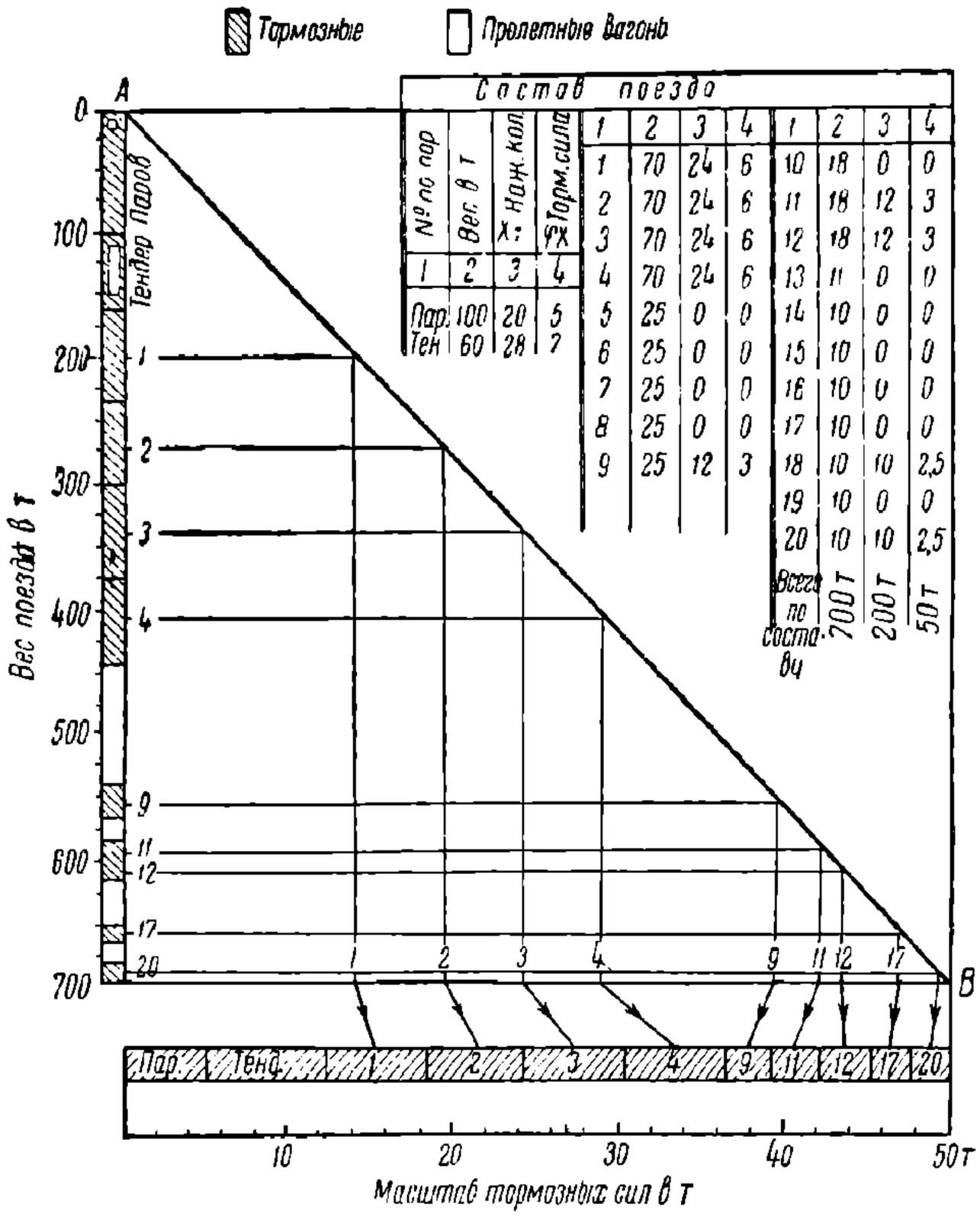
Спрашивается, в каком месте поезда данная расстановка тормозов вызовет наибольшую реакцию и какой порядок величины последней во время полного торможения.

Для решения этой задачи строим график (фиг. 65а).

По вертикали откладываем в выбранном масштабе веса отдельных единиц подвижного состава, как указано в колонке 2 таблицы. Сумма этих весов, как указано там же, равна 700 *m*. Для ясности проведена рядом в масштабе полоса, на которой веса тормозных вагонов соответствуют заштрихованным отрезкам с указанием порядковых номеров их в поезде.

Внизу по горизонтали откладываются в другом произвольном масштабе тормозные силы, указанные в колонке 4 той же таблицы. Каждая тормозная единица здесь точно так же нумеруется в соответствии с колонкой 1 таблицы. Общая сумма тормозных сил равна 50 *m*.

Во время торможения сумма сил инерции всех единиц поезда, очевидно, равна сумме тормозных сил его (действие равно противодействию). Но сила инерции пропорциональна весу поезда, поэтому, переводя вертикальный масштаб веса поезда на горизонтальный масштаб тормозных сил, получаем совмещенный масштаб сил инерции с масштабом тормозных сил.



Фиг. 65а.

Этот перевод масштабов мы производим по известному геометрическому способу, снося средние точки весовых отрезков тормозных вагонов вертикального масштаба на наклонную линию *AB*, а с нее на горизонтальный масштаб тормозных сил и соответственно нумеруя их. Таким образом, на горизонтальном масштабе получились отрезки, показывающие величины сил инерции от головы поезда до данного номера вагона. Так как на графике нумерованы только тормозные вагоны, то из сопоставления одинаковых отметок инерционных сил и тормозных сил на горизонтальном масштабе можно видеть, где получается наибольшее расхождение между этими отметками, и измерить разность между силами инерции и силами тормозными от головы до данного места поезда.

Например, из сопоставления величины силы инерции части поезда до вагона *4* с силами тормозными той же части поезда, т. е. тоже до вагона *4*, видно, что ве-

НТБ ДНУЖТ

личина реакции сжатия равна около 5,3 *m*; сжатия (а не растяжения) потому, что преобладают силы тормозные над инерционными. Что эта реакция наибольшая из всех остальных, видно из графика хотя бы по наклону линий *1—1*, *2—2*,... и т. д.

У вагона *9* мы видим, что преобладают силы инерции над силами тормозов, а так как инерция создает силу тяги, то там имеет место реакция растяжения, которая по масштабу оказывается равной около 2 *m*.

Теперь выведем формулу для определения местных реакций.

Пусть тормозная сила поезда равна *B*. При торможении возникает сила инерции поезда *I*, причем $I = B$. Если при этом вес поезда *Q*, то на каждую тонну этого веса приходится сила инерции

$$i = \frac{I}{Q} = \frac{B}{Q},$$

но тормозная сила *B* равна

$$\varphi \Sigma X,$$

где φ — коэфициент трения тормозных колодок, а ΣX — сумма сил нажатия их во всем поезде, поэтому

$$i = \varphi \frac{\Sigma X}{Q}.$$

Из тяговых расчетов известно, что отношение сумм сил нажатия тормозных колодок к весу всего поезда называется тормозным коэфициентом и его обозначают через ϑ, следовательно

$$i = \varphi\vartheta.$$

Теперь, чтобы определить величину реакции, возникающей у какого-нибудь тормозного вагона, порядковый номер которого назовем *k*, надо из суммы тормозных сил до этого вагона отнять сумму сил инерции до того же вагона.

Поэтому, называя реакцию у вагона, порядковый номер которого *k*, через R_k, число единиц подвижного состава до этого вагона через *k*, а число тормозных единиц через *k*, вес единицы подвижного состава через q_n, а тормозную силу одной тормозной единицы через b_n, можем написать следующее равенство:

$$R_k = \sum_{n=1}^{n=k} bn - i \sum_{n=1}^{n=k} q_n$$

или, подставляя вместо *i* вышенайденное его значение $\varphi\vartheta$, получаем

$$R_k = \sum_{n=1}^{n=k} b_n - \varphi\vartheta \sum_{n=1}^{n=k} q_n. \qquad (54)$$

Это и есть окончательная формула местной реакции.

Коэфициент трения φ надлежит брать при малых скоростях, порядка 0,25—0,30, так как под конец остановки благодаря большему коэфициенту возникают и большие реакции.

Пример. Определить порядок и знак реакции у четвертого вагона поезда, состав которого указан в таблице (фиг. 61а).

Из этой таблицы находим:

НТБ ДНУЖТ

Вес поезда до четвертого вагона

$$\sum_{n=1}^{n=4} q_n = 440\ m.$$

Тормозная сила до четвертого вагона

$$\sum_{n=1}^{n=4} q_n = 36\ m.$$

Тормозной коэфициент поезда при сумме нажатий всех колодок в 200 m и весе поезда 700 m:

$$\vartheta = \frac{200}{700} = 0{,}28.$$

Коэфициент трения φ принимаем равным 0,25. На основании этих данных и пользуясь формулой 54, находим:

$$R_4 = 36 - 0{,}25 \cdot 0{,}28 \quad 440 = 5{,}2\ m.$$

Выше мы определили графически (фиг. 65а), что эта сила равна 5,3 m, что с достаточной точностью совпадает с вычисленной.

Рассмотренные выше местные реакции являются самостоятельными, происходящими независимо от всех других видов реакций. В чистом виде они могли бы проявиться при наличии электропневматического тормоза, дающего одновременное действие тормозов во всем поезде.

§ 21. Разрывная реакция, или отдача

Накопленная потенциальная энергия в буферных пружинах и в металлических рамах вагонов всего подвижного состава вследствие упругой деформации их при максимальном сжатии поезда от статических и динамических сил во время первой и второй фаз торможения превращается в обратную кинетическую энергию по мере выравнивания тормозных сил по поезду во время третьей фазы торможения, производя таким образом отдачу.

На основании принципа сохранения энергии работа сжатия поезда должна равняться работе отдачи минус потери на сопротивления в буферных устройствах.

Упругие силы буферов во время сжатия поезда силами торможения уравновешивают эти последние во всех частях поезда. В таком виде эти силы могли находиться лишь до момента исчезновения избыточных сил тормозных, т. е., как было рассмотрено выше, до начала третьей фазы. После такого законченного сжатия поезда начинается процесс отдачи, а когда буфера сделают свой полный ход и превратят свою энергию упругости в кинетическую энергию масс поезда, то вследствие этого начнется уже растяжение последнего. Этому растяжению сопротивляются пружины сцепных аппаратов, которые имеют почти такие же характеристики и условия, как и буферные. Следовательно, кинетическая энергия отдачи опять превращается в потенциальную энергию сцепных аппаратов, и если бы не было никаких потерь на сопротивления, то максимальная сила отдачи была бы равна максимальной силе сжатия. Вследствие же наличия сопротивлений эта сила соответственно уменьшается на величину, которая указывается ниже.

Это, однако, справедливо лишь в том случае, если максимальная величина реакции сжатия не выходит за пределы упругости буферных устройств и частей рамы вагонов. В противном случае часть энергии, создавшая реакцию сжатия, будет затрачена на остаточную необратимую деформацию той или иной части подвижного состава. Тогда отдача

НТБ ДНУЖТ

будет лишь частичная. Поэтому, принимая во внимание все сказанное, для получения силы отдачи необходимо в формулы удара ввести некоторый коэфициент k, который одновременно должен содержать в себе как значения сопротивлений, так и потерю кинетической энергии, равной кинетической энергии потерянных скоростей отдачи (теорема Карно).

Величину k назовем коэфициентом отдачи. Ее значение находится между нулем и единицей и означает частичную потерю энергии, что соответствует в известной доле неполной упругости удара.

Величина коэфициента отдачи k указывается ниже.

§ 22. Полная реакция в поезде при торможении с учетом сопротивлений

а) Полная реакция

После всестороннего исследования всех элементарных статических и динамических реакций, возникающих при торможении вследствие:

1) неравномерности действия тормозных сил R_{cm},

2) колебательного инерционного сталкивания выведенных из равновесия частей поезда $R_{дин}$,

3) неравномерного расположения в поезде тормозных и груженых вагонов R_0, мы можем составить общие формулы суммарных реакций сжатия и растяжения поезда.

Определим предварительно время появления каждой из перечисленных реакций.

Из § 17 мы уже узнаем, что реакция сжатия R_{cm} зарождается в течение первой фазы A торможения (фиг. 55 и 56) и затем задерживается в течение всей второй фазы B. По времени это будет для пассажирского поезда около 8 сек., а для товарного — около 28 сек., т. е. равно времени наполнения тормозного цилиндра.

Время образования максимальной динамической реакции $R_{дин}$ может быть определено по формуле (40):

$$t_{\max} = \frac{\pi}{2} n \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

В первой части этого равенства только число вагонов n переменное. Остальные величины можно считать постоянными. Условимся считать, что масса m_1 двухосного вагона приблизительно равна половине массы m_2 вагона четырехосного. Поэтому, принимая вес груженого двухосного вагона кругло 30 m, имеем:

$$\frac{\pi}{2} = 1{,}57; \quad m_1 = \frac{30\,000}{9{,}8} = 3\,061;$$

$$m_2 = 6\,122.$$

Жесткость буферов c согласно данным (фиг. 66) равна 40 *кг/мм*, или 40 000 *кг/м*.
Тогда:

$t_{\max_1} = 0{,}43\ n$ для двухосных груженых вагонов;

$t_{\max_2} = 0{,}61\ n$ для четырехосных груженых вагонов.

Если поезд состоит например из 70 вагонов двухосных, то следовательно максимальная сила динамической реакции появляется через:

$$t_{\max_1} = 0{,}43 \cdot 70 = 30{,}1 \text{ сек.},$$

а если поезд такого же веса состоит из четырехосных вагонов, число которых будет вдвое меньше, т. е. 35, то время для образования $R_{дин}$ будет:

$$t_{\max_2} = 0{,}61_1 \cdot 35 = 21{,}3 \text{ сек.}$$

НТБ ДНУЖТ

В общем из подобной проверки в отношении товарных и пассажирских поездов видно, что максимальная динамическая реакция в поезде появляется в то время, когда статическая реакция $R_{ст}$ еще находится в фазе B (фиг. 58 и 59), т. е. почти в полной силе.

Поэтому обе реакции как $R_{ст}$, так и $R_{дин}$ складываются.

Что же касается третьей реакции R_0 от неравномерности расположения весов и числа тормозов по поезду, то таковая получает максимальное развитие, очевидно, лишь тогда, когда поезд получит полное растяжение, т. е. в фазе D после законченной отдачи, происходящей в течение всей фазы C.

Из этого заключаем, что полные реакции сжатия $R_{сж}$ и растяжения $R_{рас}$ равны:

$$R_{сж} = (R_{ст} + R_{дин})\,\alpha; \tag{55}$$

$$R_{рас} = (R_{ст} + R_{дин} + R_0)\,k, \tag{56}$$

где: α — коэфициент потерь энергии сжатия на сопротивления;

k — коэфициент отдачи;

$R_{ст}$ — по формуле (8);

$R_{дин}$ — по формуле (43), причем $R_{дин} = {}^2/_3\ R_{ст}$;

R_0 — по формуле (53), R_0 при положительном знаке является разрывной реакцией, которая поэтому при отдаче прибавляется к остальным реакциям.

Когда же R_0 по формуле (53) получается отрицательным, то в формулу (44) она ставится тоже с отрицательным знаком.

Формулы (55) и (56) получатся в общем виде, если вместо $R_{ст}$, $R_{дин}$ и R_0 подставим их значения из формул (8), (43) и (53). Сделав это, получаем:

$$R_{сж} = 0{,}21\,X\varphi n\,\frac{t_в}{t_ц}\,\alpha; \tag{57}$$

$$R_{отд} = \left(0{,}21\dot{n}\frac{t_в}{t_ц} + \frac{n_2Q_1 - \dot{n}_1Q_2}{Q_1 + Q_2}\right) X\varphi k. \tag{58}$$

При равномерном расположении тормозов и однородно нагруженном поезде $R_0=0$, поэтому:

$$R_{отд} = 0{,}21\,X\varphi\dot{n}\ \frac{t_в}{t_ц}\ k.$$

б) Коэфициенты сопротивлений сжатия и отдачи

При продольных деформациях поезда имеют место относительные перемещения отдельных частей его. Спрашивается, какие сопротивления возникают при этом.

Можно себе представить только три вида их:

1) сопротивление среды,

2) сопротивление рельсового пути,

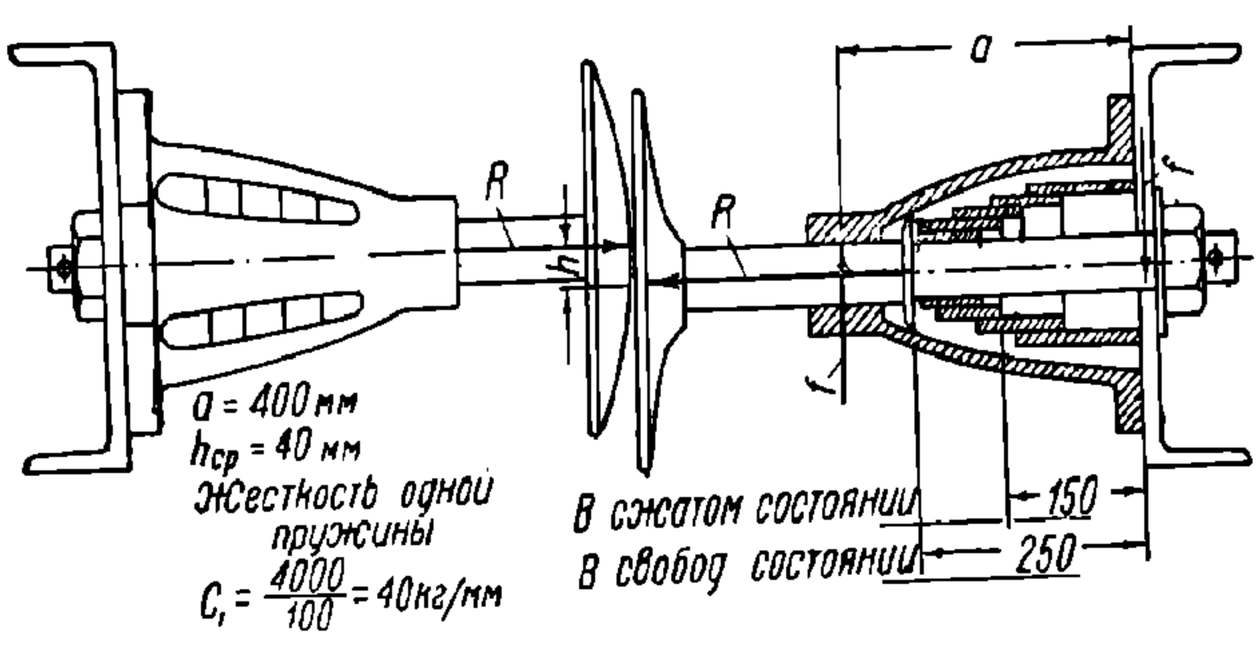
3) сопротивление буферных и сцепных устройств.

Легко доказать, что первые два вида являются пассивными при относительных движениях частей поезда, если считать, что эти сопротивления не меняют своих величин в пределах тех небольших изменений скоростей, какие получаются в результате сокращения длины поезда или его удлинения. В самом деле, во время равномерного или неравномерного общего движения поезда мы можем себе представить по принципу д'Аламбера, что сумма всех внешних сил, действующих на него, включая силы сопротивления и силы инерции, уравновешивается и равна нулю. Поэтому, если в поезде появляются новые силы по направлению его движения или обратно, то они полностью пойдут на изменение скорости поезда или частей его и на преодоление внутренних сил в системе поезда, которые до этого момента были уравновешены. Этими внутренними силами будут упругие силы буферов и сцепок и их сопротивления. Поэтому в вопросе о коэфициентах сжатия α и отдачи k мы должны остановить наше внимание только на этих силах.

НТБ ДНУЖТ

Обратим внимание еще на то обстоятельство, что в упругом сопротивлении участвуют также упругие продольные деформации вагонных рам. Но при тех силах, какие воспринимают буфера, эти деформации настолько ничтожны (порядка 0,0002 от деформации буферов), что ими можно пренебрегать. Однако в тех случаях, когда реакции в поезде выходят далеко за пределы сил упругостей буферов, продольное упругое сжатие вагонных рам играет существенную роль как в восприятии удара, так и в отдаче. Расчет показывает, а результаты американских опытов подтверждают, что вагонные рамы разрушаются при ударной реакции силой около 450 *т*. В самом деле, площадь поперечного сечения двух швеллерных балок около 400 *см*². При продольном сжатии они могут выдержать нагрузки не более 900—1000 *кг/см*². Американцы допускают в эксплуатации удар до 250 *т* при наличии автосцепки. От такого удара получается сокращение длины всех швеллерных брусьев в поезде длиной 1000 *м* на 0,15 *м*.

Упругие силы буферов были нами учтены при выводе формул реакций. Теперь возникает вопрос, каким образом учесть сопротивление их. Для этого необходимо сначала выявить природу этих сопротивлений. Повидимому, это будут трения буферных стержней в шейках буферных стаканов и сзади в отверстиях швеллеров (фиг. 66), а также отчасти трение между витками спиральных рессор. Эти сопротивления становятся особенно большими при внецентральном нажиме буферных тарелок.



Фиг. 66. Размеры и характеристика буферов.

Возьмем средние допускаемые размеры расхождения центров буферных тарелок $\pm$ 50 *мм*. Назовем эту величину h. При длине буферного стакана a получим реакции f на стержне буфера:

$$f = R\,\frac{h}{a}\,, \tag{59}$$

где R—нажимающая на буфер/сила.

Величина сопротивления трения получится от произведения $2f$ (считая в шейке и в хвостовике) на коэфициент трения φ.

Это и есть искомое сопротивление.

Чтобы его учесть в виде коэфициента сопротивления α при сжатии, надо взять отношение получающейся реакции при наличии трения и чистой реакции без трения:

$$\alpha = \frac{R - 2R\,\dfrac{h\varphi}{a}}{R} = 1 - 2\frac{h\varphi}{a}. \tag{60}$$

Беря следующие данные из чертежей и практики:

$$h \approx 50\ мм,$$
$$a \approx 400\ мм,$$
$$\varphi \approx 0{,}25,$$

получаем:

$$\alpha = 1 - 2 \cdot \frac{50 \cdot 0{,}25}{400} = 0{,}94.$$

Учитывая потери в пружинах и пр., принимаем:

$$\alpha = 0{,}9. \tag{61}$$

Следовательно при подсчете полной реакции сжатия как суммы $R_{ст}$ и $R_{дин}$ надо эту сумму помножить на коэфициент α.

Но после законченного сжатия поезда начинается отдача, сопровождаемая опять теми же сопротивлениями, но лишь обратного направления, а затем появляются силы

НТБ ДНУЖТ

пружин сцепных аппаратов, о чем уже говорилось выше, и опять возникают сопротивления трения такие же, как и у буферов. Из этого мы заключаем, что для подсчета полной реакции отдачи необходимо реакцию сжатия $R_{ст}$ дважды помножить на коэфициент α, т. е. на α^2, итак:

$$R_{отд} = R_{ст}\ \alpha^2;$$

коэфициент α^2 будем называть буквой κ. Так как согласно выражению (61) мы нашли, что $\alpha = 0{,}9$, то:

$$\kappa \approx 0{,}81 \qquad (62)$$

§ 23. Сводка главных формул и примеры

Чтобы воспользоваться результатами данного теоретического исследования динамики заторможенного поезда, резюмируем здесь выводы в виде сводки главнейших формул, сопровождая их примерами из практики.

Значение символов:

$R_{ст}$ — сила реакции статического сжатия в килограммах;
$R_{дин}$ — сила реакции динамического сжатия в килограммах;
$R_{сж}$ — реакция сжатия от суммы действия реакций статической и динамической в килограммах;
$R_{отд}$ — реакция отдачи, возникающей в третьей и четвертой фазах торможения;
X — сумма сил нажатия всех тормозных колодок на одном вагоне в килограммах;
R_0 — сила реакции растягивающей вследствие неравномерности распределения тормозов и весов в поезде [но $(-R_0)$ — реакция сжимающая] в килограммах;
φ — коэфициент трения тормозной колодки;
n — число тормозных вагонов в поезде;
n_1 — число тормозных вагонов в передней половине поезда;
n_2 — число тормозных вагонов в задней половине поезда;
n — число вагонов в поезде (учитывая эквивалент паровоза);
$t_в$ — время волны от момента поворота ручки крана машиниста до момента выхода штока поршня последнего вагона в секундах;
$t_ц$ — время наполнения тормозного цилиндра от нуля до максимума после начала торможения в секундах;
Q_1 — вес передней половины поезда;
Q_2 — вес задней половины поезда;
m — масса одного вагона;
$w_б$ — скорость буферной волны, или волны динамической реакции;
v — скорость сжатия поезда;
t_{max} — время в секундах от начала торможения до появления максимальной динамической реакции в поезде;
T — время в секундах возврата динамической реакции к исходному состоянию равновесия, равному нулю;
l — длина вагона, включая буфера;
c — жесткость двух смежных пар буферов (всего комплекта в одном междувагонном пространстве) 40 000 *кг/м*;
α — коэфициент сопротивления при сжатии (0,9);
k — коэфициент сопротивления при отдаче (0,8).

Основные формулы

1. Реакция статического сжатия по формуле (8):

$$R_{ст} = \frac{1}{8} X\varphi\dot{n}\frac{t_в}{t_ц}.$$

2. Реакция динамического сжатия по формуле (43):

$$R_{дин} = \frac{1}{12} X\varphi\dot{n}\frac{t_в}{t_ц}.$$

НТБ ДНУЖТ

3. Суммарная реакция статического и динамического сжатий по формуле (57):

$$R_{сж} = 0{,}21\, X\varphi \dot{n} \frac{t_в}{t_ц}.$$

4. Реакция от неравномерного распределения тормозов и вагонов в поезде по формуле (53):

$$R_0 = X\varphi \frac{\dot{n}_2 Q_1 - \dot{n}_1 Q_2}{Q_1 + Q_2};$$

чтобы $R_0 = 0$, необходимо, чтобы [формула (54)]:

$$\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{Q_1}{Q_2}.$$

5. Полная реакция отдачи при неравномерном распределении тормозов и груза по формуле (58):

$$R_{отд} = \left(0{,}21 \dot{n} \frac{t_в}{t_ц} + \frac{\dot{n}_2 Q_1 - \dot{n}_1 Q_2}{Q_1 + Q_2}\right) X\varphi k.$$

6. Полная реакция отдачи при равномерном распределении тормозов и груза по формуле (59):

$$R_{отд} = 0{,}21\, X\varphi \dot{n} \frac{t_в}{t_ц} k.$$

7. Время, через которое возникает максимальная динамическая реакция по формуле (40):

$$t_{max} = \frac{\pi}{2} n \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

8. Период динамической реакции по формуле (36):

$$T = 2\pi n \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

9. Скорость буферной волны по формуле (49):

$$w_б = l \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

10. Скорость сжатия поезда по формуле (52):

$$v = \frac{2}{3} R_{ст} \sqrt{\frac{1}{cm}}.$$

Пример 1. Имеем пассажирский поезд. Паровоз принимаем за четыре вагона. Для этого поезда задаются следующие данные:

n — число вагонов, включая эквивалент паровоза 20;

$\dot{n}$ — число тормозных вагонов 18;

$\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2}$ — расположение тормозных вагонов в первой и второй половинах поезда:

1) случай первый $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2}$ 10/8;

2) случай второй $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2}$ 8/10;

l — длина вагона, включая буфера, 22 *м*;

q — вес одного вагона 49 *т*;

m — масса вагона 5000;

X — нажатие всех колодок на одном вагоне 30 000 *кг*;

Q_1 — вес передней части поезда 490 *т*;

Q_2 — вес задней части поезда 490 *т*;

$t_{в_1}$ — время тормозной волны при экстренном торможении 2 сек.;

НТБ ДНУЖТ

$t_{в_2}$ — время тормозной волны при служебном торможении 4 сек.;
$t_{ц_1}$ — время наполнения тормозных цилиндров при экстренном торможении в среднем 7 сек.;
$t_{ц_2}$ — то же при служебном торможении 8 сек.;
φ_{20} — коэфициент трения при скорости 20 *км/час* 0,24;
φ_{70} — то же при скорости 70 *км/час* 0,14;
c — общая жесткость буферов одного междувагонного пространства (двух встречных пар буферов, взятых вместе) 40 000 *кг/м*.

Пользуясь формулами, сводка которых дана выше, определяем различные виды реакций, возникающих в поезде при торможении.

При экстренном торможении.

1. Статическая реакция по формуле (8)

$$R_{ст} = \frac{1}{8} X\varphi n \frac{t_в}{t_ц}:$$

а) при скорости 20 *км/час*:

$$R_{ст_{20}} = \frac{1}{8} 30 \cdot 0{,}24 \cdot 18 \frac{2}{7} = 4{,}6\ т;$$

б) при скорости 70 *км/час*:

$$R_{ст_{70}} = \frac{1}{8} 30 \cdot 0{,}14 \cdot 18 \frac{2}{7} = 2{,}7\ т.$$

2. Динамическая реакция по формуле (43):

$$R_{дин} = \frac{1}{12} X\varphi n \frac{t_в}{t_ц}:$$

а) при скорости 20 *км/час*:

$$R_{дин_{20}} = \frac{1}{12} 30 \cdot 0{,}24 \cdot 18 \frac{2}{7} = 3{,}1\ т;$$

б) при скорости 70 *км/час*:

$$R_{дин_{70}} = \frac{1}{12} 30 \cdot 0{,}14 \cdot 18 \frac{2}{7} = 1{,}8\ т.$$

3. Полная реакция сжатия $R_{ст} + R_{дин}$ по формуле (57)

$$R_{сж} = 0{,}21 X\varphi n \frac{t_в}{t_ц} a:$$

а) при скорости 20 *км/час*:

$$R_{сж_{20}} = 0{,}21 \cdot 30 \cdot 0{,}24 \cdot 18 \frac{2}{7} 0{,}9 = 7{,}0\ т;$$

б) при скорости 70 *км/час*:

$$R_{сж_{70}} = 0{,}21 \cdot 30 \cdot 0{,}14 \cdot 18 \frac{2}{7} 0{,}9 = 4{,}0\ т.$$

4. Реакция отдачи при равномерном расположении тормозов ($R_0 = 0$)

$$R_{отд} = kR_{сж}:$$

а) при скорости 20 *км/час*:

$$R_{отд_{20}} = 0{,}8 \cdot 7 = 5{,}6\ т;$$

б) при скорости 70 *км/час*:

$$R_{отд_{70}} = 0{,}8 \cdot 4 = 3{,}2\ т.$$

5. Реакция от неравномерности расположения тормозов по формуле (53)

$$R_0 = X\varphi \frac{n_2 Q_1 - n_1 Q_2}{Q_1 + Q_2}:$$

НТБ ДНУЖТ

а) при скорости 20 *км/час* и $\frac{n_1}{n_2} = \frac{10}{8}$:

$$R_{0_{20}} = 30 \cdot 0{,}24 \frac{8 \cdot 490 - 10 \cdot 490}{980} = -7{,}2\ m;$$

б) при скорости 70 *км/час* и $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{10}{8}$.

$$R_{0_{70}} = 30 \cdot 0{,}14 \frac{8 \cdot 490 - 10 \cdot 490}{980} = -4{,}2\ m;$$

в) при скорости 20 *км/час* и $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{8}{10}$:

$$R_{0_{20}} = 30 \cdot 0{,}24 \frac{10 \cdot 490 - 8 \cdot 490}{980} = 7{,}2;$$

г) при скорости 70 *км/час* и $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{8}{10}$:

$$R_{0_{70}} = 30 \cdot 0{,}14 \frac{10 \cdot 490 - 8 \cdot 490}{980} = 4{,}2.$$

6. Полная отдача по формуле (59)

$$R_{отд} = kR_{сж} + \alpha R_0:$$

а) при скорости 20 *км/час* и $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{8}{10}$:

$$R_{от_{20}} = 0{,}8 \cdot 7 - 0{,}9 \cdot 7{,}1 = -0{,}8\ m;$$

б) при скорости 70 *км/час* и $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{8}{10}$:

$$R_{от_{70}} = 0{,}8 \cdot 4 - 0{,}9 \cdot 4{,}1 = -0{,}5\ m;$$

в) при скорости 20 *км/час* и $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{8}{10}$:

$$R_{от_{20}} = 0{,}8 \cdot 7 + 0{,}9 \cdot 7{,}2 = 12\ m;$$

г) при скорости 70 *км/час* и $\frac{\dot{n}_1}{\dot{n}_2} = \frac{8}{10}$:

$$R_{от_{70}} = 0{,}8 \cdot 4 + 0{,}9 \cdot 4{,}2 = 7\ m.$$

7. Время, через которое возникает максимум динамической реакции по формуле (30):

$$t_{max} = \frac{\pi}{2} n \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

Подставляем цифры:

$$t_{max} = \frac{3 \cdot 14}{2} \cdot 20 \sqrt{\frac{5\,000}{40\,000}} = 11 \text{ сек.}$$

8. Скорость буферной волны по формуле (27):

$$w_б = l \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

В цифрах:

$$w_б = 22 \sqrt{\frac{40\,000}{5\,000}} = 62\ м/сек.$$

Полученные данные собраны в нижеследующую таблицу:

НТБ ДНУЖТ

Величины, характеризующие динамику заторможенного пассажирского поезда, взятого в примере 1

Таблица 1

Род торможения и обстоятельства	Реакция в m					t_{max} в сек	$w_б$ в $м/сек$
	$R_{ст}$ начальн. статическ.	$R_{дин}$ динамическ.	$R_{сж}$ общая реак. сжатия	R_0 от неравномерности	$R_{отд}$ отдача	время появления макс. динам. реакции	скорость буферн. волны
Экстренное торможение							
При одинаковом числе тормозов в первой и второй частях поезда:							
При скорости 20 *км/час*	4,6	3,1	7,0	0	7,4	11	62
» » 70 »	2,7	1,8	4,0	0	4,3	11	62
При числе тормозов в первой половине $\dot{n}_1=10$							
» » » во второй половине $\dot{n}_2=8$							
При скорости 20 *км/час*	4,6	3,1	7,0	—0,1	—1,2	11	62
» » 70 »	2,7	1,8	4,0	—0,6	—4,3	11	62
При числе тормозов в первой половине $\dot{n}_1=8$							
» » » во второй половине $\dot{n}_2=10$							
При скорости 20 *км/час*	4,6	3,1	7,0	12,0	16,1	11	62
» » 70 »	2,7	1,8	4,0	7,0	13,0	11	62

Из таблицы видно, что очень большое влияние имеет неравномерное расположение тормозов в поезде. При избытке во второй половине поезда всего на два тормоза реакция отдачи увеличилась на 5,5 m. Наоборот, при избытке в первой половине поезда на два тормоза реакция отдачи уменьшилась на 5,5 m, и поэтому в последнем случае создалось состояние сжатия поезда при отсутствии отдачи.

Пример 2. Товарный поезд состоит из 100 двухосных вагонов, из которых 30 вагонов тормозных.

Вес порожнего вагона 10 m, сила нажатий колодок 8 m, время волны 8 сек., время наполнения тормозного цилиндра 28 сек.

А) Найти реакции:

1. При условии равного количества тормозов в первой и второй половинах поезда и при однообразно нагруженных вагонах.

2. При условии равномерного расположения тормозов по всей длине поезда ($\dot{n}_1=\dot{n}_2$), но при превышении веса в первой половине поезда, именно $Q_1=1\,000$ m и $Q_2=500$ m.

Б) Как надо расставить тормоза, чтобы реакция от неравномерности весов первой и второй частей поезда ($Q_1=1\,000$ и $Q_2=500$ m) была равна нулю?

В) При однообразном весе всех вагонов в поезде, на сколько тормозов может быть больше поставлено во второй части поезда, чем в первой, чтобы реакция от этого не превышала 10 m?

Г) Через сколько секунд динамическая реакция достигнет своего максимума, если весь состав в 100 вагонов считать порожним?

Решение. Полная реакция сжатия [формула (46) при $R_0=0$];

$$R_{сж}=0{,}2\,X\varphi\dot{n}\,\frac{t_в}{t_ц}\,\alpha.$$

Реакция отдачи [формула (46) при $R_0=0$]:

$$R_{отд}=0{,}2\,X\varphi\dot{n}\,\frac{t_в}{t_ц}\,k=k\,R_{сж},\text{ где }\ k=0{,}8.$$

$$R_{ст}=0{,}2\cdot 8\cdot 0{,}25\cdot 30\,\frac{8}{28}\,0{,}9=3{,}1\ \ m.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя цифры, находим:

$$R_{сж} = 0{,}2 \cdot 8 \cdot 0{,}25 \cdot 30\frac{8}{28} = 3{,}1\ m.$$

$$R_{отд} = 3{,}1 \cdot 0{,}8 = 2{,}5\ m.$$

К реакциям, найденным в предыдущем решении, надо прибавить реакцию от неравномерности:

$$R_0 = X\varphi\frac{n_2Q_1 - n_1Q_2}{Q_1 + Q_2}.$$

Подставляя цифры:

$$R_0 = 8 \cdot 0{,}25\,\frac{15 \cdot 1000 - 15 \cdot 500}{1000 + 500} = 10\,m.$$

Полные реакции сжатия и отдачи будут:

$$R_{сж} = 3{,}1\ m;$$
$$R_{отд} = 2{,}5 + 10 = 12{,}5\ m.$$

Д) Если вес первой части поезда 2000 m, а вес второй части 500 m, то согласно формуле (42) тормоза должны быть так расставлены, чтобы число в первой части относилось к числу во второй, как относятся веса этих частей, т. е.:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{500} = 2$$

или

$$n_1 = 2n_2.$$

Так как всех тормозов в поезде 30, то в первой половине надо поставить 20, а во второй 10 тормозных вагонов.

Е) Чтобы реакция от неравномерности тормозов R_0 не превышала 10 m, должно быть выполнено равенство:

$$R_0 = X\varphi\frac{n_2Q_1 - n_1Q_2}{Q_1 + Q_2} \leqslant 10\,m.$$

В данном случае $Q_1 = Q_2$ и поэтому:

$$\frac{1}{2}X\varphi(n_2 - n_1) \leqslant 10\ m;$$

при $X = 8\ m$ и $\varphi = 0{,}25$, имеем:

$$n_2 - n_1 \leqslant 10.$$

Так как всех тормозов 30, то мы видим, что в первой части поезда можно поставить 10 тормозов, а в задней — 20.

Отсюда случайно вытекает простое правило: каждый избыточный тормозной двухосный вагон во второй половине поезда создает реакцию около 1 m, а четырехосный — 2 m.

Сравнивая реакции, происходящие от торможения, с добавочными реакциями от неравномерности веса поезда и неравномерности расстановки тормозных вагонов, можно заметить, что реакция от торможения значительно меньше реакций от неравномерностей весов частей поезда и тормозных сил.

Ж) Время, в течение которого развивается динамическая реакция от нуля до максимума, равно для порожнего состава:

$$t_{max} = \frac{\pi}{2}n\sqrt{\frac{m}{c}}$$

или

$$t_{max} = \frac{3{,}14}{2}100\sqrt{\frac{10\,000}{40\,000 \cdot 10}} = 25\ сек.,$$

где масса $m = \frac{10\,000}{10}$, считая вес вагона 10 m, а ускорение силы тяжести для упрощения расчетных цифр не 9,8, а 10.

НТБ ДНУЖТ

§ 24. Заключение и практические выводы

В приведенном выше исследовании динамики заторможенного поезда обращает внимание на себя то обстоятельство, что найденная в самом начале формула (8), выражающая статическую реакцию, оказалась выражением также и динамической реакции [формула (43)], но лишь с другим цифровым коэфициентом:

$$R_{ст} = \frac{1}{8} X\varphi\dot{n}\frac{t_в}{t_ц}, \tag{8}$$

$$R_{дин} = \frac{1}{12} X\varphi\dot{n}\frac{t_в}{t_ц}. \tag{43}$$

Сумма этих двух реакций, названная нами реакцией сжатия поезда, выражается поэтому одночленной формулой:

$$R_{сж} = 0{,}21\, X\varphi\dot{n}\frac{t_в}{t_ц}\, a. \tag{57}$$

Эта формула замечательна тем, что она раскрывает природу тех сил реакции, которые всегда являлись загадкой для каждого тормозника.

Чуть ли не все главнейшие элементы тормозного эффекта включены в эту короткую понятную и простую формулу, которая, можно сказать, содержит в себе всю тормозную механику, всю картину явлений, развивающихся во время торможения.

Если же проследить от начала до конца анализ, давший эту формулу, то становится вполне очевидным, как зарождаются статические реакции, как они затем превращаются в реакции динамические, как последние пробегают по поезду, где и когда создают максимум и т. д.

Полученный результат, выраженный формулой (57), является очень важным для каждого, кто имеет дело с тормозами. В самом деле, единственным первоисточником силы реакции во время торможения (на горизонтальном пути) может быть тормозная сила, и все последующее, что происходит в поезде, согласно принципу сохранения энергии по количеству проявляемой энергии не может быть больше первоисточника.

В таком случае мы можем смотреть на формулу (8) как на верный показатель реактивной характеристики любого тормоза и находить правильные пути улучшения и использования его.

Ввиду этого считаем уместным разобрать формулу (8) с практической стороны. Из нее усматриваем следующее:

1. Реакции сжатия возникают во время распространения первой фазы тормозной волны, и максимальная сила их получается в тот момент, когда волна достигает конца поезда.

2. Реакции тем больше, чем медленнее тормозная волна.

3. Реакции тем больше, чем меньше время наполнения тормозных цилиндров.

4. При больших скоростях поезда, когда коэфициент трения уменьшается, реакции тоже уменьшаются; при малых скоростях они соответственно увеличиваются.

5. Сила реакции тем больше, чем больше тормозной коэфициент.

На основании формулы (8) можно сделать следующие практические выводы в отношении предупреждения разрывов длинных пассажирских поездов:

1. Необходимо повысить скорость тормозной волны, чтобы она была во всяком случае не ниже 100 *м/сек*. Это может быть достигнуто путем повышения чувствительности работы тройных клапанов при помощи более тщательных пригонок распределительных поршней и увеличения плотности их. Поэтому должны быть введены правильный метод приемки новых приборов от тормозного завода и более тщательный ремонт их в эксплуатации, который не допускал бы неплотных (с большими замками) уплотнительных колец и овальных втулок. Надо применять смазку высокого качества, но в умеренном количестве.

Чувствительность считается достаточной, если на индивидуальной установке прибор дает торможение при первом понижении давления в магистрали на 0,3 *ат*, а отпуск тормоза при повышении давления в магистрали на 0,2 *ат*.

НТБ ДНУЖТ

Кроме вышесказанного можно рекомендовать еще следующие мероприятия, уменьшающие реакции в поезде при торможении длинных пассажирских поездов.

2. При регулировке рычажных передач выход штоков поршней тормозных цилиндров не надо делать меньше допускаемой техническими условиями. Благодаря этому время наполнения тормозных цилиндров в тормозах Казанцева и Вестингауза $t_ц$ не будет слишком мало, а нажатие колодок у последнего не будет слишком велико; это не относится к тормозам Матросова.

3. Плотность тормозной сети надо содержать в таком состоянии, чтобы общие утечки в изолированном составе не превышали нормы 0,2 *ат/мин*, но в то же время под каждым вагоном плотность самих запасных резервуаров в тормозах Вестингауза должна быть больше, чем плотность магистрали поезда. Плотность тормозной сети паровоза должна быть тоже выше, чем в поезде. Эти условия увеличивают чувствительность работы тормоза и ускоряют волну, уменьшая время ее.

4. Машинисты должны начинать слабое торможение на достаточно далеком расстоянии от места остановки, осторожно повышая его величину ступенями по мере надобности без перетормаживания. Это значительно смягчает реакции в поезде, так как на более высоких скоростях коэфициент трения φ меньше. Этот коэфициент быстро повышается по мере замедления хода поезда, что по формуле (8) показывает увеличение реакции при коротком и сильном торможении.

Формула отдачи от неравномерной расстановки тормозов

$$R_0 = X\varphi \frac{n_2 Q_1 - n_1 Q_2}{Q_1 + Q_2} \tag{53}$$

тоже является важной в отношении определения допускаемых реакций R_0, которые оказываются во многих случаях гораздо больше реакций сжатия, происходящих в начале торможения и зависящих от скорости тормозной волны и скорости наполнения тормозных цилиндров.

Анализ и второй пример показывают, что в товарных поездах надо размещать тормозные вагоны так, чтобы число их в первой и во второй половинах хотя бы приблизительно было пропорционально весам этих половин. Надо избегать отступления от этого правила в сторону преувеличения во второй половине и в крайнем случае не допускать выше трех и четырех тормозных вагонов больше, чем требуется по расчету.

Особенно опасно в пассажирских поездах выключать тормоза в передней половине поезда. Можно допустить выключение одного вагона. Если же выключается больше, то возникает опасность появления реакций в поезде.

В случае неблагоприятного распределения тормозов и веса в поезде машинист должен производить торможение малыми ступенями и заблаговременно, когда поезд находится еще на достаточно большом расстоянии от места остановки.

Данное исследование показывает неразрывную связь между действием тормоза и тяговыми ударными приборами. Наличие этой связи было известно давно, но характер ее оставался невыясненным.

Важно, чтобы сила действия тормоза соответствовала характеристике ударного и тягового приборов. Из этого мы видим, что введение автосцепки даст возможность не только возить тяжелые поезда, но также даст возможность значительно повысить эффективность тормоза за счет уменьшения времени наполнения тормозных цилиндров. Тормоз станет более быстрым, легкоуправляемым, тормозные пути укоротятся. В таком виде тормоз станет более совершенным орудием для управления движением поезда.

НТБ ДНУЖТ

Глава пятая

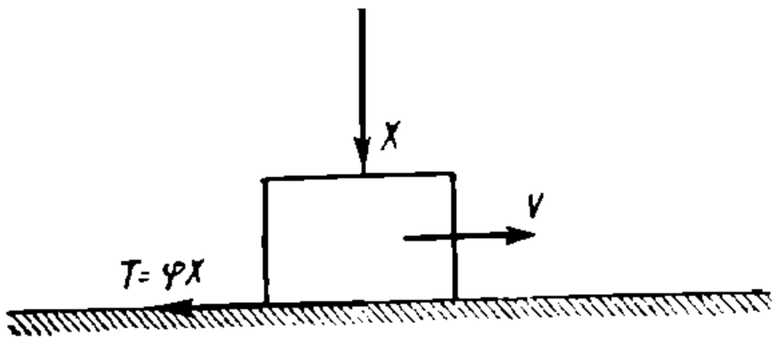
КОЭФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК, КОЭФИЦИЕНТЫ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС С РЕЛЬСАМИ И ИЗНОС КОЛОДОК

§ 25. Теоретические предпосылки

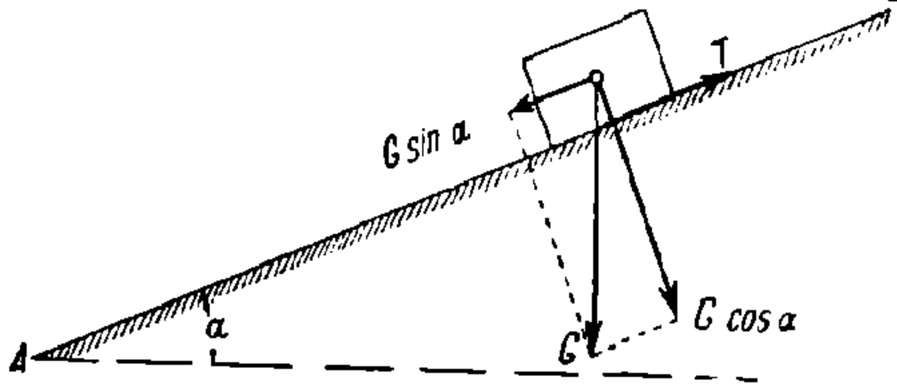
а) Механическая сторона явлений трения

Прежде всего необходимо отметить, что, несмотря на большое значение трения в технике, теория его далеко не вполне еще разработана, и все теоретические вопросы, касающиеся трения, по настоящее время все еще являются предметом научного спора и полемики.

Трение появляется всегда в виде силы сопротивления, направленной противоположно движению одного тела относительно другого, если эти тела прижаты друг к другу.



Фиг. 67. Трение тела, прижатого к плоскости.



Фиг. 68. Тело, скользящее по наклонной плоскости, для определения коэфициента трения.

Сила трения находится в зависимости от нормального давления X (фиг. 67), что выражается следующей формулой:

$$T = \varphi X, \tag{1}$$

где: T — сила трения;
X — сила давления;
φ — коэфициент трения.
Следовательно, коэфициент трения:

$$\varphi = \frac{T}{X} \tag{2}$$

есть отношение силы трения T к силе нажатия X.

Среди разных способов определения коэфициентов трения, о чем будет подробно сказано дальше, можно этот коэфициент определить также при помощи наклонной к горизонту плоскости AB (фиг. 68). Для этого надо подобрать угол α наклона так, чтобы тело, положенное на наклонную плоскость, двигалось вниз под действием силы тяжести с постоянной скоростью.

НТБ ДНУЖТ

Тогда *угол α называется углом трения, а тангенс этого угла равен коэффициенту трения* φ:

$$\operatorname{tg}\alpha = \varphi. \tag{3}$$

Последнее видно из следующего: если разложить вес G тела на составляющие силы по направлениям параллельно наклонной плоскости и перпендикулярно ей, то первая сила будет равна $G\sin\alpha$, а вторая—$G\cos\alpha$.

Составляющая $G\sin\alpha$ сама по себе сообщила бы телу ускоренное движение вниз, однако этому движению мешает сопротивление трения, равное согласно формуле (1) произведению нормального давления (в данном случае $G\cos\alpha$) на коэфициент трения φ:

$$T = \varphi G\cos\alpha.$$

При равномерном скольжении тела по наклонной плоскости имеет место условие равновесия:

$$\varphi G\cos\alpha = G\sin\alpha,$$

откуда:

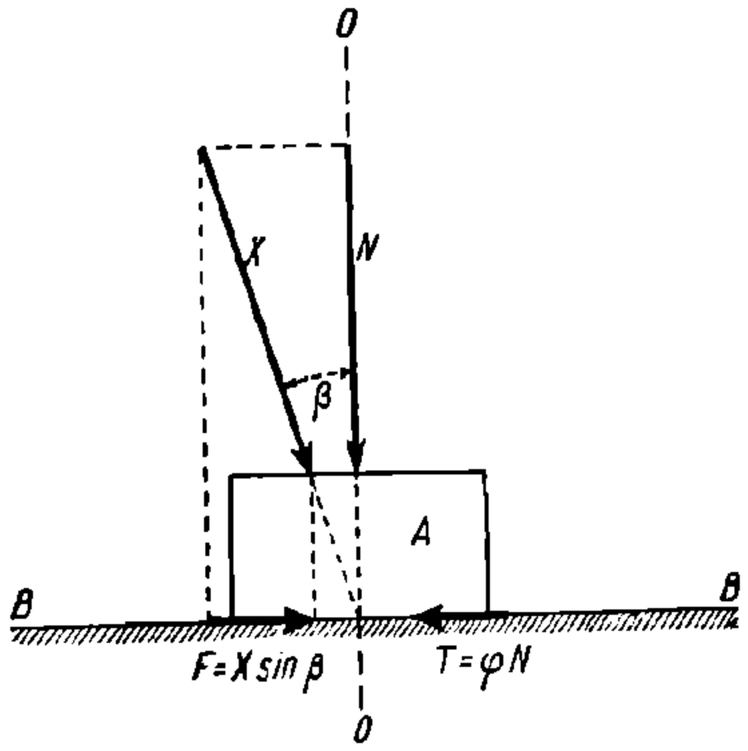
$$\varphi = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} = \operatorname{tg}\alpha,$$

что и доказывает теорему, выраженную формулой (3).

Для практики представляет интерес случай, когда сила, прижимающая поверхности трения друг к другу, не нормальна, а наклонна к этим поверхностям, образуя некоторый угол β по отношению к нормали. До известной величины угла β тело от действия этой силы не двинется с места, как бы велика она ни была, но когда угол β станет больше угла трения, то сейчас же начнется движение тела. Следовательно для движения тела под действием прижимающей наклонной силы необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$\beta \geqslant \alpha = \operatorname{arc}\operatorname{tg}\alpha. \tag{4}$$

Доказательство. Рассмотрим скольжение тела A по плоскости BB (фиг. 69). На тело действует наклонная сила X, составляющая угол β с нормалью OO к плоскости.



Фиг. 69. Скольжение тела по плоскости под действием косой силы.

Проектируя силу X на плоскость BB и на нормаль OO и называя первую проекцию F и вторую N, имеем:

$$F = X\sin\beta;$$

$$N = X\cos\beta.$$

Сила F — движущая, а сила N — прижимающая. Движение начнется, когда сила F будет больше силы трения T, которая согласно формуле (1) равна $\varphi N = \varphi X\cos\beta$. Следовательно:

$$F > T = \varphi N = \varphi X\cos\beta.$$

Подставляя сюда вместо F его значение из предыдущего, получаем:

$$X\sin\beta > \varphi X\cos\beta$$

или

$$\operatorname{tg}\beta > \varphi = \operatorname{tg}\alpha$$

или

$$\beta > \alpha,$$

где α согласно формуле (3) есть угол трения.

В последние две выведенные формулы величина прижимающей силы X не входит. Следовательно, если угол β не будет больше угла α, то тело не сдвинется с места при любой величине силы X.

Такой же практический интерес представляет еще следующее явление трения: когда два тела прижаты друг к другу и одно из них движется относительно другого под дей-

НТБ ДНУЖТ

ствием силы, преодолевающей сопротивление трения, то, если в это время присоединяется действие новой силы какого-угодно направления и величины, трение не препятствует этой новой силе действовать на тело как бы на изолированную свободную массу. Это собственно один из основных законов механики, но в отношении трения этот закон является парадоксом ввиду того, что направление силы трения всегда связано с направлением движения, и если направление движения почему-либо меняется, то и направление силы трения одновременно также меняется.

Прежде чем пояснять это теоретически, приведем некоторые примеры.

Пример 1. Когда поезд стоит на месте, то сила бокового ветра не может сдвинуть его, чтобы вызвать нажатие реборд колес на рельсы. Но достаточно поезду находиться в движении, как давление бокового ветра производит смещение вагонов и вызывает нажатие реборд на рельсы, что дает добавочное сопротивление движению поезда.

Пример 2. Если в глухое отверстие посажен стержень настолько туго, что его вытянуть за свободный конец при наличии данной силы не представляется возможным, то достаточно каким-нибудь способом придать стержню хотя бы небольшое вращательное движение, как стержень начнет выходить из отверстия при той же силе тяги.

Пример 3. В спокойном состоянии рычажная тормозная передача передает нажатие на тормозные колодки не более 70% от расчетной величины. Но достаточно ударить по какой-нибудь ее части молотком, как сила нажатия колодок осуществляется сразу на все 100%.

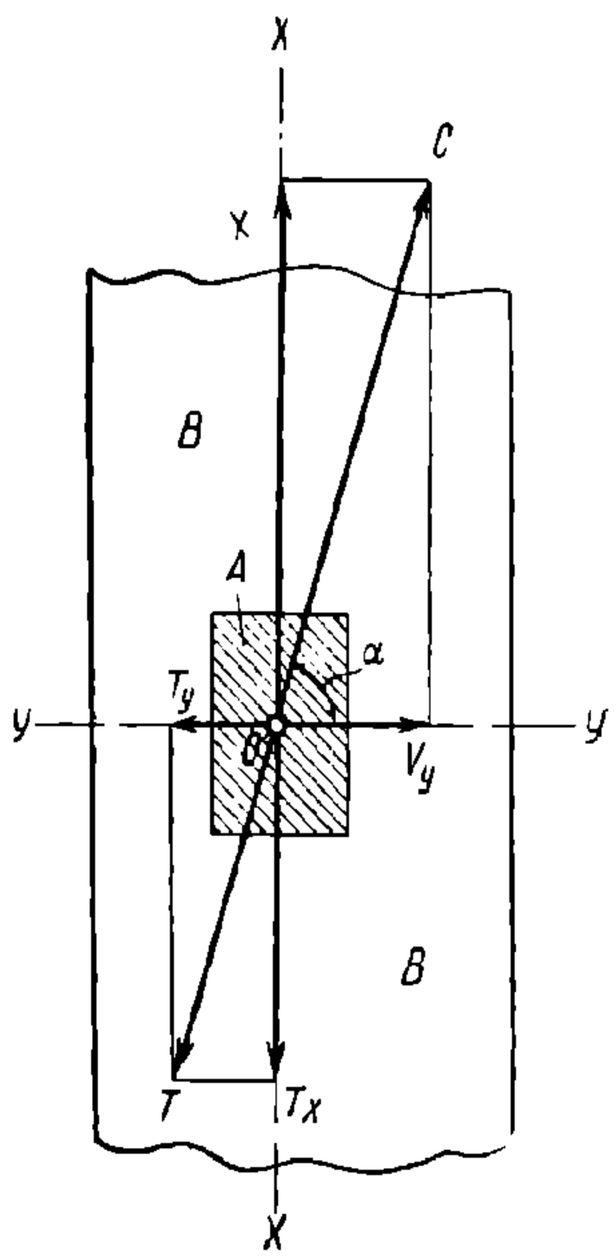
Все эти явления имеют следующее общее теоретическое объяснение.

Пусть например тело A (фиг. 70), скользящее по поверхности другого тела B по направлению XX со скоростью v_x, сдвигается в сторону по направлению YY перпендикулярно XX некоторой силой со скоростью v_y. Тогда тело A получит абсолютную скорость v по направлению OC по диагонали прямоугольника, построенного на скоростях v_x и v_y. Из чертежа видно, что $v_y = v \cos \alpha$. Сила трения T, сопротивляющаяся этому действительному перемещению тела A по направлению диагонали OC, дает проекцию на направлении YY равную:

$$T_y = T \cos \alpha$$

и на направление XX равную

$$T_x = T \sin \alpha.$$



Фиг. 70. Боковое действие силы на скользящее по плоскости тело.

Чем больше скорость v_y, тем меньше будет угол α и тем меньше следовательно будет проекция силы трения на последнее направление XX основного движения. С другой стороны, чем больше скорость уносящего движения v_x по сравнению со скоростью бокового сдвига v_y, тем больше будет угол α и тем следовательно легче передвинуть в сторону тело A.

В пределе, когда угол α становится равным прямому углу, проекция силы трения T_x на направление v_y бесконечно приближается к нулю, и следовательно при любой малой силе можно получить боковое движение тела A. Чем больше будет эта сила, тем соответственно больше будет боковая скорость v_y, но ускорение получит тело не по этому последнему направлению, а по направлению v равнодействующей силы.

Практически при наличии равномерного или переменного движения тела достаточно малейшего действия боковой силы, чтобы получить хотя бы медленный, но обязательный сдвиг тела в сторону. Этим и объясняются все вышеприведенные и другие подобные примеры, встречающиеся часто на практике.

Обратимся теперь к изучению коэфициента трения.

Коэфициент трения φ вообще является величиной весьма непостоянной. Для одного и того же тела и даже при одних и тех же условиях он может изменяться в процессе опыта на 2—3%, несмотря на все предосторожности. Последнее происходит вслед-

НТБ ДНУЖТ

ствие не поддающихся контролю изменений трущихся поверхностей по мере их износа.

В начале движения при трогании с места коэфициент трения значительно больше, чем в движении. Этот начальный коэфициент трения называют статическим, но правильнее его называть коэфициентом сцепления. Коэфициент скользящего трения называют динамическим. На величину этого последнего коэфициента имеет влияние ряд следующих причин.

1. Относительная скорость трущихся поверхностей: с увеличением скорости величина коэфициента падает, но не беспредельно.

2. Величина удельного давления между трущимися поверхностями влияет в обратном отношении до известных пределов: чем больше это давление, тем меньше коэфициент трения.

3. Твердость материала трущихся тел влияет, но не закономерно: для одних материалов с увеличением твердости коэфициент трения увеличивается, а для других— уменьшается.

4. При продолжительном процессе трения вначале некоторое время наблюдается уменьшение коэфициента трения.

5. Коэфициент трения зависит от рода материала, структуры его и химического состава трущихся тел.

6. На величину коэфициента трения влияет степень сухости трущихся поверхностей: чем поверхности суше, тем коэфициент трения выше, за исключением очень обильного смачивания поверхностей, а также за исключением случаев высоких скоростей скольжения порядка 30 *м/сек* и выше.

7. С увеличением температуры нагрева трущихся тел коэфициент трения почти не изменяется, иногда же немного увеличивается. Впрочем это относится лишь к чугуну по стали до температуры 600°.

8. При разнородных трущихся телах коэфициент трения меньше, чем при однородных телах.

Чтобы правильно понять природу трения и действие внешней силы его, необходимо проанализировать работу внутренних сил, возникающих между трущимися друг по другу поверхностями тел.

Так как поверхности тел, даже при самой тщательной и гладкой обработке их, все же никогда не бывают абсолютно гладкими, то при скольжении одного тела по другому вызывается трение. Оно обусловливается попаданием во многих местах трущихся поверхностей больших и маленьких вплоть до микроскопических возвышений одной поверхности в такие же углубления другой с проявлением сил молекулярного тяготения в местах наиболее близкого и тесного соприкосновения. При этом работа трения заключается в том, что указанные выступы различной величины и формы отрываются, сдвигаются, изгибаются, сминаются или упруго проскакивают один через другой, причем оторванные продолжают дальше размалываться, как в жерновах, пока не выйдут из зоны трущихся поверхностей. При этом затраченная на все указанные виды разрушения механическая работа превращается в эквивалентное количество теплоты, уносимой и рассеиваемой в окружающую среду.

После такого пояснения самой природы трения мы можем сказать, что сопротивление трения в сущности есть не что иное, как сопротивление изменения формы трущихся поверхностей, и сила трения зависит от всех видов деформаций и разрушения некоторого слоя на этих поверхностях. Поэтому, если силу трения выражают в виде произведения нормального давления X на коэфициент трения φ, то этот коэфициент оценивает следовательно все факторы, изменяющие упомянутую выше форму и строение трущихся поверхностей, и таким образом он является величиной, которая зависит от материала, скорости скольжения, от полноты прилегания обоих тел друг к другу, от распределения нормальных давлений по поверхности трения, от твердости, от упругих свойств трущихся тел и от многих других условий.

А если это так, то коэфициент трения φ надо рассматривать, как среднюю постоянную величину только для узко определенных условий, с изменением которых он изменяется.

Из этого следует, что данный или взятый коэфициент трения можно вводить в вычисления только в том случае, если он измерен и найден из таких опытов, которые в точ-

НТБ ДНУЖТ

ности соответствуют действительным производственным условиям, для которых производится данное вычисление.

Ввиду этого дальше (в § 27—31) разбираются подробно опыты различных авторитетных экспериментаторов по исследованию коэфициентов трения тормозных колодок, чтобы из них, как сказано, можно было выяснить по возможности точнее те коэфициенты, которые соответствуют различным случаям и обстоятельствам работы тормозов в условиях эксплуатации и чтобы в каждом индивидуальном случае можно было опираться на них.

б) Работа тормозной колодки

Мы знаем, что во время трения обычно появляется износ, если только нормальное давление скользящих друг по другу тел настолько велико, что воспринятое давление в маленьких выступах соприкасающихся поверхностей не может больше происходить эластично (упруго), и тогда наступает разрушение этих выступов путем раздавливания, сдвига или изгиба, т. е. совершается определенная механическая работа разрушения материала, поглощающая определенное количество переданной на колесо кинетической энергии поезда. Но поскольку эта работа происходит между тесно соприкасающимися поверхностями колеса и колодки, то она вызывает весьма интенсивное молекулярное движение на этих поверхностях, т. е. образование тепла, распространяющегося по всему объему окружающей массы колодки и бандажа и дальше с их поверхностей в окружающую среду. В общем весь процесс торможения состоит в том, что кинетическая энергия поезда превращается в конечном счете в тепло, которое благодаря теплопередаче рассеивается в окружающее пространство. Очевидно, что здесь законы трения имеют связь с законом теплопередачи, так как нельзя себе представить превращение кинетической энергии в эквивалентное количество тепла больше того количества, какое может данная трущаяся поверхность пропустить его в единицу времени, т. е. надо предположить в работе тормозной колодки некоторое термическое сопротивление, обусловливающее сопротивление трения ее, т. е. величину коэфициента трения.

Заметим, между прочим, что термическое сопротивление, равное разности температур, деленной на расход тепла, может быть аналогично электрическому сопротивлению, равному разности потенциалов, деленной на силу тока.

Исследование термического режима тормозной колодки и бандажа является интересным и важным, в особенности с введением высоких скоростей поездов, когда бандажи колес и тормозные колодки испытывают во время торможения чрезвычайно напряженную работу и большой нагрев.

При изучении этого вопроса с теоретической точки зрения мы должны обобщить понятия механической работы колодки и выделяющегося на поверхности трения тепла, причем первое надо выражать через второе и наоборот.

Будем учитывать возникновение тепла между трущимися поверхностями, предполагая как бы наличие там источника его, производительность которого WA, где W — мощность, развиваемая работой тормозной колодки, а A — термический эквивалент. Этот источник тепла расположен в виде трущихся поверхностей колодки и бандажа, находящихся в постоянном контакте, причем колодка работает своей полной рабочей поверхностью, а бандаж все время скользит по ней своей рабочей поверхностью. Величина W определяется секундной работой тангенциальной силы трения между колодкой и бандажом при данной скорости поезда, и эта механическая энергия превращается в тепло. Тормозная колодка и бандаж отчасти аккумулируют это тепло, а отчасти теряют его в окружающий воздух. Таким образом для расчета мы исходим из того соображения, что количество тепла Q, производимое в течение времени τ, должно быть равно количеству тепла Q', аккумулированному в колодке и бандаже, плюс количество тепла Q'', отданное в окружающую среду. В форме уравнения это выразится так:

$$Q = Q' + Q''. \tag{5}$$

Каждая тормозная колодка и каждый бандаж тормозного колеса во время продолжительного торможения имеют некоторую среднюю установившуюся температуру, зависящую от средней силы торможения.

НТБ ДНУЖТ

Температуру на поверхностях трения можно определить на практике термоэлементом, вложенным в гнездо, сделанное в трущейся поверхности колодки.

Для определения полной мощности трения одной тормозной колодки можно воспользоваться следующим уравнением:

$$W = Tv$$

или

$$W = \varphi X v, \tag{6}$$

где: W—секундная или часовая мощность трения колодки;

T—тангенциальная сила трения, равная $\varphi_к X$, где в свою очередь:

$\varphi_к$ —коэфициент трения колодки;

X—давление на одну колодку;

v—скорость поезда, что соответствует скорости трения, в *м/сек* или в *м/час*.

Представляет интерес коэфициент поглощения тепла самим тормозом. Этот коэфициент определяется временем, в течение которого достигается установившееся температурное состояние, или, вернее, он определяется скоростью нарастания температуры t,

$$\frac{dt}{d\tau}$$

где t—температура, а τ —время.

По уравнению (5) имеем:

$$Q = Q' + Q'',$$

где Q—приток всего тепла в единицу времени, а $Q' + Q''$ — его отвод путем аккумулирования в частях тормоза и рассеивания в воздух. Единственный источник тепла Q, как мы знаем, есть работа трения W, отнесенная к единице времени. Технической единицей механической энергии является килограммометр (*кгм*), а тепловой энергии—калория (*кал*). Между ними существует следующая зависимость:

$$1\ кгм = A = \frac{1}{427}\ кал.$$

Следовательно:

$$WA = W\frac{1}{427} = Q = Q' + Q''$$

или, подставляя сюда вместо мощности W значение ее из (6), получаем:

$$Q = \frac{1}{427}\varphi X v. \tag{7}$$

в) Температурный режим колодки и бандажа

Колесо вместе с крепко прижатой к нему тормозной колодкой мы можем рассматривать как одно тело весом G и полной поверхностью F. Это тело, как мы разобрали выше, нагревается изнутри источником тепла, представляющим собой результат превращения механической энергии трения в тепловую энергию, получая тепло от одной и той же контактной поверхности трения, но не в одинаковом количестве для бандажа и колодки. Это количество зависит от теплоемкости, веса и размеров площадей наружных охлаждающих поверхностей той и другой детали, а также и от разности температур этих деталей, с одной стороны, и окружающего воздуха—с другой. Вообще температуры колодки и бандажа разные, и только на общей поверхности трения их надо предполагать самую высокую общую одну и ту же температуру.

Примем для простоты, что окружающая температура $t = 0$. Пусть производительность указанного источника тепла $Q = \frac{W}{427}$ *кал/час*, где W—механическая часовая мощность силы трения, а $\frac{1}{427}$ — термический эквивалент работы в *кал/кгм*.

Во время этого нагревания колесо и колодка теряют часть получаемого ими тепла в окружающую среду. Пусть далее известна теплоемкость на единицу веса, которая для стального бандажа и чугунной колодки может быть принята приблизительно одина-

НТБ ДНУЖТ

ковой (0,12—0,14 *кал/кг*), и известен коэфициент теплоперехода β на охлаждаемых поверхностях бандажа и колодки, т. е. количество калорий тепла, переходящего с 1 $м^2$ поверхности в окружающий воздух в 1 час при разности температур поверхности и воздуха в 1°.

Решим следующую задачу: как повышается температура колодки и бандажа во время торможения, если предположить, что во всех точках их она быстро выравнивается благодаря малым размерам первой и постоянному вращению второго, непрерывно скользящего по источнику тепла, т. е. по площади трения колодки?

Введем следующие обозначения:

Q — общее количество тепла, выделяемое в единицу времени;
$Q_к$ — количество тепла, уходящее в сторону тормозной колодки в единицу времени;
$Q_б$ — количество тепла, уходящее в сторону бандажа в единицу времени;
$F_к$ — площадь охлаждаемой наружной поверхности тормозной колодки;
$F_б$ — площадь охлаждаемой наружной поверхности бандажа;
$G_к$ — вес тормозной колодки;
$G_б$ — вес бандажа;
c — теплоемкость материала колодки и бандажа;
$t_к$ — поверхностная температура колодки;
$t_б$ — поверхностная температура бандажа;
τ — длительность процесса;
β — коэфициент теплоперехода в *кал/м² час*°С (равный приблизительно 30);
φ — коэфициент трения колодки о бандаж;
X — сила нажатия колодки на бандаж;
v — скорость движения поезда в *м/час*.

Для упрощения решения задачи будем рассматривать бандаж колеса как бы не связанным с центром металлическими частями, а окруженным со всех сторон воздухом; следовательно отвод тепла к центру в этом случае заменяется отводом в окружающую среду. Это мы можем сделать, так как благодаря большой скорости колеса на ходу поезда и основательному вихрению воздуха у колесной пары, т. е. хорошей конвекции, коэфициент теплоотдачи от поверхности бандажа к воздуху будет приблизительно такой же, как и коэфициент теплопроводности непосредственно от бандажа по металлическому центру к ступице колеса.

Все тепло, выделяемое контактной поверхностью трения, распределяется в сторону колодки и в сторону бандажа в количестве $Q_к$ и $Q_б$, так что:

$$Q = Q_к + Q_б . \tag{8}$$

Отнесем этот тепловой процесс к элементу времени и составим уравнения теплопередачи отдельно для колодки и бандажа.

Для колодки имеем:

$$Q_к\, d\tau = cG_к\, dt_к + \beta F_к\, t_к\, d\tau.$$

Здесь в правой части первый член представляет собой тепло, аккумулированное внутри колодки, а второй член — тепло, отданное через охлаждаемую поверхность в окружающую среду.

Перепишем составленное уравнение в таком виде:

$$cG_к\, dt_к = (Q_к - \beta F_к\, t_к)\, d\tau$$

и разделим переменные $t_к$ и τ:

$$\frac{dt_к}{Q_к - \beta F_к\, t_к} = \frac{1}{cG_к}\, d\tau. \tag{8а}$$

Проинтегрируем это уравнение. Для левой части применим метод введения новой переменной, чтобы привести данный интеграл к простейшему виду.

Нам следовательно надо найти интеграл:

$$\int \frac{dt_к}{Q_к - \beta F_к\, t_к} \tag{8б}$$

НТБ ДНУЖТ

Полагаем

$$Q - \beta F_к t_к = z. \tag{8в}$$

Решаем это уравнение относительно $t_к$:

$$t_к = \frac{Q - z}{\beta F_к} = \frac{1}{\beta F_к}(Q - z).$$

Вычисляем $dt_к$:

$$dt_к = -\frac{1}{\beta F_к} dz. \tag{8г}$$

Подставим в (8б) вместо $dt_к$ значение его из (8г), а вместо $Q_к - \beta F_к t_к$ значение его из (8в) и решаем интеграл:

$$\frac{1}{-\beta F_к}\int \frac{dz}{z} = \frac{1}{-\beta F_к} \ln z + C.$$

Заменяя обратно z в полученном результате значением его из (8в), имеем:

$$\int \frac{dt_к}{Q_к - \beta F_к t_к} = \frac{1}{-\beta F_к} \ln (Q_к - \beta F_к t_к) + C_1.$$

Теперь, если проинтегрировать все уравнение (8), то получим:

$$\frac{1}{-\beta F_к} \ln (Q_к - \beta F_к t_к) + C_1 = \frac{1}{c G_к} \tau + C_2,$$

а, преобразовав его и введя вместо двух постоянных после перевода их в правую часть одно постоянное в форме $\ln k$, получаем:

$$\ln (Q_к - \beta F_к t_к) = -\frac{\beta F_к}{c G_к} \tau + \ln k. \tag{8д}$$

Для определения произвольной постоянной k примем такое начальное условие: в момент времени τ, равном нулю (начало торможения), температура t тоже равна нулю (колодка холодная). Следовательно:

$$\ln(Q_к - 0) = -0 + \ln k$$

или

$$\ln Q_к = \ln k, \text{ т. е. } Q_к = k.$$

Это значение подставляем в последнюю форму уравнения (8д):

$$\ln (Q_к - \beta F_к t_к) = -\frac{\beta F_к}{c G_к} \tau + \ln Q_к.$$

Потенцируя полученное уравнение, имеем:

$$\ln \frac{Q_к - \beta F_к t_к}{Q_к} = -\frac{\beta F_к}{c G_к} \tau$$

или

$$Q_к - \beta F_к t_к = Q_к e^{\frac{\beta F_к}{c G_к} \tau};$$

$$t_к = \frac{[Q}{\beta F_к}\left(1 - e^{-\frac{\beta F_к}{c G_к} \tau}\right). \tag{9}$$

Это и есть формула температуры колодки $t_к$ в функции времени τ.

Очевидно, что совершенно подобным образом мы получим формулу температуры бандажа, надо лишь в формуле (9) заменить индексы k индексами $б$:

$$t_б = \frac{Q_б}{\beta F_б}\left(1 - e^{\frac{\beta F_б}{c G_б} \tau}\right). \tag{10}$$

НТБ ДНУЖТ

Чем дольше происходит торможение, т. е. чем больше время τ, тем ближе к единице становится двучлен в скобках формул (9) и (10), следовательно температуры $t_к$ и $t_б$ колодки и бандажа стремятся к величинам $\frac{Q_к}{\beta F_к}$ и $\frac{Q_б}{\beta F_б}$ и если торможение будет продолжаться очень долго, то мы можем считать практически эти температуры установившимися, и никакой дальнейшей аккумуляции тепла в массах колодки и бандажа больше не будет происходить.

В этих случаях имеют место следующие равенства согласно выражениям (9) и (10):

$$\left.\begin{aligned} Q_к &= \beta F_к t_к ; \\ Q_б &= \beta F_б t_б ; \\ t_к &= \frac{Q_к}{\beta F_к}; \\ t_б &= \frac{Q_б}{\beta F_б}. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

Так как в формулах (9) и (10) члены $\frac{Q_к}{\beta F_к}$ и $\frac{Q_б}{\beta F_б}$ представляют собой согласно формуле (11) установившиеся максимальные температуры $t_к$ и $t_б$ колодки и бандажа при длительном торможении, то члены в скобках $\left(1 - e^{\frac{\beta F}{cG}\tau}\right)$ очевидно показывают, какие доли от этих максимальных температур достигнуты колодкой и бандажом ко времени τ. Эти доли являются, следовательно, функциями показателей

$$\frac{\beta}{c}\frac{F_к}{G_к}\tau \quad \text{и} \quad \frac{\beta}{c}\frac{F_б}{G_б}\tau.$$

Величины же:

$$\frac{\beta}{c}\frac{F_к}{G_к} \quad \text{и} \quad \frac{\beta}{c}\frac{F_б}{G_б},$$

входящие в эти показатели, представляют собой меру нагревания в единицу времени, т. е. быстроту нагревания колодки и бандажа во время торможения.

Заметим, что входящие в эти выражения отношения величин поверхностей к весам $\frac{F_к}{G_к}$ и $\frac{F_б}{G_б}$ в колодке и бандаже зависят от степени изношенности последних.

Посмотрим, как распределяется вырабатываемое тормозной колодкой тепло между ее массой и массой бандажа.

На практике при длительном торможении температура бандажа примерно в три раза меньше температуры колодки:

$$t_к = 3t_б ,$$

а по (8) имеем:

$$Q = Q_к + Q_б .$$

Тогда из (11) получаем:

$$t_к = \frac{Q_к}{\beta F_к} \quad \text{и} \quad t_б = \frac{1}{3}\, t_к = \frac{Q - Q_к}{\beta F_б} .$$

Разделив первое равенство на второе и сделав соответственные сокращения и приведения, получаем для колодки:

$$Q_к = Q\,\frac{3F_к}{3F_к + F_б}, \qquad (12)$$

а для бандажа:

$$Q_б = Q - Q_к ,$$

откуда в свою очередь согласно (9) находим температуру колодки:

$$t_к = \frac{3Q}{\beta\,(3F_к + F_б)}.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя же сюда вместо общего количества образующегося тепла Q его значение из (10), находим:

$$t_к = \frac{3}{427}\varphi X \frac{v}{\beta(3F_к + F_б)}, \tag{13}$$

а для бандажа:

$$t_б = \frac{1}{427}\varphi X \frac{v}{\beta(3F_к + F_б)}. \tag{14}$$

Такие примерно температуры принимают колодка и бандаж при длительном торможении.

Чтобы определить температуру колодки при коротком торможении по истечении времени τ, надо пользоваться формулой (9), а для бандажа—формулой (10), в которые необходимо подставить значения $Q_к$ и $Q_б$ из формулы (11), приняв во внимание значения Q из формулы (7).

Пример. Поезд следует под уклон со средней скоростью 30 *км/час* на тормозах. Средняя сила нажатия двух тормозных колодок на одно колесо 1000 *кг*. Коэфициент трения колодки о бандаж 0,12. До какой максимальной температуры могут нагреть я колодка и бандаж?

По формуле (11) нам требуется знать площади поверхности бандажа и колодки $F_к$.

Из чертежей альбома находим, что полная поверхность нового бандажа равна 0,120 $м^2$, а внешняя поверхность колодки равна 0,07 $м^2$, а так как у каждого колеса две тормозные колодки, то охлаждающая площадь обеих колодок равна 0,14 $м^2$.

Коэфициент теплопередачи β согласно опытным данным, приводимым в курсах «Теплопередача», примем равным 30 *кал/м²час* °С.

Подставляя в формулу (11) вместо символов цифры, имеем для колодки:

$$t_к = \frac{3 \cdot 0{,}12 \quad 1000 \cdot 30\,000}{427 \quad 30(3 \quad 0{,}14 + 1{,}25)} = 505°$$

и соответственно для бандажа по формуле:

$$t_б = \frac{505}{3} = 168°.$$

§ 26. Общие данные об опытах по исследованию коэфициентов трения тормозных колодок

а) Общие сведения об опытах

В основе всей работы тормоза лежит трение. Оно является поглотителем энергии движения.

Ввиду такого большого значения трения в тормозном деле оно должно быть изучено с теоретической и практической сторон во всей полноте. Без глубокого изучения этих вопросов нет шансов на успешный прогресс и знание тормозного дела.

Мы имеем много опытных данных о коэфициентах трения, о тормозных колодках и о коэфициентах сцепления колес с рельсами, но эти данные часто являются спорными ввиду противоречивых результатов у разных экспериментаторов, и вообще можно сказать, что область трения колодок и сцепления колес еще не окончательно изучена и выяснена. По этой причине не представляется возможным сделать общий окончательный вывод и установить точные цифры и данные, основываясь на результатах одного какого-нибудь опыта, тем более, что надо учитывать всякий раз особые условия, при которых производились опыты в разных местах и в разное время. Поэтому целесообразнее собрать все данные по каждому значительному опыту, чтобы можно было в них, когда нужно, найти те разнообразные условия, которые требуются для производственных целей.

По коэфициентам трения и сцепления имеются старые и новые исследования, например экспериментальное изучение законов сцепления колес с рельсами было начато

НТБ ДНУЖТ

еще в 1851 г. инж. Пуаре во Франции. Он производил опыты над вагоном, приводимым в движение паровозом.

Определением коэфициента трения скольжения по рельсам тормозных «коньков» (коньковые тормоза) занимался Боше в 1858 г. Спустя 20 лет—в 1878—1879 гг.—были произведены известные опыты Дугласа Гальтона в Англии на железной дороге Лондон — Брайтон—Южное побережье по поручению Английского общества инженеров-механиков.

Эти первые научно поставленные работы по исследованию коэфициентов трения и коэфициентов нажатия тормозных колодок долгое время служили единственным материалом для установления основных норм торможения. Материалы эти и в настоящее время не утратили своего значения. Однако главным их недостатком является отсутствие точных данных о коэфициенте сцепления колеса с рельсом.

В дальнейшем нам известны опыты А. Вихерта, описанные в журнале «Elektrische Bahnen» 15 марта 1927 г., а также опыты А. Е. Мюллера (Женева) на дорогах Готгард и Летшберг, описанные в журнале «Zentral blattfür den Elektrischen Zugbetrieb», февраль 1928 г. Те и другие относятся к изучению коэфициента сцепления колес с рельсами у электровозов.

С 1926 г. по настоящее время вопросом изучения трения тормозных колодок и сцепления колес с рельсами занимается в Германии (в Грюнвальдской тормозной лаборатории) специалист Мецков, который дал много нового материала. У него есть результаты, противоречащие результатам предыдущих экспериментаторов, например в отношении коэфициента сцепления колеса и рельса. Этот коэфициент по прежним данным является переменным в зависимости от скорости, а у Мецкова он оказался постоянным. Необходимо найти объяснение, почему так получилось.

Довольно глубоко исследован вопрос о коэфициентах трения и износа тормозных колодок в Америке, где в результате этих работ были созданы специальные типы тормозных колодок, удовлетворяющие в значительной степени условиям прочности, стойкости и хорошего коэфициента трения. В Америке весьма солидно поставлено дело производства и приемки тормозных колодок, которые изготовляются специальными заводами по выработанным рецептам, чертежам и инструкциям Междуштатной комиссии ARA; каждая партия колодок принимается с обязательной проверкой известного числа их на специальной машине по показателям коэфициентов трения, износа и крепости.

Большая исследовательская работа по изучению трения тормозных колодок проделана в Америке также Иллинойским университетом в Пардью. Результаты этой работы описаны в бюллетене университета от 6 июня 1933 г. авторами Эд. Ц. Шмидт и Г И. Шрадер (русский перевод «Трение железнодорожных тормозных колодок», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, вып. 33, Трансжелдориздат, 1937 г.).

б) Общая характеристика опытов, производившихся в разное время

К опытным данным о коэфициентах трения и сцепления надо относиться весьма осторожно. Уже то обстоятельство, что у разных экспериментаторов получались прежде и получаются теперь неодинаковые результаты, требует от нас внимательного изучения не только этих результатов, но и способов получения их. К сожалению не всегда указываются сорт чугуна тормозных колодок и стали бандажей, их химический состав, твердость, характер термической обработки, не всегда даются размеры рабочей площади трения, не делается исследование шлифов, не указываются структура металла, процент свободного графита в чугуне, обладающего смазывающими свойствами, и пр.

Мы можем с полной верой относиться к полученным цифрам и результатам каждого отдельного опыта, но, если мы не знаем точно о перечисленных выше условиях производства опытов в разное время, в разных странах и разными лицами, мы не можем делать из них общие результирующие выводы и не можем критиковать результаты, полученные одними экспериментаторами, пользуясь результатами опытов других.

Из последующего будет видно, что, несмотря на отсутствие единства методов производства опытов и исчерпывающей информации всех прямых и косвенных условий, все же полученные до сих пор материалы являются весьма поучительными и ценными для академических и практических целей.

РГБ ДНУЖТ

Из всех опытов и исследований, какие производились для изучения коэфициентов трения тормозных колодок, мы рассмотрим следующие, наиболее обширные и серьезные:

1) Дугласа Гальтона в 1878—1879 гг.; 2) Мецкова в 1925—1934 гг., 3) Иллинойского университета в Америке в 1932 г.и 4) НИИЖТ в 1936 г. Кроме того рассмотрим важнейшие опыты по сцеплению колес с рельсами: 5) Вихерта в 1922 г., Мюллера в 1923 г.; 6) Мецкова в 1934 г.

Общая характеристика всех этих опытов следующая.

Гальтон получил данные по трению колодок непосредственно из путевых опытов.

Мецков производил свои опыты на специальной машине трения, которая воспроизводила в малом масштабе работу тормозной колодки.

Иллинойский университет производил опыты на специальной машине больших размеров, ставя на ее вал натуральное вагонное колесо, которое тормозилось типовой колодкой, применяемой в эксплуатации.

НИИЖТ производил опыты с отдельным вагоном на опытном кольцевом пути.

Наиболее естественная обстановка была у Гальтона; наиболее искусственная—у Мецкова. Обстановка опытов Иллинойского университета занимала середину между теми и другими. Опыты НИИЖТ производились без точных измерительных приборов.

§ 27. Тормозные опыты Гальтона 1878—1879 гг.

Эти опыты были произведены в Англии капитаном Дугласом Гальтоном вместе с Дж. Вестингаузом. Эти лица задались целью определить коэфициенты трения между тормозными колодками и колесами, а также между колесами и рельсами при различных скоростях поезда и при различной продолжительности торможения. Им в этом помогало Лондонское общество инженеров-механиков, членом которого был Гальтон.

Железная дорога Лондон—Брайтон—Южное побережье предоставила в распоряжение экспериментаторов паровоз и вагон и оказывала содействие при производстве опытов.

В процессе опытов и после разработки опытных данных Гальтон сделал три доклада.

ПЕРВЫЙ ДОКЛАД ДУГЛАСА ГАЛЬТОНА

(сокращенный, 1878 г.)

Опыты производились на железной дороге Брайтон со специально приспособленным для этой цели вагоном, снабженным соответственными динамометрами и самопишущими приборами.

На фиг. 71 показан боковой вид такого вагона в разрезе. На нем гидравлический динамометр (мессдоза) *1* служил для измерения касательных сил *T* трения между колодками и колесами (один динамометр воспринимал силу трения всех четырех колодок на одной паре колес); динамометр *2* определял усилия *X*, которыми колодки прижимались к колесам; динамометр *3* служил для определения сопротивления *W* движению вагона; динамометром *4* измерялась нагрузка, приходящаяся на нетормозные колеса. Нагрузка на обе оси распределялась следующим образом:

На нетормозную ось	. 4 000 *кг*
» тормозную ось	. 4 250 »
Всего	8 250 *кг*

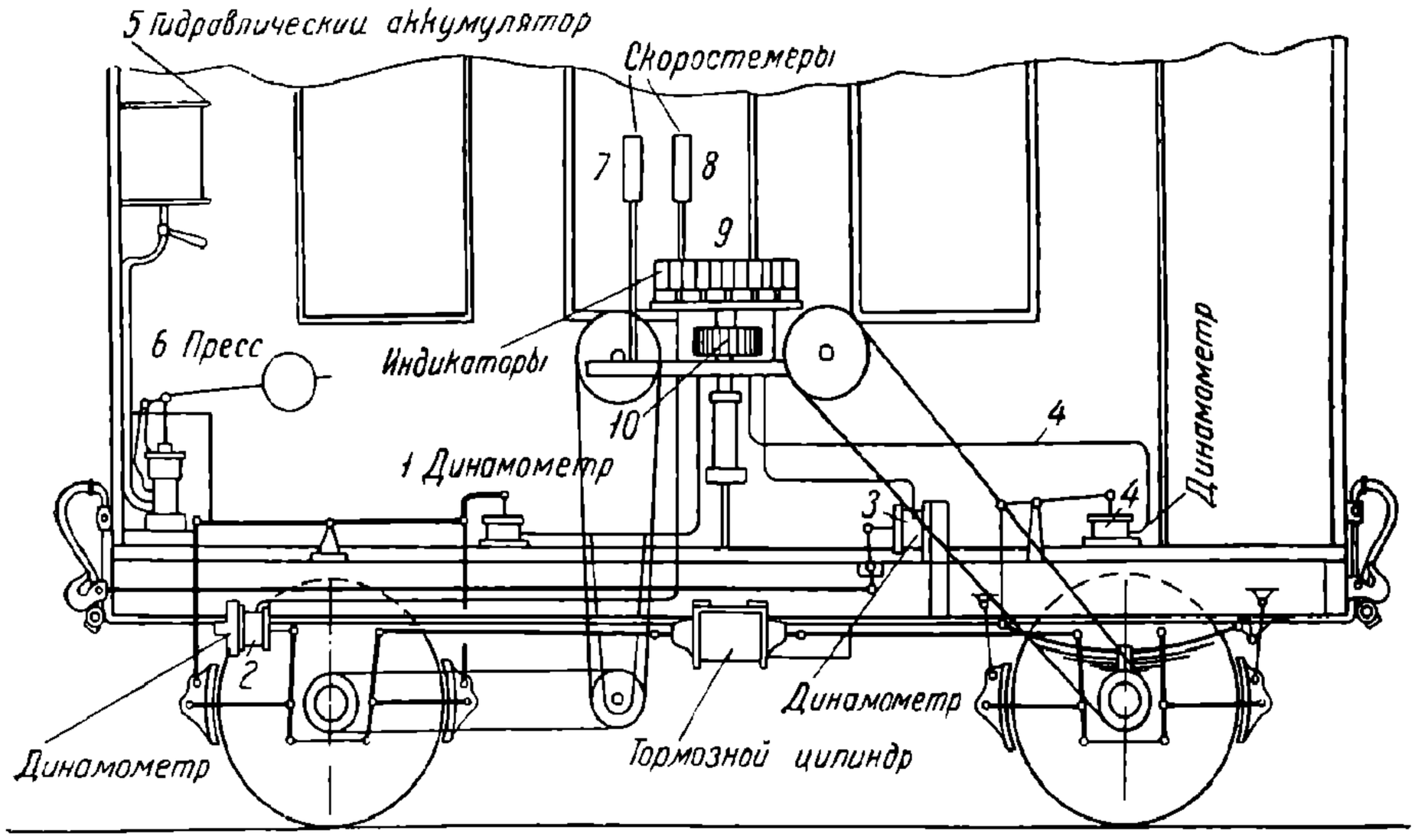
Принцип действия динамометров заключался в том, что подлежащие измерению усилия передавались на поршень гидравлического цилиндра динамометра; давление воды в этом цилиндре измерялось соответственным индикатором, соединенным с ним трубкой *4*.

Динамометр (фиг. 72) состоит из водонепроницаемого поршня *1*, уплотненного резиновой диафрагмой *2*, и цилиндрического сосуда *3*, в котором помещается питательный клапан *5*, преграждающий доступ в цилиндр воде от аккумулятора с высоким давлением. Как только количество воды под поршнем *1* почему-либо уменьшится, например вследствие утечек, то поршень *1* надавливает на клапан *5*, благодаря чему пополняются

НТБ ДНУЖТ

утечки. При таком устройстве все индикаторы работали непрерывно и как угодно долго без перебоев и без ухода за ними.

Аккумулятор помещался в измерительном вагоне (фиг. 71). Давление в аккумуляторе поддерживалось особым прессом *6*.



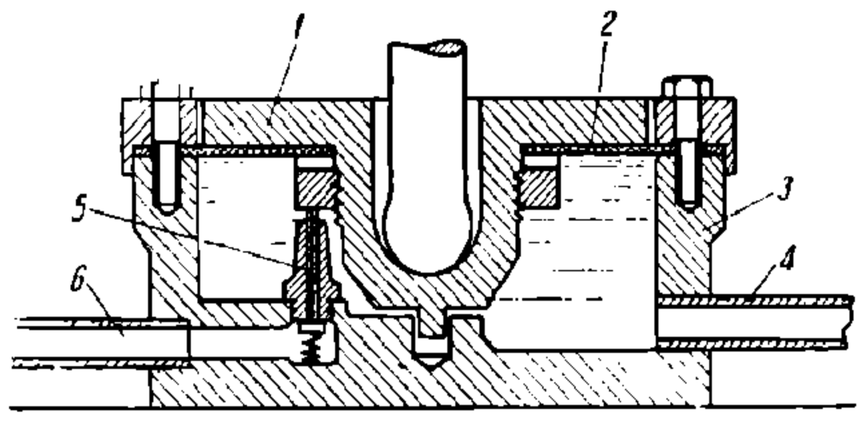
Фиг. 71. Измерительный вагон Гальтона.

Во время опытов тормозилась только одна ось; скорость вращения ее и внезапная остановка при заклинивании указывались особым скоростемером *7*; показания последнего сопоставлялись с постоянно действующим скоростемером *8* от нетормозной оси.

Индикаторы *9* помещались на столе. Вращения их барабанов достигались при помощи водяного и часового механизмов (тяжелый груз *10* с нырялом).

Опыты производились в округе Брайтон. В первый день погода была сухая, во второй ветренная, в третий—хорошая, но с перепадающим дождем.

В первом докладе, сделанном после первого цикла опытов, были даны лишь некоторые выводы, например, что сопротивление вагона движению больше при торможении без скольжения колес (без юза), чем в случае скольжения, что при постоянной величине нажатия колодок трения между колодками и колесами, а следовательно и тормозное усилие, возрастают по мере уменьшения скорости хода и др.



Фиг. 72. Динамометр Гальтона.

Уже на основании этих первых опытов был сделан вывод, что ни один из употребляемых тогда непрерывных тормозов не удовлетворял вновь выявленным весьма существенным условиям.

ВТОРОЙ ДОКЛАД ДУГЛАСА ГАЛЬТОНА

(сокращенный, 1879 г.)

Испытания, о которых было доложено в первом докладе обществу на парижском съезде, впоследствии продолжались, причем полученный практический материал был подвергнут весьма подробному изучению.

Тормозные колодки применялись чугунные за исключением одного, особо оговоренного случая, когда колодки применялись железные. Для опытов употреблялись колодки длиной 305 *мм* и шириной 76 *мм*, т. е. площадью 232 *см*^{2}.

Опыты, произведенные на железной дороге Брайтон с паровозом и одним вагоном, впоследствии были дополнены испытаниями на Северо-Восточной ж. д. с поездом, состоявшим из 12 вагонов, оборудованных тормозами Вестингауза, и с таким же поездом, оборудованным вакуумтормозами Смита-Гарди.

НТБ ДНУЖТ

Опыты на железной дороге Брайтон могут быть подразделены следующим образом: одни из них производились при постоянной скорости движения, другие — при движении по инерции, т. е. по достижении определенной скорости хода вагон отцеплялся от паровоза и останавливался действием тормоза. В последнем случае измерительные аппараты включались автоматически в момент отцепки вагона от паровоза.

Опыты, произведенные при различных условиях торможения, приводят к следующим заключениям:

1. До тех пор, пока колеса вращаются, замедление хода поезда есть функция силы трения колодок о колеса.

2. С момента, когда колеса начинают скользить по рельсам, замедление хода поезда есть функция силы трения между скользящими колесами и рельсами.

Дальше в докладе анализируются результаты опытов в следующем порядке:

1. Коэфициенты трения между тормозными колодками и колесами.
2. Коэфициенты трения между колесами и рельсами при юзе.
3. Сопротивление движению заторможенного поезда.
4. Нажатие колодок при различных скоростях движения.
5. Значение быстроты нажатия колодок на колеса.

Все эти пункты рассматриваются в общей и заключительной форме в третьем докладе Дугласа Гальтона, который приводится ниже. Этот последний мы используем для сводки важнейших результатов опытов и получения выводов из них.

ТРЕТИЙ ДОКЛАД ДУГЛАСА ГАЛЬТОНА

а) Потеря тормозной силы при заклинивании колес

Путем непосредственных опытов было установлено, что тормозной эффект в случае скольжения колес по рельсам значительно меньше, чем при торможении таким усилием, которое близко к границе, вызывающей скольжение колес.

Фиг. 73. Диаграмма торможения при движении по инерции с заклиниванием колес на середине тормозного пути.

Прилагаемые ниже копии двух снятых во время опытов диаграмм (фиг. 73 и 74) весьма ясно показывают разницу тормозного эффекта в том и другом случаях. Эти диаграммы относятся к опытам с одним вагоном, отцепляемым от паровоза на ходу.

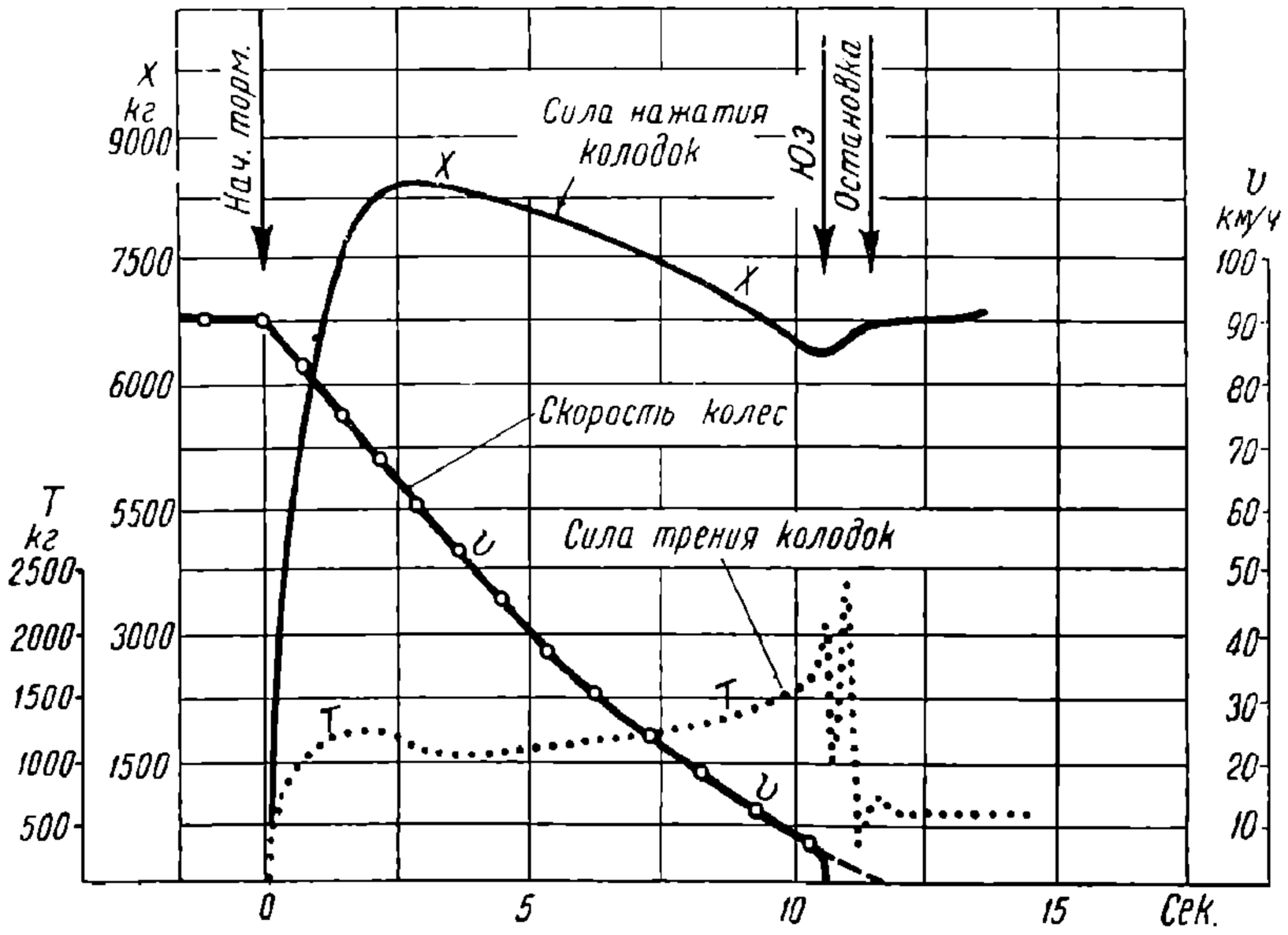
Кривые vv_0 показывают скорости на ободах колес, выраженные в *км/час*. Там, где эти кривые указаны пунктиром, v означает, что тормозные колеса перестали вращаться, а вращаются только нетормозные колеса. Кривые XX представляют силы на-

НТБ ДНУЖТ

жатия в килограммах четырех колодок на одну пару колес. Кривые *TT* показывают сумму сил трения четырех колодок в килограммах.

Расчеты показывают, что трение между колесами и рельсами в случае скольжения их, не выше $^1/_3$ силы трения, развивающегося между колодками и бандажами до начала скольжения колес, когда последние еще вращаются.

Это также видно из фиг. 73 (кривая *TT*). Сравнивая диаграммы фиг. 73 и 74 между собой, мы видим, что эффективность тормоза значительно выше во втором случае, когда все торможение было проведено без юза (за исключением момента перед самой остановкой). Несмотря на большую скорость движения поезда, остановка вагона произошла скорее на 3,5 сек., следовательно и тормозной путь был короче. Последнее видно из площадей фигур, очерченных кривыми *vv* на обеих диаграммах.



Фиг. 74. Диаграмма торможения при движении по инерции без заклинивания колес.

Внезапные подъемы и пилообразные места кривых объясняются гидравлическими ударами в индикаторах при резких изменениях силы трения или при неспокойном состоянии скользящего колеса, в особенности при малых скоростях, когда возникает заедание трущихся поверхностей и сильно повышается коэфициент трения.

б) Влияние скорости на коэфициент трения

Дальше было обнаружено интересное явление, что коэфициент трения между колодками и колесами изменяется обратно пропорционально скорости хода поезда.

Табл. 1 дает на основании средних выводов большого количества опытов значения коэфициентов трения в зависимости от скорости.

На фиг. 76 представлена копия снятой на опыте диаграммы, показывающая изменение силы трения при одной и той же силе нажатия колодок, но при изменяющейся скорости останавливающегося вагона. При рассматривании этой диаграммы надо принять во внимание, что по мере уменьшения скорости хода коэфициент трения увеличивается, но, с другой стороны, он вначале уменьшается вследствие продолжительности торможения. Последнее иногда превышает увеличение того же коэфициента от уменьшения скорости хода. Это явление рассматривается ниже.

Наряду с исследованием коэфициентов трения тормозных колодок Гальтон исследовал и скольжение колес по рельсам.

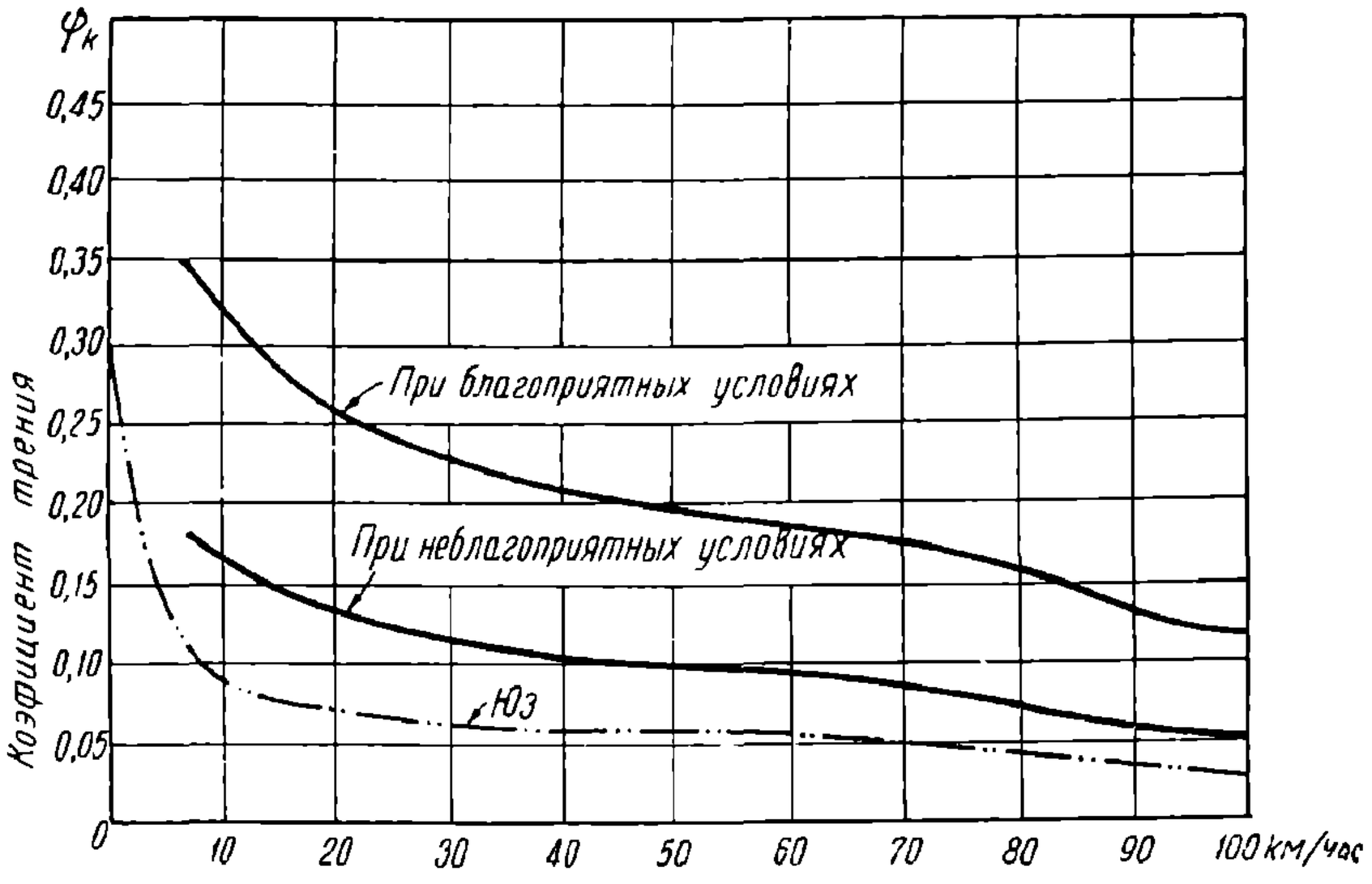
Табл. 2 дает приблизительный коэфициент трения скользящего колеса по стальным и железным рельсам.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 1

Коэфициенты трения между тормозными колодками и бандажами в функции скорости

№ по пор.	Скорость хода		Коэфициент трения		
			пределы		средние
	в *км/час*	в *м/сек*	max	min	
1	100	27,78	0,115	0,057	0,086
2	90	25,00	0,138	0,060	0,099
3	80	22,22	0,153	0,079	0,116
4	70	19,44	0,174	0,082	0,128
5	60	16,67	0,188	0,087	0,137
6	50	13,89	0,196	0,095	0,145
7	40	11,11	0,205	0,108	0,156
8	30	8,31	0,230	0,115	0,172
9	20	5,55	0,270	0,140	0,205
10	10	2,78	0,307	0,165	0,236
11	едва заметна	—	—	—	0,330



Фиг. 75. Диаграмма коэфициентов трения чугунных колодок о стальные бандажи.

Таблица 2

Коэфициенты трения между скользящими колесами и рельсами

Скорость хода в *км/час*	Коэфициент трения	
	стальной бандаж по стальному рельсу	стальной бандаж по железному рельсу
Перед самой остановкой	0,242	0,247
10	0,088	0,095
22	0,072	0,073
44	0,070	—
55	0,065	0,070
65	0,057	—
76	0,040	0,060
87	0,038	—
96	0,027	—

НТБ ДНУЖТ

Эти коэфициенты трения колеса по рельсу при юзе изображены на диаграмме фиг. 75.

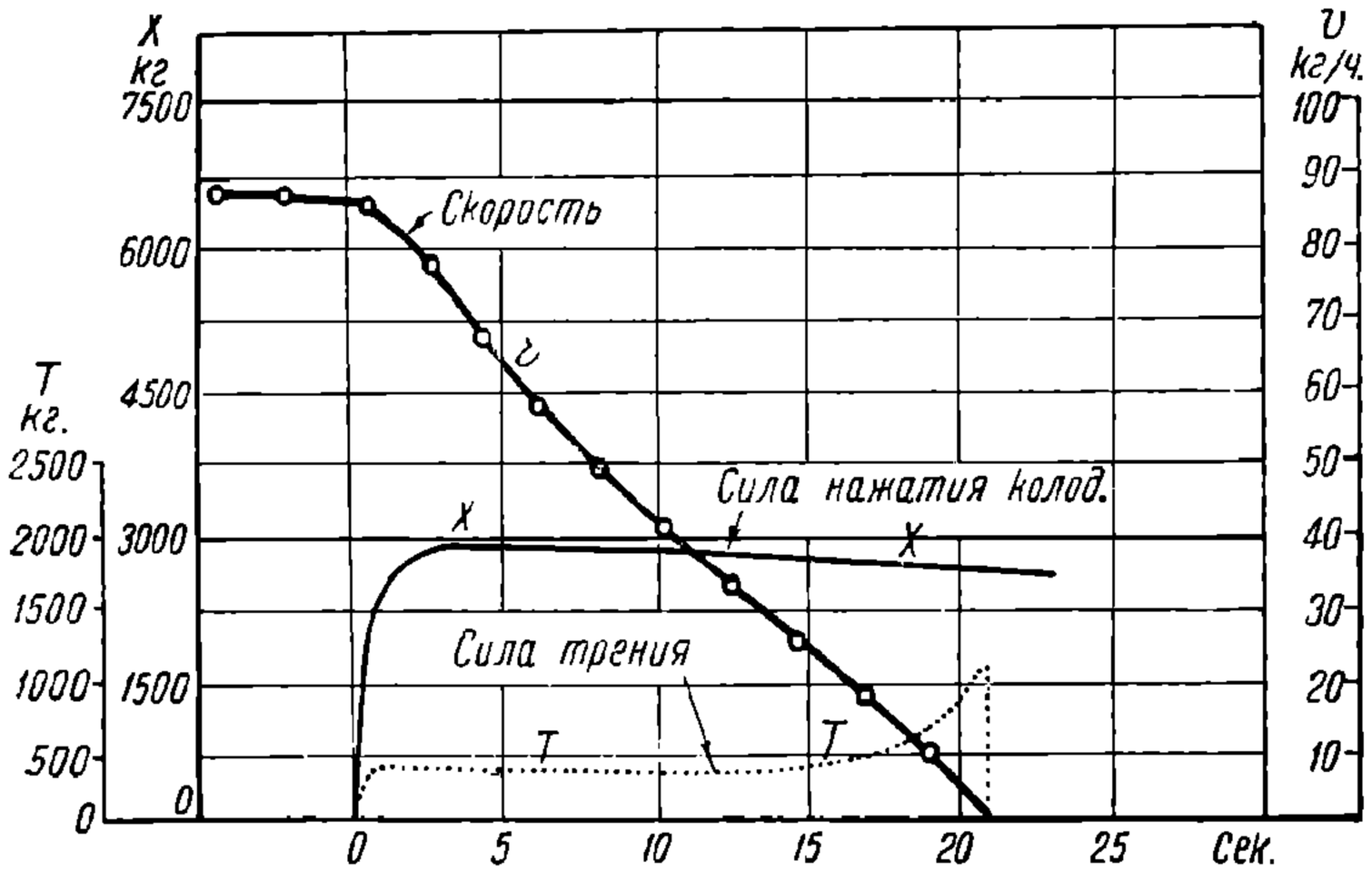
Несколько опытов было поставлено с железными тормозными колодками.

В табл. 3 приведены данные, полученные из опытов с железными колодками.

Таблица 3

Коэфициент трения железных колодок по стальным бандажам

Скорость хода в *км/час*	Коэфициент трения		
	в начале опыта (первые 3 сек.)	промежуток с 5 до 7 сек.	с 12 до 16 сек.
77	0,110	—	—
50	0,129	0,11	0,099
29	0,170	—	—



Фиг. 76. Диаграмма силы трения при постоянной силе нажатия колодок и понижающейся скорости.

Железные колодки работали неудовлетворительно. Поверхности трения оказались сильно поврежденными; кроме того при торможении вследствие заеданий поверхностей колодок наблюдались толчки, угрожавшие порчей измерительных приборов внутри вагона.

в) Влияние продолжительности торможения на коэфициент трения

Выше было указано, что коэфициент трения зависит от скорости скольжения. Однако в этом заключается некоторая неточность в виде исключения, ибо опыты, в которых скорость поддерживалась равномерной, все же показали, что трение колодок о колеса вследствие продолжительности торможения уменьшается при постоянной силе нажатия их. Можно сказать, что при любой постоянной скорости тормозной эффект вначале некоторое время падает. Это подтверждается одной из многочисленных диаграмм, изображенной на фиг. 77.

Это уменьшение коэфициента трения вследствие продолжительности торможения в значительной степени усложняет вопрос изучения законов трения. Зависимость силы трения от продолжительности торможения была установлена только для случая чугунных колодок и стальных бандажей.

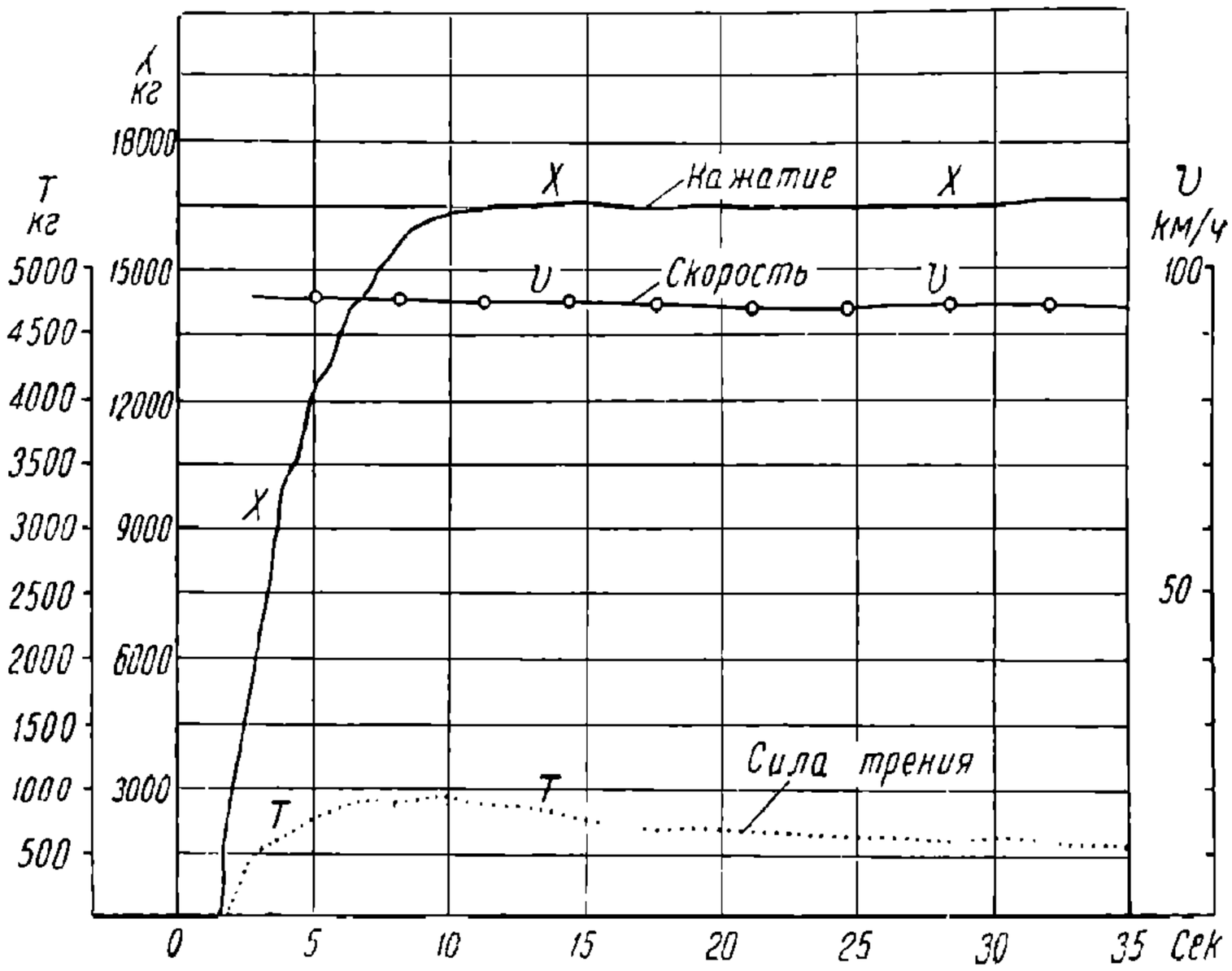
В табл. 4 приводятся данные, касающиеся этого уменьшения коэфициента трения.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 4

Зависимость коэфициента трения от продолжительности торможения

Скорость хода в *км/час*	Коэфициент трения				
	начало опыта	по истечении			
		5 сек.	10 сек.	15 сек.	20 сек.
30	0,185	0,152	0,133	0,116	0,100
40	0,170	0,130	0,119	0,081	0,072
60	0,152	0,096	0,083	0,069	—
75	0,132	0,080	0,070	—	—
96	0,072	0,063	0,058	—	—



Фиг. 77. Диаграмма коэфициентов трения в зависимости от продолжительности трения.

г) Влияние материала колодок и погоды на коэфициент трения

Из дальнейших опытов оказалось, что коэфициент трения находится в зависимости от рода материала колодок и от состояния погоды.

д) Поездные опыты не могут быть свободны от погрешностей

Опыты производились в поездах, условия хода которых неизбежно постоянно меняются; вследствие этого всегда имеются налицо не поддающиеся учету погрешности.

Ввиду этих обстоятельств не представляется возможным вывести строгого закона изменения коэфициента трения в зависимости от изменения скорости хода поезда.

е) Влияние величины сцепления колес с рельсами на замедляющий эффект тормоза

Одновременно с фактом зависимости коэфициента трения тормозных колодок от разных причин было найдено, что коэфициент сцепления колес с рельсами есть величина практически постоянная, но он изменяется в зависимости от материала рельсов и состояния их; рельсы могут быть сухими, мокрыми или посыпанными песком[1].

[1] Необходимо заметить, что состояние рельсов почти полностью передается состоянию колес, а от этих последних — состоянию тормозных колодок. Поэтому, если коэфициент сцепления колеса с рельсом уменьшается при влажной погоде, то одновременно уменьшается также и коэфициент трения колодки по бандажу колеса.

НТБ ДНУЖТ

Было установлено, что при сухих рельсах коэфициент сцепления колес в общем превышает 0,20. В некоторых случаях он доходит до 0,25 или даже выше. При малой скорости, когда волна воздуха от вращения колес не сдувает песок с рельсов, коэфициент сцепления возрастает до 0,35, а иногда превышает 0,40.

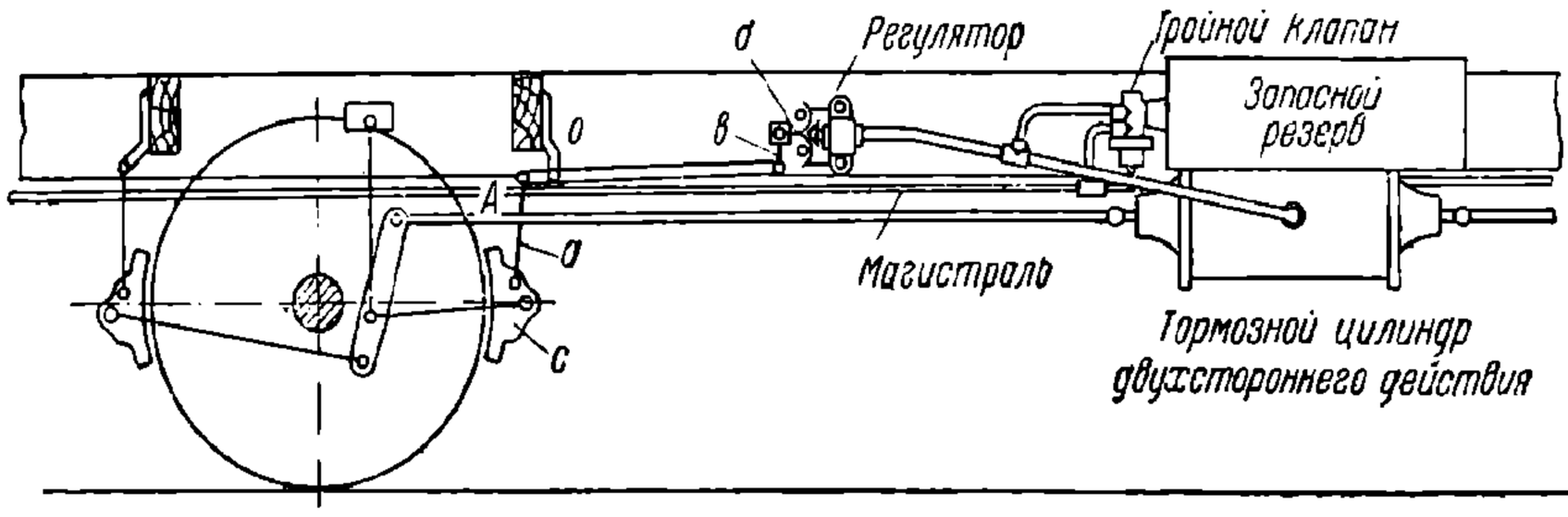
Наибольший тормозной эффект получается при условии, что трение между колодками и колесами почти равняется сцеплению колес с рельсами. Как только трение между колодками и колесами превышает сцепление колес, последние начинают скользить.

Уже раньше было показано, что для получения одинакового тормозного эффекта нажатие колодок при больших скоростях должно быть больше, чем при малых. Для этого на опытах пробовали применять автоматический регулятор нажатия колодок.

ж) Регулятор нажатия колодок

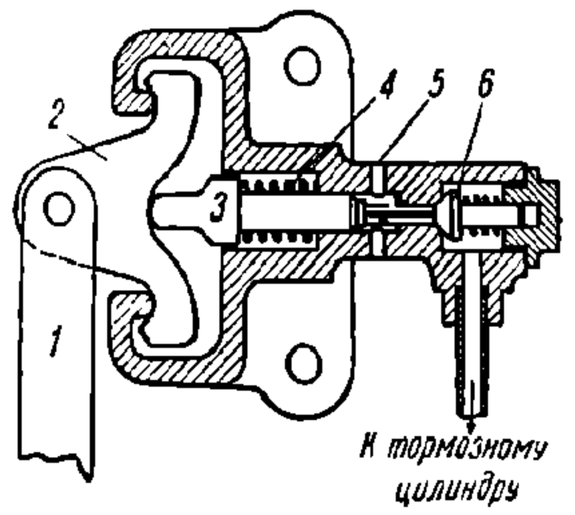
С целью уменьшения нажатия колодок по мере убывания скорости Дж. Вестингаузом был применен на описанных выше опытах в 1879 г. особый редукционный клапан.

Сконструированный Вестингаузом клапан был сочленен с одной из тормозных колодок (фиг. 78) посредством рычага *AOB* с поводком *b* и подвеской *a*. Если сила трения



Фиг. 78. Регулятор нажатия колодок системы Вестингауза, 1879 г.

колодки *c* во время торможения становится больше определенной величины, после чего могло бы наступить заклинивание и скольжение колес, то подвеска *a*, передавая эту силу на короткий конец *A* рычага, заставляет длинный конец его *B* отклониться вверх или вниз в зависимости от направления движения вагона и отклонить ручку *d* выпускного клапана из среднего положения. Эта ручка удерживается в среднем устойчивом положении пружиной *4* определенной силы, как показано на фиг. 79. Сила этой пружины и длины плеч *AO* и *BO* рычага рассчитаны так, чтобы клапан открывался и выпускал воздух из тормозного цилиндра лишь в том случае, когда сила трения колодки *c* достигает установленной величины. Эта величина, как известно, должна быть лишь немного меньше величины силы сцепления колеса с рельсом. Регулятор связан трубкой с тормозным цилиндром.



Фиг. 79. Клапан регулятора нажатия колодок.

Регулирующий клапан следовательно устроен так, что он не допускает скольжения колес при торможении, так как он выпускает воздух из тормозного цилиндра раньше, чем сила трения достигнет опасной границы. Заряжая тормозную сеть и запасные резервуары высоким давлением, можно создавать при высоких скоростях достаточно сильное нажатие колодок и сильное торможение, которое будет дальше само собой поддерживаться на одной высоте путем снижения давления в тормозном цилиндре по мере уменьшения скорости и увеличения вследствие этого коэфициента трения.

НТБ ДНУЖТ

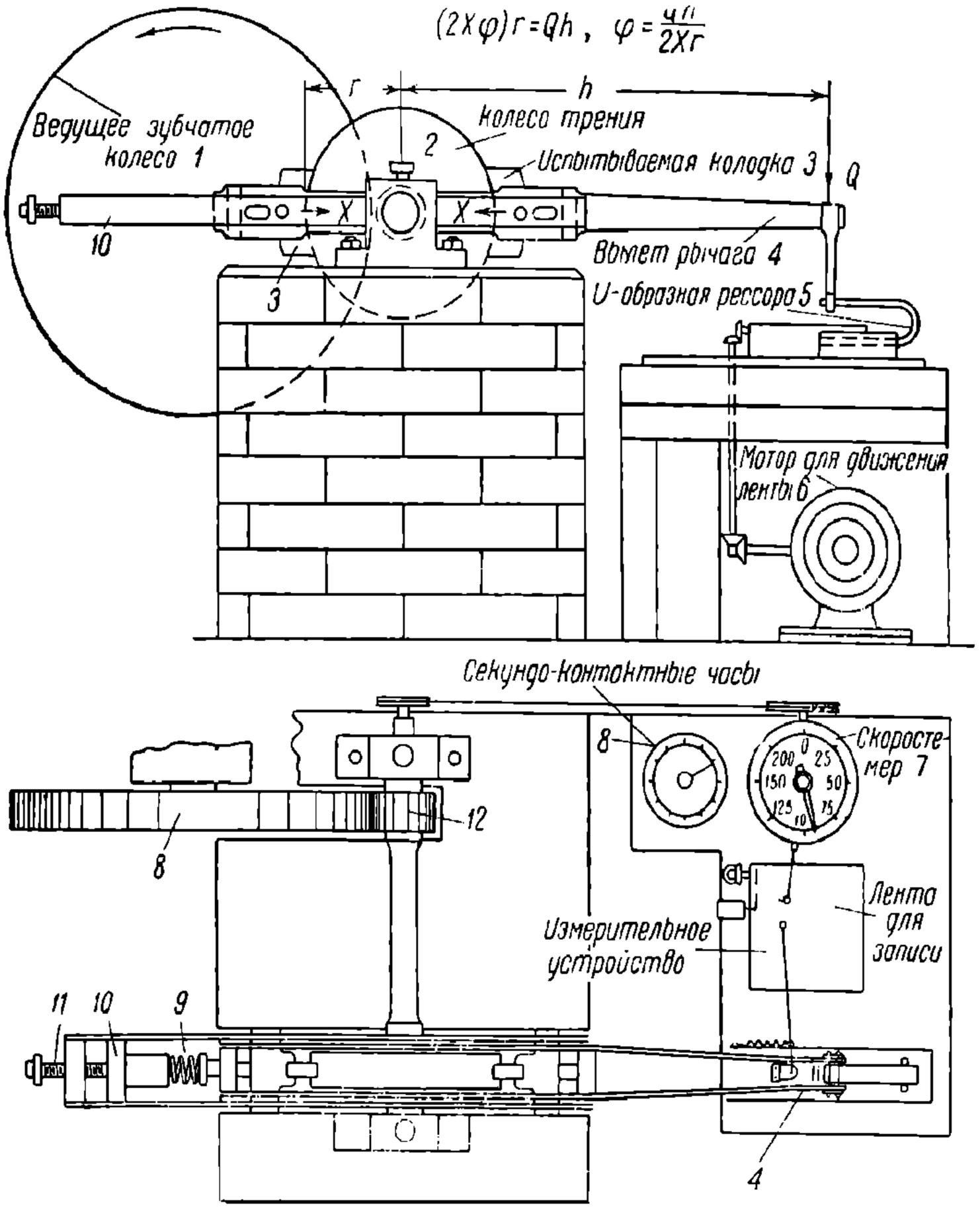
§ 28. Опыты Мецкова по определению коэфициента трения тормозных колодок

а) Постановка опытов

Первые опыты Мецкова по исследованию коэфициентов трения были опубликованы 1 апреля 1925 г. в журнале «Glasers Annalen», затем в декабре 1926 г. в том же журнале.

Сообщаемые в этих журналах результаты по заявлению автора являются средними из по крайней мере 1 500 опытов.

Опыты производились в тормозной лаборатории в Грюнвальде (Германия) на специальной испытательной машине трения (фиг. 80). Она состоит из фрикционного колеса



Фиг. 80. Машина трения системы Мецкова для испытания маленьких тормозных колодок.

диаметром 300 *мм*, изготовленного из бандажной стали. Опытные тормозные колодки *3—3* по своей величине пропорциональны диаметру колеса.

Эти колодки изготовлялись из внутренней части больших тормозных колодок с целью получения однородного материала. Испытывались на колесе сразу две диаметрально расположенные колодки, заправленные в специальное коромысло *4—10*, в котором они одновременно нажимаются одной пружиной *9*, т. е. нажатие одной колодки вызывает соответственно равное нажатие другой. Коромысло, свободно вращающееся на оси, длинным концом своим *4* упирается на рессору *5* самопишущего прибора. Таким образом, предусмотрена непосредственная передача силы на прибор без потери ее с точной записью на ленте в функции времени и скорости, чего нельзя достигнуть, если применять мессдозы со сложными передачами посредством жидкости и трубок, подводимых к индикаторным приборам, как это мы видели в опытах Гальтона. Рессора, воспринимающая давление конца рычага *4*, имеет U-образную форму; прогиб ее пере-

НТБ ДНУЖТ

дается посредством простейшей передачи на пишущий рычаг. Последний снабжен соответствующим колеблющимся маятником для поглощения колебаний, возникающих вследствие явлений резонанса.

На конце пишущего рычага заправлено чернильное перо, которое производит записи на ленте, движущейся со скоростью 20 *мм/сек*. На этой же ленте отмечаются марки времени каждые 2 сек. Одновременно записывается окружная скорость колеса трения при помощи известного скоростемера «Deuta».

Подсчет опытных данных результатов трения по записям прибора производится согласно следующему равенству:

$$2X\varphi r = Qh; \qquad \varphi = \frac{Q\,h}{2X\,r},$$

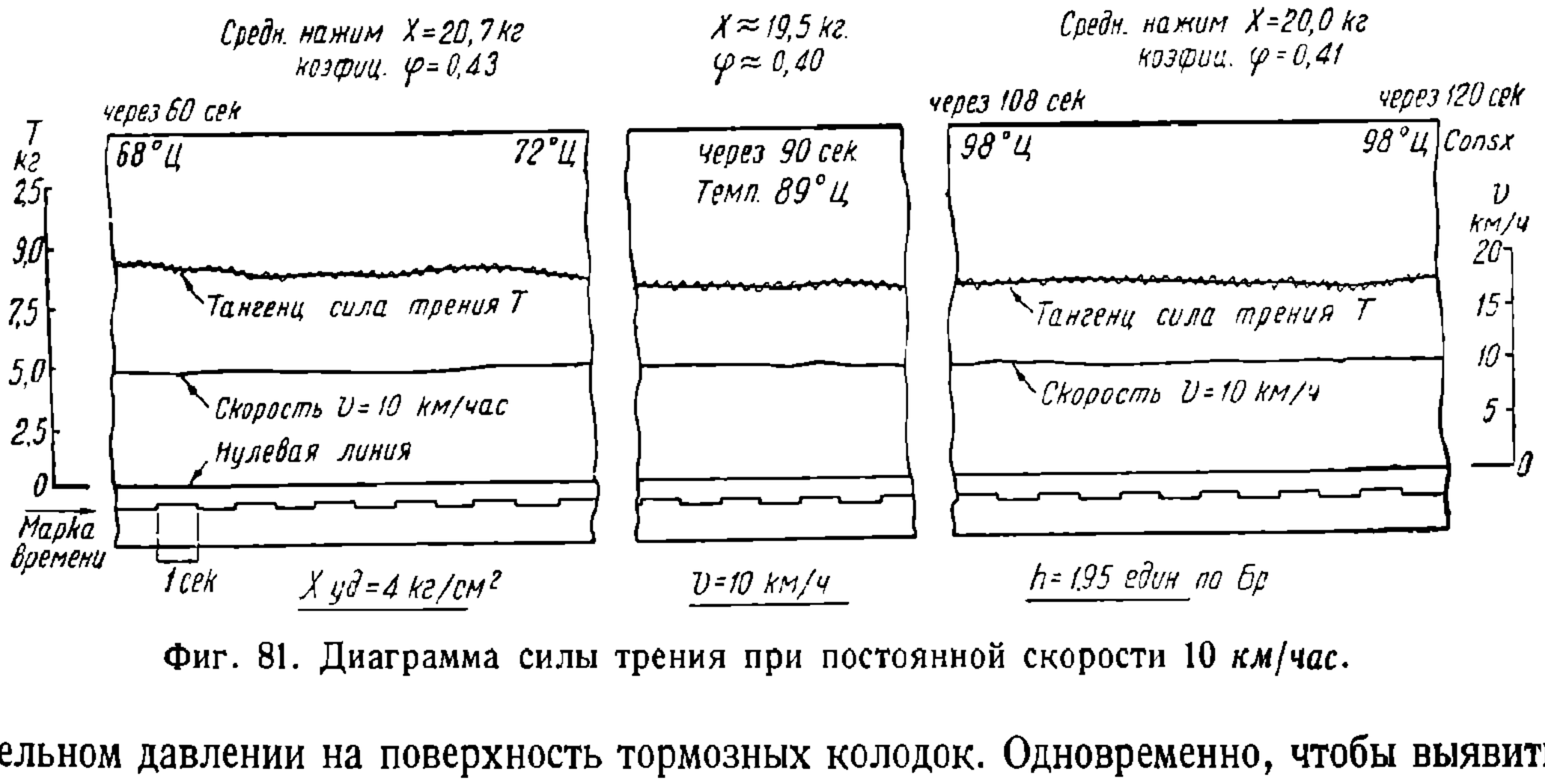
где: X — сила нажатия пружины *9* на тормозные колодки *3*;
r — радиус колеса трения *2*;
Q — сила, передаваемая рессорой *5* пишущему перу;
h — длина передаточного рычага *4* от центра колеса трения;
φ — коэфициент трения.

Испытываемые колодки всегда применялись из одинакового материала, что определялось рядом проб.

Ниже описываются результаты испытаний, полученные на этой машине, выясняющие влияние следующих факторов на величину коэфициента трения: скорости от нуля до 150 *км/час*, удельного давления от 4 до 12 *кг/см*^{2}, твердости чугуна тормозных колодок от 198 до 240 единиц по Бринелю, температуры и влажности.

б) Влияние скорости, давления и твердости на величину коэфициента трения

На фиг. 81—84 представлены только выдержки из оригинальных диаграмм ввиду большой длины последних. Продолжительность отдельных испытаний колебалась от 2 мин. до 10 сек. При этом определялось основное влияние скорости при постоянном



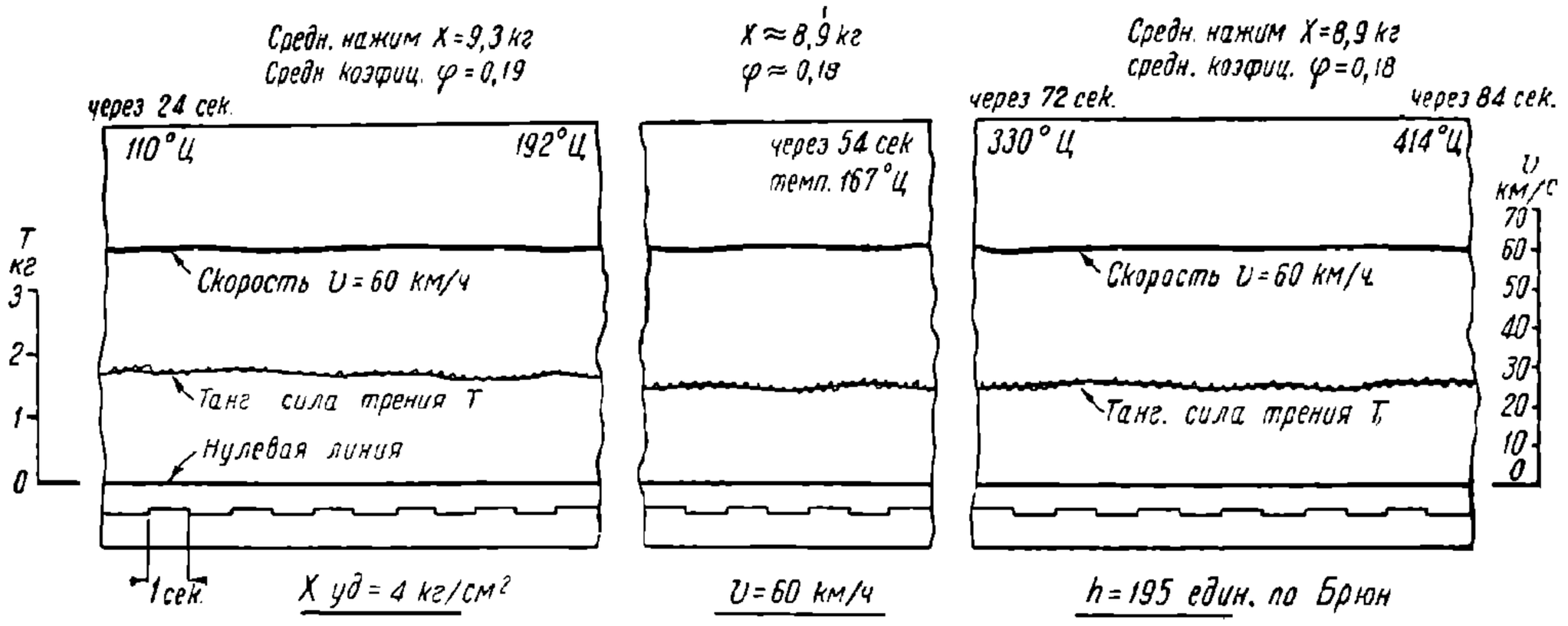
Фиг. 81. Диаграмма силы трения при постоянной скорости 10 *км/час*.

удельном давлении на поверхность тормозных колодок. Одновременно, чтобы выявить влияние удельного давления, сняты диаграммы с различными удельными давлениями. В этих последних случаях общее внешнее нажатие на колодки было одинаковое, и только величина площади трения колодки подгонялась так, чтобы удельное давление было в одном случае 4 *кг/см*^{2}, а в другом—6,9 и 12 *кг/см*^{2}.

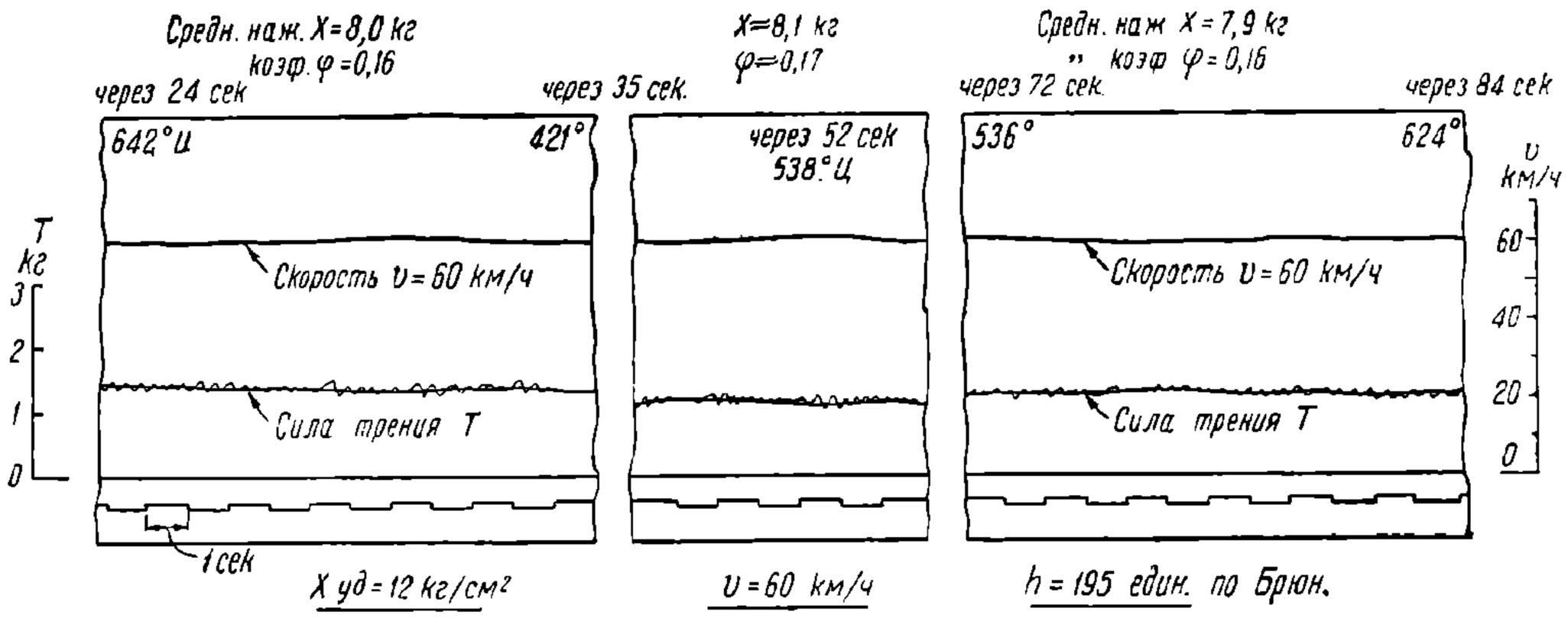
Для определения коэфициента трения при скоростях, близких к нулю, производились опыты при свободном движении по инерции. Диаграмма одного из таких опытов показана на фиг. 85.

Очень интересен и важен тот факт, что коэфициент трения при повышении удельного давления, как правило, понижается. Из этого мы можем сделать ценный вывод, что применение очень высокого у д е л ь н о г о нажатия тормозных колодок нецелесообразно.

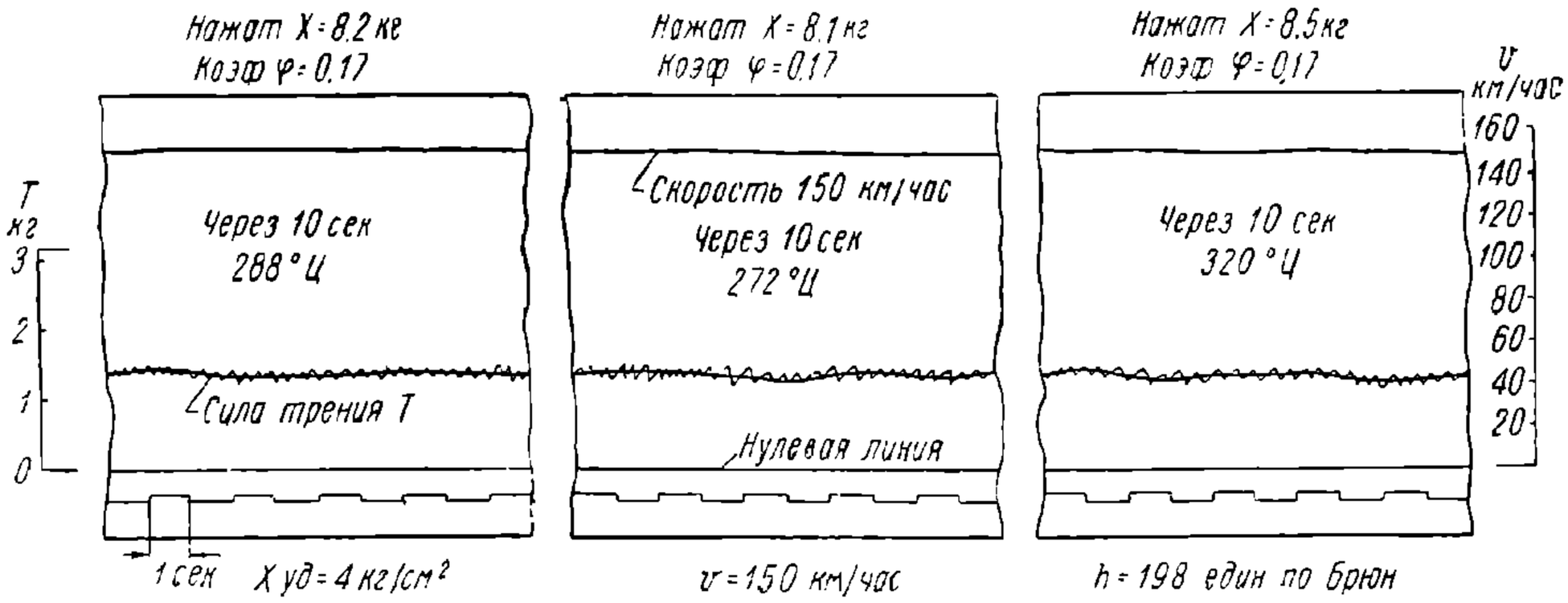
НТБ ДНУЖТ



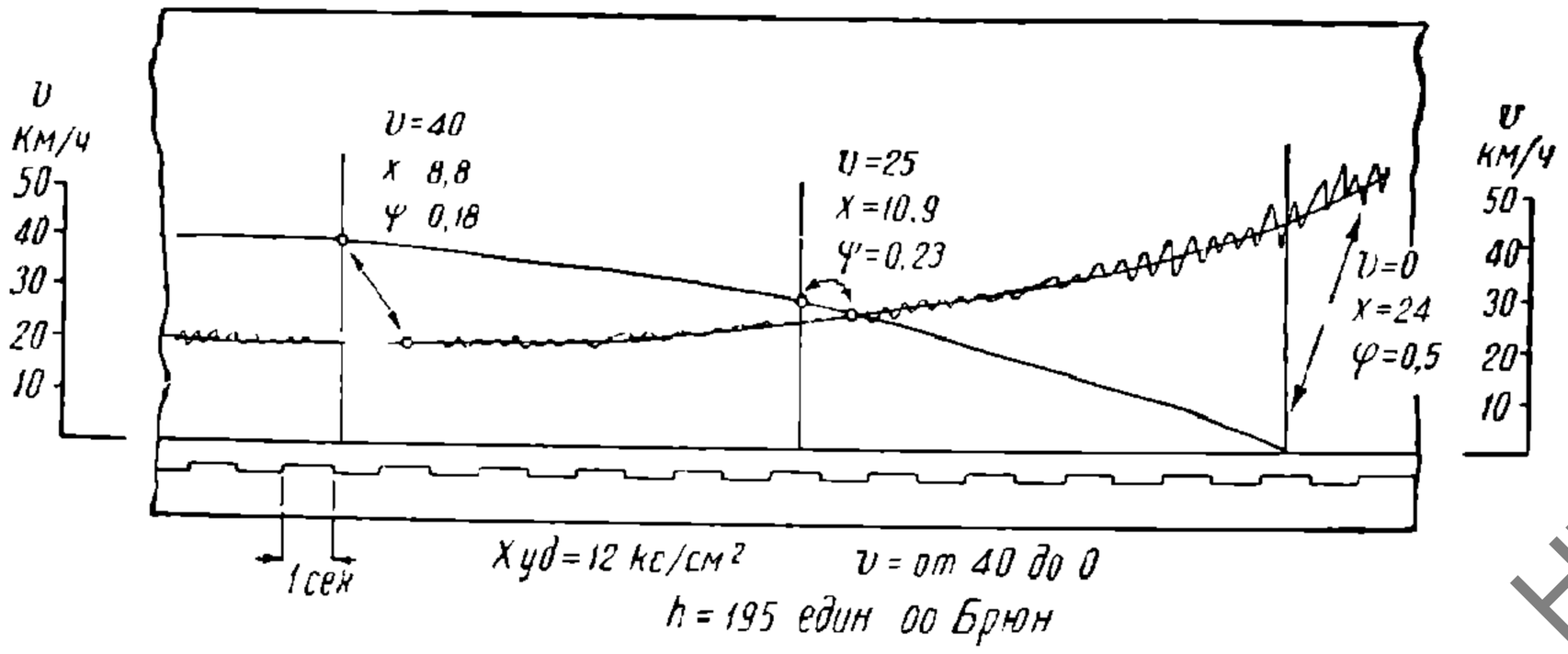
Фиг. 82. Диаграмма силы трения при постоянной скорости 60 *км/час.*



Фиг. 83. Диаграмма силы трения при постоянной скорости 60 *км/час* (продолжение).



Фиг. 84. Диаграмма силы трения при постоянной скорости 150 *км/час.*

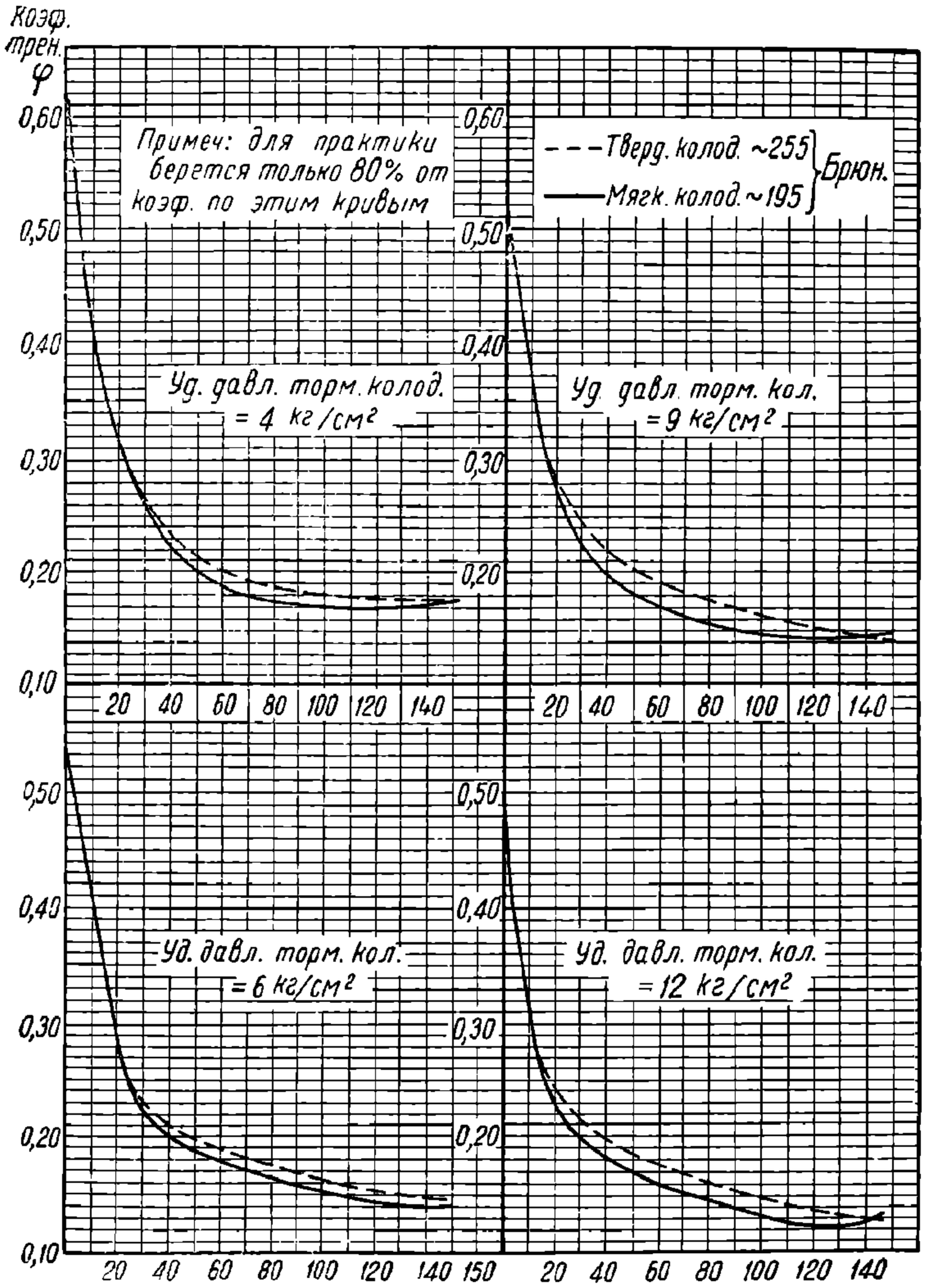


Фиг. 85. Диаграмма силы трения колодки при свободном движении по инерции.

НТБ ДНУЖТ

Для определения величины трения по диаграммам брались средние величины путем планиметрирования площадей отдельных участков диаграмм, соответствующих 12-секундной работе трения и деления этих площадей на длину участков. Полученные таким образом участковые коэфициенты суммировались и затем делились на число участков для определения средней величины коэфициента трения.

На фиг. 86 представлены диаграммы, показывающие коэфициенты трения для твердых и мягких колодок (255 и 195 единиц по Бринелю) как функции скорости (от нуля до 150 *км/час*) и для различных удельных давлений (2,4, 6, 9 и 12 *кг/см*^{2}). Закономер-



Фиг. 86. Диаграмма зависимости коэфициента трения от скорости и удельного давления для твердых и мягких колодок.

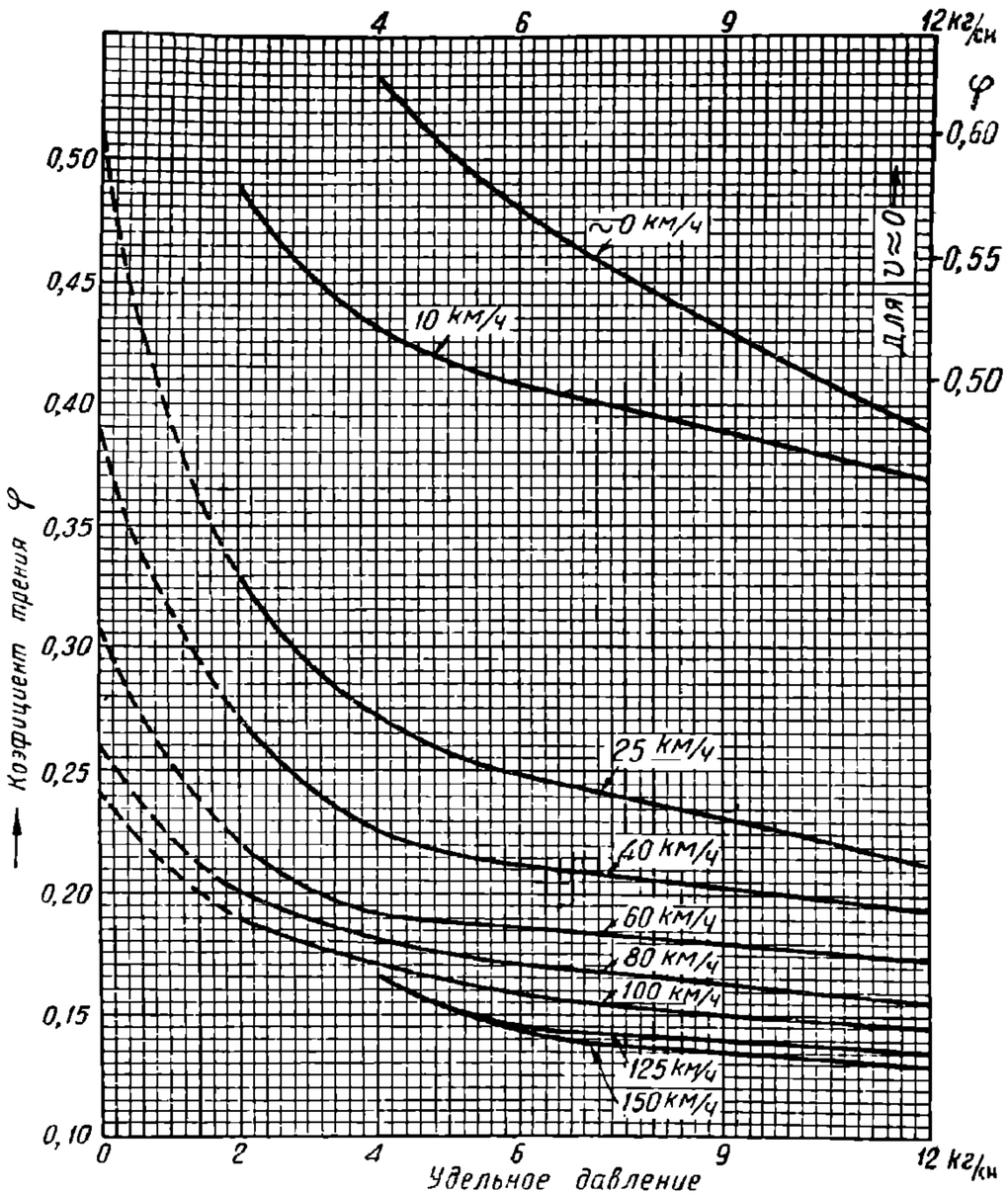
ность изменения коэфициентов трения от указанных обстоятельств хорошо видна из диаграмм на этих фигурах.

Обращает на себя внимание следующее своеобразное обстоятельство: коэфициент трения более твердых колодок в области тех скоростей, когда торможение применяется наиболее часто, как правило, выше мягких колодок. Твердости колодок были 255 и 195 единиц по Бринелю. Обе эти степени твердости являются пределом наиболее часто встречающихся твердостей на практике.

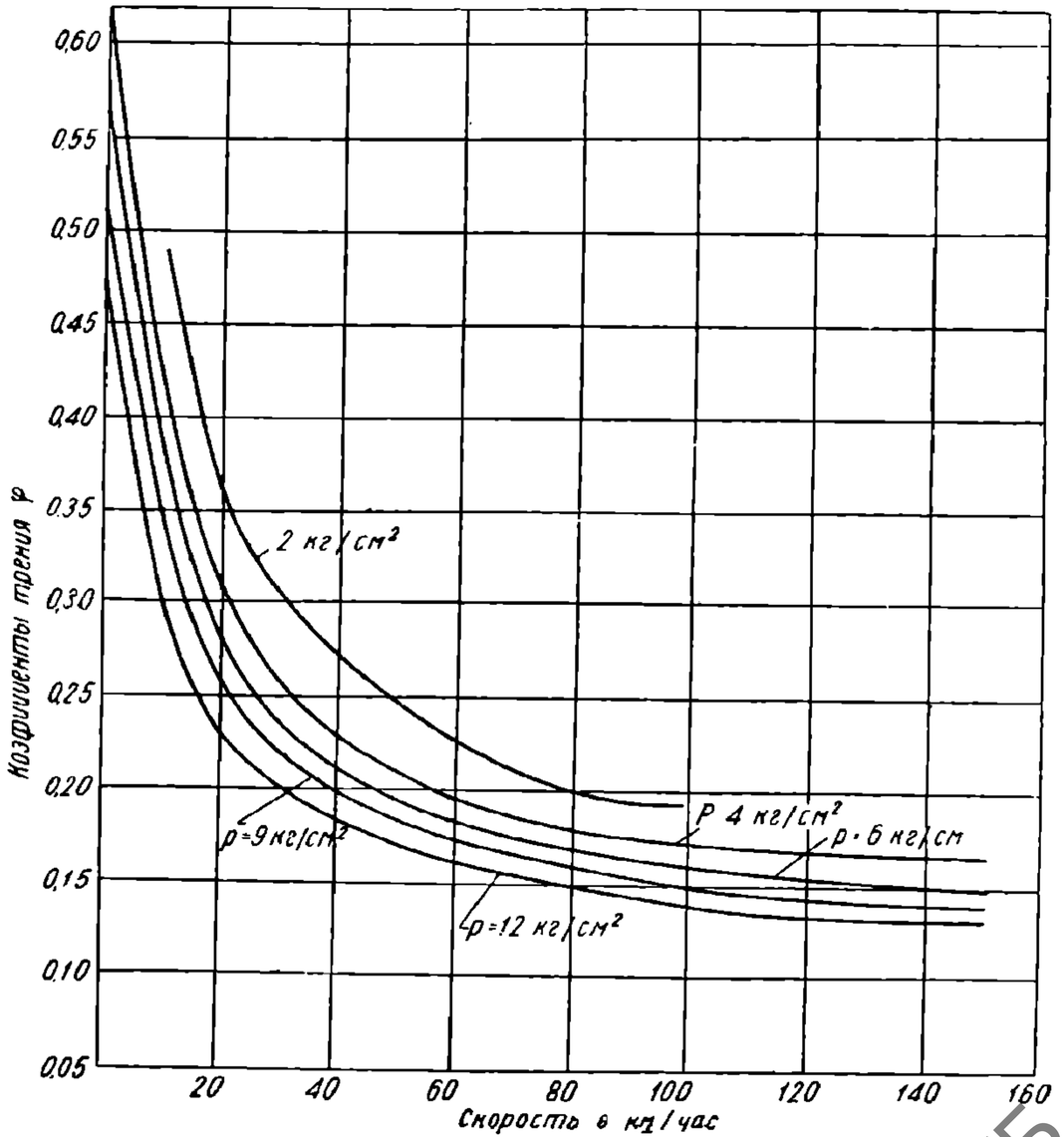
При скоростях, превышающих 120 *км/час*, коэфициенты трения мягких колодок, как показывают диаграммы фиг. 86, быстро приближаются к коэфициентам твердых колодок, а в некоторых случаях даже превышают их.

На фиг. 87а дана диаграмма, представляющая собой сводку диаграмм, изображенных на фиг. 86, именно как средние величины опытов с твердыми и мягкими колод-

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 87а. Диаграмма зависимости коэфициентов трения от удельного давления при различных скоростях.



Фиг. 87б. Зависимость коэфициентов трения от скорости при различных нажатиях колодок.

НТБ ДНУЖТ

ками, так как для практики требуется принимать во внимание только средние величины. На фиг. 87а коэфициенты трения φ являются функциями удельного давления, чтобы выявить закономерную зависимость этой функции. Кривые для давлений, меньших 2 *кг/см*², даны как предположительные дальнейшие течения их до 2 *кг/см*². Производство опытов с нажатием колодок менее 2 *кг/см*² весьма затруднительно, так как при этом сильные вибрации нарушают точность записей измерительных приборов.

Диаграмма на фиг. 87а составлена так, что кривые показывают функциональную зависимость коэфициентов трения от удельного давления. Но часто требуется для целей практики и теоретических расчетов иметь кривые, показывающие функциональную зависимость между коэфициентом трения и скоростью. Ввиду этого диаграмма фиг. 87б пересоставлена соответственно этой последней зависимости и изображена на фиг. 87а. Следовательно диаграммы, изображенные на фиг. 87а и 87б, являются вполне эквивалентными и лишь только их конфигурации различны.

Средние величины, полученные из кривых диаграммы, приведенной на фиг. 87а, служили основанием для составления сравнительных табл. 5 и 6.

В этих таблицах сопоставлены отношения коэфициентов трения друг к другу, с одной стороны, при различных удельных давлениях и одинаковых скоростях и, с другой стороны, при различных скоростях и одинаковых давлениях.

Так, в табл. 5 показаны процентные числа, определяющие степени понижения коэфициента трения с повышением удельного давления по сравнению с коэфициентом при наименьшем удельном давлении тормозной колодки 2 *кг/см*² (для скоростей 125 и 150 *км/час* при давлении 4 *кг/см*²).

Таблица 5

Отношения в процентах значений коэфициентов трения при одинаковых скоростях и различных удельных давлениях

Уд. давл. в *кг/см*² / Скорость в *км/час*	2 *кг*	4 *кг*	6 *кг*	9 *кг*	12 *кг*
10	100	88	84	79	75
25	100	82	76	70	64
40	100	83	79	75	70
60	100	87	84	82	77
80	100	90	86	81	78
100	100	89	83	78	75
125	—	100	88	83	81
150	—	100	86	81	79

Из этой таблицы видно, например, что коэфициент трения при $x = 9$ *кг/см*² для скорости $v = 60$ *км/час* составляет 82% коэфициента при той же скорости, но при удельном давлении $x = 2$ *кг/см*².

Следующая табл. 6 составлена по той же схеме, но только в обратном порядке зависимостей величин удельных давлений и скоростей.

Таблица 6

Относительные процентные значения коэфициентов трения при одинаковых удельных давлениях и различных скоростях

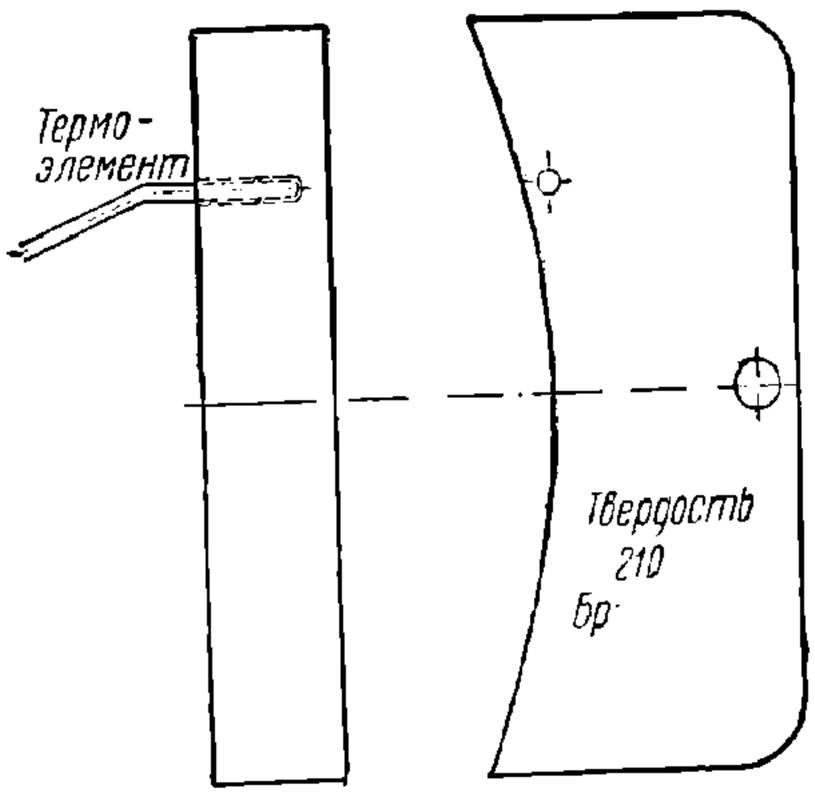
км/час / *кг/см*²	0	10	25	40	60	80	100	125	150
	—	100	67	55	45	41	39	—	—
4	100	68	44	36	31	29	28	27	27
6	100	72	44	37	33	31	28	26	26
9	100	74	44	39	38	31	29	27	25
12	100	77	45	41	36	33	31	28	27

Пример. Для скорости $v = 80$ *км/час* при удельном давлении 12 *кг/см*² коэфициент трения φ составляет 33% от коэфициента при том же давлении, но при скорости $v = 0$.

НТБ ДНУЖТ

в) Влияние температуры на величину коэфициента трения

При исследовании влияния температуры на коэфициент трения было установлено, что коэфициент трения с поднятием температуры не понижается, а как будто слегка повышается. Надо впрочем указать, что определение температуры в опытах Мецкова производилось не на поверхности трения, а несколько отступя от нее, посредством термоэлемента, место спайки которого вставлялось в отверстие, сделанное в колодке лишь возможно ближе к поверхности трения (фиг. 88).



Фиг. 88. Маленькая тормозная колодка в опытах Мецкова.

В нижеследующей табл. 7 даны отношения величины коэфициентов трения для различных температурных групп при различных удельных давлениях и скоростях. В этой таблице $t_н$ обозначает температуру в начале, а $t_к$—в конце процесса трения; соответственно $\varphi_н$—коэфициент трения при начальной температуре и $\varphi_к$—при конечной температуре. В таблице показаны отношения величин этих последних коэфициентов при данном диапазоне изменения температуры.

Таблица 7

Отношения величин коэфициентов трения при переходах от одной температуры к другой

v в км/час	x=4 кг/см²			x=6 кг/см²			x=9 кг/см²			x=12 кг/см²		
	$t_н$	$t_к$	$t_н$ $t_к$	$t_н$	$t_к$	$t_н$ $t_к$	$t_н$	$t_к$	$t_н$ $t_к$	$t_н$	$t_к$	$t_н$ $t_к$
10	50°	175°	1,034	100°	250°	1,035	100°	350°	1,105	125°	225°	1,114
25	100°	300°	1,019	100°	375°	1,180	100°	400°	1,041	150°	450°	1,143
40	100°	375°	1,050	100°	425°	1,150	125°	475°	1,170	150°	500°	1,167
60	100°	650°	1,117	100°	550°	1,176	125°	600°	1,330	250°	650°	1,590
80	125°	450°	1,042	100°	575°	1,187	150°	600°	1,210	225°	650°	1,200
100	100°	350°	1,094	200°	300°	1,116	275°	375°	1,250	375°	450°	1,153
125	100°	300°	1,097	100°	275°	1,035	275°	425°	1,250	400°	475°	1,220
150	250°	175°	1,029	250°	375°	1,110	325°	500°	1,076	500°	575°	1,030

г) Влияние влажности на величину коэфициента трения

В заключение были проделаны опыты, определяющие влияние влажности на коэфициент трения между тормозными колодками и колесами при различных удельных давлениях и скоростях. Во время опыта искусственно смачивалось водой колесо трения. Полученные результаты этих опытов даны в виде средних величин в следующей табл. 8, в которой цифры с минусами означают число процентов уменьшения коэфициента трения по сравнению с сухими колодками, а цифры с плюсами—увеличение такового. На-

Таблица 8

Изменения коэфициентов трения в процентах при мокрых тормозных колодках по сравнению с сухими

Удельное давление в кг/см²	v=25 км/час	v=60 км/час	v=100 км/час
	в процентах		
4	—14,1	—15,6	+15,2
6	—18,7	—11,8	+24,2
12	—16,9	+ 3,2	+22,7

МТБ ДНУЖТ

пример при $x = 6$ *кг/см*^{2} и $x = 25$ *км/час* коэфициент трения при мокрых колодках, как показывает таблица, на 18,7% менее, чем при сухих.

Своеобразно то, что при высоких скоростях, например при 100 *км/час*, коэфициент трения при мокрых колодках выше, чем при сухих.

д) Замечания по поводу исследования законов трения по методу Мецкова

Несмотря на всю серьезность постановки опытов, а также точность и аккуратность выполнения их, все же нельзя считать полученные результаты вполне применимыми для практики, так как нет полной уверенности в том, что изученные на малой модели закономерности точно соответствуют тем закономерностям, какие имеют место в натуре при наличии больших тормозных колодок и колес подвижного состава. Ввиду этого мы должны были сделать примечания на некоторых диаграммах о необходимости уменьшения полученных коэфициентов трения на 20%, руководствуясь опытами с большими натуральными колодками и колесами.

Дело в том, что слишком малые масштабы испытываемых деталей неизбежно должны несколько искажать те явления законов трения, которые проявляются в эксплуатации при наличии натуральных размеров колодок и колес. Выше, в § 25, мы уже указывали, какое большое значение имеет процесс преобразования механической энергии в тепловую и затем рассеивание последней для процессов торможения. Уничтожить механическую затрачиваемую энергию бесследно невозможно, она может лишь преобразоваться, но посредством трения в данном случае можно преобразовать эту энергию только в теплоту, которая должна тотчас же рассеиваться при посредстве теплоемкости и теплопроводности трущихся колодки и колеса, что зависит от геометрических размеров последних. Действительно, если взять например тормозную колодку, уменьшенную в 10 раз по сравнению с натурой, то площадь ее поверхности будет меньше поверхности натуральной колодки в 100 раз, а вес в 1000 раз.

Это показывает, что поглощение тепла самой колодкой и колесом уменьшенных размеров и излучение ими тепла во внешнюю среду будут происходить совсем не так, как в действительности при натуральных размерах трущихся элементов. Поэтому и возникает сомнение по поводу соответствия полученных результатов на малых моделях результатам, получающимся в условиях эксплуатации.

Все же опыты Мецкова являются очень ценными для изучения вообще законов трения в различных условиях.

Например с полной очевидностью обнаружена зависимость коэфициента трения от удельного давления, а также подтверждена зависимость его от скорости, что впервые было выявлено гальтоновскими опытами. Довольно убедительно доказано этими опытами, что повышение температуры колодок до 600° не уменьшает коэфициента трения.

Обнаружено влияние твердости колодок на величину коэфициента трения, влияния влажности при низких и высоких скоростях.

Самым ценным в этих опытах является то, что впервые определены законы трения при высоких скоростях — до 150 *км/час* (64 *м/сек*). Полученные результаты дают возможность думать о путях и способах разрешения сложной задачи построения высокоскоростных тормозов.

§ 29. Коэфициенты трения тормозных колодок по опытам Иллинойского экспериментального института в США

а) Постановка опытов

В бюллетене Иллинойского экспериментального института от 6 июля 1933 г. мы находим сообщение об исследовании коэфициентов трения двух типов тормозных колодок на стальных и чугунных колесах. Колодки и колеса были взяты натуральных размеров. Выявлялись зависимости коэфициентов трения от скорости, давления и типа колодок. Эти исследования были произведены на опытной станции Иллинойского университета.

Опыты, производившиеся в Европе по выявлению коэфициентов трения тормозных колодок, были хорошо известны американцам; к тому же они неоднократно произ-

НТБ ДНУЖТ

водили собственные опыты. Но когда они выдвинули вопрос о создании единого наиболее рационального по форме и материалу типа тормозных колодок и для разрешения этой проблемы понадобилось получить окончательные цифровые данные как средние из большого числа опытов над одним и тем же образцом колодки, на одном и том же типе колеса, то для этого понадобилось создать новые опыты по специальной строго выработанной программе, на специальной установке, отвечающей по возможности реальной действительности.

б) Общая программа опытов

Целью исследования было определение величины коэфициентов трения в широких границах изменения нажатий колодок и скоростей для двух выбранных наилучших типов тормозных колодок на чугунных и стальных колесах.

Во время испытаний были установлены три серии опытов:

1. Стоп-опыты.
2. Опыты прерывные при постоянной скорости.
3. Опыты непрерывные, 15-минутные, тоже при постоянной скорости.

1. Стоп-опыты соответствуют торможению, начинающемуся при определенной скорости для полной остановки поезда, идущего по инерции. При этих опытах скорость колеса совместно с тяжелым маховиком на специальной установке уменьшалась постепенно до нуля вследствие торможения его нажатой с определенной силой колодкой. Таких опытов было сделано 840.

2. Опыты прерывные при постоянной скорости приблизительно представляют условия торможения, которые требуется выполнять машинисту на длинных уклонах. При этих опытах скорость колеса поддерживалась постоянной на некоторой заданной величине, и колодка попеременно прижималась к колесу и отводилась от него, пока в общем не было сделано 10 таких торможений, что составляло одну серию опытов, продолжительность которых соответствовала 190 оборотам колеса. Всего были сделаны 202 серии, т. е. около 2000 торможений.

3. В третьем виде опытов колесо вращается с постоянной скоростью, и тормозная колодка непрерывно нажимает на его бандаж в продолжение 15 мин. с определенной силой. Таких опытов было сделано 28.

Между прочим, метод испытания колодок по первому и второму пунктам (стоп-опыты и опыты прерывного торможения при постоянной скорости) заимствованы из инструкции Американской ассоциации железных дорог (ARA) для испытания тормозных колодок при приемке их от поставщиков (см. русское изд. «Американские железные дороги», энциклопедия, изд. 1934 г., «Автотормоза», стр 92).

Для опытов брались два типа тормозных колодок, носящих в Америке название «Даймонд S», и специально чугунные колодки. Первый тип применяется преимущественно на пассажирских вагонах; особенностью его является залитая чугуном стальная арматура, образующая собой сквозную решетку с ромбовидными просветами; концы этих колодок закалены путем особого охлаждения при отливке. Второй тип применяется на товарных вагонах, сделан из чугуна без арматуры, но тоже с закаленными концами.

Во время опыта испытывались четыре вагонных колеса: два стальных, из которых одно новое, а другое бывшее в употреблении, с прокатом на бандаже, и два чугунных, из которых также одно новое, а другое частично изношенное.

Согласно программе требовалось выявить влияние на величину коэфициента трения:

а) скорости;
б) давления колодки;
в) материала колодки;
г) материала колеса;
д) длительности непрерывного и прерывного торможения.

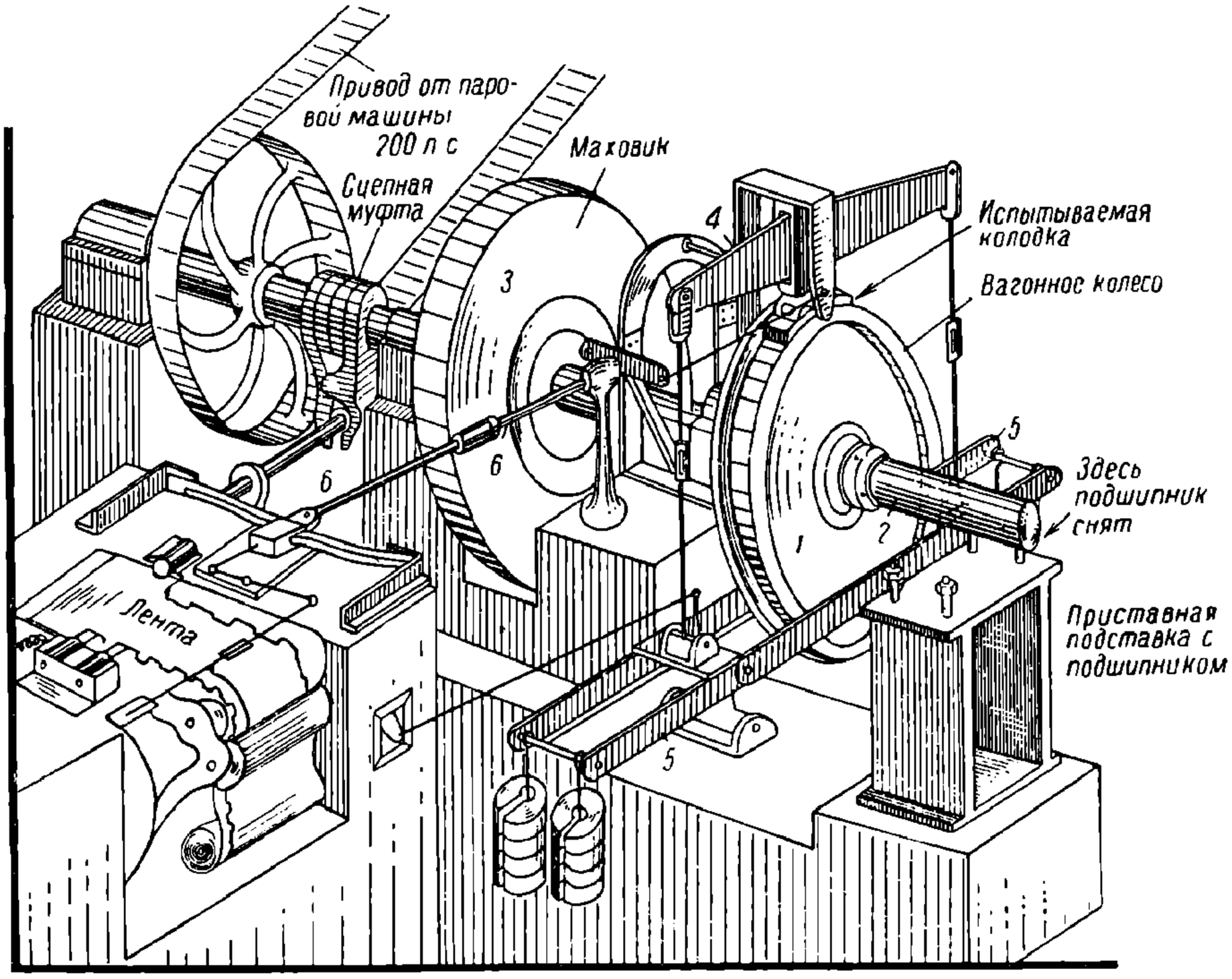
в) Опытная установка

Испытательная машина, на которой были произведены опыты, в основных своих чертах подобна той, которая применяется в США для испытания колодок при приемке их из производства согласно инструкции ARA, ввиду чего тип этой машины и носит

НТБ ДНУЖТ

последнюю марку, т. е. называется она машиной «Американской ассоциации железных дорог».

Схематический вид этой машины представлен на фиг. 89. Она состоит в основном из вагонного колеса *1*, прикрепленного к главному валу *2*, на котором также находится маховое колесо *3* весом, соответствующим нагрузке колеса вагона. Вал с колесом и маховиком приводится во вращательное движение с любой заданной скоростью при помощи паровой машины мощностью около 250 *л. с.* при посредстве ременной передачи. Масса вала махового колеса и колеса вагона дает в этом вращении кинетическую энергию, которая для данной заданной скорости колеса равна $^1/_8$ кинетической энергии четырехосного вагона при той же скорости. Из этого следует, что работа тормозной колодки, нажатой на вагонное колесо машины, затраченная на приведение вращающихся масс к покою, должна равняться производимой при торможении в эксплуатации работе, при-



Фиг. 89. Машина типа ARA для испытания тормозных колодок.

ходящейся на одно колесо четырехосного (восьмиколесного) вагона соответственного веса, когда вагон приводится к остановке с той же скорости.

На машине испытываемая колодка укрепляется в башмаке специальной формы, подвешенном над колесом вместе с нажимным рычагом *4*, который в свою очередь обоими своими концами связан тягами со следующими рычагами *5*, *5*. Благодаря двойной последовательной передаче рычагов можно колодку прижать к колесу с силой 8000 *кг* при помощи сравнительно небольшого груза на концах вторичных нижних рычагов. Опускание груза вниз или поднятие его вверх производится при помощи пневматического устройства с электрическим управлением от руки или автоматически при требуемом числе оборотов колеса. Касательная сила торможения, возникающая во время трения колодки о колесо, передается помощью горизонтальной тяги *6* к динамометру, установленному на некотором расстоянии от колеса и в плоскости его. Этот динамометр при помощи самозаписывающих приборов все время отмечает величину касательной к колесу силы трения.

Между валом приводного шкива и валом вагонного колеса с маховиком помещается сцепная муфта, при помощи которой можно при любой скорости расцеплять ведущий и ведомый валы и таким образом пускать машину трения работать по инерции. Например, если при стоп-опытах надо начать торможение со скорости 60 *км/час*, то машину разгоняют так, чтобы окружная скорость на ободе колеса была немного больше этой ско-

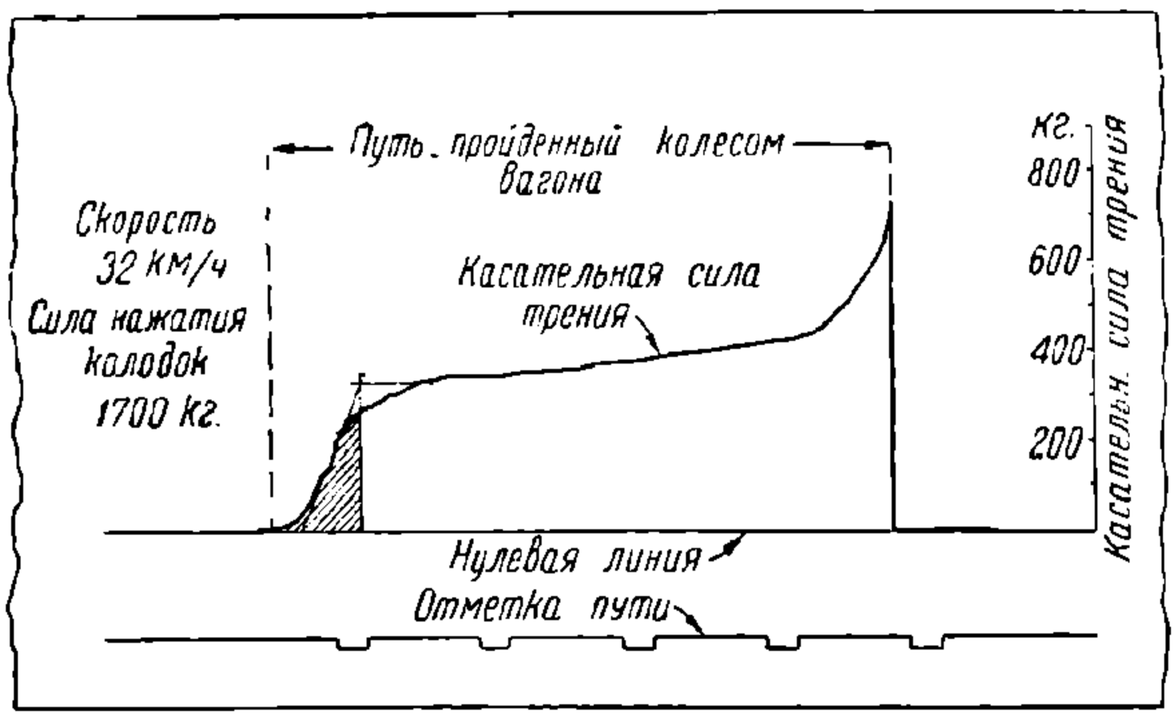
НТБ ДНУЖТ

рости, после чего сцепная муфта выключается, и вращающиеся элементы машины идут с этого момента свободно с небольшим замедлением вследствие собственных сопротивлений. Когда скоростемер покажет величину скорости 60 *км/час*, то в этот момент накладывается тормозная колодка на колесо с требуемой силой нажатия.

При опытах, требующих поддержания постоянной скорости, сцепная муфта остается включенной, и тогда паровая машина поддерживает постоянную скорость желаемой величины, преодолевая сопротивления трения тормозной колодки. Если при стоп-опытах силу нажатия тормозной колодки можно доводить до любой величины (при испытании эта сила доводилась до 2250 *кг*), то при поддержании постоянной скорости это нажатие не должно превышать предела, соответствующего мощности паровой машины; следовательно этот предел тем ниже, чем выше скорость вращения колеса трения. Так например при скорости на окружности колеса 48 *км/час* нажатие тормозной колодки на опытах не превышало 1150 *кг*. Производить испытание при большей силе нажатия тормозной колодки при поддержании постояной скорости вообще не требуется, так как в эксплуатации совсем не существует таких случаев, чтобы при поддержании постоянной скорости, например на длинном уклоне, все время непрерывно производилось полное с максимальной силой торможение. Чаще всего для этого требуется $^1/_3$ и в редких случаях $^1/_2$ всего имеющегося запаса тормозной силы.

г) Динамометр и измерительное устройство машины

Динамометр устроен по типу плоской рессоры и приспособлен специально для данной машины. Прогибы пружины передаются маленькой каретке, снабженной пишущим пером над непрерывно движущейся лентой. Отклонение пера от нулевой линии по величине пропорционально касательной силе трения колодки, передаваемой на динамометр тягой *6*, благодаря чему на ленте получается запись. Скорость движения ленты пропорциональна скорости движения вагонного колеса на машине, следовательно и путь, проходимый лентой, пропорционален пути, проходимому какой-нибудь точкой на ободе колеса. Кроме всех означенных выше отметок на ленте отмечаются также каждые 2 сек. марки времени особым электромагнитным пером, связанным с контактными часами. В результате получается запись, показанная на фиг. 90, где изображен кусок ленты с опытной кривой стоп-опыта № 3266, при котором была сделана остановка, исходя из начальной скорости 32 *км/час* при нажатии колодки 1700 *кг*, или запись, изображенная на фиг. 91, как второе наложение тормозной колодки на колесо во время испытания прерывистого торможения при постоянной скорости 64 *км/час* с нажатием 680 *кг*; оборванные части ленты показаны с целью сокращения длины диаграммы, при этом каждый из кусков *A*, *B* и *C* представляет длину, соответствующую 20 оборотам колеса, примерно в начале, в середине и конце опыта.



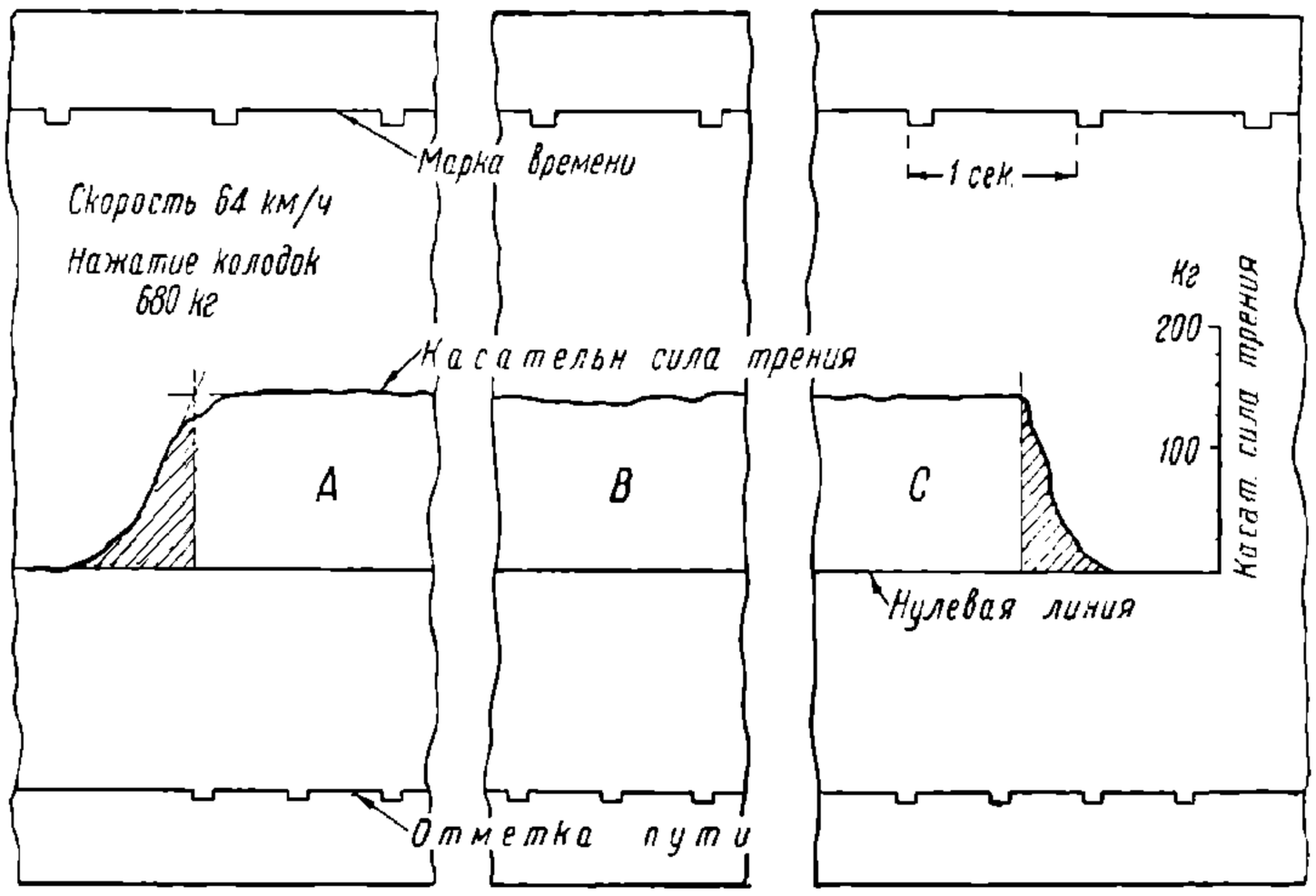
Фиг. 90. Образец диаграммы, снятой при стоп-опыте.

Величина касательной силы торможения, записанной на диаграмме, определялась по одному из двух масштабов соответственно калибру применяемой в измерительном приборе рессоры: для сил нажатия колодок меньше 1400 *кг* бралась рессора, при которой каждый сантиметр отклонения пера соответствовал силе 58 *кг*, а для сил нажатия

НТБ ДНУЖТ

более 1500 *кг* бралась рессора, дающая отклонение пера на 1 *см* при силе на динамометре 182 *кг* (цифры получаются не круглыми ввиду перевода дюймов и фунтов в сантиметры и килограммы).

Динамометр калибровался во время опыта в начале и конце каждого исследования.

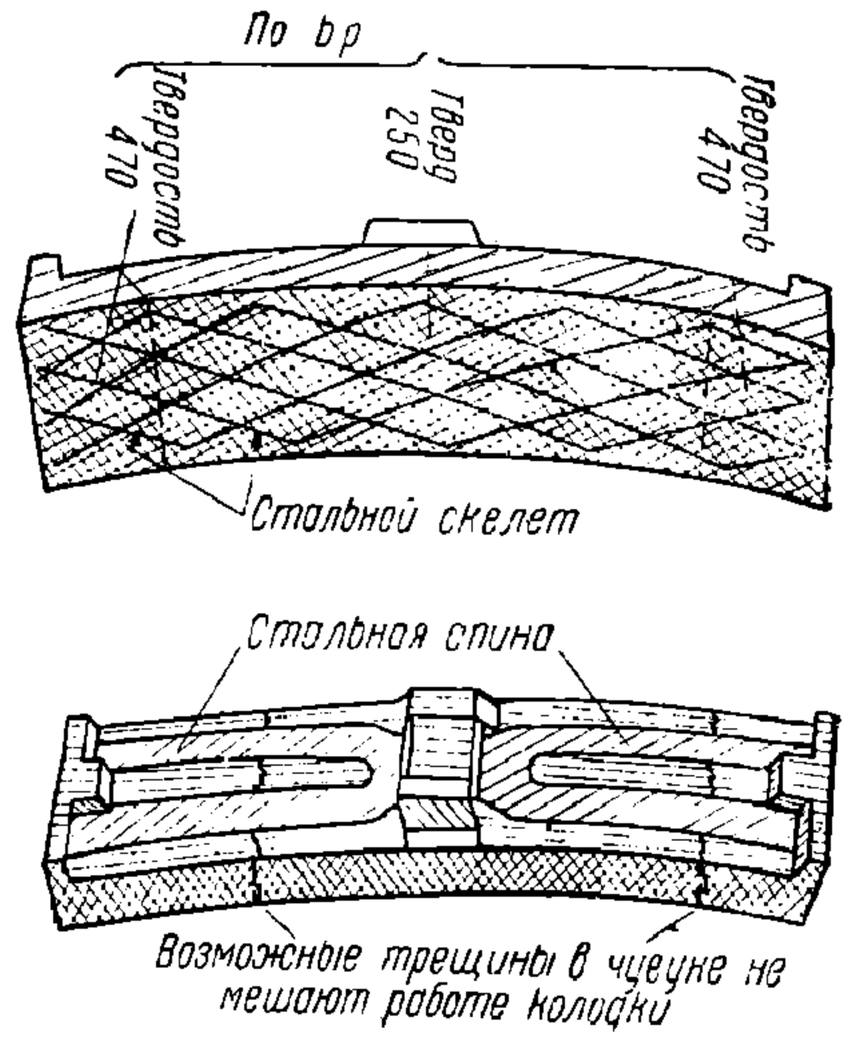


Фиг. 91. Образец диаграммы, снятой при прерывистом торможении и постоянной скорости.

д) Тормозные колодки

Для проведения опытов были выбраны из партии стандартных, применяемых на железных дорогах тормозных колодок по 12 шт. типа «Даймонд S» (Ромб С) и «специально чугунных».

Оба типа со стальными спинами. Эти спины представляют собой стальные Х-образные накладки на задней стороне колодки со скошенными краями, образующими ласточкин хвост для соединения при заливке формы в одно целое с колодкой. Такое усиление колодки, имеющей большую твердость, позволяет доводить износ ее до очень малой толщины; в случае же поломки чугунного тела все части держатся вместе настолько хорошо, что колодка вполне правильно продолжает службу и даже лучше прилегает к колесу и дает больший коэфициент трения. Колодка «Ромб» (фиг. 92) отличается тем, что внутри чугунной массы ее находится ромбовидно растянутая стальная глубокая решетка, вставляемая в форму при заливке последней чугуном. Эта решетка, или скелет, значительно уменьшает изнашивание колодки, увеличивает коэфициент трения ее, лучше отводит тепло и придает прочность. Эти колодки употребляются в США как стандартные на пассажирских вагонах, тендерах и отчасти на товарных вагонах. Кроме сказанного, колодки «Ромб» имеют закаленные концы, что удлиняет срок службы колодки. Специальная чугунная колодка отличается лишь тем, что у нее закалены концы на длине около 50 *мм*. Эти колодки применяются в товарных поездах. Твердость чугуна тех и других колодок следующая: на концах их около 470, а в средней области 250 единиц по Бринелю. Надо заметить, что после некоторой работы твердость колодок понижается на 30—40 единиц (подробнее см. табл. 9).



Фиг. 92. Колодка «Ромб».

Колодки, подготовленные для опыта, прошли через одинаковую термическую предварительную обработку. Таким образом была достигнута наиболее однообразная струк-

НТБ ДНУЖТ

тура всех колодок, изготовленных из одного и того же чугуна, как взятых из партии одной и той же заливки.

После удаления фрезерной машиной поверхностной корки на глубине 3 *мм* колодки перед опытом испытывались на твердость, затем вторично производились измерения твердости поверхности трения после окончания опытов.

Результаты этих измерений представлены в табл. 9.

Таблица 9

Результаты испытаний трущихся поверхностей колодок на твердость по Бринелю

Тип колод.	№ кол.	Твердость по Бринелю					
		перед опытом			после опыта		
		концы колод.	средняя часть	среднее из всех измерений	концы колод.	средняя часть	среднее из всех измерений
1	2	3	4	5	6	7	8
«Ромб»	1	474	267	350	419	227	304
	2	477	241	335	374	251	300
	3	484	250	343	402	233	301
	4	482	253	345	446	251	329
Спец. чугун.	5	472	246	336	389	243	302
	6	466	253	338	422	265	328
	7	476	253	342	409	242	308
	8	477	234	331	385	227	290

Величины, представленные в столбцах 3 и 6 этой таблицы, являются средними величинами четырех определений—по двум вблизи каждого конца колодки на чугунном материале. Величины в столбцах 4 и 7 являются средними трех определений, сделанных по продольной осевой линии рабочей поверхности колодки — одно на середине линии, а два отступя на 65 *мм* от середины к краям.

Для каждой колодки все семь определений твердости сведены вместе и дают среднюю величину для всей колодки, как представлено в столбцах 5 и 8.

Испытываемые колодки до испытания и после испытания взвешивались.

Для всех колодок длина трущейся поверхности была приблизительно 310 *мм*, а площадь ее 264 *см*^{2}.

е) Колеса

Для опытов было взято четыре колеса: два чугунных и два со стальными бандажами. Одно колесо каждого типа было новое, а другое частично изношенное.

Все четыре колеса были испытаны на твердость бандажа до и после опытов. На каждом колесе твердость была определена в 20 точках (по пяти на расстояниях по окружности 90°) при помощи склероскопа. Средние величины этих 20 измерений были следующие:

	До испытания	После испытания
Чугунное колесо	65	59
Стальное колесо	40	38

§ 30. Результаты испытаний тормозных колодок типа «Ромб» и чисто чугунных при стоп-опытах

На фиг. 90 изображена диаграмма стоп-опыта. Часть этой диаграммы, заштрихованная косыми линиями, не принималась во внимание при определении средней тангенциальной силы. Скорости, тормозной путь и силы трения измерялись с момента полного нажатия колодки до остановки колеса.

Пять таких остановок брались для определения одного среднего результата, помещаемого в таблицы.

НТБ ДНУЖТ

При стоп-опытах с первоначальной скоростью в 32 и 48 *км/час* остановки делались одна после другой без охлаждения колодки или колеса. Но при опытах с начальными скоростями 64 и 80 *км/час* колодка и колесо охлаждались между третьей и четвертой остановками до температуры лаборатории, а в опытах при скорости 96 *км/час* колодка и колесо охлаждались между второй и третьей остановками и дальше между четвертой и пятой.

Эти стоп-опыты в общем производились в порядке различных сил нажатия колодок при разных скоростях согласно табл. 10.

Таблица 10

Порядок испытаний в отношении сил нажатий тормозных колодок и величин начальных скоростей

Нажатие в *кг*	Скорости в *км/час*					
1	2	3	4	5	6	
922 1 362 1 702 2 043	32	48	64	80	96	

а) Таблица сводки результатов стоп-опытов

Все результаты этой серии испытаний сведены в табл. 11, в которой даны средние величины расстояний остановок, т. е. тормозных путей, а также средние величины коэфициентов трения из 845 стоп-опытов.

Таблица 11

Сводка результатов стоп-опытов

Удельные давления тормозных колодок на колесо в *кг/см²*	Сила нажатия тормозных колодок в *кг*	Скорость в *км/час*	Тормозная колодка типа «Ромб»				Тормозная колодка чисто чугунная с закаленными концами			
			чугунное колесо		стальное колесо		чугунное колесо		стальное колесо	
			тормозной путь в *м*	средний коэфициент трения	тормозной путь в *м*	средний коэфициент трения	тормозной путь в *м*	средний коэфициент трения	тормозной путь в *м*	средний коэфициент трения
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3,8	1 020	32	90	0,278	112	0,224	91	0,271	120	0,246
3,8	1 020	48	210	0,247	270	0,189	215	0,236	270	0,192
3,8	1 020	64	435	0,202	530	0,161	480	0,183	530	0,163
3,8	1 020	80	730	0,186	840	0,156	820	0,155	900	0,145
3,8	1 020	96	1 080	0,178	1 250	0,149	1 200	0,152	1 320	0,144
5,1	1 360	32	73	0,265	83	0,222	80	0,231	82	0,233
5,1	1 360	48	165	0,254	208	0,191	190	0,209	217	0,187
5,1	1 360	64	348	0,214	425	0,157	405	0,164	430	0,157
5,1	1 360	80	575	0,192	675	0,152	680	0,146	710	0,142
5,1	1 360	96	870	0,220	990	0,148	990	0,178	1 100	0,172
6,4	1 700	32	56	0,279	67	0,237	65	0,233	72	0,217
6,4	1 700	48	126	0,265	174	0,197	144	0,226	192	0,168
6,4	1 700	64	258	0,219	350	0,162	307	0,177	355	0,158
6,4	1 700	80	456	0,189	570	0,151	555	0,143	585	0,145
6,4	1 700	96	710	0,171	840	0,150	800	0,184	890	0,136
7,6	2 040	32	53	0,239	62	0,209	56	0,212	61	0,211
7,6	2 040	48	120	0,226	150	0,188	148	0,206	156	0,175
7,6	2 040	64	230	0,203	315	0,148	280	0,163	330	0,143
7,6	2 040	80	400	0,182	490	0,143	480	0,139	520	0,142
7,6	2 040	96	610	0,203	740	0,138	700	0,140	780	0,135
	Средние из всех	—	—	0,216	—	0,174	—	0,183	—	0,169

НТБ ДНУЖТ

В этой таблице результаты сгруппированы по отношению к четырем силам нажатий тормозных колодок 1 020, 1 360, 1 700 и 2 040 *кг*, или по удельным давлениям: 3, 8; 5, 1; 6,4 и 7,6 *кг/см*^{2} для каждой из пяти скоростей 32, 48, 64, 80 и 96 *км/час*. Для них даны длины тормозных путей, определенные по числу оборотов колеса, помноженному на длину окружности поверхности катания его.

Обозначенные в таблице скорости стоп-опытов являются первоначальными скоростями колеса в моменты начала нажатия тормозных колодок. Конечно, эти скорости сейчас же начинали снижаться, как показано на фиг. 93, где даны кривая касательной силы трения и кривая скорости. Кривая скорости была получена путем вычислений, основанных на отметках скоростей для отдельных интервалов времени на опытной ленте.

Таблица 12

Средние коэфициенты трения колодок при разных начальных скоростях стоп-опытов

Тип колодок	Тип колес	Скорость в *км/час*	Коэфициенты трения					
			силы нажатия колодок				среднее для всех нажатий	в % по отношению к наибольшему
			1 020 *кг*	1 370 *кг*	1 700 *кг*	2 040 *кг*		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Колодки типа «Ромб» с закаленными концами	Чугунное колесо	32	0,278	0,265	0,279	0,238	0,265	100
		48	0,247	0,254	0,265	0,227	0,248	93
		64	0,202	0,214	0,219	0,203	0,210	79
		80	0,186	0,192	0,189	0,182	0,187	71
		96	0,178	0,173	0,171	0,167	0,172	65
	Стальное колесо	32	0,224	0,222	0,237	0,209	0,223	100
		48	0,189	0,191	0,197	0,188	0,191	86
		64	0,161	0,157	0,162	0,148	0,157	70
		80	0,156	0,152	0,151	0,143	0,150	67
		96	0,149	0,148	0,150	0,138	0,147	66
Колодки сплошь чугунные с закаленными концами	Чугунное колесо	32	0,271	0,231	0,233	0,212	0,237	100
		48	0,236	0,209	0,226	0,206	0,219	93
		64	0,183	0,164	0,177	0,163	0,172	72
		80	0,155	0,146	0,143	0,139	0,146	62
		96	0,152	0,142	0,141	0,139	0,144	61
	Стальное колесо	32	0,246	0,233	0,217	0,211	0,227	100
		48	0,192	0,187	0,168	0,175	0,180	80
		64	0,163	0,157	0,158	0,143	0,155	69
		80	0,145	0,142	0,145	0,142	0,144	63
		96	0,144	0,142	0,136	0,135	0,139	62

Диаграмма, изображенная на фиг. 93, вполне типична для иллюстрации стоп-опыта; она показывает характер изменений касательной силы трения тормозной колодки и изменения скорости колеса, несущего на себе соответствующей величины нагрузку около 6 000 *кг*.

Так как в течение всего опыта величина касательной силы трения меняется, то для нахождения средней величины ее площадь между кривой и основной нулевой нижней линией планиметрировалась и затем результат делился на длину диаграммы стоп-опыта. По этой средней силе находился средний коэфициент трения отдельно для каждого опыта.

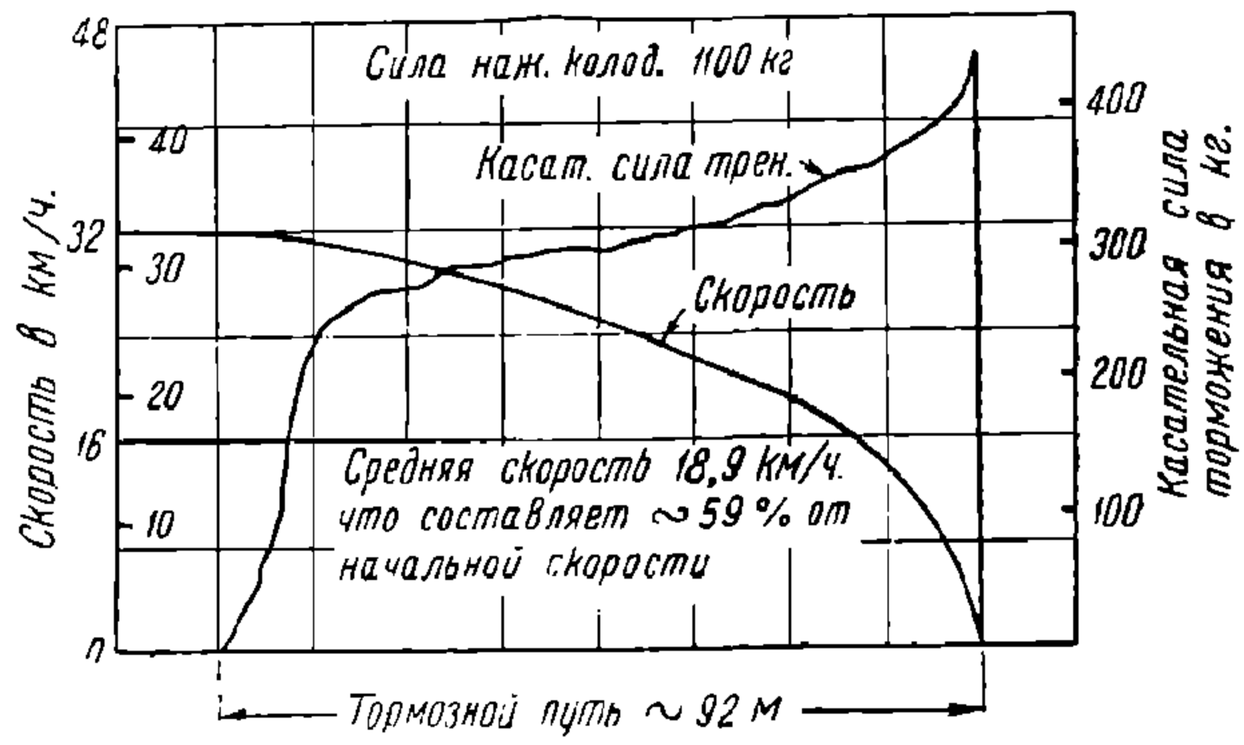
Что же касается отмеченной скорости, то таковая, как уже было сказано, является не средней, а первоначальной скоростью колеса в момент наложения тормозной колодки, затем эта скорость уменьшается по закону некоторой кривой до полной остановки. Если найти среднюю скорость путем планиметрирования, то она окажется равной 58—60% первоначальной скорости, т. е. всегда больше половины процентов на 10.

НТБ ДНУЖТ

Из этого следует, что нельзя выводить прямых сравнений между величинами коэфициентов трения, полученных при стоп-опытах, и величинами, полученными при опытах с постоянной скоростью, когда скорость колеса постоянна от начала торможения до конца опыта.

б) Влияние начальной скорости на средний коэфициент трения при стоп-опыте

Характер падения среднего коэфициента трения в зависимости от величины скорости, при которой производится полное торможение, выразится наиболее ясно, если мы



Фиг. 93. Диаграмма скорости и силы трения при стоп-опыте.

возьмем средние коэфициенты трений при всех четырех давлениях: 1 020, 1 360, 1 700 и 2 040 *кг* из столбцов 4, 6, 8 и 10 табл. 11.

Для удобства дальнейшего анализа и нахождения средних коэфициентов дается табл. 12, в которой в сущности повторены цифры коэфициентов табл. 11 и подсчитаны вышеупомянутые средние коэфициенты, общие для всех нажатий колодок.

Таблица 13

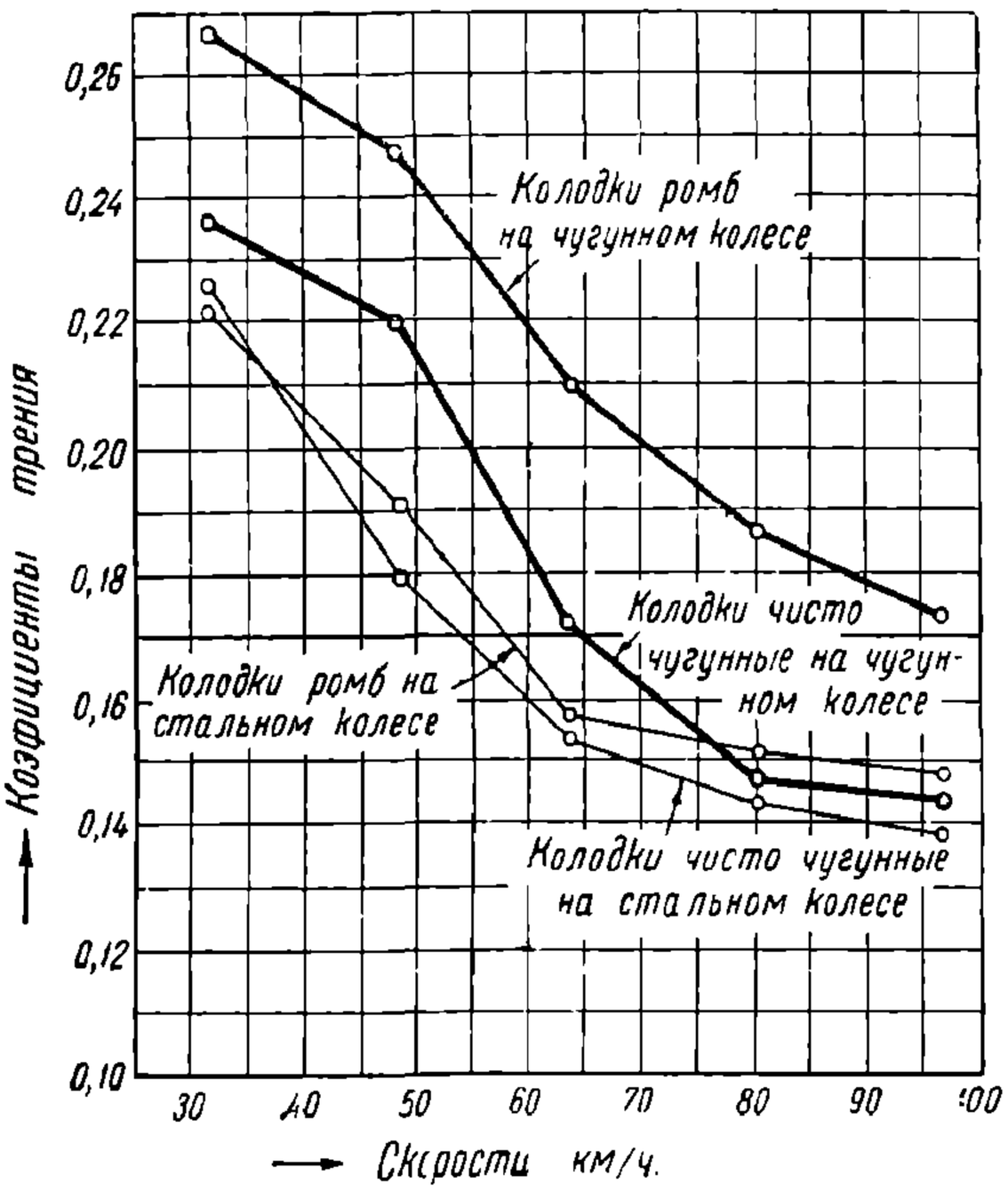
Процентные отношения средних коэфициентов трения при разных начальных скоростях при торможении поезда, идущего по инерции

Тип колес	Скорость в *км/час*	Процентные отношения коэфициентов трения, если коэфициент при скорости 32 *км/час* взять за 100		
		колодка типа «Ромб»	колодка сплошная чугунная	средний коэфициент, общий для обоих видов колодок
1	2	3	4	5
Чугунные колеса	32	100	100	100
	48	93	93	93
	64	79	72	76
	80	71	62	66
	96	65	61	63
Стальные колеса	32	100	100	100
	48	86	80	83
	64	70	69	70
	80	67	63	65
	96	66	62	64

Принимая во внимание, что процентные величины, представленные в последнем столбце 9 табл. 12, получены от одинакового числа испытаний, сделанных с каждого рода колодкой на каждом виде колеса при строго сравнимых условиях испытаний, можно с уверенностью сказать, что они определяют влияние скорости на средний коэфициент трения более точно и в форме, более пригодной для практики, чем это в других опытах было получено при экспериментах, определяющих коэфициент трения для каждой постоянной скорости.

НТБ ДНУЖТ

Для целей практики, когда данный поезд снабжен любым видом колодок и нам известна тормозная сила при одной скорости, мы можем сравнительно правильно определить эту силу при другой скорости или по крайней мере можем знать относительное значение этих сил при разных скоростях, при которых начинается торможение, применяя величины, данные в столбце 5 табл. 13. Эти величины являются средними арифметическими величинами столбца 9 табл. 12 по отношению к двум видам колодок: «Ромб» и сплошной чугунной.



Фиг. 94. Диаграмма коэфициентов трения колодок в зависимости от скорости (по столбцу 8 табл. 12).

Пользование этой таблицей может в значительной мере облегчить и уточнить тяговые расчеты при определении длин тормозных путей.

Для большей наглядности общих выводов зависимости коэфициентов трения от первоначальной скорости цифры столбца 8 табл. 12 изображены в виде диаграммы на фиг. 94. Из этой диаграммы усматривается, что тормозные колодки типа «Ромб» имеют больший коэфициент трения, чем сплошные чугунные колодки, и кроме того коэфициенты трения на чугунных колесах больше, чем на стальных колесах. Что же касается быстроты изменения коэфициентов трения в зависимости от скорости, то таковая является почти однородной для всех случаев, т. е. наклон линий почти одинакового порядка: сначала быстро снижается в пределах скоростей от 30 до 60 *км/час*, затем сравнительно медленно с возрастанием скорости.

в) Отношение между длинами тормозных путей и силами нажатий колодок

В числе опытных данных имеются отметки чисел оборотов колеса с момента наложения колодки до момента остановки колеса. Из этих данных были вычислены тормозные пути, пройденные любой точкой бандажа в течение периода торможения каждого стоп-опыта. Эти пути аналогичны тормозным путям поезда в практических условиях торможения. Длины их показаны в колонках 3, 5, 7 и 9 табл. 11 и наглядно изображены в виде диаграмм на фиг. 95 и 96, на которых видна зависимость этих длин от сил нажатия тормозных колодок типа «Ромб» или чисто чугунных. На обеих фигурах видно также обычное уменьшение длины тормозного пути с увеличением нажатия колодок, но не прямо пропорциональное, ибо коэфициент трения изменяется в зависимости от давления, как известно, в обратном порядке, так что тормозная сила изменяется одновременно как от силы нажатия, так и от коэфициента трения.

Для практики очень удобно пользоваться данными непосредственной зависимости длины тормозного пути от силы нажатия, как это графически представлено на фиг. 95 и 96, а также показано в табл. 14 в процентном отношении к тормозному пути при наинизшей силе нажатия колодок 1020 *кг*.

г) Зависимость среднего коэфициента трения при стоп-опытах от силы нажатия или от удельного давления

На табл. 12 даны коэфициенты трения при различных скоростях для четырех величин нажатий колодок, по которым можно судить о влиянии последних на коэфициенты трения.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 14

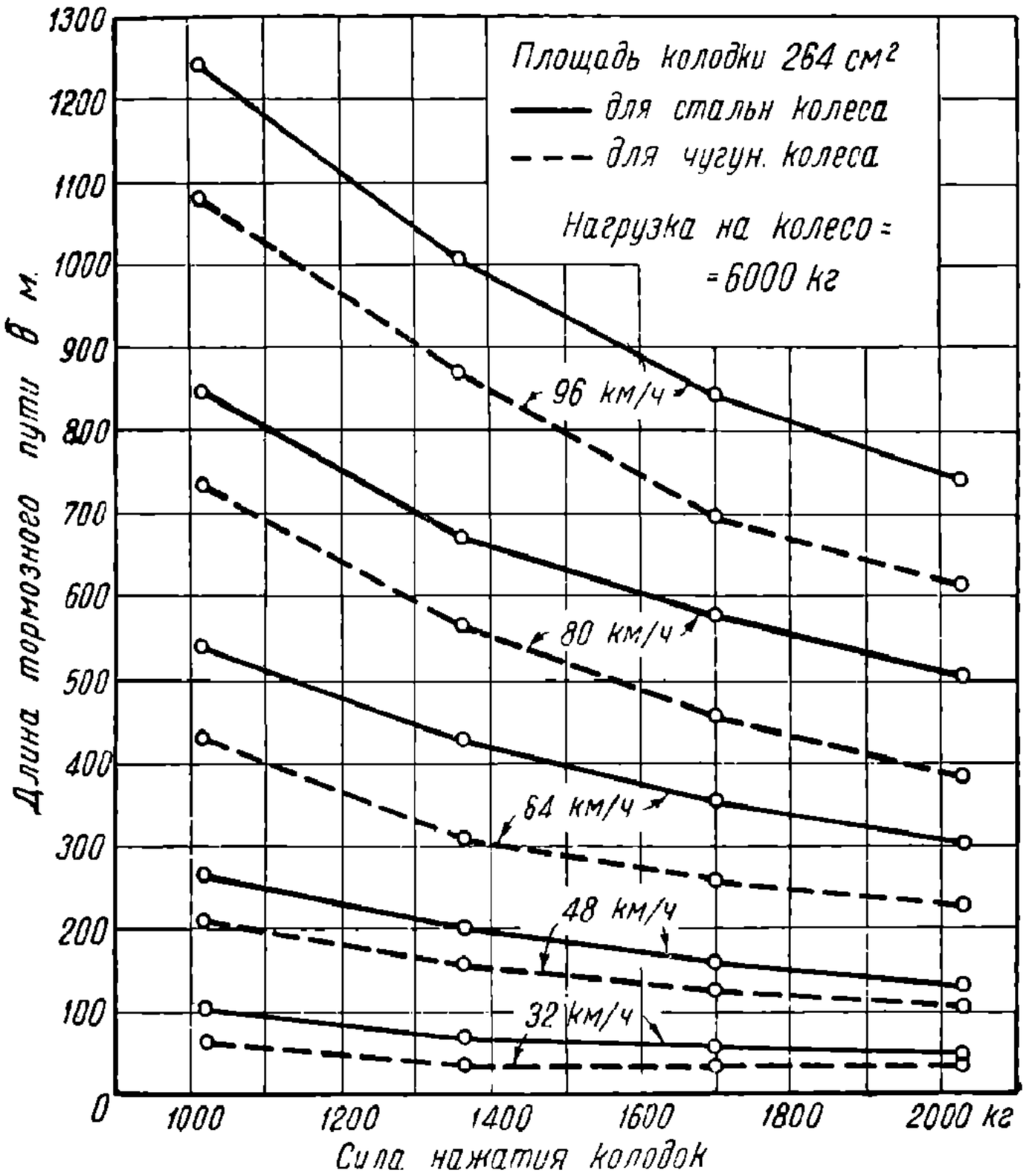
Зависимость тормозного пути при стоп-опыте в процентном отношении от скорости и нажатия колодок

Тип колодки	Тип колеса	Скорость в *км/час*	Отношение в % между тормозными путями при различных скоростях			
			1 020 *кг*, уд. 3,8 *кг/см²*	1 370 *кг*, уд. 5,1 *кг/см²*	1 700 *кг*, уд. 6,4 *кг/см²*	2 040 *кг*, уд. 7,6 *кг/см²*
1	2	3	4	5	6	7
Колодка типа «Ромб»	Чугунное колесо	32	100	80,8	61,5	58,8
		48	100	78,7	60,1	57,1
		64	100	79,6	59,6	53,1
		80	100	78,4	62,4	54,4
		96	100	80,2	65,4	56,2
			Среднее	79,5	61,8	55,9
	Стальное колесо	32				
		48	100	73,6	59,4	55,1
		64	100	77,0	64,6	55,6
		80	100	80,6	65,5	59,3
		96	100	79,7	67,8	57,9
			100	80,3	68,2	60,0
			Среднее	78,2	61,1	57,6
Колодка чисто чугунная	Чугунное колесо	32	100	89,3	72,0	62,7
		48	100	88,4	67,5	59,9
		64	100	85,0	64,6	58,9
		80	100	83,1	68,2	59,6
		96	100	82,7	66,9	58,4
			Среднее	85,7	67,8	59,9
	Стальное колесо	32				
		48	100	78,8	69,2	58,4
		64	100	79,6	71,1	59,9
		80	100	80,9	66,7	62,0
		96	100	78,5	64,4	57,3
			100	77,5	66,9	58,9
			Среднее	79,1	67,7	59,3

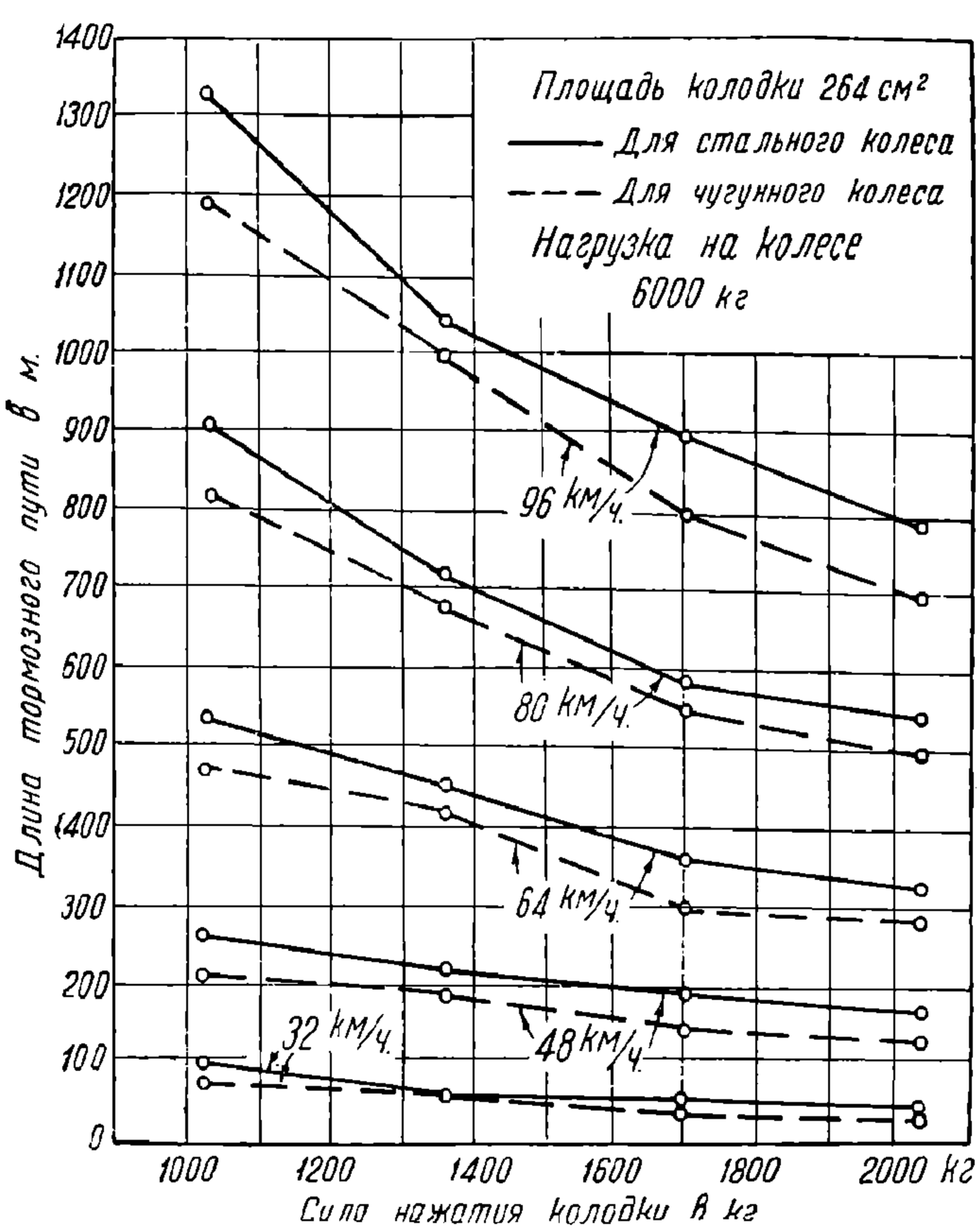
Для изучения этого влияния данные представлены в табл. 15, но не в виде коэфицентов трения, а в виде процентных отношений их к коэфициентам при наименьшей силе нажатия 1 020 *кг*, принятым за основу сравнения.

Рассматривая эту таблицу, надо отметить, что колодки «Ромб» ни на чугунных, ни на стальных колесах не обнаруживают закономерного уменьшения коэфициента трения при возрастании силы нажатия их. Действительно, как показывает таблица, иногда вместо того, чтобы понижаться, коэфициенты трения повышаются в области сравнительно малых сил нажатия, но при переходе сил нажатий от 1 700 к 2 040 и, как показало испытание, при дальнейшем увеличении нажатия коэфициенты трения колодок, как правило, понижаются. Что же касается чисто чугунных колодок, то таковые дают почти непрерывное понижение коэфициента трения с увеличением силы нажатия их; единственное исключение наблюдается при скорости 80 *км/час* при переходе от силы нажатия 1 370 к 1 700 *кг*.

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 95. Зависимость длины тормозного пути от силы нажатия колодок типа «Ромб».



Фиг. 96. Зависимость длины тормозного пути от силы нажатия колодок чисто чугунных.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 15

Относительные значения средних коэфициентов трения в зависимости от силы нажатия колодок при стоп-опытах

Тип колеса	Тип колодки	Скорость в *км/час*	Относительные значения в % коэфициента трения к коэфициентам при наименьшем нажатии 1 020 *кг*			
			Нажатия			
			1 020 *кг*, уд. 3,8 *кг/см²*	1 370 *кг*, уд. 5,1 *кг/см²*	1 700 *кг*, уд. 6,4 *кг/см²*	2 040 *кг*, уд. 7,6 *кг/см²*
1	2	3	4	5	6	7
Чугунное колесо	Колодка типа «Ромб»	32	100	95,5	100,6	86,0
		48	100	102,8	107,2	91,7
		64	100	106,0	108,4	100,2
		80	100	103,1	101,5	97,8
		96	100	97,3	96,0	93,9
		Среднее	100	100,7	103,0	93,3
	Колодка чисто чугунная	32	100	85,2	85,8	78,2
		48	100	88,6	95,6	87,2
		64	100	89,4	96,8	88,8
		80	100	94,4	92,3	89,8
		96	100	94,0	93,4	92,3
		Среднее	100	89,5	92,3	86,2
Колесо стальное	Колодка типа «Ромб»	32	100	99,1	105,7	93,3
		48	100	100,8	104,0	99,1
		64	100	98,0	100,8	92,4
		80	100	96,9	96,3	91,8
		96	100	99,2	100,4	92,6
		Среднее	100	98,9	101,9	94,0
	Колодка чисто чугунная	32	100	94,9	88,1	85,6
		40	100	96,9	87,2	90,8
		64	100	96,1	96,4	87,6
		80	100	98,0	99,9	97,6
		96	100	99,0	94,8	94,2
		Среднее	100	96,8	92,4	90,5

д) Сравнение результатов стоп-опытов над колодками типа «Ромб» и чисто чугунными

Когда мы рассматриваем средние величины коэфициентов трения, найденные путем планиметрирования площади диаграммы и деления ее на длину, полученную за промежуток времени от начала торможения до полной остановки, относящиеся к обоим видам тормозных колодок, то в общем приходим к заключению, что коэфициенты трения колодок «Ромб» лишь за редким исключением всегда выше, чем коэфициенты трения чисто чугунных. Из этого надо вывести заключение, что в отношении коэфициентов

НТБ ДНУЖТ

трения колодки «Ромб» превосходят колодки из чистого чугуна, и поэтому для эксплуатации они являются лучшими.

Надо также отметить, что коэфициенты трения на чугунных колесах для обоих видов тормозных колодок больше, чем на стальных колесах. Это ясно видно хотя бы из диаграмм, изображенных на фиг. 95 и 96.

§ 31. Результаты испытаний тормозных колодок типа «Ромб» и чисто чугунных при постоянных скоростях

В этом параграфе собраны детали результатов испытаний при постоянной скорости. Метод производства этих испытаний был описан в разделе «а». Мы напомним, что каждое испытание включает в себе пять следующих друг за другом наложений тормозной колодки на колесо, отделенных периодами охлаждения, причем колесо вращается все время с установленной постоянной скоростью.

а) Таблица сводки результатов при постоянной скорости

Все результаты этой серии опытов сведены в табл. 16. В ней мы видим коэфициенты трения тормозных колодок при различных скоростях и удельных или общих силах нажатия. Каждая найденная цифра является средним результатом десяти испытаний, произведенных при одних и тех же условиях. Надо отметить, что в то время, как при

Таблица 16

Сводка результатов опытов при постоянной скорости

Удельные давления тормозных колодок в *кг/см²*	Сила нажатия тормозных колодок в *кг*	Скорость в *км/час*	Тормозная колодка «Ромб»		Тормозная колодка чисто чугунная	
			коэфициент трения		коэфициент трения	
			чугунное колесо	стальное колесо	чугунное колесо	стальное колесо
1	2	3	4	5	6	7
0,7	227	32	0,362	0,345	0,352	0,311
0,7	227	48	0,336	0,282	0,284	0,227
0,7	227	64	0,307	0,243	0,240	0,204
1,7	454	32	0,332	0,237	0,289	0,236
1,7	454	48	0,281	0,200	0,228	0,190
1,7	454	64	0,261	0,184	0,199	0,182
2,6	681	32	0,307	0,220	0,246	0,208
2,6	681	48	0,265	0,180	0,192	0,174
2,6	681	64	0,239	0,168	0,174	0,160
3,4	908	32	0,285	0,207	0,226	0,202
3,4	908	48	0,233	0,172	0,190	0,169
3,4	908	64	0,219	0,161	0,172	0,154
4,2	1 135	32	0,267	0,202	0,228	0,195
4,2	1 135	48	0,218	0,169	0,179	0,162
7,0	1 816	32	0,224	0,172	0,192	0,174
Общие средние коэфициенты			0,276	0,209	0,226	0,197

силах нажатия колодок 227, 454, 681, 908 *кг* были сделаны опыты при скоростях 32, 48, 64 *км/час*, то при нажатии 1 135 *кг* были сделаны опыты только при двух скоростях— 32 и 48 *км/час*, а при нажатии 1 816 *кг* только при одной скорости — 32 *км/час*. Это объясняется тем, что мощность двигателя, приводящего во вращение колесо, не была достаточной для высоких скоростей и больших сил нажатия колодок. На практике такая тормозная сила относится к случаю полной остановки поезда, как при стоп-опытах. В конце табл. 16 даны общие средние коэфициенты трения на каждом типе колеса и для каждого типа тормозной колодки.

НТБ ДНУЖТ

Табл. 16 результатов испытаний при постоянной скорости отличается от табл. 11 таких же результатов при стоп-опытах отсутствием тормозных путей, в остальном же первая вполне подобна второй, поэтому и порядок разбора ее оставляем таким же, как и для стоп-опытов, т. е. рассмотрим изменения коэфициентов трения: 1) в зависимости от скорости и 2) от сил нажатий колодок, а потом сделаем сравнение работы колодок «Ромб» и чисто чугунных.

б) Влияние скорости на коэфициент трения

Таблица 17

Тип колодки	Тип колеса	Скорость в *км/час*	Коэфициент трения						
			силы нажатий колодок						среднее для первых четырех нажатий
			227	454	681	908	1 135	1 816	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Колодки типа «Ромб»	На чугунном колесе	32	0,362	0,332	0,307	0,285	0,267	0,224	0,321
		48	0,336	0,281	0,265	0,233	0,218	—	0,279
		64	0,307	0,261	0,239	0,219	—	—	0,256
	На стальном колесе	32	0,345	0,237	0,220	0,207	0,202	0,174	0,252
		48	0,282	0,200	0,180	0,172	0,167	—	0,208
		64	0,243	0,184	0,168	0,161	—	—	0,189
Колодки чисто чугунные	На чугунном колесе	32	0,352	0,289	0,246	0,226	0,228	0,192	0,278
		48	0,284	0,228	0,192	0,190	0,179	—	0,223
		64	0,240	0,197	0,174	0,172	—	—	0,196
	На стальном колесе	32	0,311	0,236	0.208	0,202	0,195	0,174	0,239
		48	0,227	0,190	0,174	0,169	0,162	—	0,190
		64	0,204	0,182	0,160	0,154	—	—	0,175

Таблица 18

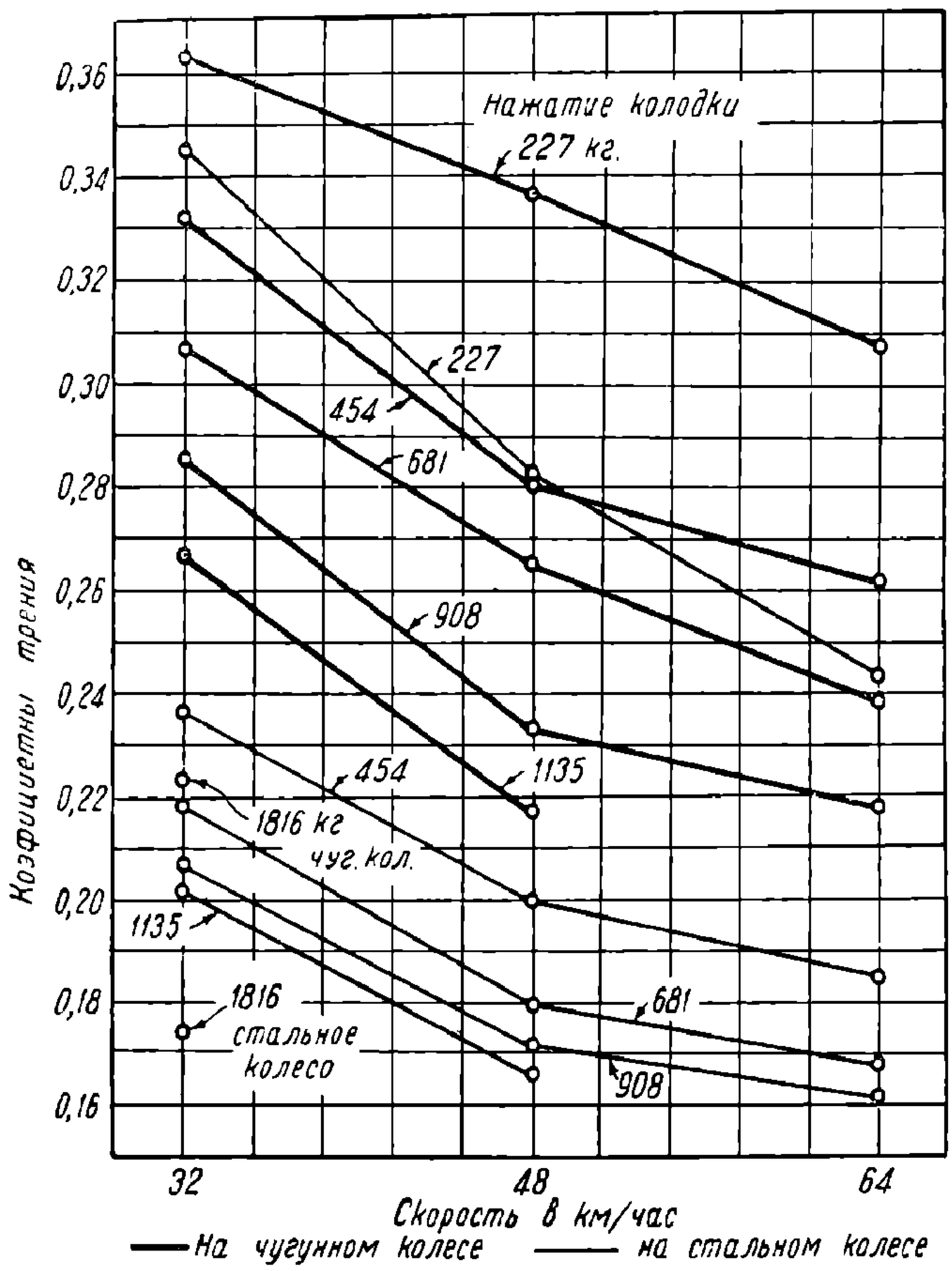
Зависимости коэфициентов трения от скорости как средние для различных нажатий колодок при постоянной скорости

Тип колеса	Скорость в *км/час*	Коэфициенты трения, обобщенные для всех давлений			Относительные значения коэфициента трения, принимая за 100 коэфициент при скорости 32 *км/час*		
		колодка «Ромб»	чисто чугунная колодка	среднее для обеих колодок	колодка «Ромб»	чисто чугунная колодка	среднее для обеих колодок
1	2	3	4	5	6	7	8
Чугунное колесо	32	0,321	0,278	0,300	100	100	100
	48	0,279	0,223	0,251	87	80	84
	64	0,256	0,195	0,226	80	70	75
Стальное колесо	32	0,252	0,239	0,246	100	100	100
	48	0,208	0,190	0,199	83	79	81
	64	0,189	0,174	0,182	75	73	74

Основные результаты опытов в отношении влияния скорости на коэфициенты трения даны в виде цифр в табл. 18. Эти же величины для большей наглядности представлены в виде диаграмм на фиг. 97 и 98. Они также сгруппированы в табл. 17 в колонках 4—9 и служат далее основанием для выводов средних величин коэфициентов трения, помещенных в следующей табл. 18. Эта же последняя таблица в свою

НТБ ДНУЖТ

очередь дает координаты для построения диаграммы (фиг. 99), показывающей зависимость коэфициента трения от скорости в общем виде, как средние для обоих типов колодок и при всех рассматриваемых силах нажатий по аналогии с тем, как это делалось выше при разборе результатов стоп-опытов фиг. 94 и табл. 12. Поэтому ссылаемся на общие выводы и объяснения, относящиеся к этой последней фигуре и таблице, чтобы не вдаваться лишний раз в их детали. Отметим только, что аналогия диаграмм фиг. 94 и 99 относится лишь к характеру кривых, но не к порядку величин их координат, так как опыты с постоянной скоростью производились вообще в пределах меньших скоростей и нажатий, ввиду чего и средние коэфициенты трения получились большие.



Фиг. 97. Диаграмма коэфициентов трения колодок типа «Ромб» при постоянной скорости.

Почему не производились эти опыты при более высоких скоростях и нажатиях, об этом уже говорилось выше: при стоп-опытах кинетическая энергия накапливалась сначала без торможения до высокой скорости и затем в свободном движении по инерции расходовалась на торможение любой силы; при постоянной же скорости никакого запаса кинетической энергии не давалось и можно было нагружать двигатель такой мощностью, на которую он рассчитан, а не больше. Это и служило лимитом для выбора скоростей и сил нажатий.

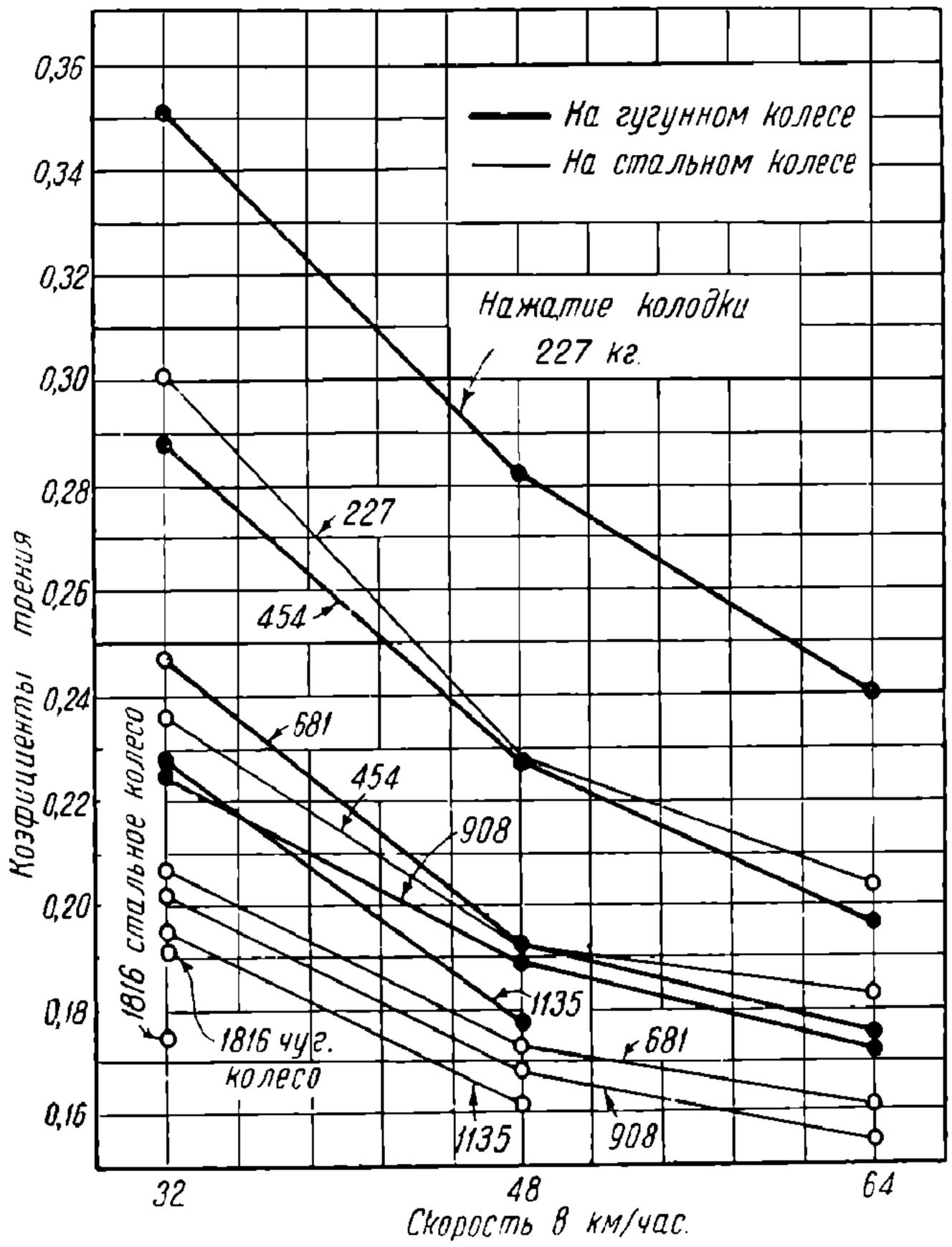
Фиг. 97 и 98 дают основные результаты опытов для всех комбинаций колеса и колодки, причем первая относится к испытаниям с колодками «Ромб», а последняя с колодками чисто чугунными.

Рассматривая линии этих фигур, мы видим, что, несмотря на приблизительный параллелизм их, все же замечается постепенное уменьшение в наклоне линий по мере того, как мы приближаемся к основанию фигуры. Это показывает, что порядок изменения величины коэфициента трения в зависимости от скорости приблизительно один и тот же при всех нажатиях колодок.

НТБ ДНУЖТ

Цель нашего исследования состоит в том, чтобы выявить этот порядок уменьшения коэфициента трения с увеличением скорости и по возможности обобщить его, т. е. найти средние коэфициенты трения для всех нажатий колодок и затем иметь дело с этими средними величинами. Эти средние величины коэфициентов даны в столбце 10 табл. 17, где например первая величина 0,321 является средней следующих четырех коэфициентов, относящихся к первым четырем нажатиям: 0,362, 0,332, 0,307 и 0,285.

Эти средние коэфициенты столбца 10 табл. 17, относящиеся к соответственным комбинациям типов колодок и колес, перенесены для удобства сравнения и анализа на следующую табл. 18, где в столбцах 3 и 4 они составляют группы, относящиеся к тем же комбинациям колодок и колес, показывая среднюю зависимость коэфициента от скорости для всех сил нажатия.



Фиг. 98. Диаграмма коэфициентов трения колодок чисто чугунных при постоянной скорости.

Величина уменьшения коэфициента при возрастании скорости может быть определена отношением отдельных коэфициентов к одному, принятому за основу. Беря в последней таблице таковой при скорости 32 *км/час* за 100, получаем при скорости 48 *км/час* 87% и при 64 *км/час* 80%.

Эти процентные числа поставлены в столбце 6 табл. 18. Для трех других комбинаций колеса и колодки они представлены тремя другими группами процентных чисел, данными в столбцах 6 и 7. Эти два последние столбца могут быть приняты как окончательные для результатов испытания при постоянной скорости и определения зависимости коэфициентов трения от скорости.

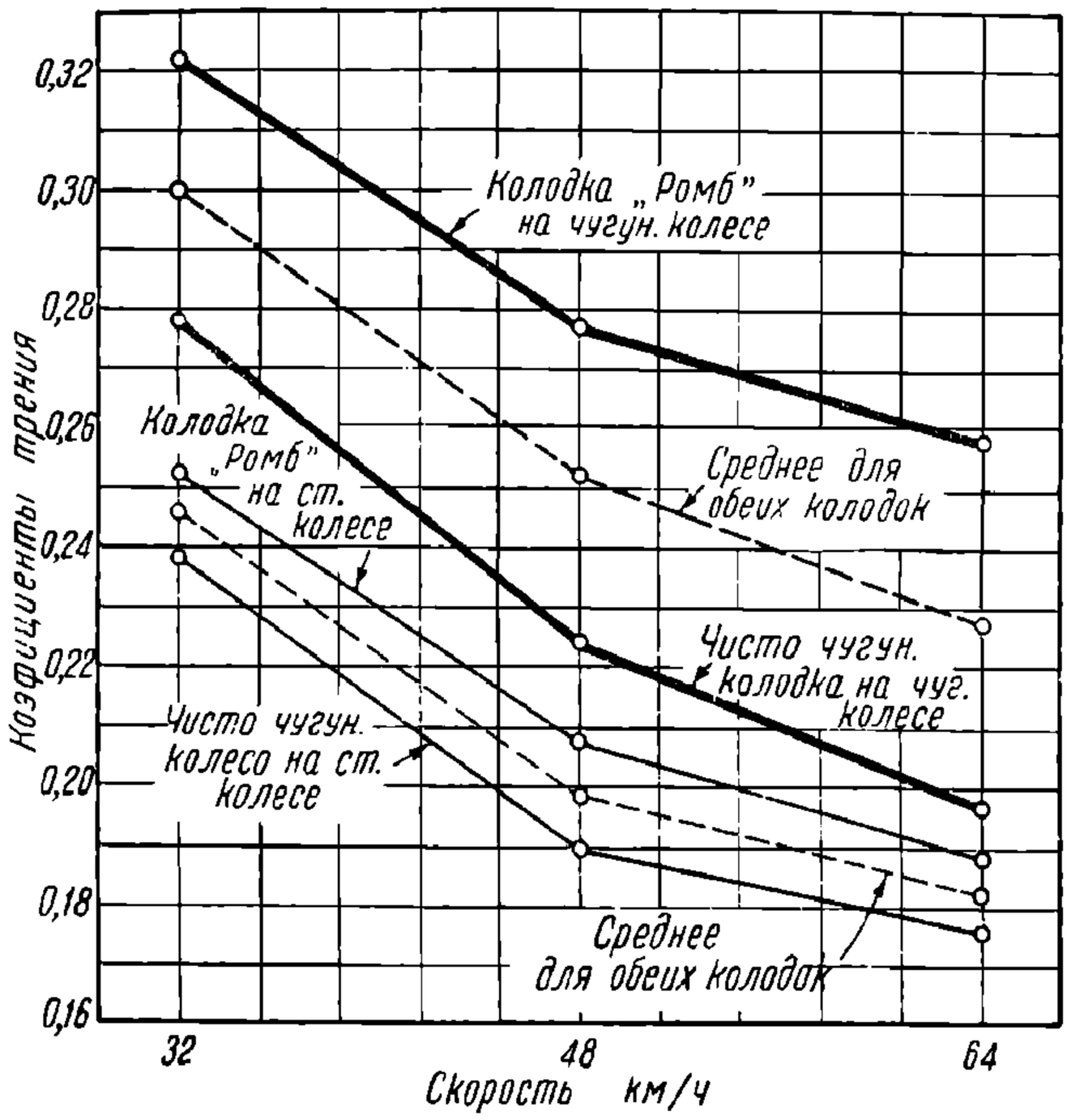
Желая дать еще более обобщенные коэфициенты трения в зависимости от скорости для обоих типов колодок, мы даем в последней табл. 18 в столбце 5 средние арифметические величины цифр столбцов 3 и 4 и средние процентные взаимные отношения их в столбце 8. Идя затем еще далее в направлении обобщения коэфициентов

НТБ ДИИЖТ

трения обоих видов колодок на обоих видах колес, мы берем средние величины для каждой скорости как средние для обоих видов колес по цифрам колонок 5 и 8 и получаем следующие величины: 0,273, 0,225 и 0,203, относящиеся к скоростям 32, 48, 64 *км/час* и в процентном взаимном сравнении порядка изменения 100, 83, 75%.

Выводы относительно влияния скорости на коэфициенты трения при испытаниях с постоянными скоростями сводятся к цифрам последней таблицы.

Если же допустить больше обобщений и меньше точностей, мы можем принять



Фиг. 99. Диаграмма общих коэфициентов трения, средних для колодок «Ромб» и чисто чугунных.

следующие процентные числа, определяющие степени понижения коэфициента трения в зависимости от повышения скорости:

Таблица 19

Обобщенная таблица для обоих типов колодок степеней понижения коэфициентов трения в процентах в зависимости от скорости

Вид колодки	Степени изменения коэфициентов трения в процентном отношении при следующих скоростях в *км/час*		
	32	48	64
С колодками обоего вида на чугунных колесах	100	84	75
С колодками обоего вида на стальных колесах	100	81	74
С колодками обоего вида на колесах обоего вида	100	83	75

Эти общие средние процентные степени понижения коэфициентов трения в зависимости от скорости изображены графически на фиг. 99, построение которой производилось на основании цифр табл. 17 и 18.

НТБ ДНУЖТ

в) Коэфициенты трения в зависимости от сил нажатия колодок при постоянной скорости

Сравнивая коэфициенты трения, полученные при различных силах нажатия колодки на колесо и при различных скоростях на табл. 16, мы можем установить влияние силы нажатия при каждой данной скорости на коэфициенты трения, именно: последние понижаются с увеличением силы нажатия.

Мы можем определить степень этого понижения, относя величины коэфициентов при больших силах нажатия к величине коэфициента при наименьшей силе нажатия 227 *кг*, взятого за основу сравнения. Эти процентные отношения даны в табл. 20, в которой выведены также и общие средние величины для всех скоростей при каждой отдельной силе нажатия колодки. Табл. 20 подобна табл. 15, составленной для изучения стоп-опытов и описанной подробно в § 32, поэтому здесь не будем подробно разбирать табл. 20, а лишь остановимся на ее особенностях.

Уменьшение коэфициента трения происходит при переходе от силы нажатия колодок 227 *кг* к силе 1816 *кг* на 40—50%, т. е. коэфициент трения уменьшается почти на половину при переходе через этот диапазон нажатий.

Таблица 20

Относительные значения коэфициентов трения в процентах к коэфициенту при наименьшей силе нажатия, принятому за сравнение

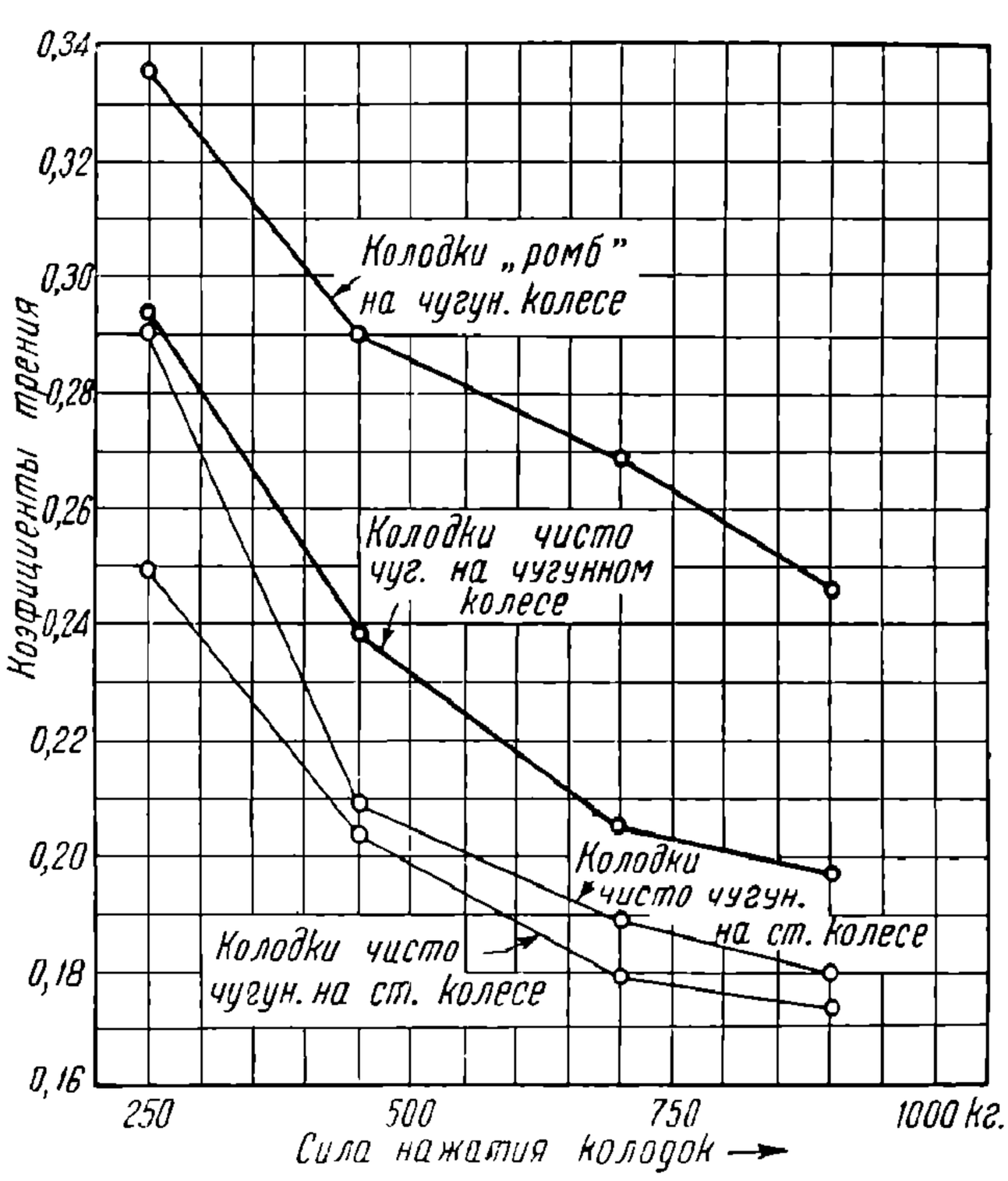
Тип колеса	Тип колодки	Скорость в *км/час*	Средние отношения коэфициентов трения для шести сил нажатия в %, отнесенные к коэфициентам при нажатии 227 *кг*					
			227 *кг*, 0,7 *кг/см²*	454 *кг*, 1,7 *кг/см²*	681 *кг*, 2,6 *кг/см²*	908 *кг*, 3,4 *кг/см²*	1 135 *кг*, 4,2 *кг/см²*	1 186 *кг*, 7,0 *кг/см²*
Чугунное колесо	Колодка «Ромб»	32	100	91,6	84,7	78,5	73,5	61,7
		48	100	83,7	78,8	69,4	64,8	—
		64	100	84,8	77,8	71,1	—	—
Среднее для трех скоростей			100	86,8	80,6	73,2	—	—
Стальное колесо	Колодка чисто чугунная	32	100	82,0	70,0	64,2	64,6	54,7
		48	100	80,3	67,5	67,0	63,0	—
		64	100	82,0	72,6	71,9	—	—
Среднее для трех скоростей			100	81,4	69,9	67,2	—	—
Чугунное колесо	Колодка «Ромб»	32	100	68,6	63,7	60,2	58,7	50,5
		48	100	70,9	63,8	61,0	59,2	—
		64	100	75,9	69,1	66,3	—	—
Среднее для трех скоростей			100	71,4	65,3	62,1	—	—
Стальное колесо	Колодка чисто чугунная	32	100	76,0	67,1	65,0	62,8	56,1
		48	100	83,8	76,6	74,2	71,2	—
		64	100	89,3	78,6	75,7	—	—
Среднее для трех скоростей			100	82,0	73,2	70,7	—	—

НТБ ДНУЖТ

Таблица 21

Суммарный результат испытаний коэфициентов трения при 15-минутном торможении и постоянной скорости

Силы нажатия колодок	Скорость в *км/час*	Колодки «Ромб»		Колодки чисто чугунные	
		коэфициент трения		коэфициент трения	
		чугунное колесо	стальное колесо	чугунное колесо	стальное колесо
681	48	0,230	0,231	0,208	0,186
681	64	0,211	0,227	0,184	0,173
Среднее для двух скоростей		0,221	0,229	0,196	0,186
908	32	0,262	0,276	0,226	0,229
908	48	0,224	0,216	0,187	0,174
908	64	0,205	0,196	0,179	0,162
Среднее для трех скоростей		0,230	0,229	0,197	0,188
1 135	32	0,256	0,261	0,230	0,214
1 135	48	0,234	0,203	0,186	0,156
Среднее для двух скоростей		0,215	0,232	0,208	0,185
Среднее для семи скоростей		0,232	0,230	0,200	0,185



Фиг. 100. Порядок изменения коэфициентов трения в зависимости от силы нажатия колодок при постоянной скорости.

Если сравнить степень понижения коэфициента трения в функции от силы нажатия, то можно обнаружить закон, очень близкий к линейному. На фиг. 100, представляющей диаграмму зависимости коэфициента трения от силы нажатия, это видно более ясно, чем на таблице, но там же мы видим исключение из этого для колодок «Ромб» на стальном колесе (диаграмма построена на основании средних величин коэфициентов трения для трех скоростей первых четырех групп нажатий).

г) Разница в результатах испытания колодок «Ромб» и чисто чугунных колодок при опытах с постоянной скоростью

Для сравнения коэфициентов трения обоих названных типов колодок при одинаковых условиях можно воспользоваться табл. 18. Во всех случаях (за исключением одного) больший коэфициент трения получается у колодок типа «Ромб». Особенно большая разница, доходящая до 25%, замечается на колесах чугунных и в значительно меньшей степени (примерно на 3—5%) на колесах стальных.

НТБ ДНУЖТ

д) Разница в коэфициентах трения на чугунных и стальных колесах

Результаты испытаний с постоянными скоростями показывают, что коэфициенты трения получаются большие на чугунных колесах, чем на стальных для обоих видов колодок. Это хорошо видно из табл. 16, где внизу выведены средние общие коэфициенты отдельно для обоих колес при обоих видах колодок. Для всех испытаний с колодками «Ромб» средний коэфициент равен 0,276 на чугунных колесах и 0,209 на стальных колесах, т. е. на чугунных колесах он на 31,7% больше. Для испытаний с колодками чисто чугунными соответственные величины коэфициентов равны 0,226 и 0,197, т. е. первый превышает второй на 14,8%. Если же соединить результаты, полученные с обоими видами колодок, то получится средняя величина коэфициента трения на чугунных колесах 0,251 и на стальных колесах 0,203. В этом случае избыток на чугунных колесах равняется 23,5%.

§ 32. Результаты испытаний при 15-минутной постоянной скорости

Испытания 15-минутного непрерывного режима при постоянной скорости являются последними из трех серий опытов. Они отличаются от предыдущих испытаний, произведенных тоже при постоянной скорости, главным образом длительностью непрерывного торможения. Вспомним, что эти первые (описанные выше) испытания производились при условии 10 наложений тормозной колодки и каждое наложение длилось в течение 190 оборотов колеса, чередуясь примерно с троекратным числом оборотов отдыха для охлаждения, на что требовалось при малых скоростях около 1 мин. и при больших скоростях около полуминуты.

При испытаниях же 15-минутных с постоянной скоростью одно наложение колодки с данной силой нажатия продолжалось непрерывно в течение 15 мин., что составляло одно испытание.

Среди железнодорожников часто имеется убеждение, что при долго длящихся торможениях сила торможения уменьшается вследствие уменьшения коэфициента трения благодаря нагреванию колодки и колеса. Данные испытания были предприняты с целью проверки этого факта. Результаты испытаний не подтвердили указанной выше точки зрения.

а) Таблица сводки результатов 15-минутного испытания

Были сделаны 28 испытаний двух типов колодок на каждом из двух типов колес при семи комбинациях сил нажатий и скоростей. Результаты опытов помещены в табл. 21, которая показывает величины коэфициентов трения, полученные при каждой комбинации нажатия колодки и скорости сначала для колодок «Ромб», а затем для колодок чисто чугунных. Таблица показывает также средние величины для всех скоростей и нажатий.

б) Сравнение результатов 15-минутных непрерывных испытаний и прерывистых при постоянной скорости

Имея в виду вышеуказанную цель, для которой данные испытания были предприняты, результаты опытов направлены главным образом для сравнения их с результатами предыдущих испытаний при постоянной скорости.

Для краткости будем называть 15-минутные испытания при постоянной скорости просто испытаниями второй серии.

Прежде чем перейти к сравнениям, укажем, что охлаждение колеса и колодки во время испытаний второй серии происходило при естественных условиях путем лучеиспускания и теплопередачи в воздухе лаборатории. Во время всех этих испытаний колодки становились красными иногда на протяжении 25 *мм* по толщине от поверхности трения, иногда же по всей колодке. При этом мельчайшие частицы раскаленного красного металла вылетали из-под колодки. При наиболее напряженной работе колодки во время сильных нажатий и больших скоростей бандаж колеса также раскалялся докрасна почти на всю толщину.

НТБ ДНУЖТ

Из общей табл. 21 сделана выборка цифр коэфициентов для составления табл. 22, в которую включены также коэфициенты из табл. 16 предыдущих опытов первой серии с охлаждением колодок. Первые коэфициенты помещены в столбцах 4, 7, 10 и 13, а вторые—в столбцах 3, 6, 9 и 12. Превышение одного коэфициента относительно другого указано в процентах в колонках 5, 8, 11 и 14.

Таблица 22

Сравнительная таблица коэфициентов трения при постоянной скорости с охлаждением колодок первой серии испытания и без охлаждения второй серии 15-минутного испытания

Сила нажатия колодок	Скорость в *км/час*	Колодки «Ромб»						Колодки чисто чугунные					
		чугунное колесо			стальное колесо			чугунное колесо			стальное колесо		
		коэфициенты трения		% превышения относит. коэфиц. второй серии	коэфициенты трения		% превышения относит. коэфиц. второй серии	коэфициенты трения		% превышения относит. коэфиц. второй серии	коэфициенты трения		% превышения относит. коэфиц. второй серии
		первая серия постоянн. скорости	вторая серия 15-мин. постоянн. скорости		первая серия постоянн. скорости	вторая серия 15-мин. постоянн. скорости		первая серия постоянн. скорости	вторая серия 15-мин. постоянн. скорости		первая серия постоянн. скорости	вторая серия 15-мин. постоянн. скорости	
688	48	0,249	0,230	—8,3	0,174	0,231	32,2	0,196	0,208	6,1	0,165	0,186	12,7
—	64	0,222	0,211	—5,2	0,165	0,227	37,4	0,173	0,184	6,2	0,157	0,173	10,0
Среднее для двух скоростей		0,235	0,221	—6,8	0,170	0,229	34,7	0,185	0,196	6,2	0,161	0,180	11,4
908	32	0,273	0,262	—4,0	0,208	0,276	32,9	0,224	0,225	1,0	0,193	0,229	18,7
—	48	0,220	0,224	1,8	0,165	0,216	30,8	0,192	0,187	2,7	0,160	0,174	9,0
—	64	0,203	0,205	0,7	0,153	0,196	27,6	0,170	0,179	5,7	0,146	0,162	11,1
Среднее для трех скоростей		0,232	0,230	—0,7	0,175	0,229	30,7	0,195	0,197	1,2	0,166	0,188	13,4
1 135	32	0,243	0,256	5,4	0 201	0,261	29,9	0,225	0,230	2,2	0,180	0,214	19,1
—	48	0,196	0,234	19,3	0,163	0,203	24,9	0,174	0,186	6,8	0,152	0,156	2,4
Среднее для двух скоростей		0,219	0,245	11,6	0,182	0,232	27,7	0,200	0,208	4,2	0,166	0,185	11,5

Таблица 23

Испытание колодок на износ

Тип колеса	Тип колодки	Постоянн. скорость испыт. первой серии	15-мин. испыт. второй серии
		износ колодки в *кг* на 1 млн. *кгм* работы	износ колодки в *кг* на 1 млн. *кгм* работы
1	2	3	4
Чугунное колесо	Колодка «Ромб»	0,0114	
	Колодка чисто чугунная	0,0163	0,0130 0,0213
Стальное колесо	Колодка «Ромб»	0,0174	
	Колодка чисто чугунная	0,0192	0,0107 0,0211

НТБ ДНУЖТ

Сравнение коэфициентов, полученных при двух сериях опытов и представленных рядом на табл. 22, показывает, что вообще коэфициенты, полученные во время 15-минутных испытаний, больше, чем коэфициенты, полученные при испытании на постоянной скорости с частыми перерывами для охлаждения; это оказывается верным для 24 из 28 пар результатов основных испытаний, показанных в этой таблице. Общее превышение величины коэфициентов, полученных при 15-минутных испытаниях, колеблется от 0,7 до 37,4%. Больший избыток получается на стальных колесах, причем больше при колодках «Ромб», чем при чисто чугунных.

Очевидно, что эти факты вполне опровергают предположение об уменьшении коэфициента трения при нагреве колодок, по крайней мере в пределах тех скоростей и сил нажатия, какие применялись на данных испытаниях. В этом нет ничего удивительного, так как в природе часто наблюдается, что более мягкие материалы имеют более высокий коэфициент трения (например деревянные колодки). Поэтому поскольку длительное наложение колодки может сделать ее более мягкой в результате нагрева, мы можем ожидать вследствие этого и повышения коэфициента трения.

В связи с этим интересно выяснить сравнительный износ колодок в обоих случаях, т. е. при обеих сериях опытов. Это показано на табл. 23, где в столбцах 3 и 4 показан вес изношенного материала для каждой колодки при 1 млн. *кгм* работы трения.

Износ при испытании с постоянной скоростью прерывного торможения с охлаждением показан в столбце 3, а при испытании 15-минутного непрерывного торможения — в столбце 4. За одним исключением износ больше при последней второй серии испытаний без охлаждения. Количество работы, которое было сделано каждой колодкой во время этих исследований при каждой комбинации колеса и колодки, для определения соответствующей цифры износа равнялось от 14 до 20 млн. *кгм*.

Цифры, показанные в табл. 23, позволяют сделать вывод, что в общем степень износа больше при длительном непрерывном торможении без охлаждения. Это подтверждает ранее высказанное положение, а именно, что более высокий коэфициент трения при 15-минутных испытаниях вызывается смягчением материала колодки.

Одновременно можно также сделать вывод из табл. 23, что износ колодок «Ромб» значительно меньше, чем колодок из чистого чугуна, в особенности на стальных колесах.

в) Общие выводы

Как указывалось в самом начале данного параграфа, исследование было предпринято с целью определить коэфициенты трения двух видов колодок—«Ромб» и чисто чугунных; те и другие с закаленными концами, на двух типах колес—чугунных и стальных. Во время исследования были сделаны трояко рода испытания: серия первая—стоп-опыты, серия вторая—опыты при постоянных скоростях с прерывами торможения для охлаждения и серия третья—15-минутные непрерывные торможения без охлаждения колеса и колодки.

В этих трех сериях диапазон скоростей и сил нажатий колодок был следующий:

	Диапазон скоростей в *км/час*	Диапазон нажатий в *кг*
Стоп-опыты	32—96	1 010—2 040
Опыты при постоянной скорости	32—64	227—1 816
15-минутные опыты	32—64	681—1 135

Выяснен убывающий порядок величин коэфициентов трения при увеличении скорости, а также при увеличении силы нажатия колодок: коэфициенты трения колодок «Ромб» больше, чем чисто чугунных колодок; коэфициенты трения на чугунных колесах больше, чем на стальных колесах.

При нагреве колес и колодок при длительных торможениях коэфициент трения несколько увеличивается; при этом также увеличивается и износ колодок.

§ 33. Новый тип американской машины для испытания тормозных колодок

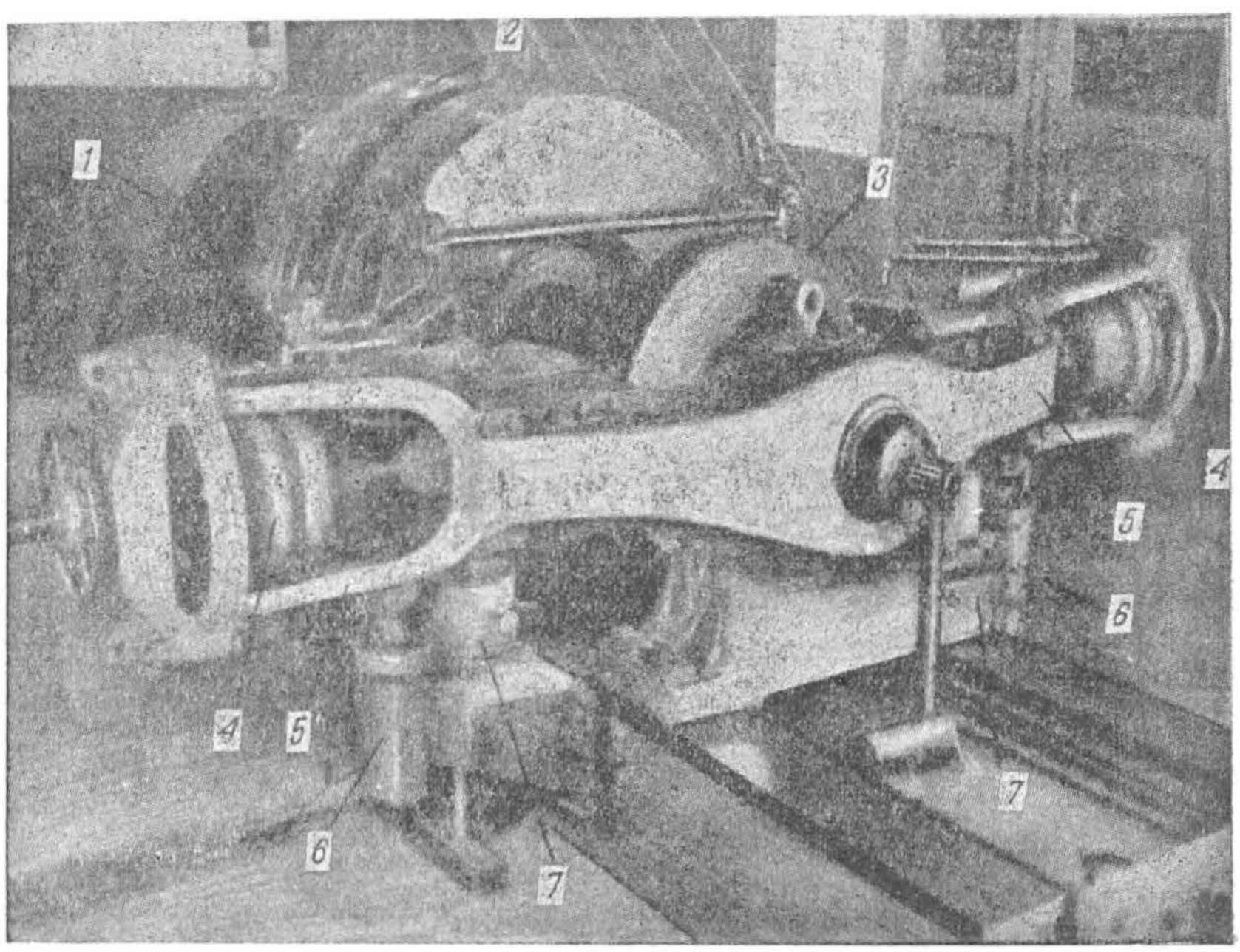
В течение последних трех-четырех лет развитие высоких скоростей пассажирских и товарных поездов выдвинуло ряд проблемных вопросов, касающихся конструкции

НТБ ДИИЖТ

подвижного состава, а также его тяговых и тормозных средств. Относительно последних необходимо, очевидно, констатировать, что ни один поезд нельзя пускать с большей скоростью, чем та, при которой машинист в состоянии остановить его на той длине тормозного пути, который гарантирует безопасность движения, как это принято для обычных поездов.

В этом новом вопросе наибольшее внимание уделяется тормозной колодке. Стремятся прежде всего выявить, что она претерпевает, когда производится торможение при высокой скорости, и какие усовершенствования ее должны быть сделаны, чтобы она отвечала данному назначению.

Для выявления этого понадобилось иметь более мощные и совершенные испытательные машины, чем та, которая описана в § 29. Новая машина должна точно воспроизводить современные условия торможения при высоких скоростях с большими нажатиями тормозных колодок.



Фиг. 101. Новая американская машина для испытания колодок.

Такая машина трения тормозных колодок (фиг. 101) недавно установлена в опытной лаборатории им. Саржента (F. W. Sargent, Mahwah N. Y., США). Кстати интересно отметить, что указанная лаборатория названа в честь Ф. В. Саржента—«отца тормозной колодки», который в течение 45 лет усиленно работал над развитием и усовершенствованием американских типов тормозных колодок.

Описываемая машина воспроизводит в лаборатории современные условия торможения поезда с любой нагрузкой на колесо и при любой скорости в пределах от нуля до 240 *км/час*. Минимум нагрузки на колесо 1 800 *кг* и максимум—18 000 *кг*. Тормозные колодки могут быть прижаты к колесу вагона с максимальной силой 25 000 *кг*. Измерительные приборы установлены в особой кабине управления машиной; они отмечают нажатия колодок и тангенциальные силы трения их с точностью до 1%.

Мощность машины дает возможность производить испытание колодок при постоянной скорости при силе их нажатия 9000 *кг*.

Машина состоит из следующих частей: на общем валу, установленном на роликовых подшипниках, насажены вагонное колесо *3* и семь тяжелых неодинакового веса маховых дисков *2*, а на конце вала за дисками находится мотор *1*. Диски заменяют собой массу вагона и груза, приходящуюся на одно колесо; вес этих дисков рассчитан так, что во время вращения вместе с колесом они дают эквивалентную величину кинетической энергии поезда. Изменение нагрузки на колесо достигается посредством выключения или включения требуемого числа маховых дисков. Благодаря различным весам последних

НТБ ДНУЖТ

Отсутствуют стр. с 195 - 210

НТБ
ДНУЖТ

таты, что опыты производили исключительно при силе тяги, а не при торможении, именно на электровозах, повышая силу тока до тех пор, пока не наступало боксование электровоза. Тогда по амперметру определялась сила тяги моторов, граничащая с максимальной силой сцепления колес, откуда и определялся путем вычисления коэфициент сцепления.

Между тем природа явлений при тяге и при торможении в точках касания колеса с рельсом показывает, что сила сцепления должна быть несколько иной при торможении, чем при тяге, и эта разница тем больше, чем больше скорость.

Для доказательства обратимся к фиг. 118, 119 и 120. На фиг. 118 изображено покоящееся колесо на рельсе. Для ясности деформация упругого смятия колеса и рельса показана в утрированном виде. Согласно исследованиям Герца общая поверхность соприкосновения колеса и рельса *abc* является поверхностью цилиндра, и поэтому силы давления N_1 и N_2, как и реакции R_1 и R_2, на этой поверхности распределяются в случае покоя симметрично относительно нормали, проходящей через центр касания колеса к рельсу.

Это условие сразу нарушается, как только начинается качение колеса, в особенности при больших скоростях. При качении например по часовой стрелке (фиг. 119) на поверхности головки рельса *bc* лежат частицы, подвергающиеся смятию; на поверхности же *ab*—частицы, которые уже претерпели смятие и, отставая от колеса в условиях упругой деформации, возвращаются в нормальное состояние.

Опыт показывает, что деформация исчезает не мгновеннно по снятии нагрузки, а с некоторым запозданием. Такое упругое последействие, или гистерезис, описывается в курсе сопротивления материалов В. Кирпичева (ч. 1, изд. 1916 г., стр. 40 и 164). При больших скоростях к этому явлению присоединяется еще инерционная энергия сминаемой массы металла. То и другое приводит к тому, что колесо гонит впереди себя волну деформированной поверхности, в то время как сзади его эта волна отстает, и поверхностные силы давления колеса на рельс таким образом отклоняются от оси симметрии на некоторый угол α.

Определим, чему равна в этом случае максимальная сила сцепления колеса с рельсом T_0 в случае, когда колесо работает, создавая силу тяги, и в другом случае, когда колесо создает торможение. Пусть φ будет статический коэфициент трения при скольжении колеса по рельсу, т. е. коэфициент в момент возникновения скольжения. Тогда сила сцепления T_0 будет:

$$T_0 = N\varphi, \tag{1}$$

де N—давление колеса в центре сминаемого участка *bc* поверхности касания. Направление этого давления составляет некоторый угол α с нормалью к рельсу.

При наличии силы тяги $T_к$ давление N равно сумме проекции нагрузки на колесо Q и силы тяги $T_к$ на направление этого давления N, именно:

$$N = Q\cos\alpha - T_к \sin\alpha. \tag{2}$$

Подставляя последнее значение N в (1), имеем:

$$T_0 = Q\,\varphi\cos\alpha - T_к\,\varphi\sin\alpha. \tag{3}$$

В свою очередь максимальная сила тяги $T_к$ зависит от силы сцепления T_0, именно $T_к$ не может быть больше проекции T_0 на горизонтальное направление:

$$T_k \leqslant T_0\cos\alpha \text{ и } T_{k\,max} = T_0\cos\alpha.$$

Подставляем это значение в уравнение (3), имеем:

$$T_0 = Q\,\varphi\cos\alpha - T_0\,\varphi\cos\alpha\sin\alpha. \tag{4}$$

Из этого последнего выражения определяем максимальное значение силы сцепления T_0 при тяге. Она равна:

$$T_{0-тяга} = \frac{Q\,\varphi\cos\alpha}{1+\varphi\cos\alpha\sin\alpha}. \tag{5}$$

Если же возьмем случай торможения колеса (фиг. 120), то мы видим из построения, что в выражении (3) для определения силы сцепления T_0 надо знак минус в правой части заменить плюсом, так как сила инерции T_i при торможении в этом случае проектируется

НТБ ДНУЖТ

на направление силы N с положительным знаком. Остальные рассуждения остаются те же. Поэтому в формуле (5) в правой части надо знак плюс заменить на минус:

$$T_{0-торм} = \frac{Q\varphi\cos\alpha}{1-\varphi\cos\alpha\sin\alpha}. \qquad (6)$$

Резюмируя все сказанное о коэфициенте сцепления колеса и рельса, приходим к заключению, что он является величиной, зависящей от скорости, но изменяется он меньше при торможении, чем при тяге. Будет правильным, если его принять по данным американской практики согласно кривой фиг. 117. На этой же фигуре показана кривая коэфициентов трения между колодками и бандажами при благоприятных условиях, составлемная на основании данных позднейших опытов как средняя для различных нажатий. Выше уже указывалось, что для расчетов сил нажатия колодок нет надобности считаться с условиями состояния рельсов, т. е. благоприятными или неблагоприятными ибо эти условия всегда одинаковы для сцепления колес с рельсами и для трения колодок о колеса, так как то и другое относится к одному и тому же бандажу, и поэтому расчет, сделанный для благоприятных условий, остается правильным и для неблагоприятных условий благодаря подобию явлений и постоянству отношений сил трения и сцепления при разных условиях.

§ 38. Износ чугунных тормозных колодок

Плохо сделанная тормозная колодка быстро изнашивается и имеет малый коэфициент трения. То и другое невыгодно в материальном отношении, кроме того это создает много технических неудобств: частая смена колодок, потеря тормозной силы, излишняя загрузка производства ввиду большого расхода колодок и т. д.

Необходимо обратить внимание еще на то, что ни в одной отрасли не расходуется металл так быстро и безвозвратно, как в тормозном деле, на тормозные колодки. Если взять для примера металл, израсходованный на постройку паровоза, вагона или трактора, то мы знаем, что этот металл, прослужив долгое время, будет сдан в лом и таким образом с некоторым уроном может быть снова использован. Тормозные же колодки расходуются подобно топливу, переходя очень быстро в необратимый продукт — в пыль, рассеянную по всей сети железных дорог.

Следовательно коэфициент использования металла здесь колоссально мал, а поэтому необходимо принять все меры к его увеличению. С этой точки зрения проблему уменьшения износа тормозных колодок необходимо отнести к вопросам первостепенной важности.

Надо заметить, что износ тормозных колодок существенно зависит от структуры металла их и коэфициента трения. При слабом, зернистом крошащемся строении колодки быстро расходуются; при малом же коэфициенте трения получение тормозной силы компенсируется более сильными нажатиями колодок, что ведет к еще более быстрому разрушению их.

Нам известны работы по изучению износа тормозных колодок инж. Е. Шафенберга (журнал «Die Giesserei», от 15 апреля, 1932 г.), д-ра Лемана, Кюнеля (журнал «Giesserei», 1926 г., Heft 21, 22, 23 и журнал «Giesserei», 1927 г., стр. 533). Приводим основные данные этих авторов.

а) Приспособления и методы измерения износа тормозных колодок

Тормозные колодки изнашиваются вследствие трения, когда при нажатии их на бандажи силы деформации маленьких выступов на трущихся поверхностях превышают пределы упругости, ввиду чего наступает разрушение этих выступов путем раздавливания, сдвига или излома; количество или размер износа в этом случае зависят от величины, нормального давления, скорости, продолжительности трения, твердости и строения металла колодки.

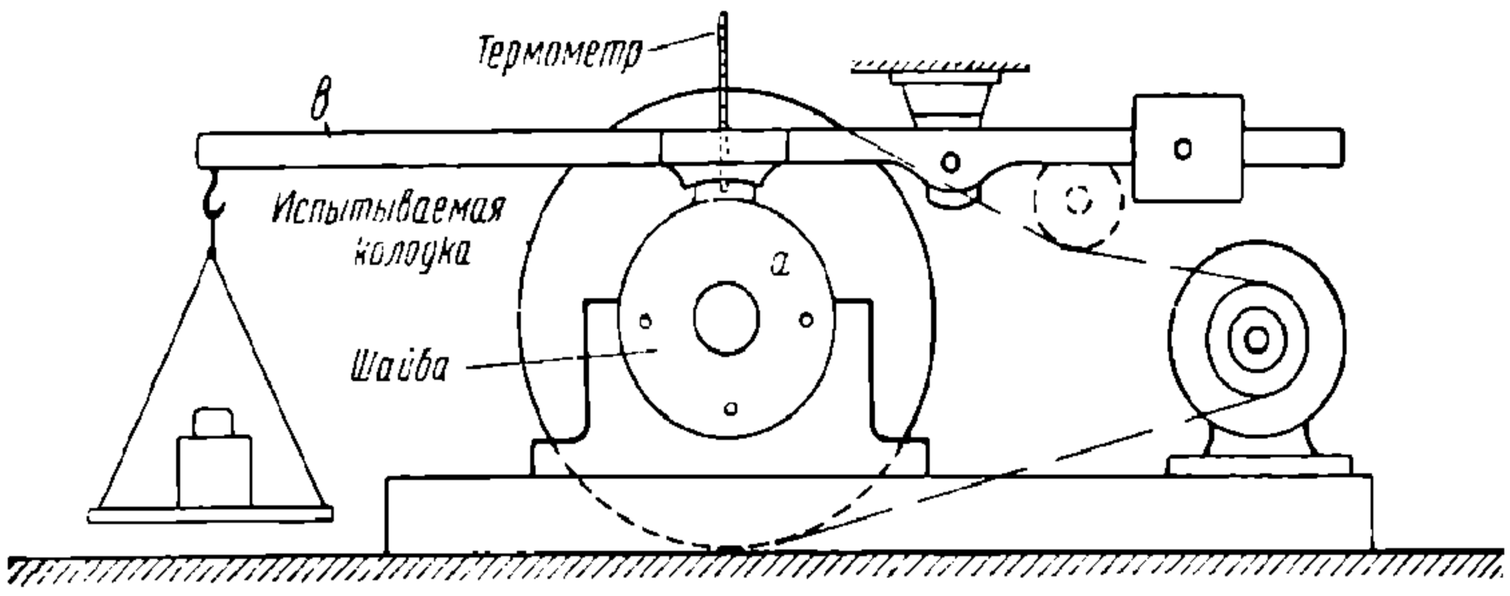
Трение между тормозной колодкой и бандажом колеса представляет собой такой процесс, который в общем легко воспроизвести в лаборатории. Для этой цели строится прибор для изнашивания колодок, установленный на тяжелой плите, чтобы создать условия спокойного равномерного хода машины (фиг. 121). Главный вал рассчитывается на число оборотов от 380 до 400, в зависимости от нагрузки. На этом валу находится сменная шайба *a* из бандажной стали диаметром 120 *мм* и толщиной 30 *мм*.

НТБ ДНУЖТ

Скорость скольжения на такой шайбе может быть доведена до 2,5 *м/сек*. Для получения больших скоростей необходимо размеры шайбы увеличить, но тогда надо соответственно подобрать и мощность мотора. Твердость шайбы той машины, на которой производил опыты инж. Шафенберг в Вене, была 192° по Бринелю, что соответствует крепости стали на разрыв 70,7 *кг/мм*^{2}.

Малая испытываемая тормозная колодка имела высоту 15 *мм*, площадь прилегания 20 × 30 *мм* и вырезывалась из середины обыкновенной нормальной тормозний колодки, так что на ее поверхности не было литейной корки. Степень твердости колодки колебалась в границах от 160 до 230° по Бринелю. На спинке испытываемой колодки имелось отверстие для помещения в нем термометра.

Перед каждым испытанием твердость испытываемой колодки определялась по Бринелю двукратным давлением шарика (10 *мм*, 3 000 *кг*, 30 сек.). Для нажатия колодки в машине имелся рычаг *в*, который, будучи сбалансированным, мог свободно колебаться над изнашивающей шайбой *а*. Нагрузка производилась путем наложения гири на весовую чашку, подвешенную на свободном конце рычага.



Фиг. 121. Схема машины для измерения износа колодок.

Износ определялся диференциальным взвешиванием испытываемых колодок на аналитических весах с чувствительностью до 0,001 *г*; следовательно при среднем весе изнашиваемых колодок 70 *г* степень точности взвешивания равнялась 0,001 70 = = 1 : 70 000, или 0,00148%.

Образующаяся при опыте пыль износа благодаря быстрому вращению шайбы большей частью отбрасывалась вниз. Перед каждым опытом шайба слегка отшлифовывалась, чтобы поверхность ее была чистая и равномерно гладкая. Кроме того как шайба, так и колодочка перед каждым испытанием обезжиривались чистым алкоголем, чтобы получилось абсолютно сухое трение. Износ шайбы был чрезвычайно малый, так что после 500 час. работы при постоянных шлифовках ее перед каждым опытом она изнашивалась едва на 0,3 *мм* по диаметру, т. е. изношенный слой был только 0,15 *мм*.

Вес износа колодки в миллиграммах делится на величину силы нажатия на нее, выраженную в килограммах, и на время, в течение которого производилось испытание, в часах. Получается таким образом коэфициент, выраженный в *мг/кг час*. Этот коэфициент остается неизменным для любого размера колодок, что видно из следующего рассуждения: относя износ к единице площади, мы должны также взять и силу нажатия, тоже отнесенную к единице площади, т. е. в *кг/см*^{2}. Тогда коэфициент износа будет выражен в таких единицах: *мг*/(*кг/см*^{2})·*час см*^{2} = *мг/кг час*.

Отсюда мы видим, что измерения площади колодки в коэфициенте износа сокращаются. При любой площади испытываемой колодки коэфициент износа ее одинаков.

б) Износ в зависимости от приработки и утомляемости материала

Первоначально новая колодка не прилегает к колесу правильно. При постепенном стачивании ее во время трения образуется правильная цилиндрическая поверхность на ней. До образования этой поверхности удельный износ больше, чем после, когда колодка приработается.

После более или менее длительной работы приработанной колодки (не менее 1 часа) опять обнаруживается увеличение удельного износа. Очевидно наступает явление усталости материала от постоянных мелких сотрясений, а также вследствие колебаний температуры, так как опытные колодки сильно нагревались и их приходилось охлаждать несколько раз.

НТБ ДНУЖТ

У бывших в употреблении тормозных колодок износ на 30—40% больше, чем у неупотреблявшихся колодок, что объясняется влиянием температурного режима, расстраивающего первоначальную структуру материала.

В среднем величина удельного износа чугунных колодок $\xi = 14—16$ *мг/кг час.* Чтобы определить износ q одной чугунной колодки в час при данной силе нажатия X, надо взять произведение величин ξX:

$$q = \xi X\, 10^{-6}$$

в) Коэфициент износа ξ в зависимости от силы нажатия колодки

При опытах над износом давались различные степени нажатия колодок — 10, 20, 30, 40 *кг*, иногда 50 *кг* (на всю колодку с площадью трения 6 *см*²). При силах меньше 10 *кг* (или 3,33 *кг/см*²) большей частью получались непригодные для учета величины.

Зависимость коэфициента износа от величины нажатия в общем не является закономерной функцией; наступает обычно для каждой отдельной колодки оптимум удельного износа при некоторой силе нажатия. Если например такой оптимум износа получался при нажатии колодки 30 *кг*, то при нажатиях меньших, например 10, 20 *кг*, или больших, например 40, 50 *кг*, удельный износ был больше, чем при 30 *кг*.

Оптимум износа большей частью получается при удельных нажатиях 4—6 *кг/см*².

Напомним, что в опытах Мецкова (§ 31, «б») наибольшие коэфициенты трения получались при тех же удельных давлениях. Отсюда мы можем заключить, что удель. ные давления 4—6 *кг/см*² особенно выгодны в отношении коэфициента трения и износа.

г) Износ и температура

При трении образуется теплота, которая частью передается колодке и шайбе, а частью излучается в окружающий воздух. При больших нажатиях опытных колодок температура колебалась от 120 до 360°. В действительных условиях при натуральных размерах тормозных колодок отношение площади охлаждающих поверхностей к объему меньшее, а потому температуры нагрева бывают большие.

В начале опыта температура сначала возрастает быстро, затем медленнее, и только после 2—2,5 час. достигается полное равновесие между образующимся и излучаемым теплом.

Может казаться справедливым предположение, что повышение температуры зависит от величины работы износа, или обратно, полученная температура допускает заключить о величине износа. Однако попытка найти зависимость температуры от удельного (или абсолютного) износа ни к чему не привела. Даже при повторении одного и того же опыта получались различные температуры, поэтому не представляется возможным оценивать износ при помощи температур.

д) Износ в зависимости от твердости металла

В имеющихся 60 группах опытов было сделано подразделение на малые группы твердости с интервалами по 5° по Бринелю для определения внутри этих групп средних цифр износа. Оказалось, как этого можно было ожидать, что с увеличением твердости повышается сопротивляемость износу. Правда, при нагрузке в 40 *кг* (при размерах колодочки 6 *см*² нагрузка была 6,66 *кг/см*²) наблюдалось выкрашивание зерен чугуна. В общем чугун тем больше сопротивляется износу, чем больше в нем содержание перлита, в то время как перлит обладает меньшей степенью сопротивляемости износу, ибо при большем содержании перлита повышается также и степень твердости чугуна. Из этого заключаем, что твердость в связи со строением материала имеет большое значение для сопротивляемости износа его.

Замечено, что при твердости чугуна ниже 170° по Бринелю удельный износ повыщается несоответственно сильнее, чем в пределах 240—170°. Ввиду этого твердость 170° считается критической. Тормозные колодки должны иметь твердость всегда больше 170°, нормально 200—240°.

е) Износ в зависимости от химического состава чугуна тормозных колодок

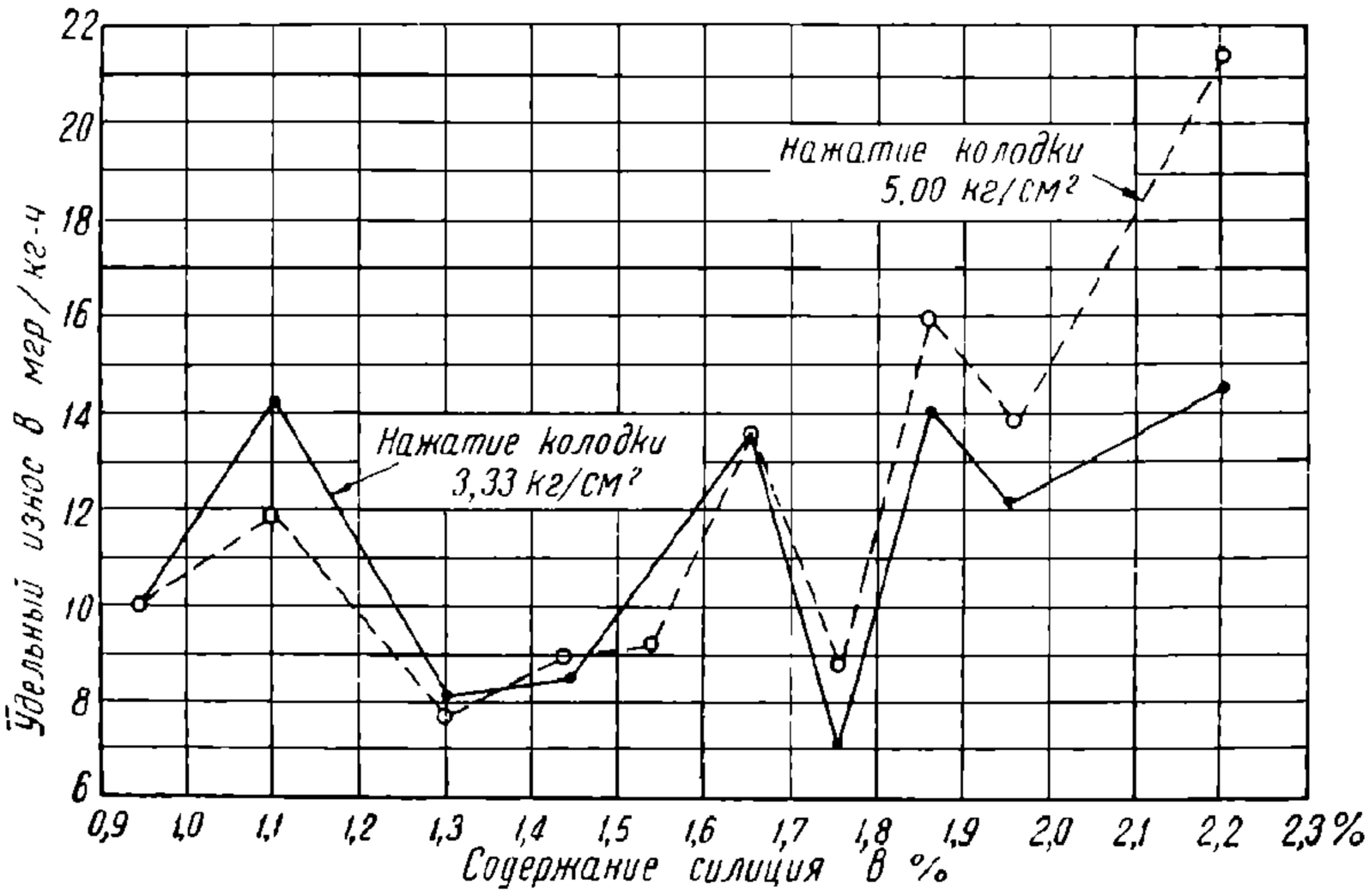
Д-р Кюнель («Die Giesserei», 1927, стр. 533) видит причину износа при трении чугуна по чугуну в строении материала; но так как строение материала в значитель-

НТБ ДНУЖТ

ной степени зависит от химического состава, то этим самым им признается влияние химического состава на износ.

Количество содержания углерода в чугуне оказывает влияние на износ колодок в следующем порядке: при очень незначительном содержании углерода (2,4—2,6%) и при очень высоком содержании его (3,6—3,8%) были получены наибольшие износы. Минимальный износ получается приблизительно при содержании углерода 2,7—3,0%.

Однако необходимо принять во внимание, что в чугуне тормозных колодок углерод встречается как в соединенной форме в виде железа-карбида, так и в форме свободного графита. Обе эти формы действуют различным образом на износ. Свободный графит действует в двух направлениях; во-первых, он благодаря своему смазывающему свойству противодействует износу, во-вторых, если он вкраплен в массу чугуна в форме длинных жилок, то облегчается вырывание маленьких частиц из трущейся поверхности материала, вследствие чего и увеличивается износ. Поэтому данные о количестве графита в чугуне еще не указывают степень сопротивляемости чугуна износу; необходимо принять во внимание также и форму графита, содержащегося в чугуне. Наилучшую сопротивляемость износу дает короткожилистый графит в виде разбросанных хлопьев, что подтверждается опытом и рядом фотографий шлифов. Наоборот, при длинножилистых, сетчатовидных графитных формах всегда на опыте замечался большой износ колодок.



Фиг. 122. Зависимость износа колодки от содержания силиция в чугуне.

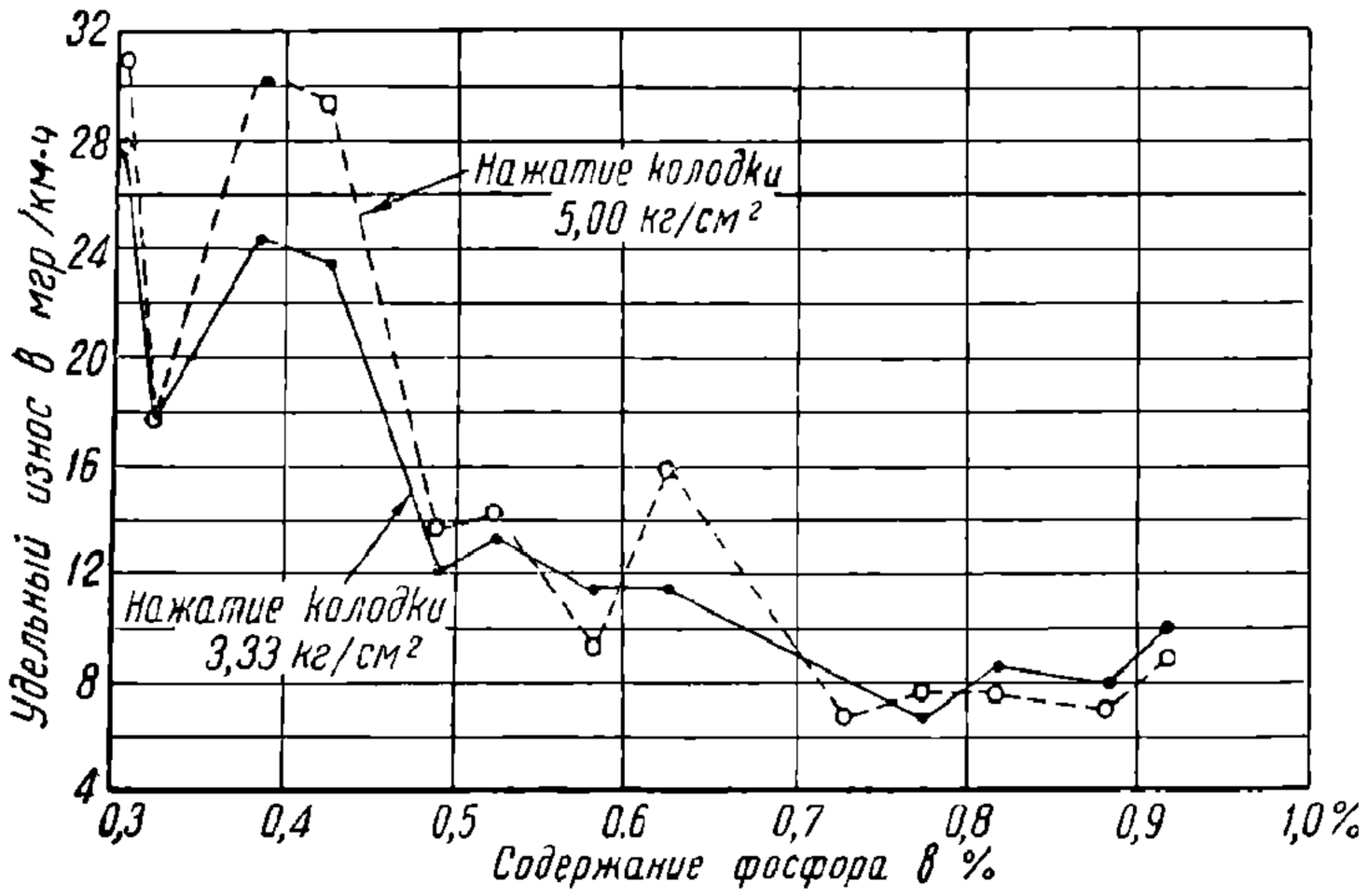
Фиг. 123. Зависимость износа колодки от содержания марганца в чугуне.

Содержание кремния (силиция) в чугуне только тогда влияет на увеличение износа тормозных колодок, когда количество его превышает 1,8%, как это видно из диаграммы фиг. 122. Вероятно это происходит потому, что он способствует, как известно, образованию крупных форм вкраплений свободного графита.

В отношении марганца дело обстоит несколько иначе. На диаграмме фиг. 123 кривая зависимости коэфициента износа, хотя и скачками, но все же идет к уменьшению; при возрастании содержания марганца и при содержании его 1,4—1,5% коэфициент износа достигает своего ясно выраженного оптимума. Но если затем содержание марганца превышает 1,5%, например 1,8% и выше, то коэфициент износа вдруг увеличивается почти в 4 раза.

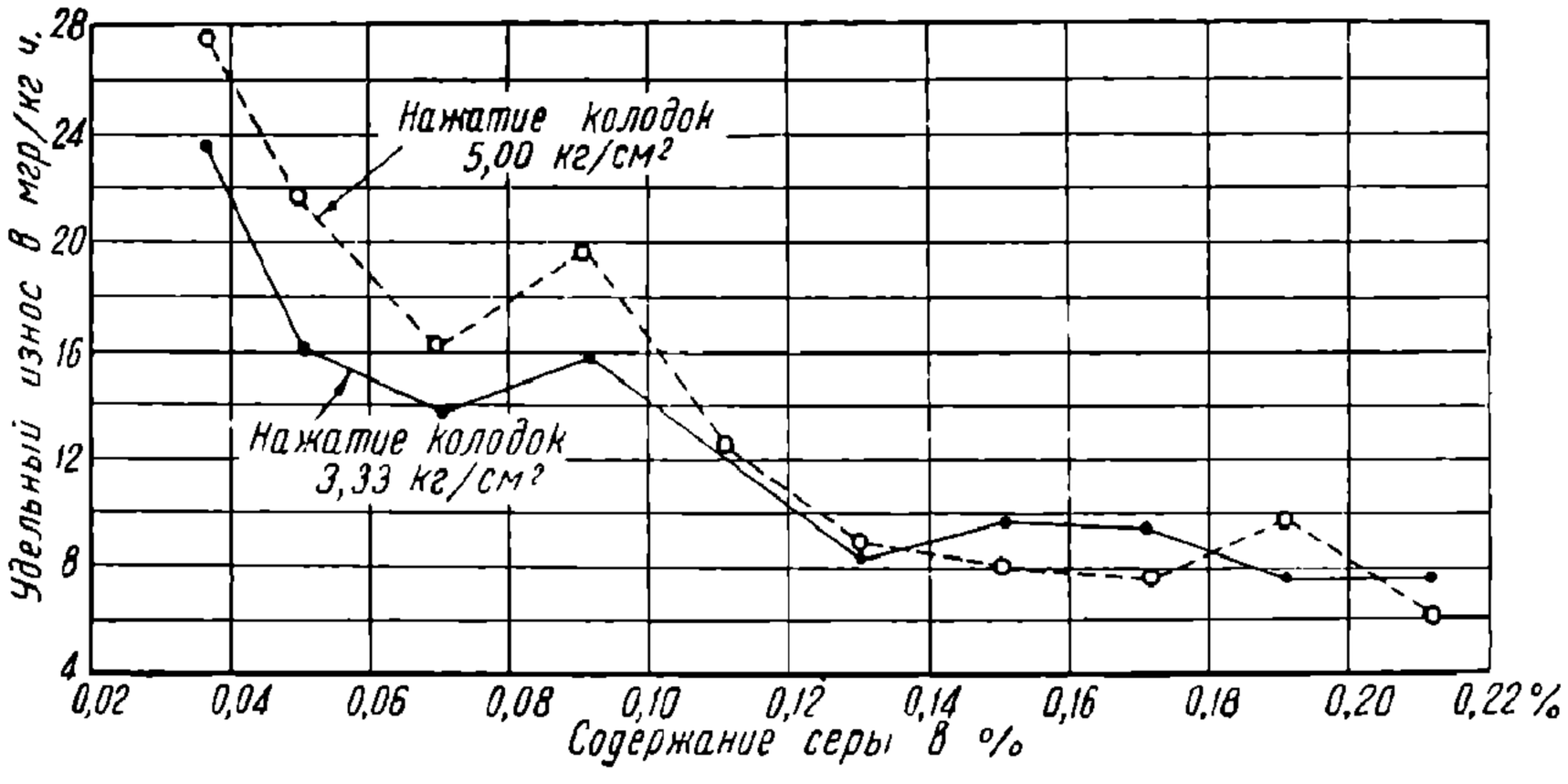
НТБ ДНУЖТ

Ф о с ф о р имеет совершенно противоположное действие, как это видно из фиг. 124, именно: с увеличением содержания фосфора уменьшается удельный износ колодки при условии нормальной твердости чугуна, ибо фосфидейтектикум, будучи твердым веществом, образовавшимся в чугуне от соединений фосфора с металлом и углеродом, при мягком чугуне вырывается во время трения из остальной массы строения чугуна и оказывает шлифующее (т. е. изнашивающее) действие на трущиеся поверхности.



Фиг. 124. Зависимость износа колодки от содержания фосфора в чугуне.

Чтобы лучше понять, почему это происходит, сделаем сравнение с точильным кругом, где твердый, зернистый фосфидейтектикум соответствует точильному зерну, а металлическая основная масса, т. е. перлит, соответствует цементирующей связке. Мягкий феррит дает связку незначительной крепости, из которой фосфидейтектикум, как точильные зерна, легко вырывается процессом износа и теперь со своей стороны действует шлифующим образом и отчасти как сухая смазка на связку. Если же, наоборот, фосфидейтектикум находится в крепкой перлитной связке, крепко уложен и противодействует своей твердостью до тех пор, пока он сам не износится и не затупится и тогда ломается, то выпадение его из массы чугуна задерживается. Этими соображениями объясняется уменьшение износа с увеличением содержания фосфора. Последующая опытная проверка показала, что при твердости чугуна ниже 160° по Бринелю наступал значительный износ и при высоком проценте содержания фосфора в чугуне.



Фиг. 125. Зависимость износа колодки от содержания серы в чугуне.

С е р а влияет на износ аналогично фосфору (фиг. 125), так как она образует резко выраженные кристаллы большой твердости при соединении с марганцем (MnS) или железом (FeS), придавая чугуну мелкозернистое строение. Но содержание серы в чугуне обычно значительно меньше, чем фосфора.

ж) Износ и коэфициент трения

Хотя существует мнение, что чем больше коэфициент трения, тем больше и износ, но полной пропорциональности в этом на наблюдается. Один и тот же вес износа может получиться в результате в одном случае большей затраченной работы, а в другом

НТБ ДНУЖТ

меньшей, что зависит еще и от качества износа. Чем крупнее зерна опилок, получающихся при трении колодки по бандажу, тем меньше затрачивается работы на получение этих опилок. Наоборот, тонкая пыль на свое образование требует затраты большей работы. Следовательно при одном и том же весовом износе в одном случае будет затрачено работы меньше, чем в другом, но в первом случае коэфициент трения будет меньше, ибо крупная неразмалывающаяся зернистая сыпь между трущимися поверхностями играет в большей степени роль сухой смазки, уменьшающей трение, чем растертая вязкая пыль.

з) О химическом составе и механических свойствах тормозных колодок типа Московского метрополитена

В заключение приведем технические характеристики колодок, над которыми производились опыты на железной дороге Московского метрополитена, опубликованные в августе 1935 г. в «Техническом бюллетене» № 1. Химический состав колодок виден из следующей таблицы.

Таблица 24

Химический состав и механические свойства чугунных колодок

Марки тормозных колодок	C	Si	S	Mn	P	Тверд ость по Бринелю
Колодки МВЭ	4	1,43—2,10	0,06–0,20	0,83–0,98	0,15–0,20	175–250
Колодки Каляевского завода	3,3	0,95	0,36	0,3	0,35	240—388
Колодки ФЗУ им. Мандельштама . . .	Данные отсутствуют					240–300
Колодки МСЖД .	3 0—3,2	1,2–1,5	0,15—0,20	0,6—1,2	0,4—0,8	240–420

Излом колодки Каляевского завода матовый с мелкозернистым строением. Колодки выполнены из половинчатого чугуна.

Излом колодки Мытищинского завода и ФЗУ им. Мандельштама имеет мелкозернистое строение; чугун серый.

Повышенная твердость колодок Каляевского завода является, повидимому, следствием пониженного содержания кремния и повышенного содержания серы. Как известно, пониженное содержание кремния улучшает растворимость углерода в железе, а сера отбеливает чугун и повышает его твердость.

Проверка износа колодок дала следующие результаты: колодки Каляевского завода имели средний износ 0,9 *мм* на 1 000 *км* пробега вагона (примерно на 1 000 торможений); колодки ФЗУ им. Мандельштама имели средний износ 2,1 *мм* на 1 000 *км* пробега вагона (примерно на 1 000 торможений); колодки Мытищинского завода имели средний износ от 1,0 до 1,5 *мм* на 1 000 *км* пробега вагона (примерно на 1 000 торможений).

Считается, что в метрополитене в среднем на каждый километр приходится одно торможение со скорости 40 *км/час*. Из этого можно вывести практическую цифру износа колодки, именно от 0,002 до 0,001 *мм* на одно торможение. Так как площадь трущейся поверхности колодки равна 250 $см^2$, то при удельном весе чугуна 7,2 весовой износ одной колодки на одно торможение после приведения данных размеров к дециметрам равен при износе на 0,001 *мм*:

$$2{,}5 \cdot 0{,}00001 \quad 7{,}2 = 0{,}00018 = 0{,}018 \ \ г,$$

или на один вагон, имеющий 16 тормозных колодок:

$$0{,}018 \cdot 16 = 0{,}288 \ г.$$

и) Химический состав чугуна германских тормозных колодок

Состав чугуна тормозных колодок, применяемых на германских дорогах, следующий: углерода 2,8—3,4%; свободного графита 1,6—2,6%; кремния 1,5—2,0%; марганца 0,3—0,5%; фосфора менее 0,8%; серы менее 0,18%.

Твердость этих колодок 195—225 единиц по Бринелю. Длина 450 *мм* при ширине около 80 *мм*.

НТБ ДНУЖТ

Глава шестая

КОЭФИЦИЕНТ НАЖАТИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК И РЫЧАЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 39. Коэфициенты нажатия тормозных колодок

а) Значение коэфициентов нажатия колодок

Использование тормоза можно разделить на два основных вида:

1. Для обычных служебных торможений поезда с целью уменьшения скорости или для производства предвиденной остановки в местах, заранее известных. В этих случаях машинист имеет большую свободу в регулировании тормозной силы, и поэтому от тормоза требуются лишь хорошая управляемость и чувствительность.

2. Для внезапных неожиданных остановок по причине вдруг появившегося заградительного сигнала или непосредственной опасности дальнейшему движению. В этих случаях от тормоза требуются быстрота действия и кратчайший тормозной путь.

Для выполнения первого пункта требуется, чтобы воздухораспределители (как приборы торможения) были совершенной конструкции. Это относится также и к крану машиниста, но в меньшей степени.

Для выполнения же второго пункта кроме того требуется, чтобы для каждой тормозной единицы была правильно выбрана при проектировании тормоза оптимальная величина силы нажатия тормозных колодок при полном или экстренном торможении. Если эта величина преуменьшена, то в массе вследствие неиспользования всего тормозного веса тормозной путь будет велик. Если же величина нажатия колодок преувеличена, то появятся сейчас же заклинивания колес — юзы, уменьшающие тормозную силу примерно на 40%, т. е. тормозной путь будет велик. В том и другом случаях безопасность движения не будет на должной высоте. Кроме того массовое заклинивание колес портит и выводит их из строя.

Следовательно чрезвычайно важно выбрать наиболее правильный и выгодный коэфициент нажатия тормозных колодок на бандажи колес, чтобы получить наиболее короткие тормозные пути и безопасные для подвижного состава торможения. Этому вопросу уделяется в тормозном деле очень много внимания, и мы ему поэтому в настоящей главе уделяем соответственное место.

Коэфициентом нажатия δ тормозных колодок называют отношение суммы сил нажатия всех колодок к сумме сил давления на рельсы тормозных осей данной единицы подвижного состава:

$$\delta = \frac{\Sigma \cdot X}{\Sigma \cdot Q}, \qquad (1)$$

где: δ — коэфициент нажатия колодок;

X — сумма сил нажатия колодок;

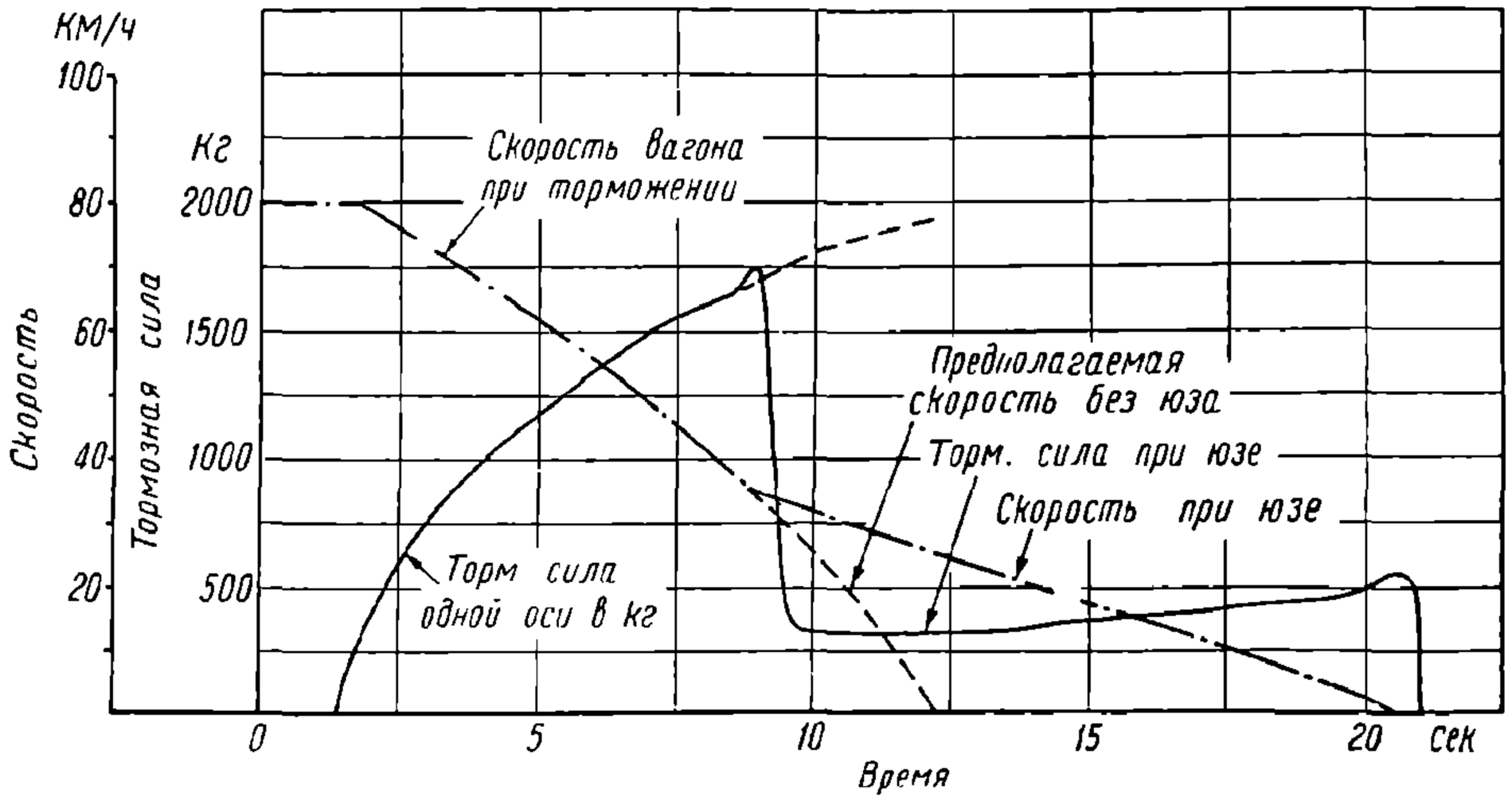
Q — сумма сил давления заторможенных колес на рельсы.

Точнее было бы брать отношение нажатия колодок одной оси к силе давления ее колес на рельсы, так как могут быть такие частные случаи, когда отдельные оси имеют неодинаковые нагрузки при одинаковой силе торможения их или, наоборот, при одинаковых нагрузках разные силы торможения. Правда, такие случаи очень редки.

НТБ ДНУЖТ

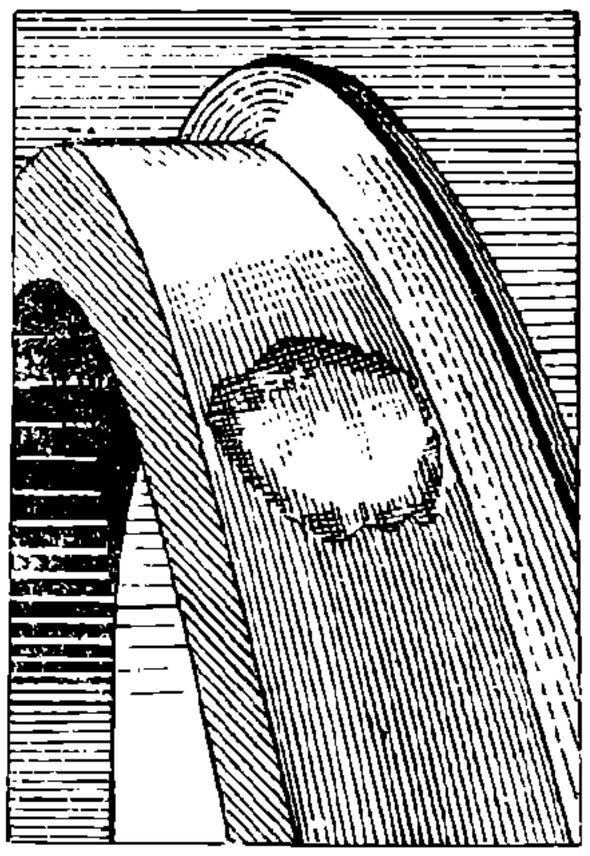
Как правило, сила нажатия колодок никогда не должна быть больше той силы, при которой может появиться скольжение колес по рельсам вследствие остановки их вращения. В § 35 нами рассматривался коэфициент трения скользящего по рельсу колеса. На фиг. 117 дана кривая этого коэфициента совместно с кривой коэфициента трения тормозных колодок по опытам Гальтона. Приблизительно те же величины коэфициентов трения скользящих колес даны в материалах опытов Мецкова, описанных в § 31 и представленных на фиг. 114—116.

Явление скольжения колес в условиях поездных поездок, взятое с натуры из опытов Гальтона, представлено на фиг. 126. По вертикали отложены силы торможения, от-



Фиг. 126. Потеря тормозного эффекта при юзе.

несенные к одному колесному скату, а по горизонтали — время в секундах. Через 8 сек. после начала торможения тормозная сила поднялась до величины 1 700 *кг*, что оказалось больше силы сцепления колес с рельсами, ввиду чего началось скольжение. С этого момента тормозная сила сразу немного увеличилась, затем быстро снизилась до 270 *кг*, и лишь к концу остановки она возросла до 500 *кг*. Из этого видно, что благодаря заклиниванию тормозная сила колесного ската уменьшилась более чем на 80%, ввиду чего тормозной путь конечно удлинился.



Фиг. 127. Выбоина на бандаже, получающаяся при юзе.

Но не только в этом заключается отрицательная сторона заклинивания колес при торможении. В результате длительного скольжения образуется на поверхности бандажа местный износ материала, так называемая выбоина (фиг. 127). Колесо с такой выбоиной, собственно говоря, дефектное. Оно при каждом полном обороте стучит и этим приносит много вреда подвижному составу и пути, расстраивая их. В особенности страдают рессоры и ходовые части вагона, а на пути — рельсы. Зимой при сильных морозах после прохода поезда, в составе которого находятся колеса с большими выбоинами, наблюдаются массовые изломы рельсов, в особенности у стыков. Выбоины на колесах очень опасны также при прохождении поездом длинных мостов, вызывая перенапряжения в частях их при совпадении частоты собственных колебаний фермы с ритмическими ударами выбоины о рельс. Кроме того колесо с выбоиной преждевременно поступает в обточку, где снимается с него слой стружки большей толщины, чем нормально требуется. Все это в сумме составляет эксплуатационные убытки и ненормальности.

Из этого следует, что вопросу коэфициента нажатия тормозных колодок должно быть уделено чрезвычайно большое внимание; надо установить, с одной стороны, такой

НТБ ДНУЖТ

верхний предел нажатия, при котором не происходило бы заклинивания колес и, с другой стороны, чтобы тормозной вес данной единицы был использован до максимального предела с целью получения кратчайших тормозных путей.

Отсюда мы видим, что в выборе коэфициента нажатия колодок мы связаны двумя противоположными условиями; эти условия необходимо исследовать для определения возможно правильной величины нажатия тормозных колодок.

В руководствах по тяговым расчетам даются по этому поводу большей частью краткие указания. Разными авторами рекомендуется принимать следующие коэфициенты нажатий, относя их к таре вагона:

П. М. Супруненко, Теория тяги поездов, 1932 г., стр. 136:	
1) для товарных вагонов	0,55—0,83
2) для пассажирских вагонов	0,50 – 0,55
В. Ф. Егорченко, Тяговые расчеты, 1934 г., стр. 134:	
1) для вагонов при порожнем режиме тормоза	0,7— 0,9
2) для вагонов при груженом режиме	1,2— 1,5
3) для паровозов	0,4
Д. А. Штанге, Тяговые расчеты, 1931 г., стр. 48:	
1) для товарных порожних вагонов	0,6
2) для товарных груженых вагонов	1,1 от тары
3) для пассажирских вагонов	0,6
4) для локомотивов	0,4 — 0,5
В. А. Шевалин, Тяговые расчеты электрических железных дорог, 1931 г., стр. 167:	
1) для пассажирских вагонов .	0,5—0,9
2) для товарных вагонов . . .	до 0,7
3) для трамвайных моторных вагонов .	» 0,85
4) для трамвайных прицепных вагонов	» 0,75
5) для электровозов .	» 1,00

В европейских международных условиях, которым должны удовлетворять тормоза, в пунктах 13 и 14 указаны коэфициенты 0,50—0,85 с такой формулировкой:

$$0{,}50\,Q \leqslant X \leqslant 0{,}85\,Q,$$

где: Q — давление на рельсы тормозных осей вагонов;

X — сила нажатия колодок.

Меньшая норма (0,50) относится к случаю наибольшего выхода штока поршня тормозного цилиндра (200 *мм*) и большая (0,85) — к случаю наименьшего допускаемого выхода этого штока (100 *мм*).

Как известно, в непрямодействующих тормозах типов Вестингауза, Кнорра, Кунце-Кнорра и др. давление воздуха в тормозных цилиндрах зависит от величины выхода поршня.

По стандарту, рекомендованному Американской ассоциацией железных дорог (Американская железнодорожная энциклопедия «АЖЭ», перевод, Трансжелдориздат, 1934 г.), нажатие тормозных колодок товарных вагонов должно быть 60%, исходя из давления 2,5 *ат* (повидимому при наибольшем ходе поршня). Приводя к среднему давлению в тормозном цилиндре в 3,5 *ат*, это нажатие будет 84%, а при 3,8 *ат*, получающемуся обычно при малых ходах поршней в тормозе Вестингауза, нажатие получается около 92%. Поэтому можно сказать, что нажатие тормозных колодок по американским нормам допускается в пределах 0,60—0,92.

Наконец по новейшим нормам, относящимся к высокоскоростным тормозам, нажатие тормозных колодок превосходит все вышеприведенные цифры, однако с обязательным условием применения специальных регуляторов, автоматически снижающих его при малых скоростях до нормальных величин. При этих условиях нажатие допускается 1,20 — 1,80 от тары вагона.

Из этого перечня мы видим, что по различным данным и для различных целей нажатие тормозных колодок на бандажи колес допускается от 40 до 180% от тары данной тормозной единицы подвижного состава. Очевидно требуется основательный анализ этого вопроса, чтобы уточнить, в каких случаях, какой коэфициент нажатия должен быть взят.

Чтобы найти этот критерий, необходимо произвести исследование одновременно коэфициентов трения колодок о бандаж и коэфициентов сцепления колес с рельсами

НТБ ДНУЖТ

в функции одной и той же скорости, чтобы затем определить те допуски в нажатиях колодок, которые могут гарантировать максимум тормозной силы при полном отсутствии юза.

Известно, что коэфициенты как трения, так и сцепления имеют свои границы для благоприятных и неблагоприятных условий. В сущности под этими условиями подразумевается сухое или мокрое состояние поверхностей рельсов и бандажей. Спрашивается, какое из этих двух условий мы должны принять во внимание при определении коэфициента нажатия тормозных колодок. Можно ответить, что безразлично, ибо в том и другом случаях эти условия не имеют того абсолютного значения, какое они имеют например при тяговых подсчетах тормозных сил поездов. В самом деле, влажность рельса передается поверхности бандажа почти по всей его ширине, так как на ходу колеса движутся не по прямой, а по извилистой линии, все время перекатываясь в пределах разбега между ребордами и головками рельсов; кроме того во время торможения трущиеся колодки растирают захваченную с рельса бандажом влагу по поверхности последнего, а поэтому сами приходят в подобное рельсу состояние. Таким образом состояние поверхности рельса передается на бандаж, а из бандажа на колодку. В конечном результате отношение между величиной коэфициента сцепления колеса с рельсом и величиной коэфициента трения колодки по колесу при одних условиях остается таким же и при других условиях. Поэтому при выявлении относительных значений касательных сил трения тормозных колодок и сил сцепления колес с рельсами не играют существенной роли условия состояния поверхностей рельсов. Например, если назвать коэфициенты трения колодок и сцепления колес при благоприятных условиях соответственно через $\varphi'_к$ и φ'_0, при неблагоприятных условиях через $\varphi''_к$ и φ''_0 и вообще при любых условиях через $\varphi_к$ и φ_0, то приблизительно имеют место равенства для одних и тех же скоростей:

$$\frac{\varphi'_к}{\varphi'_0} = \frac{\varphi''_к}{\varphi''_0} = \frac{\varphi_к}{\varphi_0} = \text{const.} \qquad (2)$$

Это показывает, что при исследованиях коэфициентов нажатия колодок можно останавливаться на любых условиях, лишь бы эти условия были одинаковы для рельсов и для колодок. Мы в дальнейшем будем всегда принимать условия благоприятные, т. е. сухое состояние поверхностей головок рельсов, бандажа и колодок.

Чтобы дать строгое обоснование выбора коэфициента нажатия тормозных колодок, поступаем следующим образом: строим диаграмму средних коэфициентов сцепления колес с рельсами (фиг. 128, линия *1*) и коэфициентов трения колодок о бандажи (линия *2*). Эти коэфициенты взяты из диаграммы фиг. 117 как результат сводки многочисленных опытов. С обеих сторон этих линий проводим границы возможных отклонений значений коэфициентов. Отклонения же эти могут происходить по причине сотрясений, колебаний рессор, влияний колеса и т. д. Собственно говоря, эти границы соответствуют области рассеивания опытных точек при нахождении коэфициентов трения экспериментальным путем. На основании диаграмм и наблюдений такие отклонения можно установить для коэфициентов сцепления $\pm 0{,}10\ \varphi_0$ и для коэфициентов трения $\pm 0{,}11\ \varphi_к$, что и отмечено на диаграмме фиг. 128 пунктирными линиями.

На основании высказанных соображений мы должны при подсчетах брать не точные кривые, а их отклонения в сторону сближения обоих коэфициентов, именно для сцепления колес с рельсами $0{,}9\ \varphi_0$ и для трения колодок $1{,}11\ \varphi_к$.

В этих случаях, учитывая указанные допуски, мы можем допустить для получения максимальной силы торможения такое нажатие тормозных колодок, чтобы получилось равенство касательных к колесу сил торможения и сцепления, именно:

$$Q \cdot 0{,}9\,\varphi_0 = X \quad 1{,}11\,\varphi_к\,.$$

Тогда отношение силы нажатия колодок к давлению колес на рельс найдем из следующего:

$$\delta = \frac{X}{Q} = \frac{0{,}9\,\varphi_0}{1{,}11\,\varphi_к}\,. \qquad (3)$$

Но φ_0 и $\varphi_к$ являются функциями скоростей, поэтому возникает вопрос, при какой же скорости установить искомый коэфициент нажатия тормозных колодок δ?

НТБ ДИИЖТ

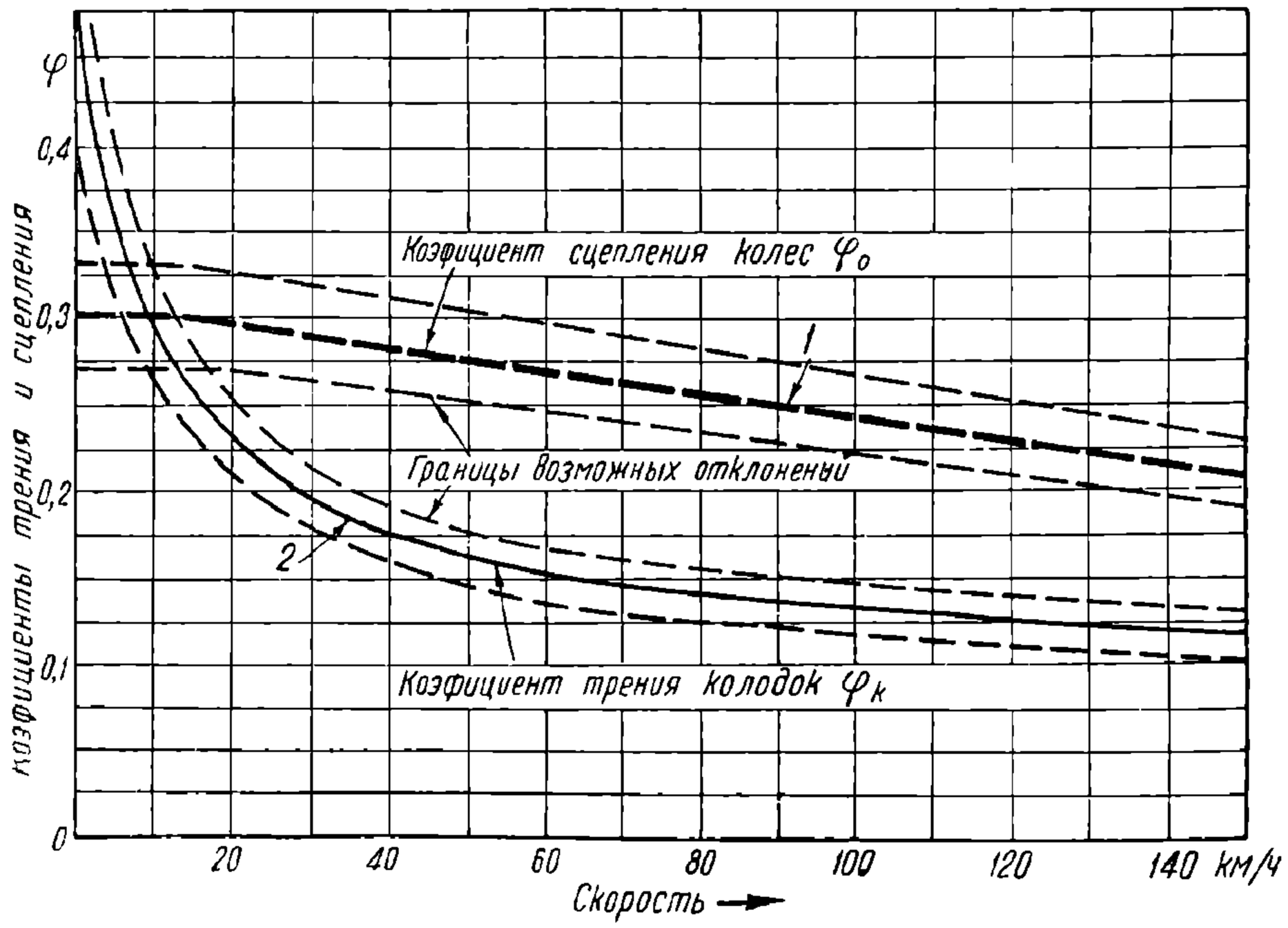
Если поставить условие абсолютного недопущения заклинивания колес при полном торможении, тогда в предыдущее выражение вместо $\varphi_к$ и φ_0 надо ставить их значения, отвечающие скорости нуль или очень близкой к нулю.

Из диаграммы фиг. 128 имеем при скорости, равной нулю, $\varphi_к = 0{,}47$ и $\varphi_0 = 0{,}3$, тогда

$$\delta = \frac{0{,}9 \quad 0{,}3}{1{,}11 \cdot 0{,}47} = 0{,}52.$$

Такой коэфициент принимается для особо ответственных единиц подвижного состава, например для паровозов, тем более, что у них благодаря неполной уравновешенности шатунно-поршневого механизма возможно ожидать особенно большой неравномерности давления колеса на рельс.

Для обыкновенного же подвижного состава, например для товарных и даже пассажирских вагонов, такой малый коэфициент нажатия невыгоден, так как при боль-



Фиг. 128. Границы коэфициентов сцепления колес с рельсами и коэфициентов трения тормозных колодок.

ших скоростях величина коэфициента трения значительно уменьшается, так что например при скорости 40 *км/час* согласно фиг. 128 имеем $\varphi_к = 0{,}17$ и $\varphi_0 = 0{,}29$, поэтому коэфициент нажатия колодок для этой скорости можно было бы допустить:

$$\delta_{40} = \frac{0{,}9 \cdot 0{,}29}{1{,}11 \cdot 0{,}17} = 1{,}38,$$

но при низших скоростях получатся юз и потеря тормозного эффекта.

Из этих крайностей выбирается среднее, наиболее выгодное. Для этого подходят к вопросу выбора коэфициента более смело и допускают некоторый риск заклинивания колес, но лишь под самый конец остановки поезда, следовательно на малых скоростях и на небольших расстояниях, что почти безвредно для них. Кроме того для безопасности движения очень важно, чтобы в первый же момент торможения скорость поезда по возможности быстро уменьшалась. Исходя из этих предпосылок, для более эффективного использования тормоза на высоких скоростях заведомо допускают заклинивание колес, но лишь в тот момент, когда скорость поезда уменьшится до 6—8 *км/час*, помня, что, во-первых, скольжение колес на коротком пути, который поезду еще надо пройти до полной остановки, не причинит колесу заметного повреждения, и, во-вторых, что такое заклинивание во всяком случае будет редким исключением при полных или

БГТУ ДНУЖТ

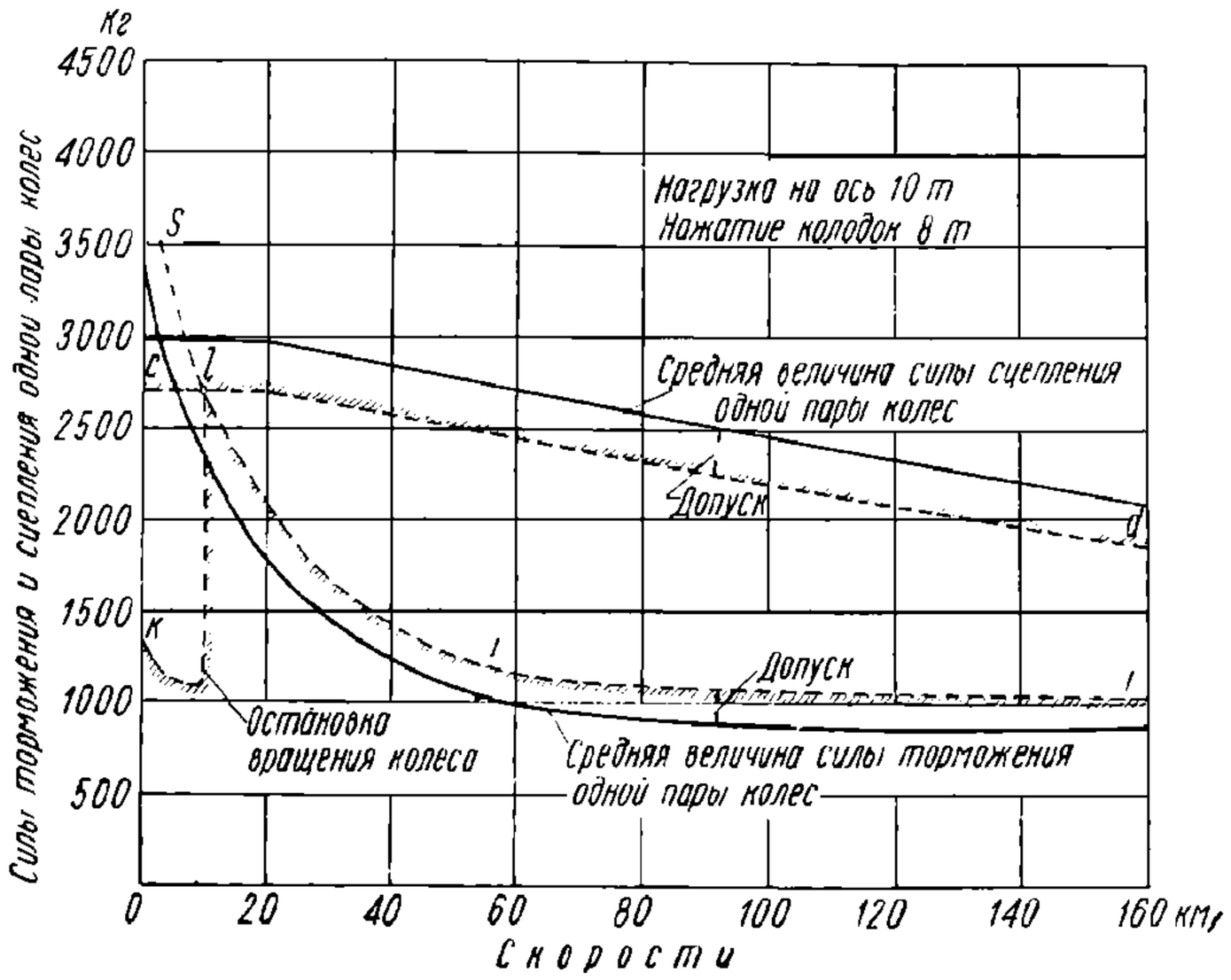
экстренных торможениях, так как машинисты при обычных служебных торможениях никогда не используют всего запаса тормозной силы, а останавливают поезд только частью ее посредством ступенчатого торможения.

Итак, выбрав скорость например 8 *км/час* для определения коэфициента нажатия колодок δ, из фиг. 128 находим, что при этой скорости $\varphi_к = 0{,}32$, а $\varphi_0 = 0{,}3$. Поэтому согласно (3):

$$\delta = \frac{0{,}9 \quad 0{,}30}{1{,}11 \cdot 0{,}32} = 0{,}76.$$

Это и есть высший коэфициент нажатия тормозных колодок, который можно допускать.

На фиг. 129 построена диаграмма полного (экстренного) торможения колеса, соответствующая этому расчету, т. е. с нагрузкой 10 *m* при нажатии колодок 7,6 *m*. Линия *cd* изображает границу сил сцепления колес с рельсами, а линия *kli* изображает тормозную силу. Участок *kl*— это торможение под конец остановки при заклиненных колесах.



Фиг. 129. Диаграмма полного или экстренного торможения при нагрузке на ось 10 *m* и нажатии колодок 7,6 *m*, т. е. при $\eta = 0{,}76$.

Но наивыгоднейшее торможение, т. е. наиболее короткие тормозные пути, получаются при таком переменном коэфициенте нажатия колодок, при котором во время всего процесса торможения тормозная сила почти граничит с силой сцепления колес с рельсами. Однако для получения такой работы тормоза требуются особые регуляторы нажатия колодок, теоретический разбор которых помещен ниже (в главе седьмой, трактующей о скоростных тормозах).

Резюмируя вышеизложенное в отношении коэфициентов нажатия тормозных колодок, мы можем установить как практический минимум и максимум его в пределах от 0,52 до 0,76. Первая цифра должна применяться в тех случаях, когда почему-либо не допускается даже самое короткое заклинивание колес, вторая—когда это можно допустить.

При нагрузке подвижного состава давление колес на оси увеличивается, и если тормоза не имеют особых приспособлений, изменяющих режим работы их в зависимости от величины груза (грузовой режим), то при торможении пути удлиняются. Если же в тормозах имеются грузовые режимы, то обычно они дают возможность использовать только часть веса груза в качестве тормозного веса, увеличивая силу торможения на 60—75% от силы, рассчитанной для тары, хотя бы груз был значительно большего веса, например вдвое относительно тары, как это имеет место в товарных поездах.

Тормоз Матросова дает давление в тормозном цилиндре 1,8 — 2,1 *am* при порожнем режиме и 3,4—3,6 *am* при груженом режиме. При этих условиях установлена норма: включать груженый режим при загрузке вагона 4 *m* на ось вагона.

При точных ответственных расчетах нажатия тормозных колодок необходимо учитывать динамическую разгрузку задних осей тормозной единицы во время торможения (см. § 40).

При расчетах коэфициента нажатия тормозных колодок необходимо особенно внимательно относиться к чугунным (Гриффина) колесам. Во-первых, коэфициенты сцепления с рельсами у них несколько меньше, чем у колес со стальными бандажами, примерно на 5%, вследствие разнородности соприкасающихся металлов; во-

НТБ ДНУЖТ

вторых, коэфициенты трения чугунных тормозных колодок несколько больше, чем на стальных бандажах, примерно на 10% (в пределах скоростей от 0 до 30 *км/час*) вследствие однородности соприкасающихся металлов. В сумме нажатие колодок на такую колесную пару должно быть меньше, чем на колесную пару со стальными бандажами приблизительно на 15% из опасения заклинивания колес.

Кроме того, необходимо учитывать вредное влияние чрезмерного удельного давления тормозной колодки на поверхность обода колеса, так как получающаяся при этом высокая температура в области контакта трущихся поверхностей колодки и колеса с последующим быстрым охлаждением поверхности последнего после выхода из этого контакта служит причиной появления незаметных трещин, которые ведут к быстрому расстройству поверхностной структуры, а затем вообще к разрушению поверхности катания колеса.

Оптимальная величина нажатия колодок, не причиняющая вреда колесам, — это 6 *кг/см²* и как предел—8 *кг/см²*.

Если при одностороннем торможении нельзя получить давлений указанного порядка за счет увеличения площади трения тормозной колодки, не уменьшая конечно допускаемой общей расчетной величины нажатия, то необходимо прибегнуть к двухстороннему торможению. По отношению к чугунным колесам очевидно, как правило, надо всегда применять двухстороннее торможение в целях сохранения долговечности их. В противном случае они могут оказаться значительно менее выгодными, чем колеса со стальными бандажами, вследствие преждевременного выхода из строя.

б) Нормы нажатия тормозных колодок согласно условиям Международного союза железных дорог (МСЖД)

В Западной Европе вместо нашего простого понятия о коэфициенте нажатия колодки на колесо употребляется понятие в значительно более сложной форме. Среди 33 условий, которым должны удовлетворять непрерывные тормоза товарных поездов, имеются два условия — 13 и 14, которые дают определенные границы максимального общего нажатия на колодки заторможенных вагонов во время полного торможения на основании простых формулировок, именно:

Пункт 13. Если затормаживается только тара вагона (порожний режим), то максимальное давление колодок при наибольшем ходе поршня и нормальном начальном рабочем давлении в магистрали в 5 *am* должно быть не меньше 50% от тары. При наименьшем ходе поршня оно не должно превышать 85% от тары.

Пункт 14. Если затормаживается груженый вагон (груженый режим), то максимальное нажатие колодок должно быть не меньше 0,5 $(t+c)$, где t — тара вагона и c — наименьший груз, при котором может применяться груженый режим. Максимальное нажатие колодок при наименьшем ходе поршня не должно превышать величины 0,85 $(t+c)$. Значит:

1) при порожнем режиме:

$$0{,}5\,t \leqslant X \leqslant 0{,}85\,t;$$

2) при груженом режиме:

$$0{,}5\,(t+c) \leqslant X \leqslant 0{,}85\,(t+c),$$

где: t — тара вагона;

c — минимум нагрузки, при которой применяется груженый режим;

X — сила нажатия на колодки.

Такая формулировка относится к тормозам непрямодействующим (Вестингауза, Кнорра, Кунце-Кнорра и др.), в которых величина выхода штока поршня тормозного цилиндра обусловливает величину давления воздуха в последнем. При среднем же ходе поршня тормозного цилиндра нажатие колодок X при полном торможении не должно быть выше:

$$\frac{0{,}5+0{,}85}{2}\,t \approx 0{,}68\,t.$$

НТБ ДНУЖТ

Эта цифра по международной норме округлена до 0,7. В эксплуатации на окончательный результат нажатия колодок в непрямодействующих товарных истощимых тормозах имеет большое значение также время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом. Если тормозной цилиндр наполняется быстрее, например 28 сек., то за это время тормоз меньше истощится, чем в том случае, когда наполнение происходит медленнее, например 40, 50 или 60 сек.

В последнем случае, пока в цилиндре установится максимальное давление, утечки могут оказать весьма заметное влияние на уменьшение силы нажатия. Поэтому, строго говоря, надо вводить поправку в коэфициент нажатия в зависимости от установленного времени наполнения тормозных цилиндров. В некоторых непрямодействующих тормозах, снабженных регуляторами хода поршня, время наполнения является постоянной величиной, но величина этого времени вообще не установлена, и всякая дорога может устанавливать его по-своему. Очевидно комиссии надо было установить какие-то общие нормы.

Точно так же нажатие тормозной колодки на колесо при полном торможении является величиной случайной или произвольной для разных типов вагонов разных дорог или государств.

Между тем в зависимости от величины удельного давления коэфициент трения изменяется в обратном порядке: чем больше давление, тем меньше коэфициент трения. Следовательно и этот фактор потребовалось учитывать при подсчете коэфициента нажатия.

Наконец величина первоначального скачка давления в тормозном цилиндре товарного тормоза тоже влияет на величину конечного давления ввиду большего или меньшего количества быстро подаваемого в тормозной цилиндр воздуха без всяких потерь благодаря быстроте поступления его.

Совокупность всех этих факторов характеризует собой данный тормоз в том отношении, что при полном торможении, произведенном при начальном зарядном давлении 5 *ат*, один тормоз может дать нажатие на тормозные колодки больше или меньше, чем другой тормоз, и кроме того это нажатие в известной степени может изменяться с течением времени.

Этот вопрос был поднят еще в 1929 г. на заседании Международной комиссии железных дорог по техническим вопросам в Неаполе представителем германских железных дорог Аккерманом. Он предложил ввести для расчета т о р м о з н о г о в е с а, обеспечивающего при максимальном нажатии колодок отсутствие скольжения колес, специальный поправочный коэфициент γ для товарных поездов, обращающихся в международном сообщении.

Согласно выработанному обязательному постановлению, касающемуся определения силы торможения вагонов, на швеллерах этих вагонов должен значиться тормозной вес.

При этом принималось во внимание, что при полном торможении, произведенном при зарядном давлении воздуха 5 *ат* и при среднем ходе поршня тормозного цилиндра при наиболее быстром наполнении его воздухом (согласно условиям международных норм 28 сек. при скачке давления в цилиндре в 20% от полного давления и при среднем нажатии одной колодки 1 700 *кг*), нагрузка на колесо должна быть в $^{100}/_{70}$ раз больше этого нажатия или, обратно, это нажатие составляет 70% от давления колеса на рельс; и в этом случае $\gamma = 1$.

Формулой это изобразится так:

$$X = \delta\gamma Q,$$

где: X — сила нажатия колодок;
δ — коэфициент нажатия;
γ — поправочный коэфициент, характеризующий тормоз;
Q — тормозной вес (давление колес на рельс).

Поправочный коэфициент γ определяется по формуле:

$$\gamma = \gamma_1 \gamma_2,$$

где: γ_1 — коэфициент скачка давления, зависящий от нажатия на колодку и от про-

НТБ ДНУЖТ

центного соотношения между давлением этого скачка и полным давлением в тормозном цилиндре;

γ_2 — коэфициент времени наполнения, зависящий от нажатия на колодку и от времени наполнения тормозного цилиндра до давления 95% от полного.

В 1932 г. пятая комиссия МСЖД в Берне установила точные правила относительно определения тормозного веса и определения коэфициента γ, характеризующего тормоз. Эти правила сводятся к следующему: тормозной вес равен произведению силы действительного нажатия колодок на колеса (на ходу поезда в условиях сотрясений и малых колебаний), получаемого после полного торможения с зарядного давления 5 *am* при среднем ходе поршня, на $^{10}/_{7}$ коэфициента γ, характеризующего тормоз, и на число тормозных колодок n:

$$Q = X\frac{10}{7}\gamma n.$$

Коэфициент γ расценивается в соответствии с величинами:

X — фактическое нажатие колодок на ходу поезда или $^{9}/_{8}$ от давления на стоянке;

a — отношение давления воздуха при скачке и давления при законченном наполнении;

t — время наполнения тормозного цилиндра при среднем ходе поршня.

Для того чтобы находить коэфициент γ в соответствии с X как произведение γ_1 и γ_2, была составлена диаграмма (фиг. 130), которая дает значения обоих последних коэфициентов.

Согласно этой диаграмме $\gamma = 1$ при $X = 1\,690$ *кг*, $a = 20\%$ и $t = 28$ сек.

Для практического пользования составлены на основании этой диаграммы таблицы значений тормозного веса для разных величин нажатий колодок. Каждая таблица содержит колонки цифр для разного времени наполнения цилиндров и при разных процентах первоначального скачка давлений в цилиндре. Из этих таблиц здесь приводится только одна (табл. 4) как образец.

Таких таблиц 23 для разных величин нажатия колодок от 800 до 3 000 *кг* через каждые 100 *кг*.

Для пояснения пользования диаграммой фиг. 130 приведем пример: допустим, что нажатие колодки на колесо при среднем ходе поршня равно 1 *т* при порожнем режиме и 1,5 *т* при груженом режиме. Колодок на вагоне 8. Скачок первоначального давления в тормозном цилиндре 0,5 *am*. Максимальное давление в нем при полном торможении груженого режима 3,5 *am* и порожнего режима 2 *am*. Время наполнения тормозного цилиндра при среднем ходе поршня (до давления 0,95 от полного) 40 сек. Давление скачка от полного давления составляет (для груженого режима) 14%.

По этим данным находим тормозной вес.

По диаграмме *1* (фиг. 130) при скачке 14% и нажатии колодок 1 500 *кг* (груженый режим) коэфициент $\gamma_1 = 0{,}975$.

По диаграмме *2* при времени наполнения тормозного цилиндра 40 сек. и нажатии при груженом режиме 1 500 *кг* имеем $\gamma_2 = 0{,}94$.

Отсюда находим коэфициент, характеризующий тормоз:

$$\gamma = \gamma_1\gamma_2 = 0{,}975 \cdot 0{,}94 = 0{,}92.$$

Тормозной вес соответственно будет равен:

$$Q_{гр} = 1{,}5 \cdot 8 \cdot \frac{10}{7} \cdot 0{,}92 = 15{,}8\ т;$$

$$Q_{пор} = 1{,}0 \cdot 8 \cdot \frac{10}{7} \cdot 0{,}92 = 10{,}5\ т.$$

Согласно существующим правилам цифры должны быть округлены до целых. Следовательно на вагоне около рукоятки режимного вала ставятся два трафарета—10 и 16 *т*.

Примечание. Согласно Правилам технической эксплуатации железных дорог СССР (§ 344в) груженый режим включается при загрузке вагона не менее 4 *т* на ось. Если к этому грузу прибавить тару около 5 *т* на ось, то можно сказать, что у нас имеются единые тормозные веса: 5 *т* на ось при порожнем режиме и не менее 9 *т* на ось при груженом режиме.

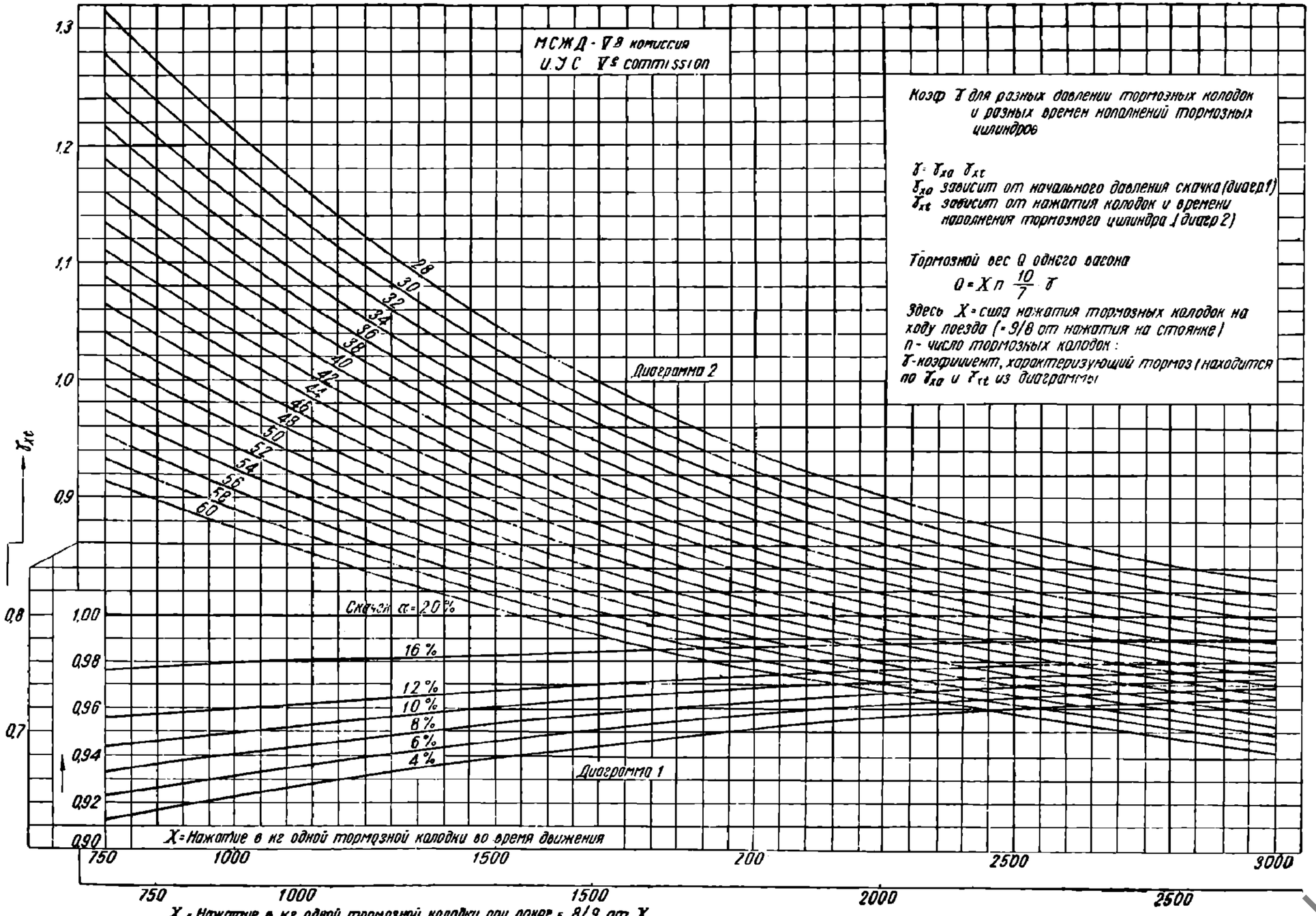
НТБ ДНУЖТ

Таблица 25

Нажатие одной тормозной колодки на ходу 1 100 *кг* или на стоянке 980 *кг*

Время наполнения в сек.		28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60
Скачок	20%	1,173	1,145	1,120	1,097	1,075	1,055	1,034	1,013	0,995	0,977	0,958	0,940	0,923	0,906	0,889	0,873	0,858
	16%	1,151	1,123	1,099	1,076	1,055	1,035	1,014	0,994	0,976	0,958	0,940	0,922	0,905	0,889	0,872	0,856	0,842
	12%	1,128	1,101	1,077	1,055	1,034	1,015	0,994	0,974	0,957	0,940	0,921	0,904	0,888	0,871	0,855	0,840	0,825
	10%	1,118	1,091	1,067	1,045	1,024	1,005	0,985	0,965	0,948	0,931	0,913	0,896	0,879	0,863	0,847	0,832	0,818
	8%	1,107	1,080	1,057	1,035	1,014	0,995	0,976	0,956	0,939	0,922	0,904	0,887	0,871	0,855	0,839	0,824	0,810
	6%	1,097	1,071	1,047	1,026	1,005	0,987	0,967	0,947	0,931	0,914	0,896	0,879	0,863	0,847	0,831	0,816	0,802
	4%	1,087	1,061	1,038	1,016	0,996	0,977	0,958	0,938	0,922	0,905	0,887	0,871	0,855	0,839	0,824	0,809	0,795

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 130. Диаграмма коэфициента γ для разных нажатий тормозных колодок.

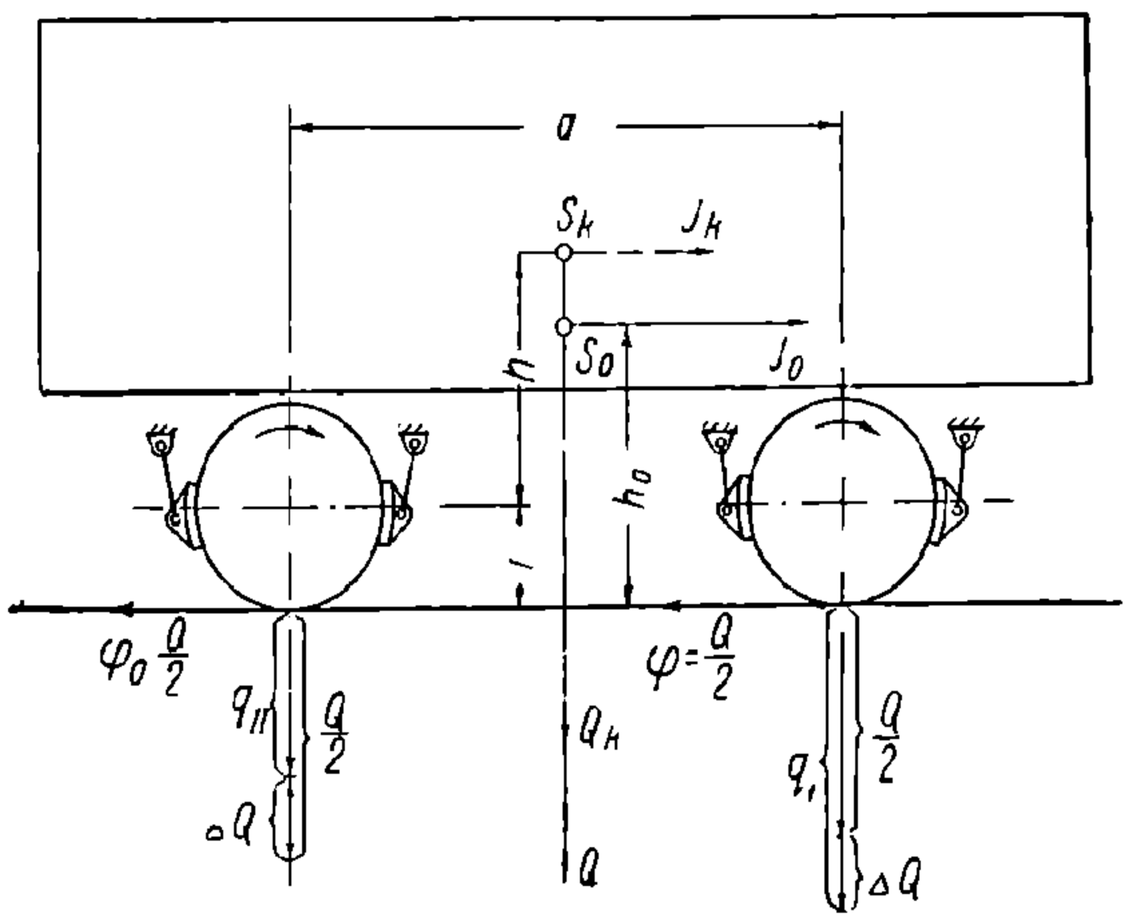
НТБ ДНУЖТ

§ 40. Истинные давления колес на рельсы во время торможения

Давления колес на рельсы при расчетах сил нажатий тормозных колодок берутся обычно для неподвижного вагона или локомотива. Для приближенного расчета с этим можно согласиться, но там, где требуются более или менее точные расчеты, например при проектировании скоростных тормозов или при расчетах нажатия колодок на чугунные колеса с малым диаметром (950 *мм*), следовательно и малой базой, — необходимо принимать во внимание динамические силы, возникающие во время торможения, которые в известной степени изменяют нагрузки на оси.

Вопрос об изменении осевых нагрузок во время торможения сравнительно прост: когда происходит торможение, сила инерции при замедлении движения создает те или иные опрокидывающие моменты в зависимости от конструкции данной единицы подвижного состава, что и дает перераспределение нагрузок на базе вагона, а если имеются тележки, то на колесных базах каждой из них и на шкворневых балках. В некоторых случаях разгрузки осей доходят до значительной величины, чего нельзя не учитывать при расчетах нажатий тормозных колодок.

Для этих расчетов решающее значение имеют максимальные значения сил инерции на горизонтальных участках или, что то же, эквивалентные им составляющие силы тяжести по направлению движения, при торможении с поддержанием скорости на уклонах. Поэтому в основу последующих выводов мы возьмем максимальные возможные замедления при торможении на горизонтальном пути, когда величина тормозной силы граничит с величиной силы сцепления колес с рельсами. Больше этого не может быть сила торможения ни на горизонтали, ни на уклоне.



Фиг. 131. Динамические разгрузки осей во время торможения двухосного вагона.

Введем следующие обозначения (фиг. 131 и 132):

Q — вес всего вагона или локомотива;

$Q_к$ — вес кузова вагона с грузом;

$Q_т$ — вес одной тележки;

$Q_I, Q_{II}, \ldots$ — давление одной колесной пары № I, II на рельс на стоянке;

ΔQ — изменение нагрузки;

P — горизонтальная сила инерции кузова;

h_0 — высота центра тяжести всего вагона над головкой рельса;

h_1 — высота центра тяжести кузова над плоскостью пятника тележки;

h_2 — высота центра тяжести тележки над головкой рельса;

h_3 — высота пятника тележки над головкой рельса;

a — длина колесной базы тележки или двухосного вагона;

c — длина шкворневой базы четырехосного вагона;

φ_0 — коэфициент сцепления между колесом и рельсом;

m — момент пары сил.

а) Двухосный вагон

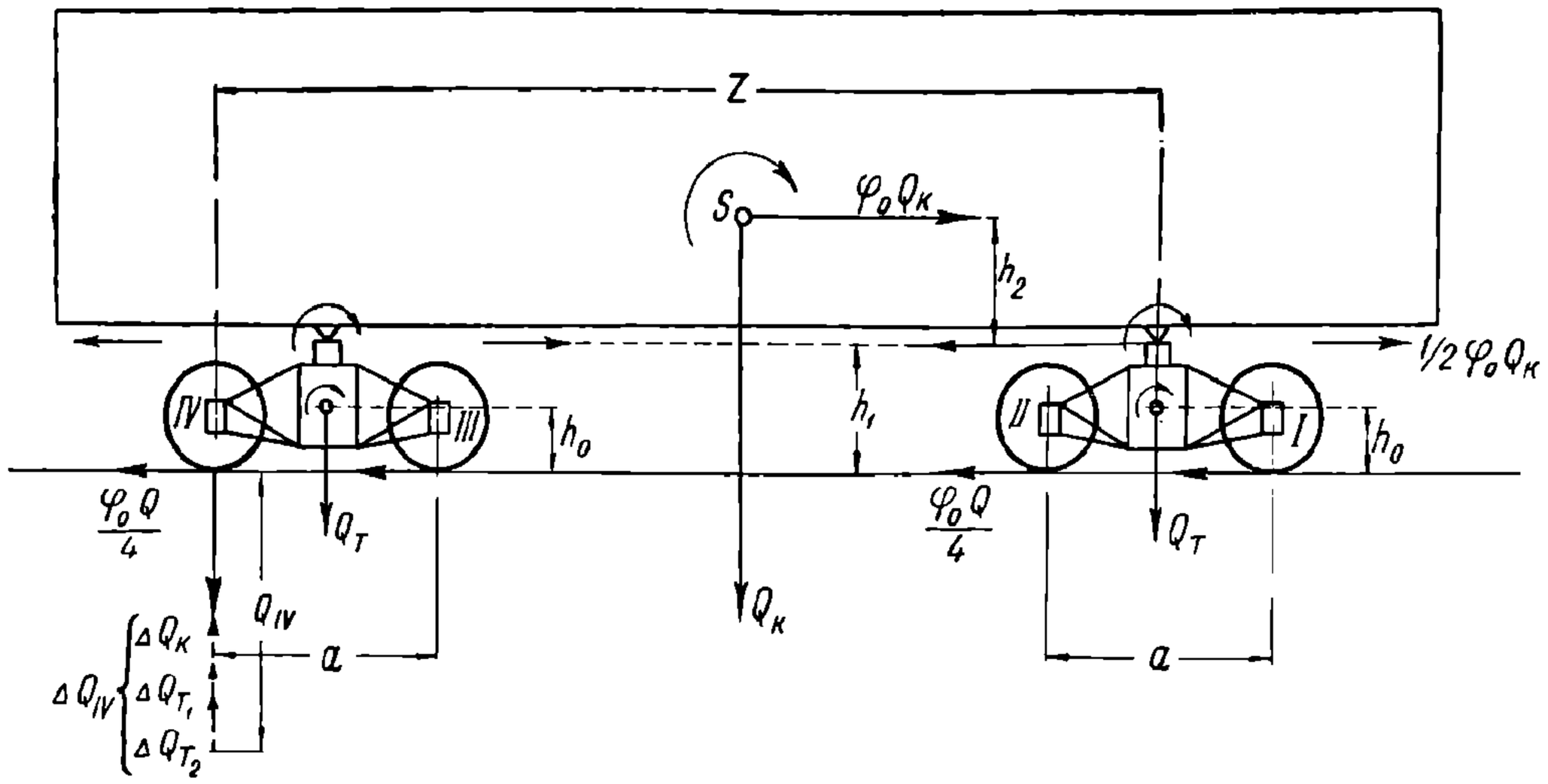
На двухосном вагоне (фиг. 131) замедляющая тормозная сила $\varphi_0 Q$, действующая в плоскости точек касания колес с рельсами, вызывает появление равной и противоположно направленной силы инерции приложенной в точке s центра тяжести вагона. Вследствие этого возникает пара сил с моментом $M = \varphi_0 Q h$; эта пара увеличивает давление колес передней оси и уменьшает давление задней оси на некоторую величину $\pm \Delta Q$.

НТБ ДНУЖТ

Заторможенные колеса в этом типе вагона составляют как бы одно общее целое с верхней неходовой частью его; поэтому для определения величины опрокидывающего момента в результате действия пары сил, с одной стороны, тормозной силы в плоскости головок рельсов и, с другой, — инерционной, приложенной к центру тяжести всего вагона (включая и колеса), можно воспользоваться простым уравнением:

$$m = \varphi_0 Q h_0; \tag{1}$$

это будет в точности то же самое, если бы мы взяли сумму двух моментов: с одной стороны, силы инерции одного кузова относительно плоскости осей колесных пар и, с другой стороны, тормозных сил относительно тех же осей колес.



Фиг. 132. Динамические разгрузки осей во время торможения четырехосного вагона.

Для определения величины разгрузки задней оси ΔQ_{II} необходимо полученный опрокидывающий момент m разделить на длину базы осей a:

$$\Delta Q_{II} = \frac{m}{a} = \varphi_0 Q \frac{h_0}{a} \tag{2}$$

При выводе этой формулы мы пренебрегли инерциями вращательного движения колес ввиду незначительной величины получающихся моментов при торможении.

б) Четырехосный вагон

У вагонов с поворотными тележками нельзя обобщать, как это было сделано для двухосного вагона, ходовую часть с верхней. В них необходимо вычислять опрокидывающие моменты отдельно для кузова и для тележек.

При торможении верхняя часть вагона вследствие возникшей силы инерции перегружает переднюю тележку и разгружает заднюю от появляющегося опрокидывающего момента; одновременно сила инерции этой же верхней части создает горизонтальную сдвигающую силу, действующую на шкворни тележек, вследствие чего возникают новые опрокидывающие моменты для обеих тележек. В самих же тележках получается кроме того свой собственный опрокидывающий момент от действия сил инерции их, как в самостоятельном двухосном вагоне.

Все эти моменты, вызванные порознь силами, где сумма последних равна тормозной силе, создают перегрузки или разгрузки осей и соответственно изменяют силы давлений колес на рельсы.

Согласно фиг. 132 имеем:

$$Q = Q_к + 2Q_т = 4q, \tag{3}$$

где q—давление одной колесной пары на рельсы.

При торможении возникает сила сопротивления, возможный максимум которой равен:

$$4\varphi_0 q = \varphi_0 Q_к + 2\varphi_0 Q_0 Q_т. \tag{4}$$

НТБ ДНУЖТ

Первый член правой части выражения (4) является силой, относящейся к верхней части вагона, вызывающей равную и противоположную силу инерции ее и совместно с ней дающей опрокидывающий момент для кузова, равный:

$$m_1 = \varphi_0 Q_к h_2; \tag{5}$$

деля его на длину шкворневой базы, получаем силу, разгружающую заднюю тележку:

$$-\Delta Q_к = -\varphi_0 Q_к \frac{h_2}{c},$$

а для одного колеса тележки:

$$\Delta Q_к = \frac{\Delta Q_к}{2} = -\varphi_0 \frac{Q_к}{2} \cdot \frac{h_2}{c}. \tag{6}$$

Та жа сила инерции кузова $\varphi_0 Q_к$ является силой сдвига для шкворней обеих тележек. Поэтому на каждой тележке на высоте пятников h_2 действует опрокидывающая сила $\varphi_0 \frac{Q_к}{2}$, момент которой будет:

$$m_2 = \varphi \frac{Q_к}{2} h_2,$$

дающий разгрузку задней комплексной пары:

$$\Delta Q_{m_1} = \varphi_0 \frac{Q_к}{2} \frac{h_1}{a}. \tag{7}$$

Наконец сама тележка подобно двухосному вагону дает своей инерцией разгрузку той же задней оси согласно выражению (2), равную:

$$\Delta Q_{m_2} = \varphi_0 Q_m \frac{h_0}{a}. \tag{8}$$

Чтобы определить полную разгрузку задней оси задней тележки, надо сложить выражения (6), (7) и (8):

$$-\Delta Q_{IV} = -\frac{\Delta Q_к}{2} - \Delta Q_{m_1} - \Delta Q_{m_2}$$

или

$$\Delta Q_{IV} = -\varphi_0 \left[\frac{Q_к}{2}\left(\frac{h_2}{c} + \frac{h_1}{a}\right) + Q_m \frac{h_0}{a}\right] \tag{9}$$

Численные примеры.

В основу числовых расчетов положим коэфициент сцепления колеса с рельсом $\varphi_0 = 0{,}25$. Режим тормоза груженый.

1. Двухосный 20-*т* вагон (фиг. 131).

Принимаем:

Общий вес груженого вагона	$Q = 29\,000$ *кг*
Нагрузка на ось	$Q_I = Q_{II} = 14\,500$ »
База вагона	$a = 4\,000$ *мм*
Высота центра тяжести	$h_0 = 1\,600$ »

Согласно формуле (2) разгрузка оси:

$$\Delta Q_{II} = \varphi_0 Q \frac{h_0}{a} = -0{,}25 \cdot 29\,000 \frac{1\,600}{4\,000} = 2\,900 \text{ кг}.$$

Таким образом в моменты наиболее сильного торможения, когда тормозная сила приближается к границе сцепления колес с рельсом, задняя ось разгружается на:

$$\frac{2\,900}{14\,500} \cdot 100 = 20\%.$$

НТБ ДНУЖТ

Если при подсчете сил нажатия колодок на колеса это не учтено, то заклинивание задней оси по ходу вагона может быть при полных или экстренных торможениях хроническим явлением под конец торможения.

2. Четырехосный большегрузный вагон. Предельный коэфициент сцепления $\varphi_0 = 0{,}25$.

Задается:

Общий вес вагона брутто		$Q = 6\,000$ *кг*
Нагрузка на ось . .	$Q_{I} = Q_{II} = Q_{III} =$	$Q_{IV} = 15\,000$ »
Вес кузова с грузом		$Q_к = 50\,000$ »
Вес тележки		$Q_т = 5\,000$ »
Высота центра тяжести тележки над рельсами		$h_0 = 700$ *мм*
Высота пятника над рельсами . .		$h_1 = 1\,100$ »
Высота центра тяжести кузова с грузом над пятниками		$h_2 = 1\,500$ »
Длина шкворневой базы		$c = 9\,300$ »
Длина колесной базы тележки		$a = 1\,900$ »

Согласно формуле (9) разгрузка оси задней тележки будет:

$$\Delta Q_{IV} = \varphi_0 \left[\frac{Q_к}{2} \left(\frac{h_2}{c} + \frac{h_1}{a} \right) + Q_т \frac{h_0}{a} \right];$$

$$\Delta q = 0{,}25 \frac{50\,000}{2} \left(\frac{1\,500}{9\,300} + \frac{1\,100}{1\,900} \right) + 5\,000 \frac{700}{1\,900} = 5\,085 \text{ кг}.$$

Разгрузка задней оси вагона составляет:

$$\frac{6\,935}{20\,000} \cdot 100 = 34{,}6\%,$$

что является недостатком тележек в отношении тормозов как в товарных, так и в пассажирских поездах. При меньших нагрузках вагона этот процент разгрузки оси остается почти таким же.

Этих примеров достаточно, чтобы сделать подобный расчет для других конструкций ходовых частей вагонов и локомотивов.

На основании вышеприведенных примерных расчетов можно вывести заключение, что наибольшее влияние на разгрузку осей оказывает сдвигающая сила на шкворне тележки. Поэтому рекомендуется понижать высоту h_1 пятника тележки и увеличивать базу тележки, конструируя ее соответственным образом, а в скоростных многокузовных составах необходимо смежные тележки даже сочленять между собой для увеличения колесной базы a и устранения опрокидывающих моментов.

Цифровые примеры показывают, что порядок величин динамических разгрузок осей, возникающих во время торможения, является таким, что их необходимо принимать во внимание, чего обычно не делается при проектировании тормозов. Можно в некоторой степени варьировать нажатие тормозных колодок в соответствии с разгрузками и перегрузками осей при помощи установки определенным образом подвесок тормозных колодок, как это рекомендует профессор Гомеля, или некоторым образом подбирать рычаги для внутренних и наружных пар колодок в четырехосных вагонах.

§ 41. Тормозная рычажная передача

а) Передаточное число рычажной передачи

Тормозной рычажной передачей называется передаточный механизм, состоящий из ряда рычагов, тяг, балок или триангелей, подвесок и тормозных колодок, предназначенных для передачи силы от источника до тормозных колодок, с требуемым выигрышем величины этой силы и ровным распределением ее на все тормозные колодки.

НТБ ДНУЖТ

Коэфициент, показывающий отношение теоретической величины суммы сил нажатий всех тормозных колодок ΣX к величине силы источника P, называется коэфициентом рычажной передачи или передаточным числом n. Следовательно:

$$n = \frac{\Sigma X}{P}$$

Под силой источника здесь понимается сила по штоку тормозного цилиндра или сила тормозильщика на рукоятке тормоза.

Для определения величины передаточного числа необходимо прежде всего знать допускаемую силу нажатия тормозных колодок, которая соответствует выбранному проценту от нагрузки всех тормозных осей (см. § 39). Затем принимается во внимание источник силы — тормозильщик или тормозной цилиндр. Сила первого принимается в виде средней величины 30—32 *кг*, но может доходить и до 50 *кг*, сила второго зависит от выбора диаметра тормозного цилиндра и давления воздуха в нем при полном (максимальной силы) торможении и в общем равна:

$$P = p\frac{\pi D^2}{4},$$

где: D — диаметр поршня тормозного цилиндра;

p — давление воздуха в тормозном цилиндре при полном торможении.

В последнем случае очевидно можно варьировать величиной P в довольно широких пределах, выбирая соответствующий тип цилиндра; что же касается давления p, то принято брать за норму два давления: 3,5 *ат* при однорежимном тормозе, 3,5 *ат* для груженого режима и 1,9 *ат* для порожнего при двурежимном тормозе. Практически рекомендуется брать такой тип тормозного цилиндра, чтобы передаточное число было по возможности меньше по причинам, указанным ниже; однако величина и вес тормозного цилиндра должны в некоторой степени гармонировать с весом той единицы подвижного состава, на котором он должен быть укреплен, например нерационально ставить 14″ цилиндр на двухосном вагоне — получается слишком тяжело и громоздко; но для тяжелых или быстроходных типов подвижного состава уместно ставить не только 14″, но и 16 и 18″ тормозные цилиндры уже потому, что эти вагоны требуют весьма больших нажатий на тормозные колодки. За неимением в нашей номенклатуре тормозных цилиндров больше 14″ ставят иногда два цилиндра 12″ или 14″, которые обслуживают порознь обе тележки вагона или обе стороны локомотива.

Выбрав передаточное число, устанавливают при построении рычажной передачи тип и схему последней, затем определяют размеры плеч рычагов и усилия в них, в тягах, подвесках, балках и других элементах для расчета прочных размеров их. Но бывают случаи обратные, когда по готовой схеме и размерам, показанным на этой схеме, надо найти или проверить передаточное число. Во всех этих случаях необходимо иметь формулы, заключающие в себе интересующие нас величины в зависимости, чтобы с помощью этих формул можно было быстро и точно решить любую задачу на построение рычажной передачи.

Эти формулы следующие:

для автоматического воздушного тормоза

$$n = m\frac{ac\ldots}{bd\ldots}\cos\alpha = \frac{\Sigma X}{P}; \qquad (10)$$

для ручного тормоза

$$n_{руч} = 6{,}2\,\frac{r}{h}\,\frac{s}{t}\,m\,\frac{a'c\ldots}{bd\ldots}\cos\alpha, \qquad (11)$$

где: n — передаточное число воздушного тормоза;

$n_{руч}$ — передаточное число ручного тормоза;

m — число пар тормозных колодок (парой колодок считаются две колодки, связанные поперечной балкой или триангелем с одной стороны колесной пары);

$ac\ldots$ — величины в числителе, соответствующие длинам ведущих плеч рычагов, находящихся в зоне рычажной передачи между источником силы до ближайшей пары колодок;

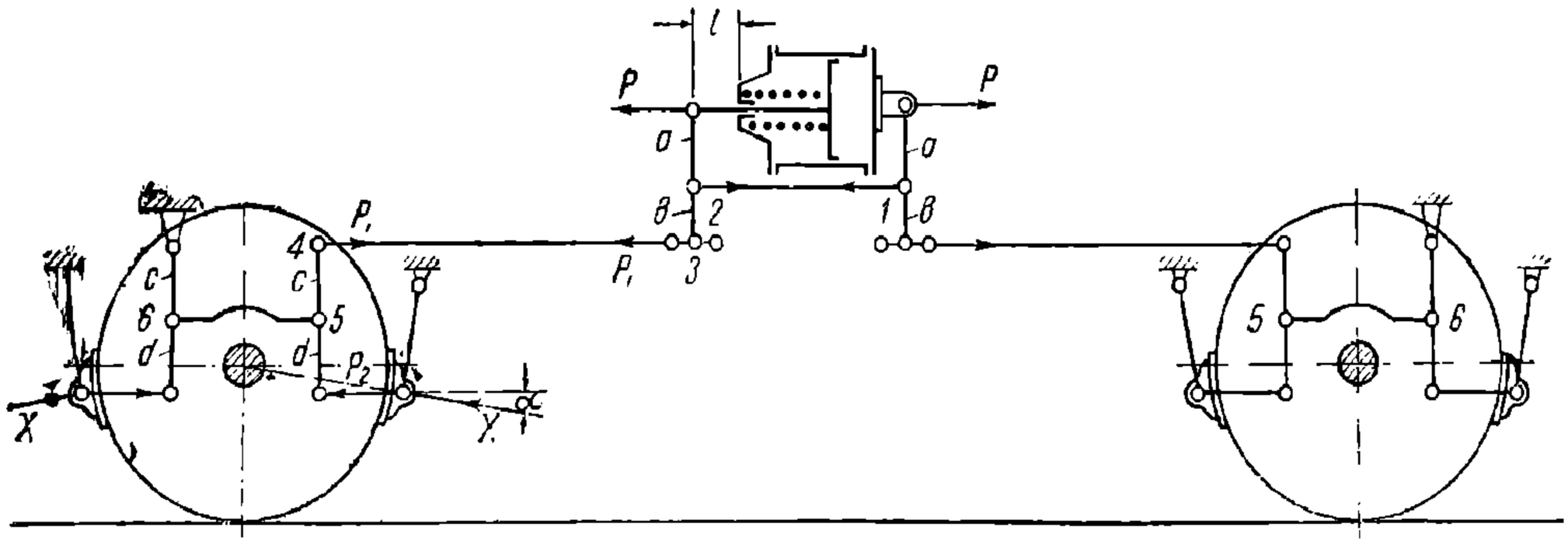
НТБ ДНУЖТ

bd... — величины в знаменателе, соответствующие длинам ведомых плеч тех же рычагов;

r — радиус маховика или рукоятки ручного тормоза, играющего роль ведущего рычага;

h — шаг винта ручного тормоза, играющего роль ведомого рычага;

s — длина ведущего плеча кривого рычага (под тормозной площадкой, фиг. 135);



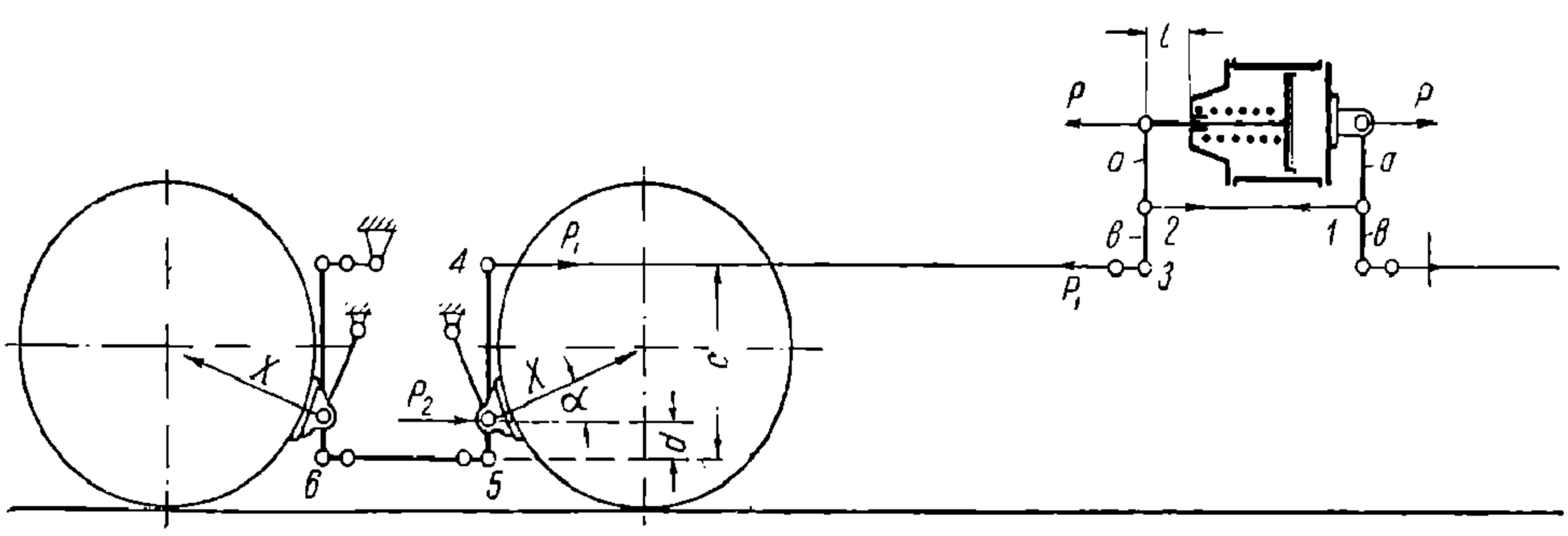
Фиг. 133. Теоретическая схема рычажной передачи двухосного вагона.

t — длина ведомого плеча того же рычага;

α — угол между направлением силы, действующей на колодку со стороны рычажной передачи, и направлением радиуса, проходящего через центр колеса и середину колодки (фиг. 133 и 134);

ΣX — сумма сил нажатия всех колодок;

P — сила источника: в ручном тормозе — тормозильщика, в воздушном — тормозного цилиндра.



Фиг. 134. Теоретическая схема рычажной передачи четырехосного вагона.

По этой формуле ищут теоретическую величину передаточного числа, предполагая правильную установку рычагов и тяг, когда между первыми и вторыми образуются прямые углы. В противном случае потребовалось бы разложение косых сил на прямые по тягам и на перпендикулярные к рычагам, что значительно усложнило бы формулу без всякого практического значения, так как в условиях эксплуатации углы положений рычагов в определенных границах всегда изменяются по мере износа колодок, и эти углы никто не измеряет и не учитывает. Однако, чтобы эти отклонения сил были сколь возможно меньшими, рычаги и тяги строятся и рассчитываются соответственно средним условиям износа тормозных колодок и ободов колес при среднем ходе поршня тормозного цилиндра и ортогональном расположении тяг и рычагов, как показано на фиг. 133.

При таком условии погрешности будут симметричны и будут иметь наименьшее значение как при совершенно новых колодках и бандажах, так и при их износе до установленных крайних пределов.

Формула (10) универсальна и пригодна для любой системы рычажной передачи при условии, что силы нажатий всех пар колодок одинаковы, что вообще и должно быть соблюдено при расчете.

НТБ ДНУЖТ

Выводится эта формула следующим образом (фиг. 133 и 134): сила P поршня, действующая по направлению штока последнего, передается при помощи главного рычага на тягу *3—4* с выигрышем величины пропорционально отношению плеч этого рычага $a : b$. Полученная на тяге сила P_1 при помощи второго передаточного рычага передается на триангель или балку пары колодок с новым изменением величины пропорционально отношению плеч $c : d$ второго рычага. Эта последняя сила P_2 образует угол α с направлением радиуса, проходящего через центр колеса и середину колодки, т. е. с направлением нормального давления колодок. Чтобы узнать величину этого давления X, надо силу P_2 помножить на косинус угла α. На основании сказанного, а также схемы составляем формулы:

$$P_1 = P\frac{a}{b}; \quad P_2 = P_1\frac{c}{d}; \quad X = P_2\cos\alpha;$$

$$X = P\frac{a}{b}\,\frac{c}{d}\cos\alpha. \tag{12}$$

Это сила нажатия только одной пары колодок.

Правильно сконструированная рычажная передача должна создавать одинаковые нажатия на все тормозные колодки. На схемах это видно из того, что средние точки главных рычагов у тормозного цилиндра и средние точки вторичных рычагов у колесных пар связаны между собой затяжками *1*, *2* и *5*, *6*, а так как все указанные парные рычаги имеют одинаковые отношения плеч, то вполне понятно, что силы, получающиеся на концах вторичных рычагов, такие же, как и на концах первичных рычагов. Отсюда и получается полное равенство распределения сил на все пары колодок. Следовательно, чтобы найти из выражения (12) сумму сил нажатия всех пар колодок, число которых назовем буквой m, надо это выражение помножить на m. Тогда получим:

$$\Sigma X = mP\,\frac{ac}{bd}\cos\alpha.$$

Передаточное же число n равно отношению суммы сил нажатий колодок ΣX к силе по штоку P тормозного цилиндра. Его получим, если разделим левую и правую части последнего выражения на P:

$$n = \frac{\Sigma X}{P} = m\,\frac{ac}{bd}\cos\alpha. \tag{13}$$

Это и есть формула (10). Следует обращать внимание на то, чтобы были учтены все рычаги между тормозным цилиндром и первой ближайшей парой колодок, включая и подвески последних, если эти подвески воспринимают силу вне центра башмака колодки и работают как рычаги, как это часто бывает у рычажных передач локомотивов.

Этот вывод относится к рычажной передаче воздушного тормоза. Для получения же формулы (11) передаточного числа ручного тормоза необходимо число, показывающее, во сколько раз усилие руки тормозильщика увеличивается до первого рычага автоматического тормоза, умножить на передаточное число последнего; однако, если тяга ручного привода подведена к рычагу автоматического тормоза в точке, дающей неодинаковое отношение плеч для правого и левого рычагов (фиг. 135), то получим два передаточных числа, неодинаковых для одного и другого конца вагона.

Если шаг винта h, то гайка подымается на эту высоту при полном обороте рукоятки винта. Если, далее, радиус рукоятки $P_{руч}$, то на основании принципа равенства работ при отсутствии трения имеем:

$$P_{руч}\,2\pi r = P_{гайка}\,h$$

или

$$P_{гайка} = 6{,}3\,\frac{r}{h}P_{руч}$$

Дальше, переходя к кривому рычагу с отношением плеч $s : t$, а от него к остальным рычагам от ведущих плеч к ведомым, как это было рассмотрено выше, получаем силу нажатия всех колодок левой оси:

$$\Sigma X_{лев} = 6{,}3\,\frac{r}{h}\,\frac{s}{t}\,\frac{m}{2}\,\frac{a'\cdot c}{b\cdot d}\cos P_{руч}$$

НТБ ДНУЖТ

и правой оси:

$$\Sigma X_{прав} = 6{,}3\,\frac{r}{h}\,\frac{s}{t}\,\frac{m}{2}\,\frac{(a'+b)\,a\cdot c}{b\,(a+b)\cdot d}\cos\alpha\,.$$

Передаточное же число согласно определению будет для левой оси:

$$n_1 = \frac{\Sigma X_{лев}}{P_{руч}} = 6{,}3\,\frac{r}{h}\,\frac{s}{t}\,\frac{m}{2}\,\frac{a'}{b}\,\frac{c}{d}\cos\alpha \qquad (14)$$

и для правой оси:

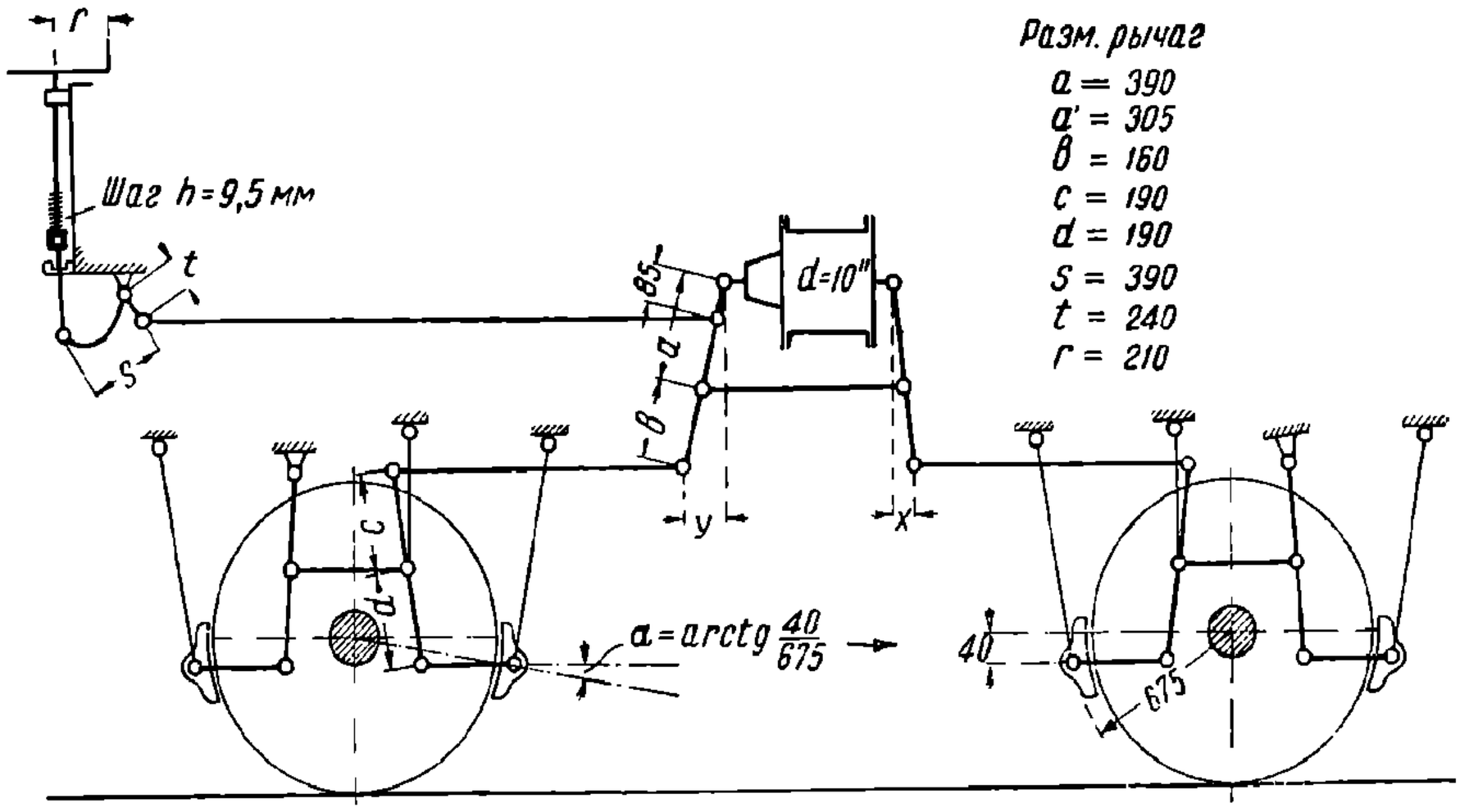
$$n_2 = 6{,}3\,\frac{r}{h}\,\frac{s}{t}\,\frac{m}{2}\,\frac{(a'+b)\cdot ac}{b\,(a+b)}\,\frac{c}{d}\cos\alpha, \qquad (15)$$

а для обоих колес:

$$n_{руч} = n_1 + n_2. \qquad (16)$$

Здесь n взято со значком для того, чтобы обратить внимание на разницу размеров ведущего плеча горизонтального рычага при тормозном цилиндре (фиг. 135) для ручного тормоза и автоматического.

Обращаем внимание, что коэфициент рычажной передачи n является величиной теоретической в предположении отсутствия сопротивлений и что все рычаги и тяги, находящиеся в одной плоскости, друг другу параллельны. На практике могут быть некоторые отклонения от этих условий, и тогда действительный коэфициент передачи



Фиг. 135. Схема рычажной передачи двухосного товарного вагона подъемной силы 20 *т*.

может несколько отличаться от теоретического. Чтобы однако эти отклонения были по возможности меньшими и чтобы правильно построить рычажную передачу, надо предполагать наличие следующего ряда средних условий: 1) тормозные колодки наполовину изношены (на толщину 25 *мм*); 2) бандажи колес на половину рабочего слоя обточены (на толщину 25 *мм* или на 50 *мм* по диаметру); 3) все регулировочные приспособления (стяжные муфты, ступенчатые отверстия) наполовину переставлены, т. е. занимают центральные позиции; 4) все тормозные колодки прижаты к бандажам; 5) шток тормозного цилиндра вышел на половину своего допускаемого максимального хода, наконец 6) все рычаги взаимно параллельны, а оси тяг и затяжек, сочлененных с этими рычагами, перпендикулярны к ним (фиг. 133 и 134). Построенная и рассчитанная рычажная передача для этих условий будет нормальной для отклонений в ту и другую стороны, встречающиеся в эксплуатации.

При этом стяжные муфты и ступенчатые отверстия, предназначенные для регулировки рычажной передачи, должны допускать стягивание и распускание рычажной передачи настолько, чтобы рычаги и тяги можно было правильно устанавливать как при новых, так и при изношенных до крайних пределов колодках и бандажах. Очевидно, что для выполнения этих условий рациональнее регулировку предусматривать

НТБ ДНУЖТ

отдельно как для главных рычагов, расположенных непосредственно у тормозных цилиндров, так и у передаточных рычагов, расположенных у колесных пар.

При проектировании рычажной передачи все эти условия легко выполняются посредством графического построения трех случаев положения рычагов и тяг: 1) при новых, 2) среднеизношенных и 3) предельно изношенных колодках и бандажах колес. При этом построении рекомендуется брать масштаб достаточно крупный, например 1 : 5.

В рычажных передачах с двумя горизонтальными рычагами у тормозного цилиндра норма отклонений этих рычагов при условии, чтобы они при нажатом тормозе становились в наиболее выгодное положение — перпендикулярное к штоку поршня и к тягам, требуется, чтобы концы рычагов, соединенные с тягами шарнирно (фиг. 136), находились в положениях, определяемых расстояниями X и Y, при одинаковых зазорах между всеми колодками и бандажами отпущенного тормоза.

Величина этих расстояний получается из формул:

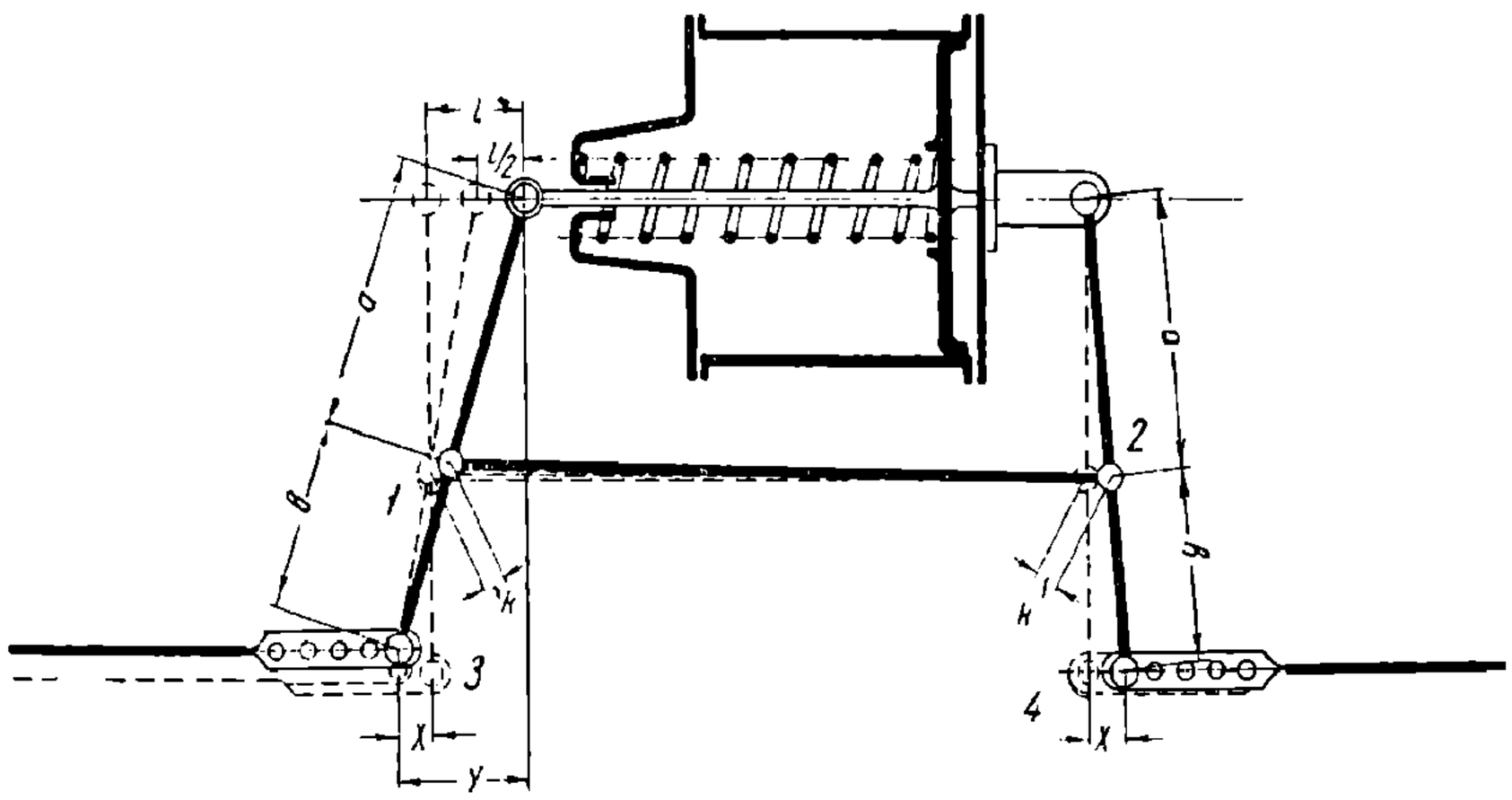
$$X = \frac{b}{a} \cdot \frac{l}{2};$$

$$Y = X + l, \qquad (17)$$

где; $\frac{b}{a}$ — отношение плеч рычагов;

l — величина среднего хода поршня, например, для прямодействующих тормозов $\frac{90 + 175}{2}$ 133 *мм* и для тормозов Вестингауза $\frac{100 + 175}{2}$ 138 *мм*.

Выводятся формулы (17) следующим образом: рассматриваем отдельно сначала перемещение нижнего конца *4* правого рычага (фиг. 136), представляя себе мысленно,



Фиг. 136. Установка главных рычагов.

что в это время нижний конец *3* левого рычага стоит на месте; затем, когда правый рычаг станет нормально, т. е. перпендикулярно к оси цилиндра, то роли их меняем и представляем себе, что правый рычаг стоит неподвижно, а левый, вращаясь около неподвижного шарнира *1*, поворачивается до тех пор, пока он не станет перпендикулярно к оси цилиндра. При этом шток поршня должен сделать средний ход, состоящий из двух одинаковых ходов, равных порознь $l : 2$, соответствующих перемещению сначала конца *4*, а потом конца *3* рычагов.

Средние шарниры рычагов *1* и *2*, будучи связаны затяжкой, всегда имеют одинаковые перемещения k. Для каждого из этих перемещений можно составить отдельное уравнение. Так, для шарнира *2* имеем (на основании подобия треугольников):

$$\frac{X}{a + b} = \frac{k}{a}$$

откуда

$$k = \frac{Xa}{a + b}.$$

НТБ ДНУЖТ

Для шарнира *1* (в предположении, что шарниры *3* и *4* стоят на месте):

$$\frac{\frac{1}{2}l}{a+b}=\frac{k}{b},$$

откуда

$$k=\frac{1}{2}l\frac{b}{a+b}.$$

Поэтому:

$$\frac{Xa}{a+b}=\frac{1}{2}l\frac{b}{a+b}$$

или

$$X=\frac{1}{2}l\frac{b}{a}.$$

Далее, проектируя отрезок l хода головы штока поршня на направление нижней левой тяги, мы видим, что из всего хода Y за вычетом этой проекции остается ход X конца рычага *3*, равный ходу X конца другого рычага *4*. Следовательно:

$$Y=X+l.$$

Последние два вывода подтверждают правильность вышеуказанных формул для расстановки рычагов. Напомним, что l здесь является условной заданной длиной среднего хода поршня тормозного цилиндра.

Примеры

Пример 1. Найти передаточное число рычажной передачи 20-*m* вагона (фиг. 135). По формуле (13) имеем для автоматического тормоза:

$$n=m\frac{ac}{bd}\cos\alpha.$$

Берем из фиг. 135 размеры плеч рычагов, а $\cos\alpha$ берем из таблиц по тангенсу угла α, равному $\frac{40}{675}=0{,}0592$.

Именно:

$$\cos\alpha=0{,}9982.$$

Подставляя эти цифры, получаем:

$$n=4\frac{390\cdot 190}{160\cdot 190}0{,}9982=9{,}7.$$

Для ручного тормоза имеется два передаточных числа.
Первое:

$$n_1=6{,}3\frac{r}{h}\frac{s}{t}\frac{m}{2}\frac{a'}{bd}\frac{c}{}\cos\alpha.$$

Второе:

$$n_2=6{,}3\frac{r}{h}\frac{s}{t}\frac{m}{2}\frac{(a'+b)a}{b(a+b)}\frac{c}{d}\cos\alpha.$$

Беря значения букв из фиг. 135, получаем:

$$n_1=6{,}3\frac{210}{9{,}5}\cdot\frac{390}{240}\cdot 2\frac{305}{160}\cdot 0{,}9982\approx 860;$$

$$n_2=6{,}3\frac{210}{9{,}5}\cdot\frac{390}{240}\cdot 2\frac{(305+160)}{160}\cdot\frac{390}{(390+160)}0{,}9982\approx 910.$$

НТБ ДНУЖТ

Общее же передаточное число для всей рычажной передачи ручного тормоза равно:

$$n_{руч} = n_1 + n_2 = 860 + 910 = 1\,770.$$

Для правильной установки горизонтальных рычагов находим расстояния X и Y:

$$X = \frac{b}{a}\frac{l}{2}; \quad Y = X + l.$$

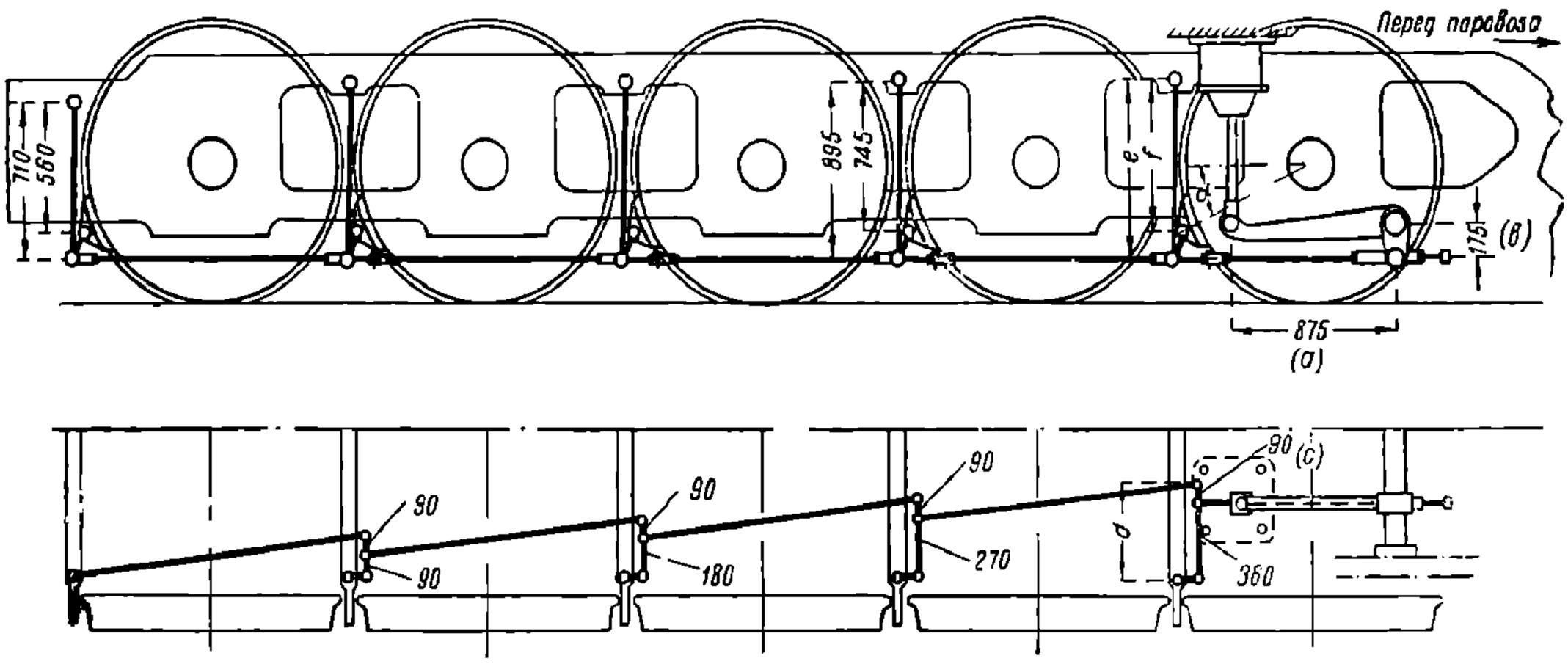
Беря для l средний выход штока между крайними 90 и 172 *мм*:

$$l = \frac{172 + 90}{2} = 131 \text{ мм},$$

а величины b и a из фиг. 135, имеем:

$$X = \frac{160}{390} \cdot \frac{131}{2} = 27 \text{ мм};$$

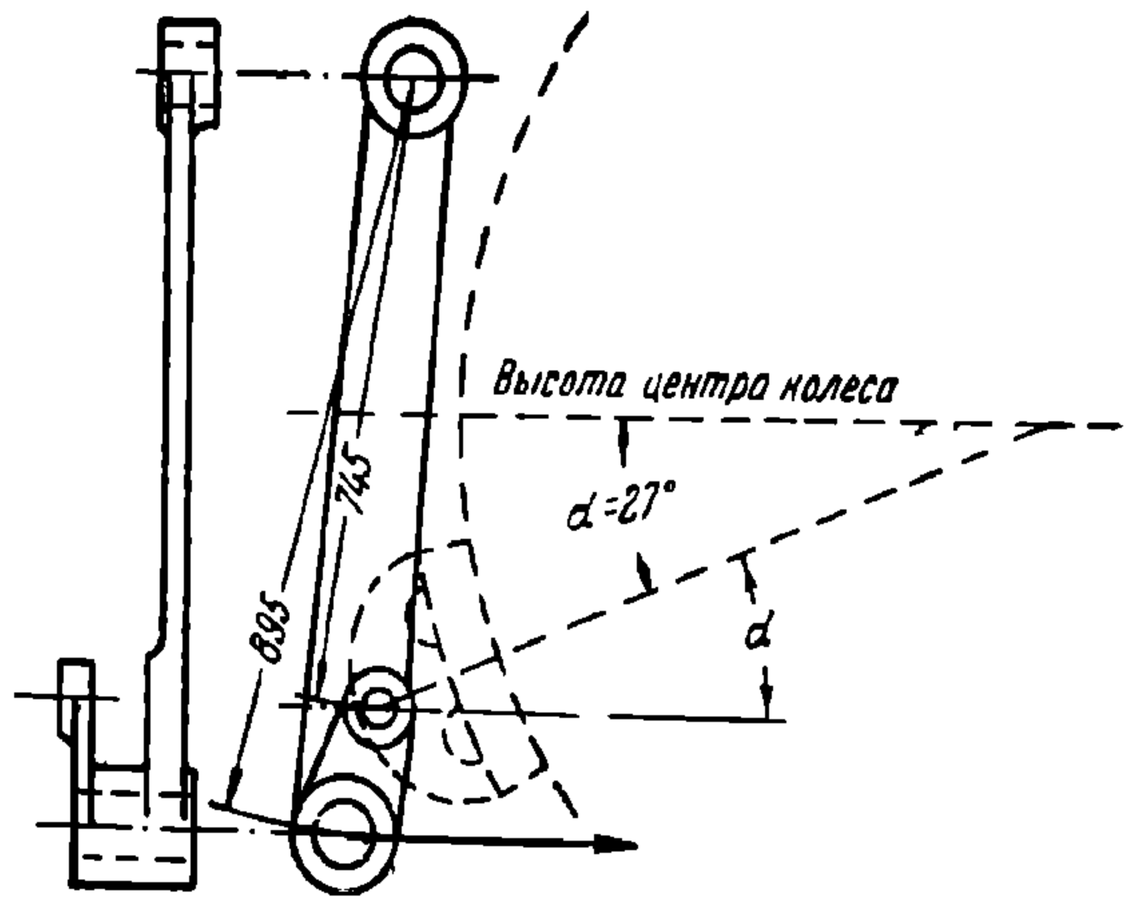
$$Y = 27 + 131 = 158 \text{ мм}.$$



Фиг. 137. Схема рычажной передачи паровоза серии ФД.

Пример 2. Возьмем паровоз серии ФД, схема рычажной передачи которого представлена на фиг. 137. Подвески колодок в этой передаче имеют особую пространственную конструкцию (фиг. 138) по причине очень малых расстояний между колесами; короткая ветвь подвески приходится внизу против бандажа, т. е. в плоскости колеса, а длинная ветвь выходит за плоскости колес и верхним концом подвешивается на пальце, укрепленном на раме. Передаточное число n рычажной передачи паровоза серии ФД будет согласно формуле (13):

$$n = m\frac{a}{b}\frac{c}{d}\frac{e}{f}\cos\alpha.$$



Фиг. 138. Подвеска тормозной колодки паровоза серии ФД.

Значения букв берем из фиг. 137:

m — число пар колодок 5;

a — длина ведомого плеча главного рычага 875 *мм*;

НТБ ДНУЖТ

b — длина ведущего плеча главного рычага 175 *мм*;
c — длина ведущего плеча горизонтального ближайшего рычага 90 *мм*;
d — длина ведомого плеча того же рычага 450 *мм*;
e — длина ведущего плеча подвески 895 *мм*;
f — длина ведомого плеча подвески 745 *мм*;
α — угол между радиусом, проходящим через середину колодки, и горизонтальным направлением действия силы на нижний конец подвески (фиг. 138) 27°:

$$\cos\alpha = 0{,}891.$$

Подставляя в формулу эти цифры, получаем:

$$n = 5\,\frac{\begin{matrix}875 & 90 & 895\end{matrix}}{\begin{matrix}175 & 450 & 745\end{matrix}} \cdot 0{,}891 = 4{,}15.$$

Примечание. Мы рассматривали в этом примере одну сторону рычагов и тормозных колодок. Очевидно, что передаточное число n относится ко всей рычажной передаче, так как вторая ее половина работает не последовательно, а параллельно с первой, и мысленно мы можем рычаги обеих половин соединить воедино. Разделением же рычагов достигается более легкая конструкция балок, передающих нажатие на тормозные колодки, так как действующие силы от тяг перенесены ближе к концам этих балок.

б) К. п. д. рычажной передачи

Чтобы определить силу нажатия всех тормозных колодок на бандажи колес, надо силу источника P помножить на передаточное число n и на к. п. д. рычажной передачи η.

Этот коэфициент берется для рычажной передачи воздушного тормоза довольно высоким — 0,9. Это объясняется тем, что во время торможения на ходу поезда трущиеся тормозные колодки дрожат и передают свои малые колебания тягам и рычагам, находящимся в напряженном состоянии; ввиду этого во всех шарнирах и в сочленениях, где только имеет место скольжение одной детали по другой при дрожании и колебательных движениях, трение перестает оказывать сопротивление. Это явление разобрано подробно в теории трения в § 25, п. «а».

Насколько сильно вибрирует рычажная передача во время торможения, видно из поездных опытов над тормозами, когда стрелки манометров тормозных цилиндров, показывая давление воздуха в них, не стоят на месте, а колеблются с большой частотой, в то время как стрелки соседних манометров, показывающих давление воздуха, например в запасных резервуарах, стоят сравнительно спокойно. Из этого видно, что поршень тормозного цилиндра находится в колебательном движении. Определить амплитуду этого движения трудно, но предположительно, судя по силе толчков, получаемых тягами рычажной передачи от тормозных колодок, она во всяком случае порядка 0,5 *мм*.

Подобное сотрясение рычажной передачи легко воспроизвести и на стоянке, например, если после произведенного торможения несколько раз ударить ручным молотком по какой-нибудь тяге или другой части передачи. После такого удара почти вся сила нажатия без потерь передается от тормозного цилиндра до тормозных колодок.

В Германии в 1927 г. производились опыты с целью выявить разницы силы нажатия колодок на бандажи колес в пути и на стоянке. Оказалось, что сила нажатия в пути в $1^1/_8$ раза больше силы нажатия на стоянке.

Если принять к. п. д. тормозной передачи в условиях движения поезда за единицу, то все же надо учесть потери от противодействия оттормаживающей пружины в тормозном цилиндре.

Чтобы определить эту потерю, возьмем для примера 12″ тормозной цилиндр. Сила пружины его при среднем ходе поршня 160 *кг*. Площадь поршня 729 *см*². Сила поршня при давлении воздуха 3,5 *ат* (груженый режим) равна 2 550 *кг*, а при давлении 1,9 *ат* (порожний режим) равна 1 380 *кг*. Тогда к. п. д. силы тормозного цилиндра будет для груженого режима:

$$\eta_{ц} = \frac{2\,550 - 160}{2\,550} = 0{,}94 \qquad (18)$$

НТБ ДНУЖТ

и для порожнего режима:

$$\eta_{ц_2} = \frac{1\,380 - 160}{1\,380} = 0{,}88. \tag{19}$$

Для 14″ тормозного цилиндра к. п. д. получится несколько больше. В справочниках и инструкциях указывается средняя цифра его для особых режимов—0,90. Что же касается к. п. д. рычажной передачи ручного тормоза, в котором имеется тормозной винт, то, учитывая к. п. д. винта 0,6, ввиду неблагоприятных условий—пыль, недостаточная смазка, и включая сопротивления подпятника его, получим общий к. п. д. всей рычажной передачи при ручном торможении, равном для груженого режима:

$$\eta_{руч_1} = 0{,}94 \cdot 0{,}60 = 0{,}56; \tag{20}$$

для порожнего режима:

$$\eta_{руч_2} = 0{,}88 \cdot 0{,}60 = 0{,}52. \tag{21}$$

В тормозном справочнике указан к. п. д. 0,50, что является несколько преуменьшенным. Следовало бы брать 0,54.

П р и м е р 3. Выше (в примере 1) мы нашли, что передаточное число n рычажной передачи автоматического тормоза двухосного вагона (фиг. 135) равно 9,7, а ручного на том же вагоне 1 770. Определим силу нажатия тормозных колодок при полном торможении в пути при порожнем режиме, когда давление в тормозном цилиндре 1,9 *ат*, и при груженом режиме, когда давление 3,5 *ат*, а также при ручном тормозе, когда к рукоятке винта приложена сила 30 *кг*.

Так как диаметр поршня 10″ тормозного цилиндра 25,4 *см*, то величина силы, действующей на поршень при груженом режиме:

$$P_{гр} = \frac{3{,}14 \cdot 25{,}4^2}{4} \cdot 3{,}5 = 1\,771 \ кг;$$

при порожнем режиме:

$$P_{пор} = \frac{3{,}14 \cdot 25{,}4^2}{4} \cdot 1{,}9 = 961 \ кг;$$

при передаточном числе 9,7 и к. п. д. 0,9 сумма сил нажатий всех тормозных колодок равна:

$$\Sigma X_{гр} = P_{гр} \eta n = 1\,771 \cdot 0{,}9 \cdot 9{,}7 = 15\,460 \ кг;$$

$$\Sigma X_{пор} = 961 \cdot 0{,}9 \cdot 9{,}7 = 8\,390 \ кг.$$

Для ручного тормоза, передаточное число которого 1 770 и сила на рукоятке 30 *кг*, а к. п. д. 0,54, имеем:

$$\Sigma X_{руч} = 30 \cdot 0{,}54 \cdot 1\,770 = 28\,670 \ кг.$$

Сила нажатия колодок ручного тормоза превышает силу нажатия воздушного тормоза при груженом режиме на 13 210 *кг*. Такой излишек можно объяснить только тем, что 20-*т* двухосные вагоны прежде были оборудованы рычажной передачей только для однорежимного тормоза, т. е. при давлении в тормозном цилиндре 3,5 *ат*, когда нажатие колодок должно было соответствовать нагрузке на оси порожнего вагона и поэтому передаточное число было всего 5,4. При переводе на двухрежимный тормоз передаточное число стало 9,7, а ручной тормоз остался с прежним передаточным числом от рукоятки до главного горизонтального рычага, т. е. если теперь он дает нажатие колодок 28 670 *кг*, то прежде давал:

$$\frac{28\,670}{9{,}7} \cdot 5{,}4 = 16\,000 \ кг.$$

П р и м е р 4. Определим общую силу нажатия тормозных колодок на паровозе серии ФД при давлении воздуха в тормозных цилиндрах 4 *ат* при торможении прямодействующим тормозом.

Из примера 2 берем найденное передаточное число, равное 4,15. Тормозные цилиндры 13″, имеющие площади 855 *см*². Усилие по штоку каждого цилиндра равно:

$$P = 855 \cdot 4 = 3\,420 \ кг.$$

НТБ ДНУЖТ

Полное нажатие колодок при работе двух тормозных цилиндров (фиг. 137):

$$\Sigma X = 2\,P\eta n = 2 \cdot 3\,420 \cdot 0{,}9 \cdot 4{,}15 = 25\,550\ кг.$$

в) О подвешивании тормозных колодок

При проектировании рычажной передачи и при проверке максимальных сил нажатия колодок необходимо учитывать возможные на практике отклонения от расчетных величин вследствие изменения угла наклона подвесок колодок по мере износа последних или же вследствие неправильно выбранных углов и длин подвесок при проектировании.

На фиг. 139 представлена схема одностороннего торможения, где видно, что при наклоне подвески под углом β по отношению к перпендикуляру, проведенному к радиусу OA, тормозная сила трения вызывает со стороны подвески реакцию R, направленную вниз при вращении колеса в сторону, противоположную движению часовой стрелки, и вверх (не показано на чертеже) при вращении колеса в другую сторону. Величина этой реакции, как это вполне понятно из схемы на чертеже, равна:

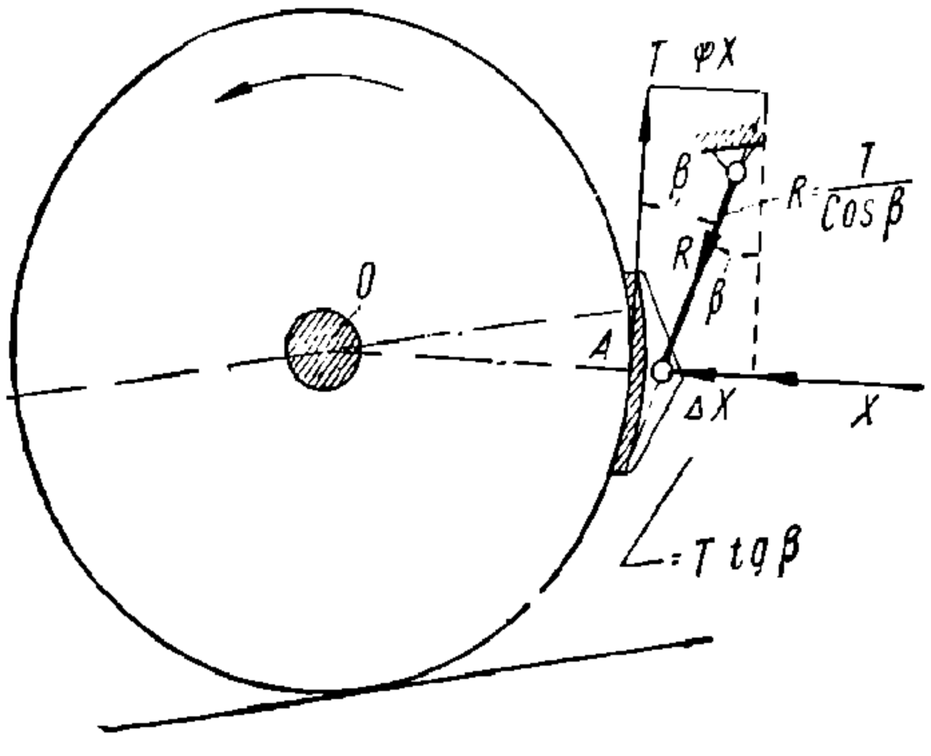
$$\pm R = \frac{T}{\cos\beta}.$$

Спроектировав затем реакцию R на направлении силы X, прижимающей колодку к бандажу по направлению к центру колеса, получаем компонент добавочной силы нажатия:

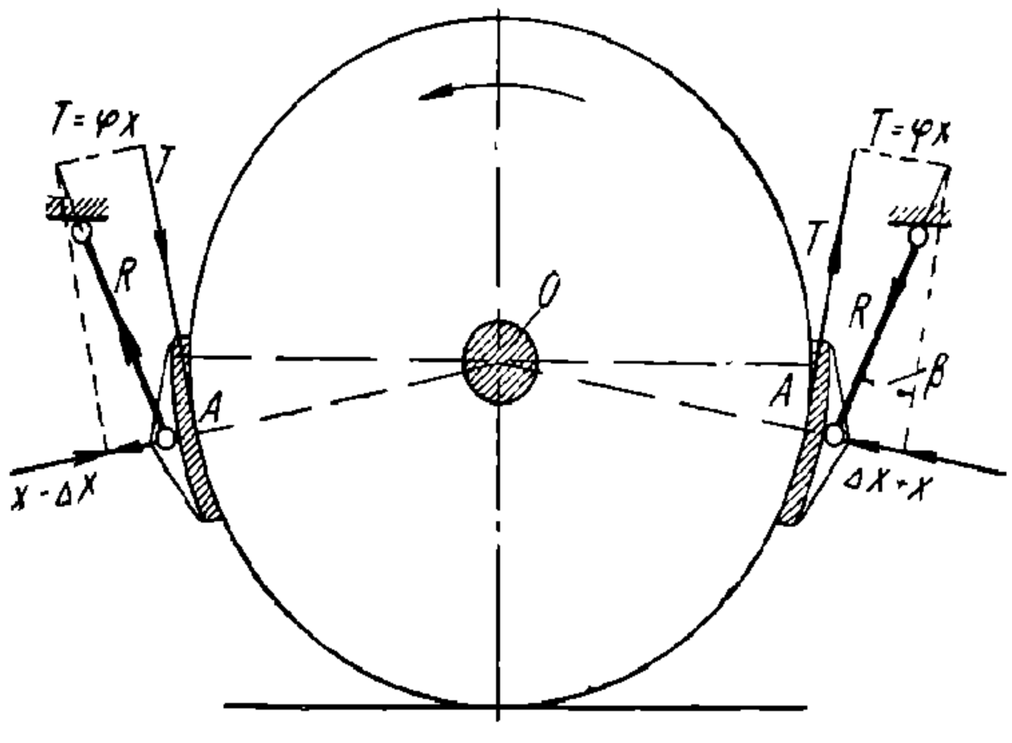
$$\pm \Delta X = \frac{T}{\cos\beta} \sin\beta = T \operatorname{tg}\beta. \qquad (22)$$

Знак плюс или минус зависит от направления движения колеса.

Это изменение силы нажатия колодок при коротких подвесках может достигать значительной величины и быть причиной заклинивания колес в случае односторонн-



Фиг. 139. Схема одностороннего торможения колес.



Фиг. 140. Схема двухстороннего торможения колес.

него торможения. При двухстороннем торможении (фиг. 140) это не может вызвать заклинивания колес, так как общее нажатие двух колодок с каждой стороны колеса дает добавочные компоненты нажатия их с противоположными знаками, поэтому насколько правая колодка будет сильнее прижиматься от реакции своей подвески, настолько левая будет разгружаться от обратной реакции своей подвески, или наоборот. Но могут в исключительных случаях при коротких подвесках и большом износе колодок при больших углах β происходить защемления колодок и выворачивание их на другую сторону с порчей подвешивания.

Чтобы подобные явления не имели места, необходимо соблюдать следующие правила при проектировании подвешивания колодок: тормозные колодки подвешиваются таким образом, чтобы при нажатой колодке линия, проходящая через центры верхнего и нижнего шарниров подвески, образовала прямой угол с направлением радиуса колеса, проходящим через центр нижнего шарнира той же подвески (фиг. 141). Но так

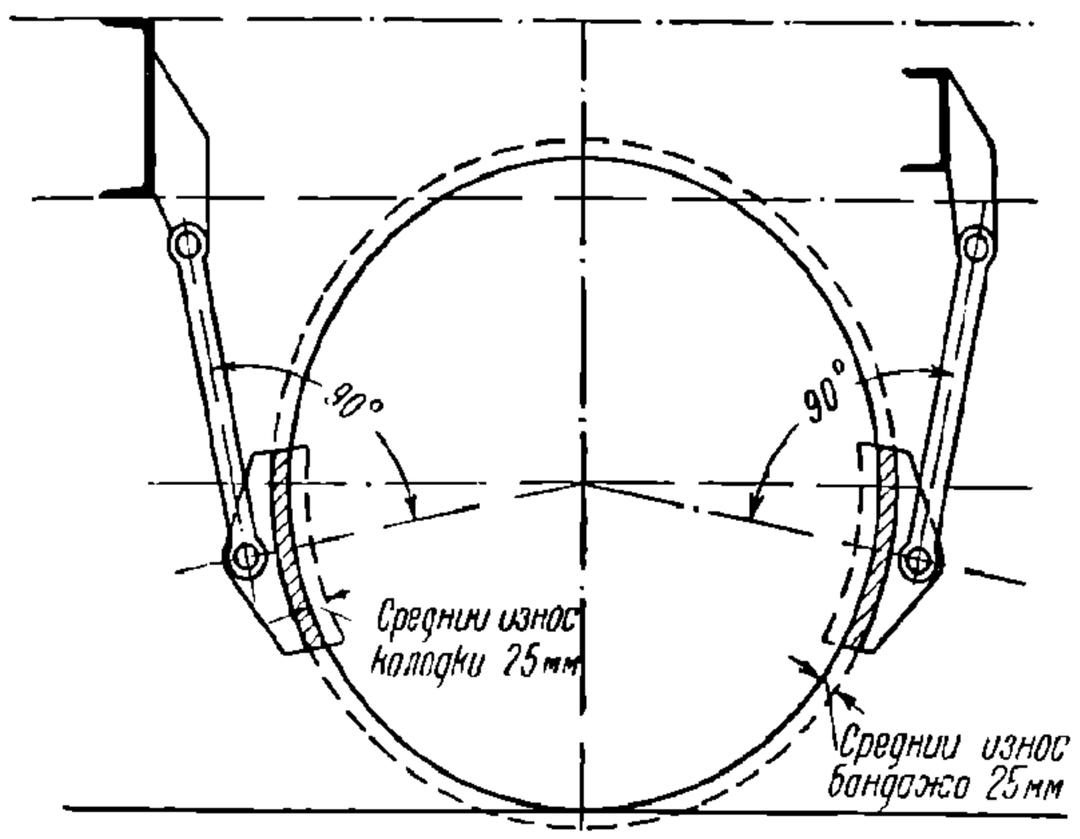
РГБ ДНУЖТ

как тормозная колодка и бандаж колеса все время изнашиваются и изменяют свою толщину, то, чтобы указанное правило относилось к средним условиям, необходимо его относить к тому случаю, когда колодка наполовину изношена и прижата к бандажу, который также наполовину изношен. Следовательно, согласно существующим размерам этих деталей и нормам износа необходимо для графического построения толщину колодки уменьшить на 25 *мм* и радиус нового бандажа уменьшить на 25 *мм*.

Это условие требуется для нормальной работы колодки при вращении колеса в ту или другую сторону. Несоблюдение этого условия приводит либо к заклиниванию предельно изношенной колодки на изношенном бандаже, либо к оттягиванию новой колодки на новом бандаже в зависимости от направления движения колеса.

Длина подвесок должна быть достаточной, чтобы ослабить влияние наклона их на правильность нажатия колодок и ввиду этого берется равной приблизительно радиусу колеса. На тележках американского типа «Даймонд» длина подвесок 0,8 от радиуса колеса.

По поводу устройства подвесок нужно указать, что они должны по возможности допускать не только продольные, но и боковые качания колодок вместе с колесной парой, которая перемещается в разбеге букс во время торможения. Поэтому двойная подвеска с шарнирным болтом вверху нерациональна. В американских конструкциях подвески имеют вверху бесшарнирное подвешивание в виде петли, дающей полную свободу боковым качаниям в требуемых пределах.



Фиг. 141. Соблюдение правил подвешивания тормозных колодок.

Подвешивание башмаков тормозных колодок производится таким образом, чтобы при отпущенном тормозе колодки стремились под действием собственного веса отходить от колес. Для этого необходимо, чтобы центры тяжестей башмаков с колодками были опущены ниже центра оси колесной пары не менее как на 40 *мм*. Часто этот размер по конструктивным условиям бывает значительно больше, например, на тележках «Даймонд» или на локомотивах, что еще более надежно обеспечивает отход колодок от колес при отпущенном тормозе.

г) Одностороннее и двустороннее торможения

Рычажные передачи проектируются в зависимости от условий для одностороннего и двустороннего торможений. Первое, когда колодки подвешиваются с одной стороны колес, второе, когда они подвешены с двух сторон колес.

Последнее имеет преимущество по сравнению с первым в том, что нажатия колодок на бандажи колес взаимно уравновешиваются. Так же при этом уравновешиваются и реакции подвесок на швеллер, не изменяя прогиба рессоры при торможении. Сила нажатия на каждую колодку при двустороннем торможении меньше, следовательно, и нагрев колодок меньше, а износ их не будет требовать столь частой смены, как при одностороннем подвешивании. Кроме того при меньших удельных давлениях колодок на бандажи коэфициенты трения больше. Тем не менее иногда приходится поневоле пользоваться односторонним торможением во избежание больших усложнений конструкции тележек или ходовых частей локомотивов и во избежание увеличения веса и габарита их. Очень пагубно действует одностороннее торможенне на ободы чугунных колес, так как от сильных сосредоточенных нажатий развиваются высокие температуры во время трения тормозных колодок, вызывающие кратковременные поверхностные деформации, которых не выдерживает чугун. Это можно сравнить с явлениями, происходящими во время сварки: стальные предметы выдерживают сварку, а чугунные не выдерживают и дают трещины в зоне производимой сварки или вне ее.

НТБ ДНУЖТ

Двустороннее торможение, как правило, должно применяться: а) на всех пассажирских вагонах, б) на скоростных локомотивах, в) на подвижном составе горных железных дорог, г) на вагонах, снабженных чугунными колесами.

д) Влияние одностороннего торможения на работу подшипников

При одностороннем торможении сила нажатия колодки уравновешивается реакцией буксового подшипника, что некоторые считают возможной причиной нагрева последнего. Считаем необходимым показать здесь, что подобные опасения не имеют основания.

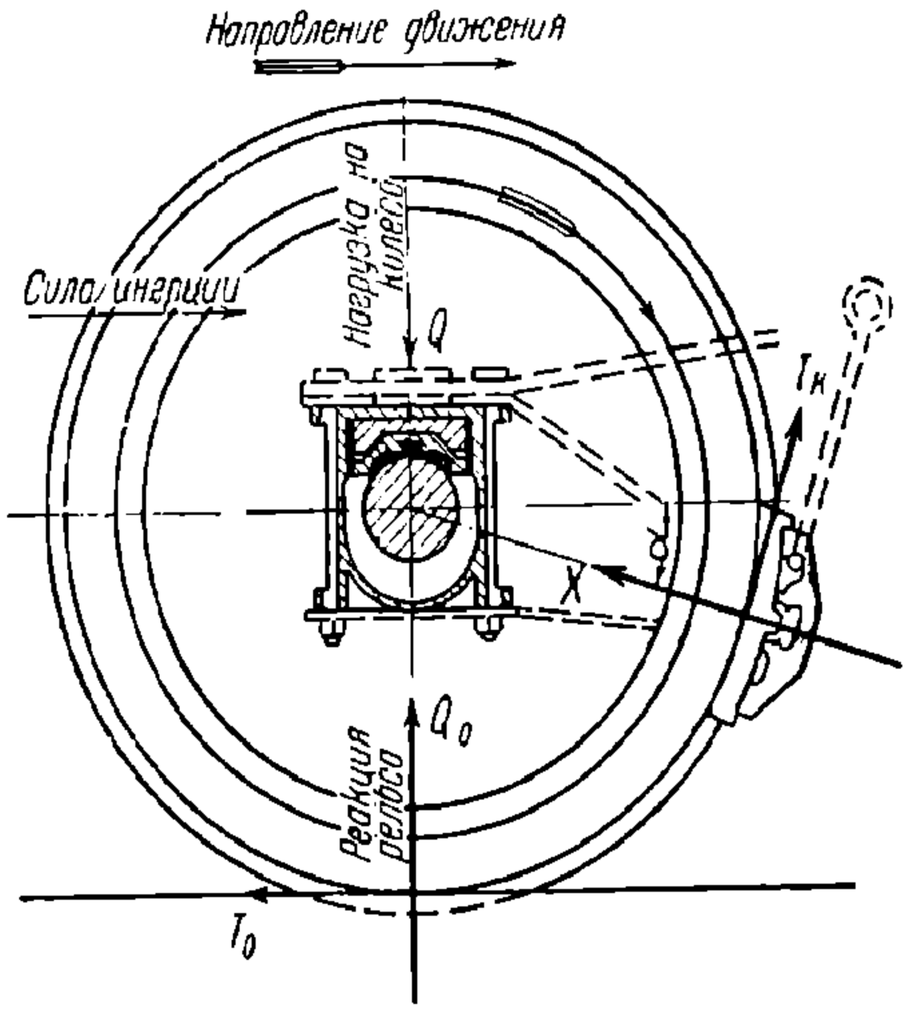
На фиг. 142 показано колесо с разрезанной буксой. На ходу поезда во время одностороннего торможения (например, в тележке «Даймонд») на него действуют следующие внешние силы:

1) сила реакции рельса Q_0;
2) сила нажатия колодки X;
3) сила трения колодки $T_к$;
4) сила сцепления колеса с рельсом T_0,

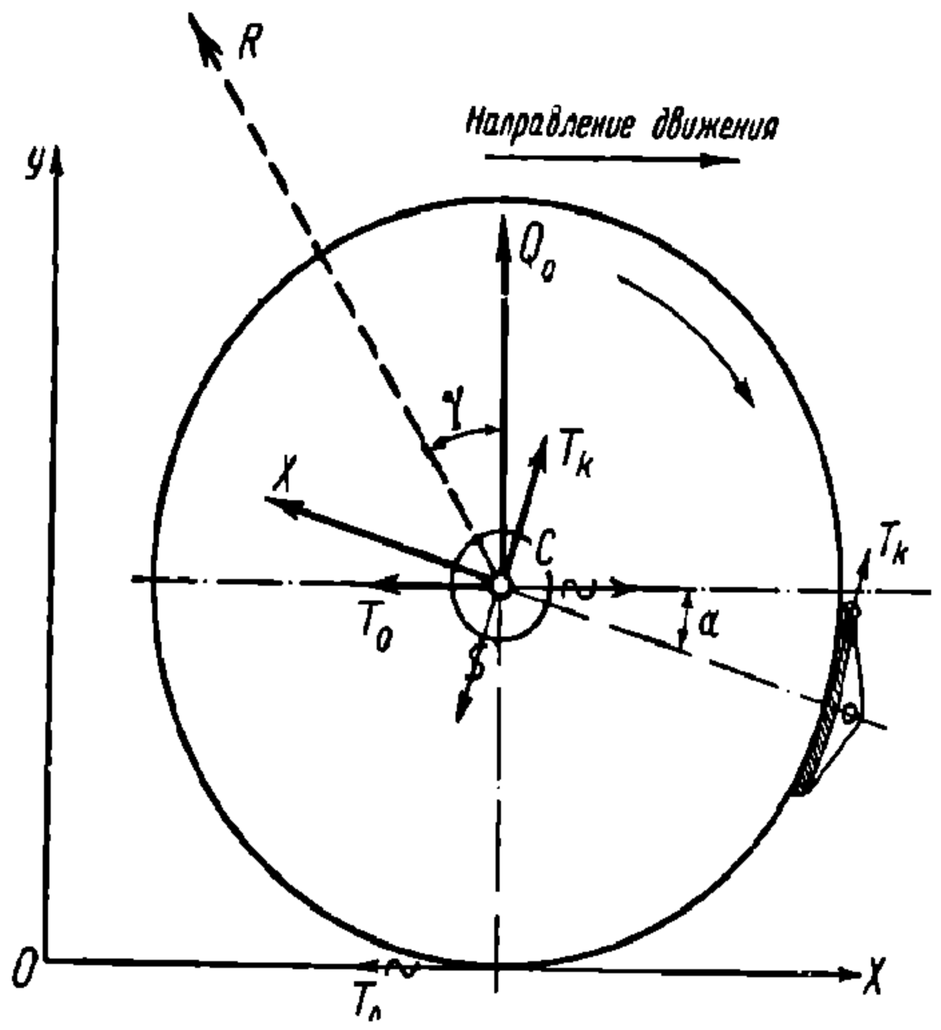
а на буксу следующие силы:

5) нагрузка на колесо Q;
6) сила инерции, вызванная торможением, I.

Применим к данному исследованию обстоятельств движения заторможенного колеса начало Даламбера, чтобы свести данную задачу динамики к задаче статики. Для



Фиг. 142. Силы, действующие на подшипник буксы во время одностороннего торможения.



Фиг. 143. Силы, действующие на колесо при одностороннем торможении, приведенные к центру колеса.

этого стоит лишь неявную силу инерции I принять за явную действующую на буксовую челюсть наряду с остальными силами, действующими на буксу. Силой инерции вращательного движения колеса ввиду малого значения ее пренебрегаем.

Теперь мы имеем право рассматривать наше колесо с буксой как неподвижное.

Нас интересуют величина и направление равнодействующей силы давления со стороны шейки оси на подшипник от действия внешних сил. Со стороны подшипника при этом возникает реакция в виде равнодействующих сил, приложенных к буксе. Очевидно, что нам достаточно для решения данной задачи найти какую-либо одну из этих двух взаимноуравновешивающихся равнодействующих сил. Заданными и вполне определенными здесь являются силы, действующие на колесо: Q_0, X, $T_к$ и T_0, поэтому и займемся отысканием равнодействующей именно этих сил.

Приведем их к центру колеса — к точке C (фиг. 143). Для этого перенесем точки приложения сил реакции рельса Q_0 и нажатия колодки X по направлению их действия в центр колеса C. Что же касается сил трения $T_к$ и сцепления T_0, то к ним применим правило приведения силы к данной точке, заключающееся в следующем: возьмем точку C и приложим к ней две взаимноуравновешивающиеся силы, равные силе $T_к$

НТБ ДНУЖТ

и ей параллельные, направленные одна в ту же сторону, а другая — в сторону противоположную. Точно так же сделаем и в отношении силы T_0. Равновесие не нарушено, но данные силы $T_к$ и T_0 заменены такими же силами $T_к$ и T_0, приложенными в точке C и парами ($T_к$, $T_к$ и T_0, T_0) (эти последние перечеркнуты на чертеже). Так как моменты этих последних пар друг другу равны, ибо $T_к = T_0$, а плечи их есть общий радиус колеса R, по знаку же они противоположны (первая задерживает вращение колеса, вторая производит это вращение), то они, следовательно, в системе сил, действующих на колеса, уравновешены и никакого отношения к воздействию на подшипник не имеют.

В результате этого приведения мы получили силы $T_к$, T_0, Q_0, X, приложенные в точке C.

Для вычисления главного вектора R этих сил воспользуемся методом проекций их на взаимно перпендикулярные оси x, y, помня, что сумма проекций составляющих сил на какую-нибудь ось равна проекции главного вектора их на ту же ось. Величина проекций каждой из сил получается через помножение их натуральных величин на косинус угла, образуемого направлением их с данной осью (или на синус дополнительного угла). Обозначая проекции главного вектора на ось x через R_x и на ось y через R_y, имеем:

$$R_x = T_к \sin\alpha - T_0 \cos 0 - Q \cos 90° - X \cos\alpha;$$

$$R_y = T_к \cos\alpha + T_0 \cos 90° + Q \cos 0 + X \sin\alpha.$$

Так как $\cos 90° = 0$, а $\cos 0 = 1$, то полученные выражения можно упростить:

$$R_x = T_к \sin\alpha - T_0 - X \cos\alpha; \tag{23}$$

$$R_y = T_к \cos\alpha + Q + X \sin\alpha, \tag{24}$$

где α — угол направления силы нажатия колодок по отношению к горизонтальной оси.

Найдя величины проекций главного вектора R_x, R_y, находим его натуральную величину R по формуле:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \tag{25}$$

Направление главного вектора R, которое нас особенно интересует, определяется углом, образованным им с осью y. Имеем:

$$R_y = R \cos(R_y),$$

или, называя угол (R_y) через δ:

$$\delta = \text{arc}\cos\frac{R_y}{R}. \tag{26}$$

Формулами (23), (24), (25) и (26) определяются величина и направление искомой силы давления шейки оси на подшипник.

Если затем нам известен угол ε обхвата шейки оси подшипником при симметричной нагрузке, то при несимметричной нагрузке, отклоненной на угол δ, угол уравновешенного обхвата уменьшается на 2δ, что видно хотя бы из чертежа фиг. 144. Поэтому, найдя направление давления шейки оси на подшипник, мы принимаем зону распространения этого давления симметрично в обе стороны с одной стороны до края подшипника и с другой стороны на ту же величину по направлению к другому краю. Подробнее это показано на примере ниже.

Из фиг. 143 непосредственно видно, что наибольшее отклонение реакция получает в том случае, когда нажатие колодки происходит с передней стороны колеса относительно направления движения его. Это зависит главным образом от направления силы сцепления колеса T_0, которая в том случае, как показано на чертеже, совпадает по знаку с направлением силы нажатия колодки, а при обратном движении она противоположного знака, а потому ослабляет действие одностороннего торможения.

Зная угол отконения равнодействующей силы, можно определить симметрично расположенную рабочую площадь косонагруженного подшипника, а по данной силе и взятой скорости при среднем коэфициенте трения смазанной шейки определяем за-

НТБ ДНУЖТ

траченную работу и количество выделяемого тепла, после чего проверяем охлаждаемую способность подшипника и повышение температуры его.

Пример. Посмотрим, какие отклонения в нагрузке получает подшипник буксы колеса в тележке «Даймонд» при полном торможении на порожнем и груженом режимах. Тара вагона 22,5 *т*; грузоподъемность 50 *т*; нажатие всех колодок на бандажи: при порожнем режиме 14 870 *кг*, при груженом режиме 27 400 *кг*; коэфициент трения колодок примем в среднем при благоприятных условиях 0,2; угол направления сил нажатия колодок (фиг. 142) $\alpha = 17°$; $\sin \alpha = 0{,}2924$; $\cos \alpha = 0{,}9563$. Соответственно этим данным имеем:

Реакция рельса на одно колесо порожнего вагона:

$$Q_{пор} = \frac{22\,500}{8} = 2\,812 \text{ кг}.$$

Груженого вагона:

$$Q_{гр} = \frac{72\,500}{8} = 9\,062 \text{ кг}.$$

Нажатие колодки на одно колесо при порожнем режиме:

$$X_{пор} = \frac{14\,870}{8} = 1\,859 \text{ кг}.$$

При груженом режиме:

$$X_{гр} = \frac{27\,400}{8} = 3\,425 \text{ кг}.$$

Сила трения колодки при порожнем режиме:

$$T_{к.\,пор} = 1\,859 \quad 0{,}2 = 371 \text{ кг}.$$

При груженом режиме:

$$T_{к.\,гр} = 3\,425 \quad 0{,}2 = 685 \text{ кг}.$$

Сила сцепления колеса с рельсом равна силе трения колодки, поэтому:

$$T_{0,\,пор} = 371 \text{ кг};$$

$$T_{0,\,гр} = 685 \text{ кг}.$$

Определяем по формулам (23)—(26) величину реакции R и ее направление (фиг. 143):

Проекция этой реакции на ось x:

$$R_x = T_k \sin \alpha - T_0 - X \cos \alpha.$$

Для порожнего режима:

$$R_{x,\,пор} = 371 \quad 0{,}2924 - 371 - 1\,859 \quad 0{,}9563 = -2\,038 \text{ кг}.$$

Для груженого режима:

$$R_{x,\,гр} = 685 \quad 0{,}2924 - 685 - 3\,425 \cdot 0{,}9563 = -3\,765 \text{ кг}.$$

Проекция реакции R на ось y:

$$R_y = T_k \cos \alpha + Q + X \sin \alpha.$$

Для порожнего режима:

$$R_{y,\,пор} = 371 \cdot 0{,}9563 + 2\,812 + 1{,}859 \cdot 0{,}2924 = 3\,711 \text{ кг}.$$

Для груженого режима:

$$R_{y,\,гр} = 685 \cdot 0{,}9563 + 9\,062 + 3\,425 \quad 0{,}2924 = 10\,722 \text{ кг}.$$

По формуле (25) находим величину реакции подшипника:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}.$$

НТБ ДНУЖТ

Для порожнего режима:

$$R_{пор} = \sqrt{(-2\,038)^2 + 3\,711^2} = 4\,223\ кг.$$

Для груженого режима:

$$R_{гр} = \sqrt{(-3\,765)^2 + 10\,722^2} = 11\,196\ кг.$$

Сравнивая с нормальными нагрузками на шейку оси или, что то же, с реакциями рельсов (без учета веса колесной пары) $Q_{пор}$ и $Q_{гр}$, мы видим, что перегруз для порожнего вагона:

$$4\,223 - 2\,812 = 1\,411\ кг,$$

или 50%;
для груженого вагона:

$$11\,196 - 9\,062 = 2\,134\ кг,$$

или 23%.

Наконец, определяем угол наклона реакции R по формуле (26):

$$\delta = \arccos \frac{R_y}{R}.$$

Для порожнего режима:

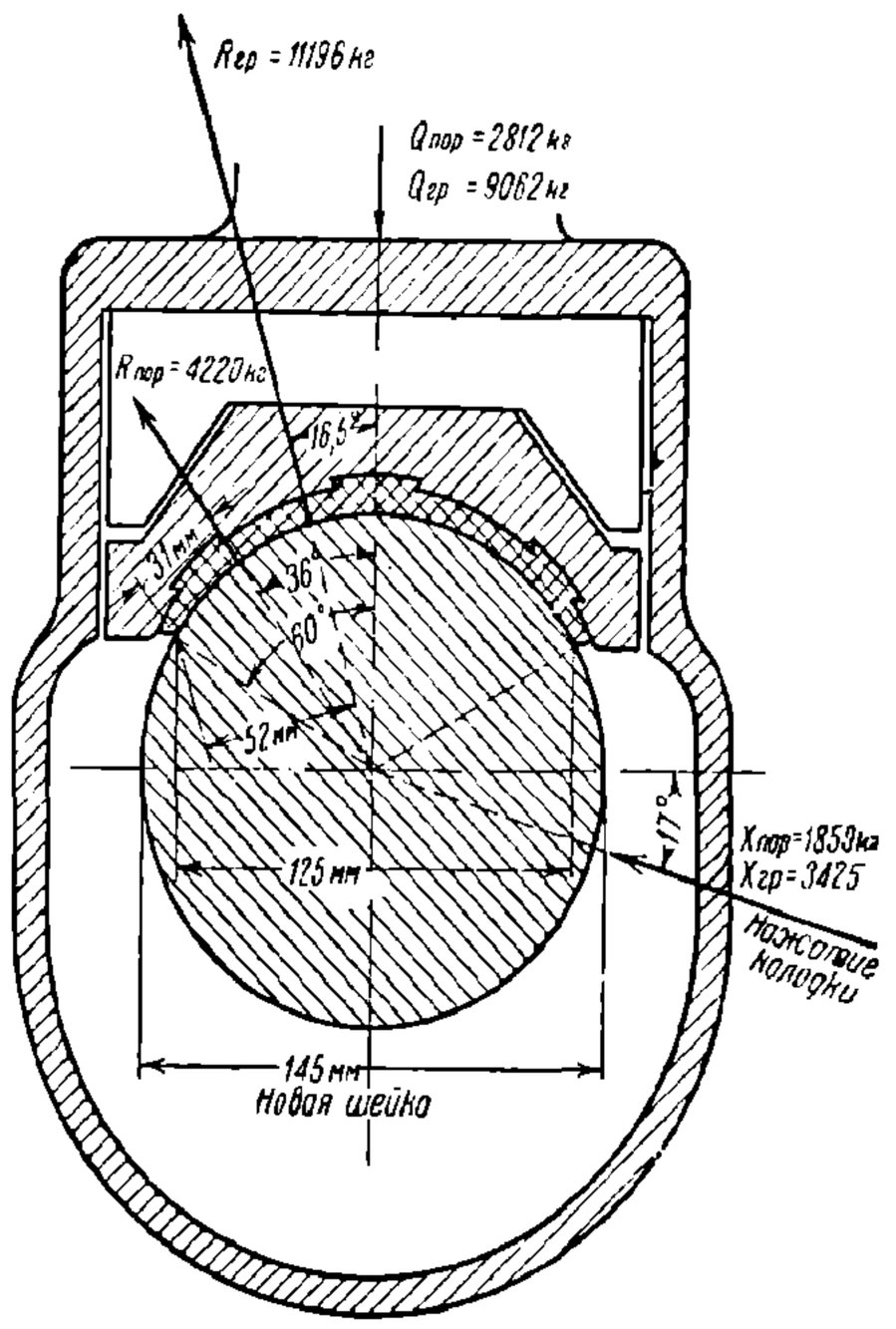
$$\delta_{пор} = \arccos \frac{3\,711}{4\,223} = \arccos 0{,}879;$$

$$\delta \approx \underline{36°}$$

для груженого режима:

$$\delta = \arccos \frac{10\,722}{11\,196} = \arccos 0{,}959;$$

$$\delta \approx \underline{16°\,30'}.$$



Фиг. 144. Вагонная букса в разрезе при косом давлении подшипника.

Результаты наносим на фиг. 144, представляющую собой разрез буксы. Чтобы закончить выяснение влияния косых сил $R_{пор}$ и $R_{гр}$ на подшипник, определим удельные давления, воспринимаемые последним.

Длина подшипника 25 *см*. Беря затем на его цилиндрической зоне величины расстояний от сил $R_{пор}$ и $R_{гр}$ до ближайшего края подшипника и откладывая таковые размеры в другую сторону для определения величин хорд симметричного относительно косой силы обхвата шейки, мы получаем, как видно из фиг. 144, при порожнем режиме хорду $31 \cdot 2 = 62$ *мм* и при груженом режиме хорду $52\ \ 2 = 104$ *мм*. Поэтому площади проекций цилиндрических рабочих поверхностей подшипника будут равны:

$$\omega_{пор} = 25 \cdot 6{,}2 = 155\ см^2;$$

$$\omega_{гр} = 25\ \ \ 10{,}4 = 250\ см^2.$$

Тогда удельные давления p равны:

$$p_{пор} = \frac{R_{пор}}{\omega_{пор}} = \frac{4\,223}{155} = 27{,}2\ кг/см^2;$$

$$p_{гр} = \frac{R_{гр}}{\omega_{гр}} = \frac{11\,196}{250} = 44{,}8\ кг/см^2.$$

НТБ ДНУЖТ

Для сравнения найдем удельные давления, приходящиеся на подшипник при отсутствии торможения, принимая во внимание, что площадь проекции рабочей поверхности всего подшипника равна 312,5 *см*. Имеем:

$$p_{0\,пор} = \frac{2\,812}{312{,}5} = 9 \ кг/см^2;$$

$$p_{0\,гр} = \frac{9\,062}{312{,}5} = 29 \ кг/см^2.$$

Следовательно, удельное давление 29 *кг/см²* для вагонного подшипника является проектным и допустимым рабочим давлением. Сравнивая с ним те удельные давления, которые возникают при торможении, именно 27,2 при порожнем режиме и 44,8 *кг/см²* при груженом, мы видим, что большая из этих цифр во всяком случае не превосходит допускаемых на практике кратковременных нагрузок (допускается около 60 *кг/см²*) между трущимися поверхностями. Мы говорим здесь о временной нагрузке ввиду того, что полное торможение, нами рассматриваемое, не может быть продолжительным, ибо оно ведет обязательно к полной остановке поезда, даже на самых крутых уклонах. Если же на затяжных уклонах торможение производится лишь для поддержания равномерной скорости, то сила нажатия колодок в среднем не превосходит 50% от максимальной величины, соответствующей полному торможению, а тогда, следовательно, удельные давления подшипника на шейку значительно ниже.

Проверим еще, какой можно ожидать нагрев подшипника при одностороннем торможении.

Учесть точно подъем температуры от перегруза подшипника теоретически представляется возможным путем сравнения с существующим режимом работы буксы. Подсчет может быть сделан в таком виде: допустим, что отдача тепла через площадь 1 *см²* проекции трущейся поверхности подшипника при разности температур последнего и окружающего воздуха в 1° равна *k кал/час*. Это тепло мы можем заменить эквивалентным количеством работы, зная что 1 *кал* соответствует 427 *кгм*. Поэтому:

$$427\ k = c \ кг/м/час \ см^2.$$

Если нажатие на подшипник равно Q, коэфициент трения подшипника равен φ, а окружная скорость шейки оси равна v, то при площади проекции подшипника ω имеем следующее равенство накопления и отвода работы в форме тепла:

$$Qv\varphi = c\omega(t - t_0) = c\omega\Delta t, \qquad (27)$$

где: t — температура подшипника;

t_0 — внешняя температура.

Из практики нам известно, что разница между температурой подшипника и окружающего воздуха при условии правильного смазывания не бывает больше 20—30°. Принимая $\Delta t = 30°$, мы можем найти из последнего выражения значения коэфициента отвода тепла c, выраженного в килограммометрах при скорости, например, 60 *км/час* и при коэфициенте трения смазанного подшипника, как всегда это принимается, $\varphi = 0{,}02$; при нашей максимальной нагрузке $Q = 9\,062$ *кг* (фиг. 144) и площадь подшипника 312 *см²*.

Скорость 60 *км/час* на ободе, приведенная к диаметру шейки 145 *мм*, будет равна:

$$v = \frac{60\,000 \cdot 145}{1\,050} \approx 8\,280 \ м/час.$$

Скорость берется в *м/час* ввиду того, что отвод тепла выражен в *кгм/час*.

На основании этих данных пишем уравнение (27) в цифрах:

$$9\,060 \cdot 8\,280 \cdot 0{,}02 = c \cdot 312 \cdot 30,$$

откуда

$$c = 160 \quad кгм/час \ см^2 \ °C.$$

Такое количество килограммометров работы отводится в 1 час с 1 *см²* площади подшипника при разности температур в 1°. Зная c, найдем, какое повышение темпе-

НТБ ДНУЖТ

ратуры Δt получит подшипник при увеличенной нагрузке во время торможения $R_{гр} = 11\,196$ (фиг. 144). Имеем:

$$11\,196 \cdot 8\,286 \cdot 0{,}02 = 160 \cdot 312\ \Delta t,$$

откуда:

$$\Delta t = 37°.$$

Мы видим, что превышение температуры подшипника при торможении, вообще говоря, всего 7°. Кроме того, принимая во внимание, что полное торможение не может долго продолжаться, ибо оно ведет неминуемо через 30—40 сек. к полной остановке поезда, мы можем пренебречь возможностью столь ничтожного нагревания буксы. Что же касается длительных торможений на спусках по уклонам, то там нажатие тормозной колодки, как уже указывалось, достигает при регулировочном торможении едва половины или одной трети от полного торможения, рассчитанного на то, чтобы остановить поезд на любом уклоне.

Надо, однако, признать, что косые силы, действующие на подшипник при каждом торможении, увеличивают боковой износ трущейся поверхности подшипника. Но это компенсируется тем, что получающаяся эксцентричность поверхности, как показали новейшие опыты, даже выгодна для улучшения условий смазки, так как получающаяся между шейкой и подшипником клиновидная щель способствует затягиванию и вдавливанию смазочного материала под подшипник, что увеличивает толщину слоя смазки, способствующего уменьшению износа. При движениях вагона в одну или другую сторону боковой износ распределяется на обе стороны симметрично.

е) Общие замечания по поводу проектирования рычажных передач

При проектировании тормоза обращается внимание на рациональное составление схемы рычажной передачи, расположение ее между ходовыми частями, подбирается наиболее подходящий размер тормозного цилиндра, рассчитывается передаточное число согласно выбранному коэфициенту нажатия колодок и затем определяются форма и размеры рычагов, тяг, головок, валиков, подвесок балок или триангелей, сообразуясь с данными «Тормозного справочника» и ОСТ.

Желательно как можно более широкое использование существующих типовых деталей, чертежи и размеры которых помещены в «Номенклатурном справочнике» отдела снабжения НКПС, вып. XII «Тормозное оборудование паровозов и вагонов», или же в «Тормозном справочнике», изд. 1938 г.

Должно быть обращено особое внимание на устранение шума от частей рычажной передачи на ходу поезда, происходящего вследствие неплотного соединения частей, провисания длинных тяг, дребезжания множества тонких шайб, свободных шплинтов и т. п.

Предохранительные скобы и другие средства для поддержания на случай обрыва и падения частей должны быть так сконструированы, чтобы эти поддержки сами никогда не могли упасть или ослабнуть.

Триангели и балки необходимо снабжать на концах такими шипами и креплениями, чтобы тормозные колодки никогда не выворачивались и не выходили из плоскости колес.

ж) Расчет рычажной передачи на прочность

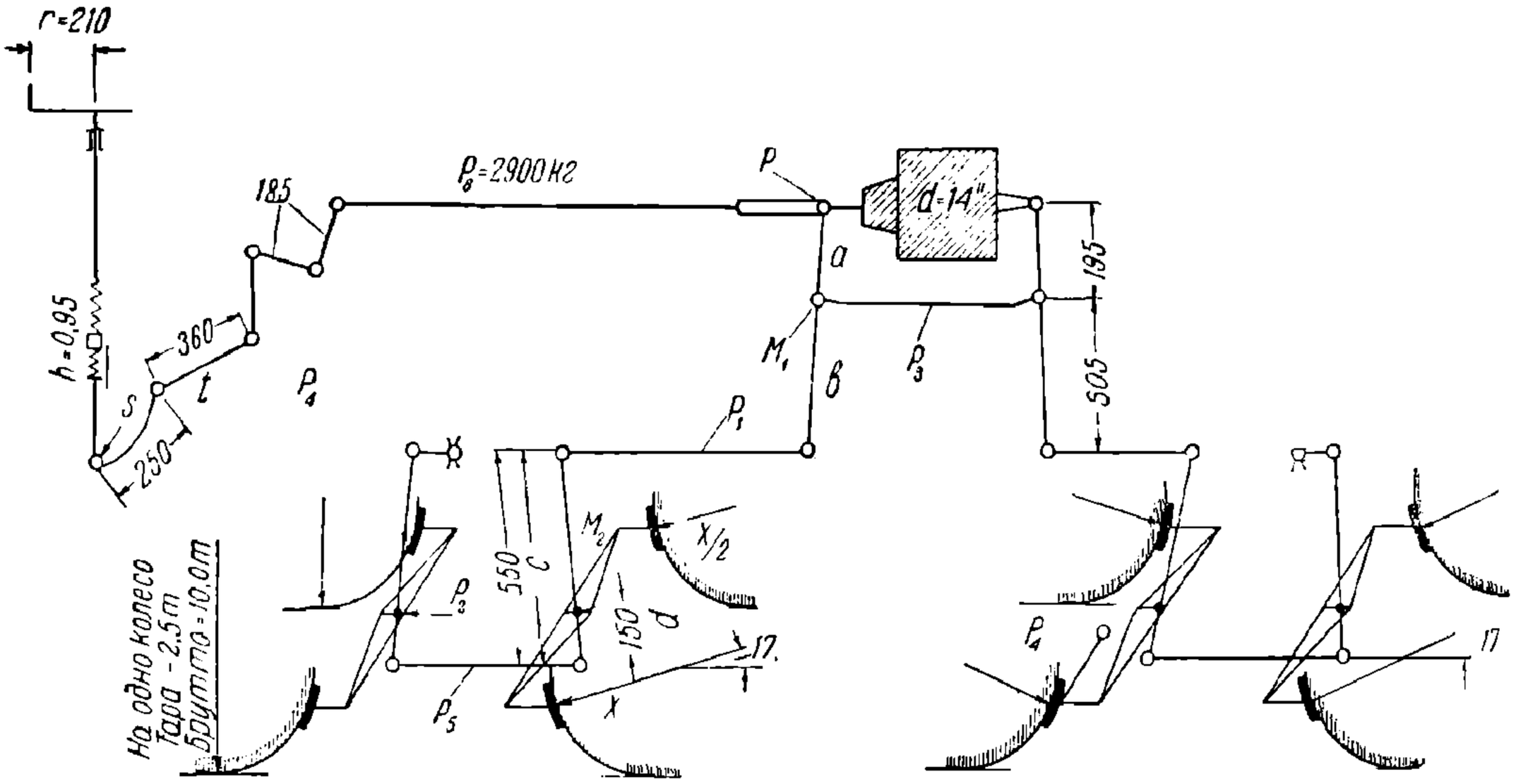
Расчет на прочность частей передаточного механизма чрезвычайно прост и сводится к расчету на разрыв, срез, изгиб, смятие и износ. Получаемые цифры надо округлять до стандартных и по возможности избегать многообразия размеров однотипных деталей, например валиков, тяг, рычагов, помня, что несколько излишняя величина размера валика полезна в отношении уменьшения удельного давления его в отверстии и уменьшения износа; формы и размеры рычагов можно унифицировать подбором соответственной схемы и распределения сил; можно также допустить некоторые избыточные колебания напряжений в тягах для сохранения единого диаметра их.

Усилия, действующие в том или ином элементе рычажной передачи, определяются по передаточному числу от штока тормозного цилиндра до данного элемента в предположении отсутствия трения в шарнирах. Передаточное число рассчитывается по

НТБ ДНУЖТ

размерам плеч рычагов, расположенных между тормозным цилиндром и данным местом. В общем виде это будет отношение произведения размеров плеч ведущих и плеч ведомых тех рычагов, которые имеются между головкой штока поршня и данным местом. Помножая затем силу по штоку на это местное передаточное число, получаем искомое усилие.

Для определения силы по штоку необходимо принимать во внимание, что давление в тормозном цилиндре может иногда подыматься выше нормального, принимаемого обычно 3,5 *ат*. В тормозе Матросова, обладающем свойствами ограничения максимального давления в тормозном цилиндре, это отклонение может быть вследствие производственных неточностей на + 0,5 *ат*, т. е. до 4,0 *ат*. В тормозе Вестингауза в соответствии с его принципом работы отклонение бывает до 1,0 *ат*. В тормозах товарных локомотивов при наличии прямодействующего вспомогательного тормоза давление в тормозном цилиндре может достигать 4,5 *ат*.



Фиг. 145. Схема рычажной передачи четырехосного вагона «гондола» подъемной силы 60 *т*.

Пример. Рассчитать рычажную передачу двухрежимного тормоза четырехосного вагона типа «гондола» подъемной силы 60 *т* по следующим основным данным (фиг. 145):

1. Тара вагона 20 000 *кг*.
2. Тормозной цилиндр 14″ ($d = 356$ *мм*) с воздухораспределителем М.
3. Нормальное давление воздуха в тормозном цилиндре: при груженом режиме 3,5 *ат*, при порожнем 1,8 — 1,9 *ат*.
4. Горизонтальные (главные) рычаги цилиндра взяты из конструктивных соображений общей длиной по 500 *мм*.
5. Кривой рычаг у винта ручного тормоза взят из конструктивных соображений с ведущим плечом, равным 325 *мм*.
6. Полное нажатие колодок при груженом режиме $\Sigma X = 28\,000$ *кг*, исходя из условия перевода тормоза на полный груженый режим при весе груза 25% от грузоподъемности вагона, т. е. при 15 000 *кг* с коэфициентом нажатия колодок 0,8.
7. Ручное торможение при 30 *кг* усилия тормозильщика на рукоятке винта должно обеспечивать 80% нажатия всех колодок от тары вагона.
8. Допускаемые напряжения в частях рычажной передачи в кованых рычагах 1 400, в тягах 1 100, в триангелях 1 000, в валиках 700 *кг/см²*.
9. Тележки типа «Даймонд».

НТБ ДНУЖТ

Расчет воздушного тормоза

Усилие по штоку поршня тормозного цилиндра при груженом режиме, т. е. при давлении 3,5 *am*, без учета сопротивления трения и действия пружины:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \quad 35{,}6^2}{4} \cdot 3{,}5 = 3\,480 \ кг.$$

Подбираем плечи рычагов a, b, c, d так, чтобы при нормальном давлении в тормозном цилиндре 3,5 *am* нажатие колодок согласно п. 6 данных выше условий было на все колеса 28 000. Следовательно, надо, чтобы (§ 39):

$$\Sigma X = P \frac{ac}{bd} n\eta \cos 17^\circ = 28\,000 \ кг.$$

Этому условию удовлетворяют следующие размеры плеч рычагов, выбранные сообразно также конструктивным и габаритным условиям: $a = 195$ *мм*, $b = 305$, $c = 550$ и $d = 150$ *мм*. Принимая к. п. д. передачи $\eta = 0{,}9$ и $\cos 17^\circ = 0{,}956$, имеем:

$$\Sigma X_{гр} = 3\,480 \frac{195 \cdot 550}{305 \cdot 150} 4 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}956 \approx 28\,000 \ кг.$$

Передаточное число при груженом режиме:

$$n = \frac{28\,000}{3\,480} \approx 8.$$

При порожнем режиме это нажатие будет прямо пропорционально давлению в цилиндре, равному 1,8 согласно п. 3 данных условий:

$$\Sigma X = 28\,000 \frac{1{,}8}{3{,}5} = 14\,500 \ кг,$$

что соответствует проценту нажатия от тары:

$$\frac{14\,500}{20\,000} \cdot 100 \approx 74\%.$$

Передаточное число при порожнем режиме:

$$n = \frac{14\,500}{3\,480 \cdot \frac{1{,}8}{3{,}5}} = 8{,}1.$$

Для расчета на прочность силу по штоку поршня тормозного цилиндра надо взять при давлении воздуха 3,8 *am* (тормоз Матросова):

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p = \frac{3{,}14 \cdot 35{,}6^2}{4} \cdot 3{,}8 = 3\,780 \ кг.$$

Усилие, действующее на тяги, соединяющие горизонтальные рычаги с рычагами тележки:

$$P_1 = 3\,780 \frac{195}{305} = 2\,416 \ кг.$$

Усилие, действующее на триангель:

$$P_2 = 3\,780 \frac{195 \cdot 550}{305 \cdot 150} = 8\,859 \ кг.$$

Усилие на затяжку горизонтальных рычагов:

$$P_3 = 3\,780 \frac{500}{305} = 6\,195 \ кг.$$

НТБ ДНУЖТ

Усилия в подвесках тормозных колодок P_5 при коэфициенте трения 0,5 (в момент остановки) при нажатии на одну колодку:

$$X = \frac{28\,000}{8} = 3\,500 \text{ кг},$$

равно:

$$P_4 = 3\,500 \cdot 0{,}5 = 1\,750 \text{ кг}.$$

Усилие в распорках рычагов под триангелями:

$$P_5 = 3\,780 \frac{195\,(550 - 150)}{305 \cdot 150} = 6\,443 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты горизонтальных и вертикальных рычагов:

$$M_1 = 3\,780 - 195 = 73\,710 \text{ кгсм},$$

$$M_2 = 3\,780 \cdot \frac{195}{305}(550 - 150) = 96\,640 \text{ кгсм}.$$

Ручное торможение

Усилие вдоль тяги от главного рычага к ручному тормозу с учетом к. п. д. 0,65 согласно формуле (11) § 41 будет:

$$P_6 = P_{руч} \cdot 6{,}3 \frac{r}{h} \frac{s}{t} 0{,}65.$$

Усилие тормозильщика $P_{руч}$ принимаем 30 *кг*, радиус рукоятки и шаг винта берем стандартные: $r = 21{,}0$, $h = 0{,}95$ *см*; плечо s кривого рычага берем по конструктивным соображениям длиной 325 *мм*. Остается нам определить длину плеча t этого рычага. Для этого рассуждаем так. При порожнем вагоне ручной тормоз должен обладать таким же тормозным усилием, как и воздушный тормоз. Поскольку тяга ручного тормоза действует в данной схеме на ту же точку горизонтального рычага, на какую действует и шток цилиндра, то усилие по этой тяге должно равняться усилию по штоку при порожнем режиме при давлении воздуха 1,9 *ат*:

$$P_6 = \frac{\pi d^2}{4} 1{,}9 = \frac{3{,}14 \cdot 35{,}6^2}{4} 1{,}9 = 1\,888 \text{ кг}.$$

Ввиду этого предыдущую формулу приравняем этому усилию, заменив предварительно в ней символы известными цифрами:

$$P_6 = 30 \cdot 6{,}3 \frac{210}{9{,}5} \frac{250}{t} 0{,}65 = 1\,888 \text{ кг}.$$

Отсюда находим плечо кривого рычага:

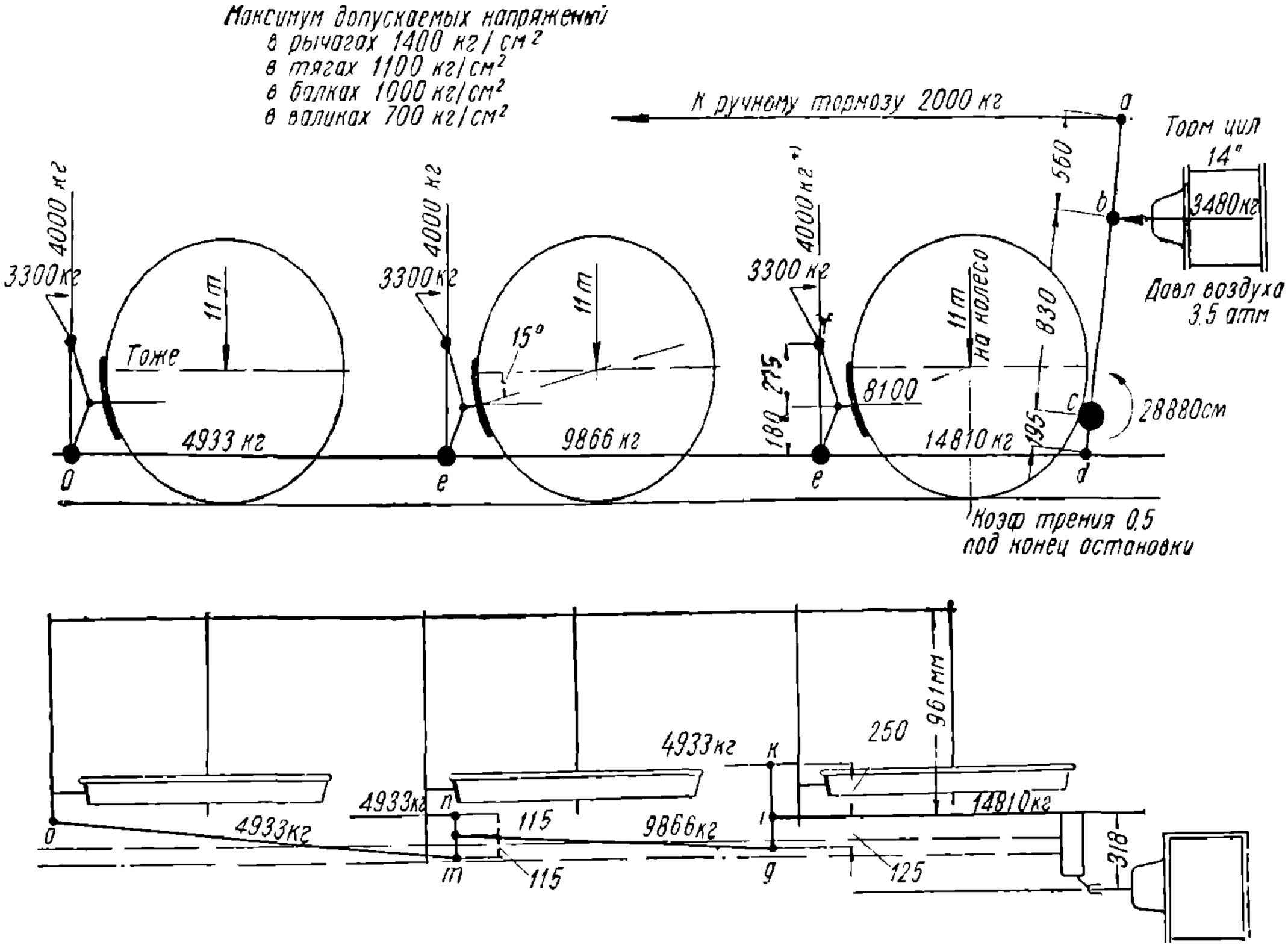
$$t = \frac{30 \cdot 6{,}3 \cdot 210 \cdot 250 \cdot 0{,}65}{9{,}5 \cdot 1\,888} = 360 \text{ мм}.$$

Для определения прочных размеров усилие по тяге ручного тормоза P_6 необходимо рассчитывать без к. п. д.:

$$P_6 = \frac{1\,888}{0{,}65} = 2\,900 \text{ кг}.$$

Подобным образом производится расчет любой схемы рычажной передачи, например (фиг. 146) тележки электровоза. На этой схеме главные усилия надписаны над соответственными частями передачи, исходя из расчета усилия по штоку тормозного цилиндра при давлении воздуха 3,5 *ат*. Для крепостного расчета необходимо увеличить найденные цифры в 1,3 раза, чтобы прочность частей соответствовала давлению воздуха в тормозном цилиндре 4,5 *ат*, которое может случайно получиться при работе вспомогательным краном на электровозе товарного типа.

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 146. Схема рычажной передачи тележки электровоза.

§ 42. Тормозные колодки

В главе пятой подробно рассмотрены коэфициенты трения тормозных колодок, а также рассмотрен износ колодок и даны краткие указания относительно рациональных форм колодок, применяемых в Америке (§ $29_д$). При проектировании рычажных передач все эти данные необходимо принять во внимание.

В настоящем параграфе указанные выше данные дополняются иллюстрациями образцов лучших типов колодок с объяснением их конструкций и преимуществ.

Основной рабочий эффект торможения в сущности выполняется тормозной колодкой. Все остальные обстоятельства и детали тормоза призваны как бы на службу тормозной колодке, например, рычажная передача передает ей нажатие от тормозного цилиндра, тормозной цилиндр преобразует общее давление воздуха в сосредоточенную силу на шарнире головки его штока, воздухораспределитель регулирует подачу воздуха в тормозной цилиндр или выпуск воздуха из него и т. д. Из этого следует, что тормозной колодке надо уделять больше внимания, чем обычно это делается, ибо от нее зависят в значительной степени качество торможения поезда и его стоимость.

Эффективность тормоза оценивается прежде всего длиной тормозного пути при полном или экстренном торможении. Поясним, каким образом длина тормозного пути может зависеть от тормозной колодки.

На первый взгляд может показаться, что какую бы тормозную колодку ни применить, всегда можно дать ей такую силу нажатия, при которой получится любая сила торможения, вплоть до заклинивания колес. С этой точки зрения сила торможения, а следовательно, и длина тормозного пути зависят не от качества и конструкции колодки, а от силы нажатия на нее, которая в свою очередь зависит от давления воздуха в тормозном цилиндре и от передаточного числа рычажной передачи.

Но если рассмотрим этот вопрос с другой точки зрения, именно, что максимальная сила нажатия колодок является для данного типа единицы подвижного состава при нормальных условиях величиной стандартной, выбранной на основании предположения применения тормозных колодок определенного типа как по форме, так и по структуре, то окажется, что длина тормозного пути уже будет зависеть в значитель-

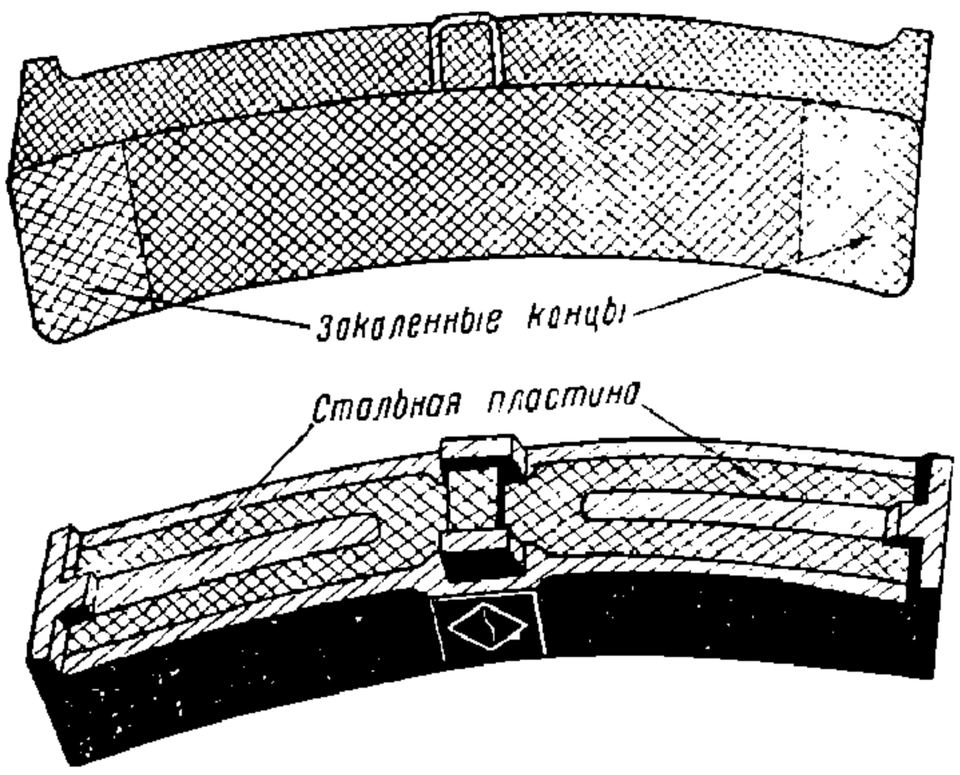
НТБ ДНУЖТ

ной степени от того, насколько в эксплуатации это условие будет выполняться. Например, если нагрузка на ось порожнего товарного вагона равна 5 *m*, а коэфициент нажатия был выбран 0,7, то допускаемая максимальная сила нажатия на колодки этой оси должна быть $5 \cdot 0{,}7 = 3{,}5$ *m*. Если затем во время смены колодок и вообще во время эксплуатации будут поставлены такие тормозные колодки, коэфициент трения которых на 25—30% меньше предполагавшегося, то тормозная сила, следовательно, и тормозной путь будут соответственно меньшими.

Такие случаи вполне возможны. Достаточно поставить тормозные колодки из рыхлого, крошащегося засоренного чугуна, у которого кристаллические зерна слабо связаны и при трении не стираются, а выпадают, как коэфициент трения такой колодки будет малым. И действительно, на разрушение такой колодки требуется малая затрата работы, кроме того обильное количество выделяющихся между трущимися поверхностями опилок и натира действует как сухая смазка, и скольжение колодки по бандажу от этого облегчается.

Точно так же слишком большое содержание в чугуне свободного, пачкающего графита является смазкой, понижающей коэфициент трения.

Есть еще и другая сторона дела, оказывающая большое влияние на длину тормозных путей,—это степень постоянства величины коэфициента трения в зависимости от скорости. Идеальная тормозная колодка не должна была бы изменять величину коэфициента трения с изменением скорости, но таких колодок пока нет, хотя теоретически можно подобрать такие материалы и конструкции для колодок, которые бы в достаточной степени выполняли это требование. Возможность этого видна хотя бы из того, что, например, чисто чугунные колодки изменяют свой коэфициент трения в обратной зависимости от скорости: чем выше скорость, тем ниже коэфициент трения; деревянные же колодки изменяют коэфициент трения в обратном порядке: чем больше скорость, тем больше коэфициент трения. Очевидно, что если бы сделать комбинированную колодку, обладающую одновременно первым и вторым свойствами, то она давала бы торможение почти постоянной силы при всех скоростях.



Фиг. 147. Американская тормозная колодка чисто чугунная с закаленными концами и стальной пластиной.

Расчет показывает, что при постоянной тормозной силе, не зависящей от скорости, тормозной путь получается на 20—30% короче. Это, впрочем, проверено также на опытах, на которых применялась переменная сила нажатия колодок, чтобы компенсировать изменения коэфициента трения, о чем подробно говорится в главе седьмой по отношению к высокоскоростным поездам.

Совершенствовать тормозные колодки необходимо, считаясь еще с экономической стороной дела. Быстрый износ колодок не только ведет к перерасходу металла, но перегружает производство по заготовке запасных колодок и смене их на подвижном составе. Ввиду этого необходимо изготовлять такие тормозные колодки, которые медленно изнашиваются.

Эти основные соображения по поводу выгодности ставить тормозные колодки с высоким и ровным коэфициентом трения, мало зависящим от скорости и с хорошим сопротивлением изнашиванию, были причиной появления ряда новых конструкций, давших весьма положительные результаты.

После очень продолжительных и серьезных исканий и испытаний в Америке появились два основных стандартных типа колодок.

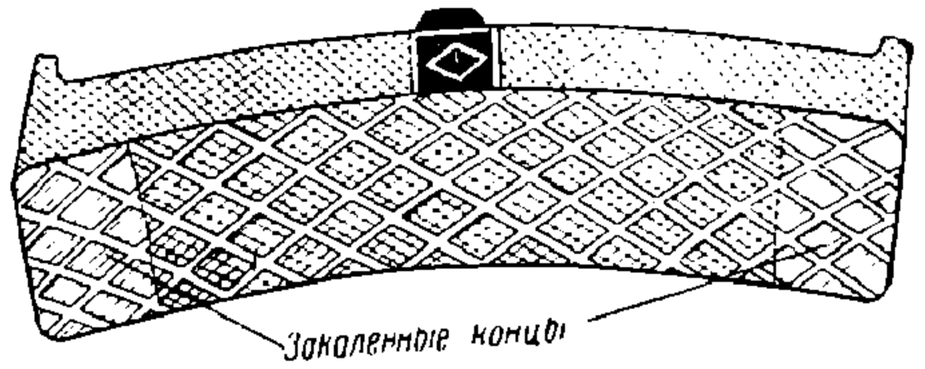
Первый тип колодки—из чистого чугуна, но с закаленными концами (фиг. 147); твердость этой колодки в средней части равна 230 единицам, а на концах—460—470 единицам по Бринелю. Эти твердости относятся к новым колодкам; после некоторой работы и нагрева во время торможения она несколько уменьшается, примерно на 20—30 единиц.

Закалка концов колодки играет довольно важную роль, так как она предотвращает

НГБ ДНУЖТ

более сильный износ на этих концах, чем в середине вследствие выворачивающего колодку момента, а также и вследствие того, что остывшая после торможения колодка деформируется настолько, что после нового наложения на бандаж она дает в середине зазор, пока снова не нагреется; при мягких концах, пока колодка нагревается, она успевает пришлифоваться к бандажу, и тогда при законченном нагреве она, получая обратную деформацию, дает уже зазоры на концах. По этой причине колодка большей частью работает не полной поверхностью, что ведет и к быстрому износу и уменьшению коэфициента трения, а также к неравномерному нагреву всего тела колодки; это приводит металл к быстрому утомлению и износу. Закаленные концы колодки наполовину уменьшают описанные явления неравномерного поочередного стирания то концов, то середины, и поэтому колодка работает дольше; сохраняет прочность и коэфициент трения, который вообще больше, чем в обыкновенных колодках с незакаленными концами.

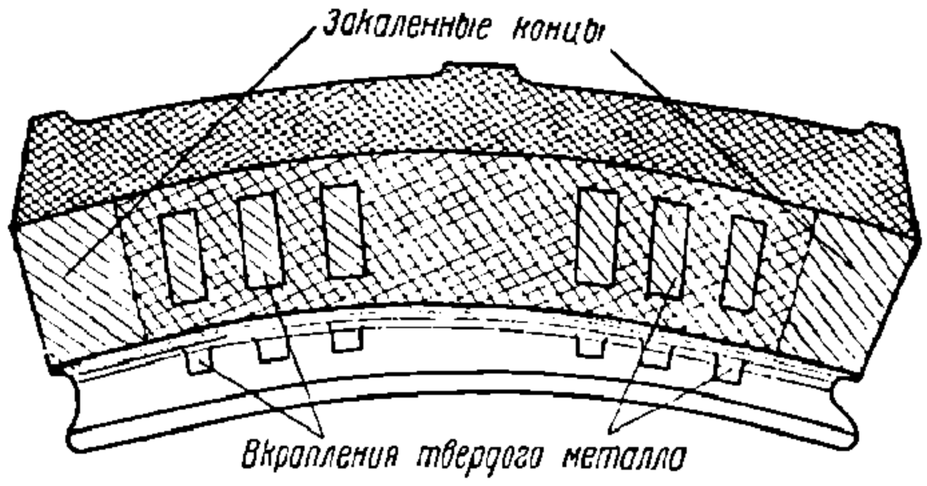
Фиг. 148. Лопнувшая чугунная колодка со стальной спиной (пластиной).



Фиг. 149. Колодка «Даймонд» («Ромб») со стальной спиной.

Ввиду сравнительно большой твердости этих колодок они хрупкие и ломаются после некоторого износа. Во избежание разрушения на спине их имеется залитая стальная пластина со скошенными краями наподобие ласточкина хвоста для более прочной связи ее с телом колодки. В таком виде колодка может работать до полного износа, а если лопнет в одном или нескольких местах, то это не мешает дальнейшей ее службе и правильному прилеганию к поверхности бандажа, даже получается лучшая ее работа ввиду отсутствия температурной деформации ее дуги обхвата (фиг. 148).

Второй тип колодки—это так называемая колодка типа «Даймонд» в переводе «Ромб» (фиг. 149). В тело этой колодки при отливке ее введена стальная ромбовидная пластина из мягкой стали. Такой стальной скелет колодки значительно улучшает фрикционные качества ее, коэфициент трения у нее при изменениях скорости более постоянен, износ ее медленный. Концы этой колодки тоже закалены, а спина укреплена стальной пластиной. Этот тип колодки является приближением к той идеальной комбинации разных материалов, фрикционные свойства которых в сумме дают желаемый устойчивый коэфициент трения с поглощением большой работы на единицу износа ее.



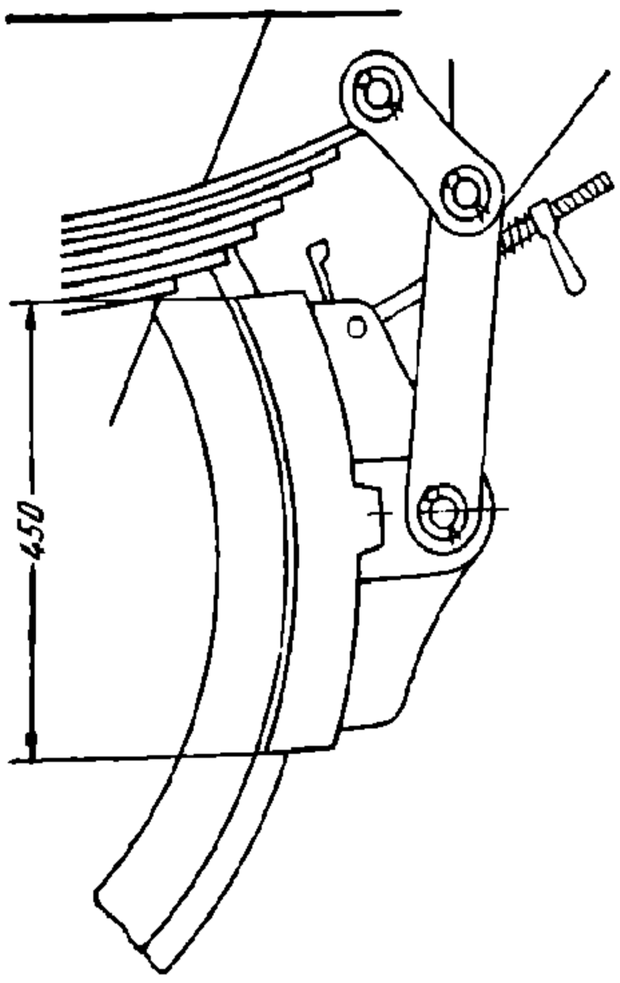
Фиг. 150. Фасонная колодка с обхватом гребня колеса.

К особым типам тормозных колодок относятся еще такие, которые имеют очертания в поперечном сечении, соответствующие профилю бандажа (фиг. 150). Новая такая колодка тормозит по бокам поверхности катания бандажа, а после некоторой сработки—и по гребню его, так как в новой колодке делается предварительный зазор между гребнем и соответствующей частью ее, чтобы обеспечить с самого начала соприкасание по поверхности катания, необходимое для хорошего торможения. Концы такой колодки тоже закаливаются, а в средней части ее в области обхвата бандажа и гребня заливаются куски крепкого металла, например, отбеленного чугуна. Такая фасонная колодка с твердыми кусками на ее поверхности способна в некоторой степени обтачивать бандаж, при этом средняя часть поверхности катания бандажа, на которой образуется прокат от пробега колеса по рельсам, не трется или очень мало трется о колодку, и таким образом больше срабатывается выступающая над прокатом поверхность бандажа, а потому в некоторой степени колодка выравнивает профиль бандажа, поддерживая его все время близким к нормальному. Благодаря этому обточку скатов можно делать реже, от-

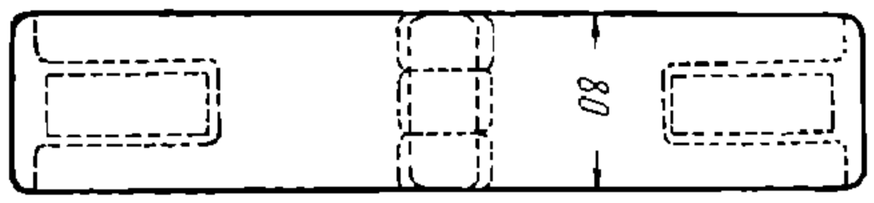
НТБ ДИИЖТ

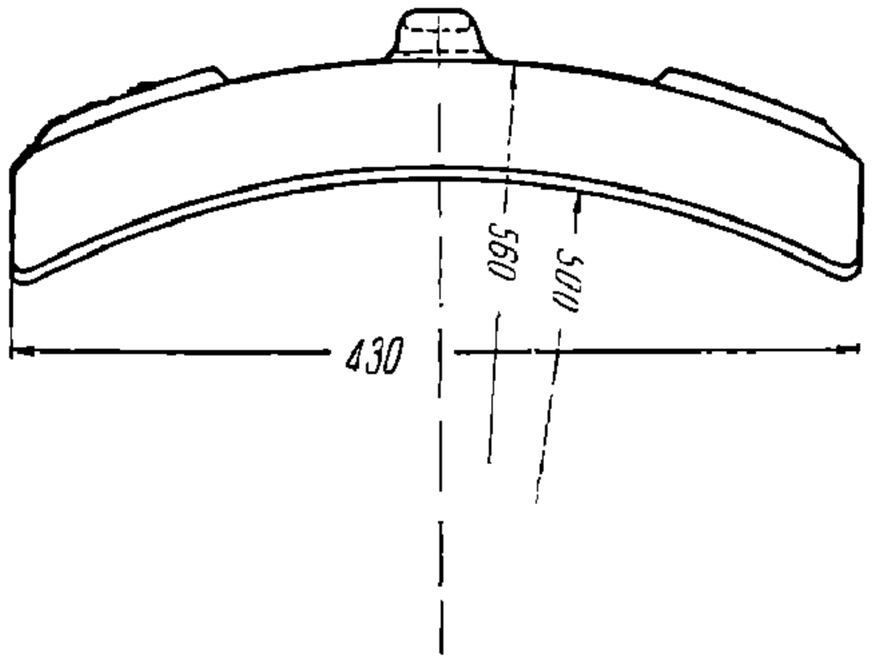
чего исключается появление острого гребня, а число подъемок паровоза в депо от этого значительно уменьшается.

Считается благоприятным условием для работы тормозной колодки увеличение площади трущейся поверхности ее, что может быть выполнено за счет удлинения дуги обхвата. Чем больше рабочая площадь, тем меньше удельное давление, следовательно, выигрывается коэфициент трения при меньшем износе. Этой теорией особенно увле-



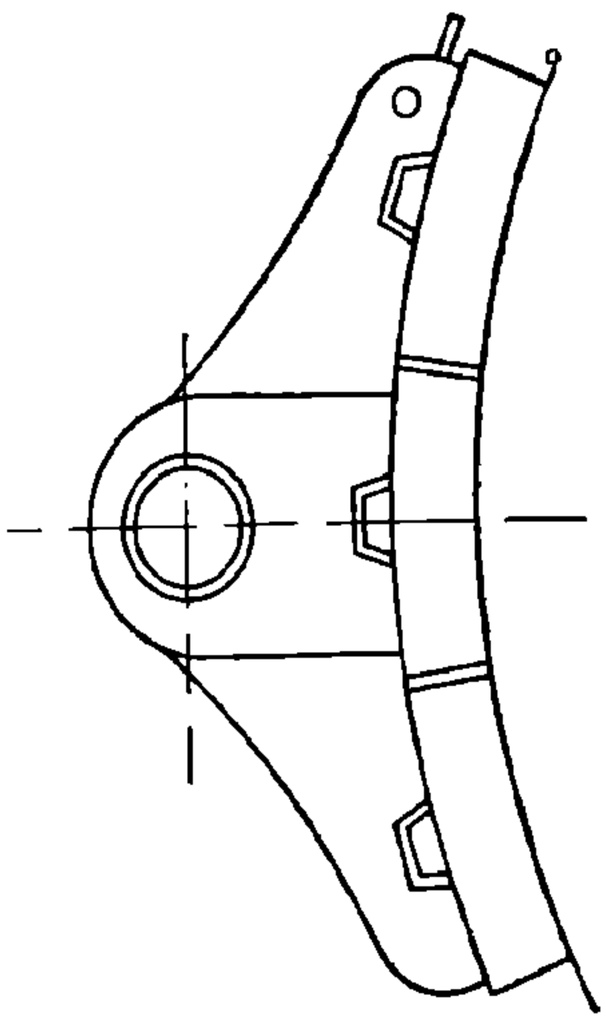
Фиг. 151. Удлиненная колодка немецкого образца.





Фиг. 152. Колодка советского типа ОСТ 5105.

кались немцы, ввиду чего типовая колодка у них является самой длинной по сравнению с колодками других стран. Например, длина немецкой колодки 450 *мм* (фиг. 151), в Америке длина колодок 340—350 *мм*, во Франции—294 *мм*; у нас в последнее время введена колодка по образцу немецких, но все же немного короче—430 *мм* (фиг. 152). Однако, чрезмерное удлинение тормозной колодки не дает ожидаемых улучшений качества ее работы ввиду постоянных ее короблений по мере нагревания и остывания, поэтому она при переменных температурных режимах постоянно деформируется и не дает полного прилегания к бандажу, а поэтому не улучшает, а ухудшает работу трения. Для избежания этого в Германии стали применять «разрезные» колодки, т. е. в одном длинном башмаке помещают две или три малые колодки (фиг. 153). Такие колодки оказались значительно эффективнее, например, тормозные пути при них оказались короче на 10—15%, чем при неразрезных колодках. Это, впрочем, подтверждается также и американской практикой с лопнувшими чугунными колодками, куски которой удерживаются стальной спиной. Американцы говорят, что колодка в таком виде лучше прилегает к колесу и коэфицент трения ее выше.



Фиг. 153. Разрезная тормозная колодка.

Разрезные колодки находят применение в особенности в высокоскоростном подвижном составе.

При хорошо налаженном колодочном хозяйстве должны быть организованы контроль и приемка по выработанным техническим условиям, определяющим допуски размеров, качество металла, фрикционные свойства колодки и сопротивляемость ее на изнашивание.

Для примера приведем нижеследующие выработанные приемочные методы испытания тормозных колодок в США согласно стандарту Американской ассоциации железных дорог.

НТБ ДНУЖТ

ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

I. Р о д и с п ы т а н и й. Колодки должны быть испытаны на коэфициент трения и на износ на испытательной машине Американской ассоциации железных дорог (фиг. 92).

I. И с п ы т а н и е к о л о д о к н а к о э ф и ц и е н т т р е н и я

1. Н а с т а л ь н ы х б а н д а ж а х и л и к о л е с а х. Колодки должны развивать при торможении от начальной скорости 105 *км/час* до нуля средний коэфициент трения не меньше:

а) 0,125 при нажатии тормозной колодки 3 100 *кг*;

б) 0,110 при нажатии тормозной колодки 5 450 *кг*;

никаких ограничений увеличения коэфициента трения к моменту остановки не устанавливается.

2. Н а ч у г у н н ы х л и т ы х к о л е с а х. Колодки должны развивать при торможении от начальной скорости 64 *км/час* до нуля средний коэфициент трения не меньше:

а) 0,22 при нажатии тормозной колодки 1 270 *кг*;

б) 0,16 при нажатии тормозной колодки 3 100 *кг*.

II. И с п ы т а н и е к о л о д о к н а и з н о с

1. Н а с т а л ь н ы х б а н д а ж а х и л и к о л е с а х. Износ колодки должен определяться при числе торможений не менее десяти от начальной скорости 105 *км/час* до остановки при нажатии 5 450 *кг*.

Между отдельными торможениями должно протекать 10 мин.

При этих условиях колодка не должна потерять в весе более 1,82 *кг* на каждые 13 830 000 *кгм* работы, или 0,131 *кг* на 1 млн. *кгм*.

2. Н а ч у г у н н ы х л и т ы х к о л е с а х. Износ колодки должен определяться при числе торможений не менее десяти при нажатии 1 270 *кг* и при постоянной скорости на окружности колеса 32 *км/час*.

При каждом торможении колодка должна оставаться прижатой к колесу в продолжение 190 оборотов последнего, а между каждыми двумя последовательными торможениями колодка не должна соприкасаться с колесом в продолжение 610 оборотов его.

При этих условиях колодка не должна потерять в весе более 0,363 *кг* на каждые 13 830 000 *кгм* работы, или 0,0262 на каждые 1 млн. *кгм*.

П р и м е ч а н и я. 1. Если колодка не целиком металлическая, то потеря в весе должна быть увеличена в отношении удельного веса чугуна к среднему удельному весу стертых частей.

2. Средний коэфициент трения при торможении от данной скорости до нуля определяется из отношения средней силы торможения к силе нажатия колодки; средняя же сила торможения в свою очередь определяется путем деления площади, записанной измерительным прибором, диаграммы тангенциальной силы трения колодки в функции пути на длину пути.

Этот же результат получим, если среднюю силу торможения определим не из диаграммы, а посредством деления кинетической энергии движущейся по инерции машины (в эксплуатации поезда) в момент начала торможения на длину пройденного пути. Деля затем полученный результат на силу нажатия колодки (в поезде колодок), получим средний коэфициент трения.

Химический состав чугуна американских колодок нам неизвестен. Немецкие же колодки льются из чугуна, рецепт которого указан в § 36, п. «к».

НТБ ДНУЖТ

Глава седьмая

ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ ТОРМОЗА

§ 43. Значение и виды высокоскоростных тормозов

Высокоскоростные, или просто скоростные, тормоза—это такие, которые предназначены для торможения поездов, идущих со скоростями вообще выше 100 *км/час*.

В настоящее время скорости таких поездов доходят до 160—180 *км/час*. Для осуществления высоких скоростей в первую очередь необходимо располагать соответственной мощностью тягового двигателя, но наряду с этим столь же необходимо располагать высоко эффективными тормозами, обеспечивающими надежность и безопасность такого быстрого движения.

Торможение высокоскоростных поездов представляет собой довольно сложную проблему. Прежде всего для увеличения скорости пассажирского движения до того максимума, который на сегодняшний день оказывается возможным, необходимо современные типы автоматических тормозов вообще улучшить настолько, чтобы они обеспечили сокращение тормозных путей по крайней мере на 60—70%. При колодочных тормозах, действующих на бандажи колес, развитие мощности их не может пойти беспредельно ввиду существования границы сил сцепления колес с рельсами. За пределами этой границы начинается юз. Поэтому для колодочных тормозов считается идеалом возможность получения максимума тормозной силы в соответствии с максимумом силы сцепления колес с рельсами как при низких, так и при самых высоких скоростях.

Насколько важное значение имеет повышенная интенсивность работы тормоза при высоких скоростях, видно из следующего сравнения тормозных путей, получающихся при снижении высоких и низких скоростей на одну и ту же величину.

Предположим, что при некоторой высокой скорости v_1 произведено торможение, силу которого назовем T_1. От действия этой силы поезд, пройдя некоторый путь s_1, уменьшит свою скорость до величины v_2. Произошло, таким образом, убывание кинетической энергии поезда вследствие расхода ее на преодоление сопротивления тормозной силы T_1 на пути s. На основании теоремы живых сил величина изменения кинетической энергии поезда равна работе силы тормоза, вызвавшего это изменение. Поэтому можем написать следующее равенство:

$$\frac{mv_1^2}{2} - \frac{mv_2^2}{2} = T_1 s_1$$

или

$$\frac{m}{2}(v_1^2 - v_2^2) = T_1 s_1, \qquad (1)$$

где m — масса поезда.

Точно такое же равенство получим для изменения какой-нибудь невысокой скорости v_3 до величины v_4:

$$\frac{m}{2}(v_3^2 - v_4^2) = T_2 s_2. \qquad (2)$$

Для сравнения длин тормозных путей, получающихся при изменении на одну и ту же величину скорости высокой и скорости низкой, т. е. при:

$$v_1 - v_2 = v_3 - v_4, \qquad (3)$$

НТБ ДНУЖТ

разделим уравнение (1) на уравнение (2):

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{v_3^2 - v_4^2} = \frac{T_1}{T_2}\frac{s_1}{s_2}.$$

Преобразуем это последнее уравнение в следующее:

$$\frac{(v_1 + v_2)(v_1 - v_2)}{(v_3 + v_4)(v_3 - v_4)} = \frac{T_1}{T_2}\frac{s_1}{s_2}.$$

Так как согласно уравнению (3) $v_1 - v_2 = v_3 - v_4$, то имеем:

$$\frac{v_1 + v_2}{v_3 + v_4} = \frac{T_1}{T_2}\frac{s_1}{s_2} \qquad (4)$$

или

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{v_1 + v_2}{v_3 + v_4}\frac{T_2}{T_1}. \qquad (5)$$

Предположим, что тормоз удовлетворяет условию постоянства тормозной силы, т. е. $T_1 = T_2$, тогда:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{v_1 + v_2}{v_3 + v_4}. \qquad (6)$$

Из этого видно, что длины тормозных путей при высоких и низких скоростях относятся друг к другу как суммы начальных и конечных скоростей, относящихся к отрезкам взятых для сравнения соответственных путей.

Например, при изменениях скорости 120 и 40 *км/час* на 10 *км/час* тормозные пути будут относиться:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{120 + 110}{40 + 30} = 3{,}3.$$

Если же принять во внимание еще и переменный коэфициент трения, то уравнение (6) можно написать так:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{v_1 + v_2}{v_3 + v_4}\frac{\varphi_2 \Sigma X}{\varphi_1 \Sigma X} = \frac{v_1 + v_2}{v_3 + v_4}\frac{\varphi_2}{\varphi_1}. \qquad (7)$$

Например, при тех же условиях, что мы только что рассматривали, но при коэфициенте трения $\varphi_{120} = 0{,}11$, при скорости 120 *км/час* и $\varphi_{40} = 0{,}15$, при скорости 40 *км/час*, получим:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{120 + 110}{40 + 30}\frac{0{,}15}{0{,}11} = 4{,}5.$$

Отсюда сделаем вывод, что особенно важно стремиться к поднятию наибольшей эффективности тормоза и быстроты действия в первые моменты его применения, когда скорости высокие. Только тогда можно рассчитывать на большой выигрыш сокращения тормозного пути.

Это особенно ясно видно из подсчета длины тормозных путей, о чем подробнее сказано ниже.

В помощь пневматическому или электропневматическому тормозу применяются иногда электромагнитные «коньковые» тормоза и так называемые ветровые тормоза.

Наша задача заключается в том, чтобы теоретически осветить главным образом воздушные скоростные тормоза и в некоторой степени остальные.

Как нам известно из § 37, общая сила нажатия тормозных колодок на бандажи нормально не должна превышать 80% от веса вагона. Если в поезде все оси тормозные, то с таким нажатием колодок поезд, идущий со скоростью 100 *км/час*, может остановиться на расстоянии 700 *м*, а идущий со скоростью 120 *км/час* — на расстоянии уже 1 200 *м*. Если же увеличить нажатие колодок больше, то получится затяжной юз, который не уменьшит, а увеличит длину тормозного пути. Правда, этот юз появится не на высокой скорости, а на низкой, ибо коэфициент трения между чугунной колодкой и стальным бандажом особенно быстро увеличивается с уменьшением скорости, начиная с 60 *км/час*.

НТБ ДНУЖТ

Особенности скоростного тормоза должны заключаться в следующем: он должен развивать возможную максимальную мощность при высоких скоростях и не допускать юза при низких скоростях. Для этого требуется от тормоза такой режим работы, чтобы он при полном торможении давал при любой скорости тормозную силу, почти граничащую с силой сцепления колес с рельсами, но никогда не переходил этой границы.

При больших скоростях количество превращаемой кинетической энергии в тепло в единицу времени путем трения колодок о бандажи громадно; это тепло должно быстро удаляться в окружающую атмосферу во избежание чрезмерного раскаливания и размягчения поверхностей трения колодок, отчего они быстро изнашиваются. Кроме того на образование каждого грамма опилок при трении колодки о бандаж должно расходоваться как можно большее количество работы. Это значит, что опилки должны размалываться между трущимися поверхностями в самый тонкий порошок, тогда только можно ожидать наивыгоднейшего использования металла колодки. Наконец, опилки при этом должны быстро удаляться из пространства между трущимися поверхностями, чтобы они не создавали сухой смазки, уменьшающей коэфициент трения. Для выполнения всех этих условий надо тщательно подбирать качество материала колодки и правильную конструкцию ее.

Из сказанного следует, что усовершенствование тормозов для высокоскоростных поездов должно итти по следующему пути.

Надо:

1. Ввести в тормозную систему автоматическое регулирование нажатия тормозных колодок на бандажи колес в зависимости от груза и скорости поезда.

2. Улучшить форму тормозных колодок с целью уменьшения удельного давления, увеличения отвода тепла, облегчения выхода опилок (натира) из трущихся поверхностей.

3. Улучшить качество материала колодки и структуру его.

4. Увеличить скорость тормозной волны.

5. Увеличить скорость наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом до максимального давления.

6. Применить в помощь колодочным тормозам, действующим на колеса, другие средства торможения или так называемые бесколодочные тормоза в виде резерва для экстренного торможения.

Рассмотрим способы осуществления этих условий.

§ 44. Регулирование нажатия тормозных колодок в зависимости от величины коэфициента трения при больших скоростях

Уменьшение силы трения между колодкой и колесом с увеличением скорости должно компенсироваться повышением силы нажатия тормозных колодок. Поэтому нажатие колодок должно быть более сильным при высоких скоростях и постепенно ослабляться по мере замедления хода поезда.

Для выполнения таких функций имеется несколько способов. Из них мы опишем следующие:

а) постепенное уменьшение давления в тормозном цилиндре путем создания искусственных утечек воздуха из цилиндра;

б) изменение давления в тормозном цилиндре посредством регулируемого выпуска воздуха из него при превышении величины тормозной силы сверх установленной;

в) изменение давления в тормозном цилиндре в зависимости от скорости;

г) изменение давления в тормозном цилиндре в зависимости от величины замедления поезда, от величины возникающей при этом силы инерции.

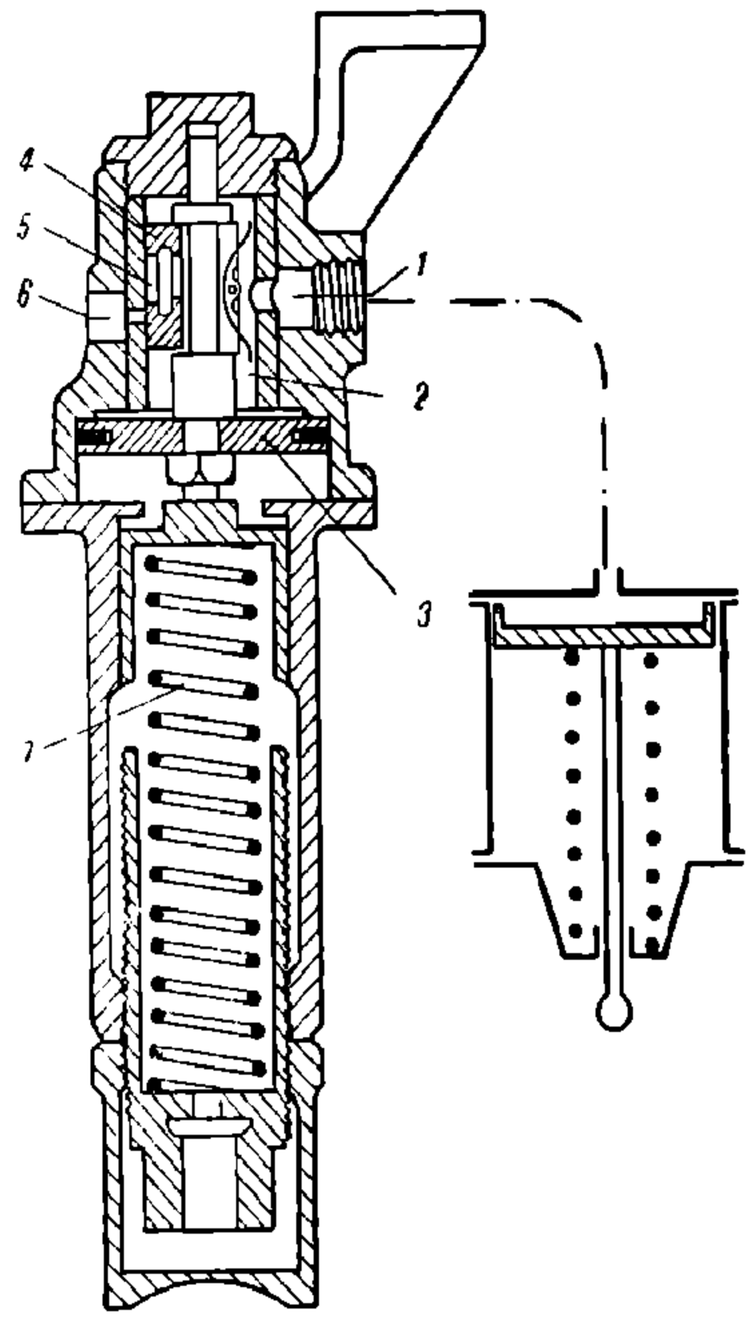
При всех этих способах зарядка тормоза производится высоким давлением, порядка 6 или 6,5 *ат*. В прямодействующих тормозах с ограничением максимального давления в тормозных цилиндрах необходимо, кроме того, регулировать воздухораспределители на высокие конечные давления в тормозных цилиндрах, например на 5 *ат*.

Опишем устройства, при помощи которых осуществляются способы «а», «б», «в», «г».

НТБ ДНУЖТ

а) Постепенное уменьшение давления в тормозном цилиндре путем создания искусственных утечек воздуха из него

Для этого способа, применяемого в США, зарядка тормозной магистрали производится давлением 7 *ат*. Поэтому на паровозах краны машиниста снабжены такими золотниковыми питательными клапанами, которые путем простого поворота регулирующего винта, снабженного маховичком с двумя упорами, позволяют устанавливать зарядное давление при поездном положении ручки крана машиниста на 7 или на 5 *ат*. Первое устанавливается при следовании с поездами, скорости которых превышают 80 *км/час*.

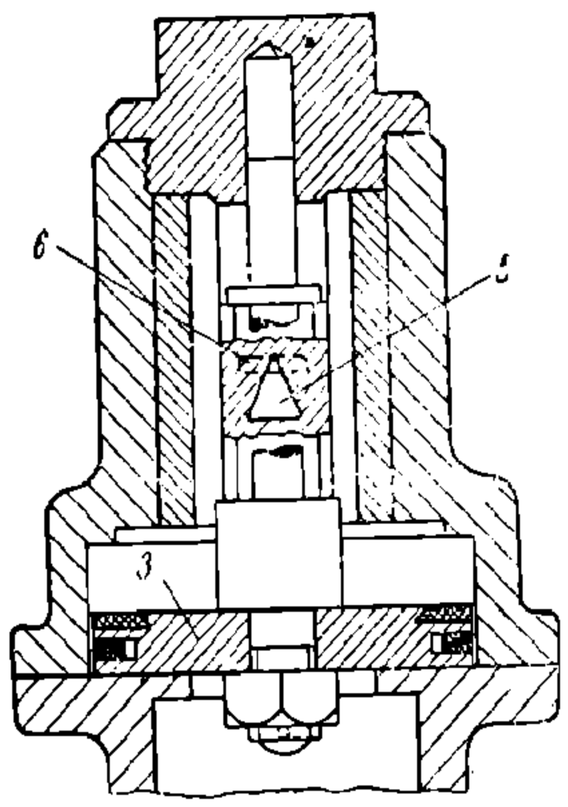


Фиг. 154. Автоматический выпускной клапан высокоскоростного тормоза (старого типа) системы Вестингауза.

Чтобы при высоких зарядках магистрали, дающих и высокие давления в тормозных цилиндрах при торможении (приблизительно на 55% выше, чем обычно), колеса вагонов не заклинивались при снижении скорости, нормальный скородействующий тормоз Вестингауза снабжен особым регулятором, выпускающим избыток сжатого воздуха из тормозного цилиндра в течение определенного промежутка времени (фиг. 154).

Давление тормозного цилиндра проникает в регуляторе через канал *1* в пространство *2* над поршнем *3*, который перемещает выпускной золотник *4*, если сила воздуха сверху его преодолеет силу пружины *7*, нажимающей снизу. Золотник *4* имеет сквозное отверстие *5*, выходящее на притирочную его поверхность в виде окна треугольной формы. На зеркале, по которому золотник ходит, имеется атмосферное окно *6*.

В положении бездействия этого прибора, как это изображено на фиг. 154, поршень *3* находится в своем наивысшем крайнем положении. При этом золотник *4* совершенно закрывает атмосферное окно *6*. При служебных торможениях, при которых в тормозном цилиндре создаются невысокие давления, прибор бездействует благодаря достаточно большой силе пружины *7*, удерживающей поршень в верхнем крайнем положении. Если, наоборот, при экстренном торможении образуется повышенное давление в тормозном цилиндре, то поршень *3* опускается вниз в самое крайнее положение (фиг. 155). При этом щелевидное атмосферное окно *6* на зеркале открывается, но благодаря большому ходу золотника это открытие оказывается очень небольшим, именно через кончик треугольного отверстия *5*. Поэтому сжатый воздух вытекает из тормозного цилиндра в атмосферу сперва очень медленно. В дальнейшем при понижающемся давлении в тормозном цилиндре вследствие указанной искусственной утечки наступает момент, когда сила пружины превышает силу давления воздуха, и поэтому она начинает постепенно перемещать поршень вверх, а вместе с ним и золотник *4*, который своим расширяющимся треугольным отверстием все более и более открывает атмосферную щель на зеркале. Ускоряющийся выпуск воздуха из тормозного цилиндра происходит до тех пор, пока не прекратится вследствие перекрыши кромкой основания треугольного окна. Это происходит как раз в тот момент, когда давление в тормозном цилиндре достигнет величины, при которой поршень *3* займет самое верхнее положение. При этом давлении не происходит заклинивания колес даже при малых скоростях. Таким образом полное повышенное тормозное давление



Фиг. 155. Нижнее положение золотника автоматического выпускного клапана.

БГТУ ДНУЖТ

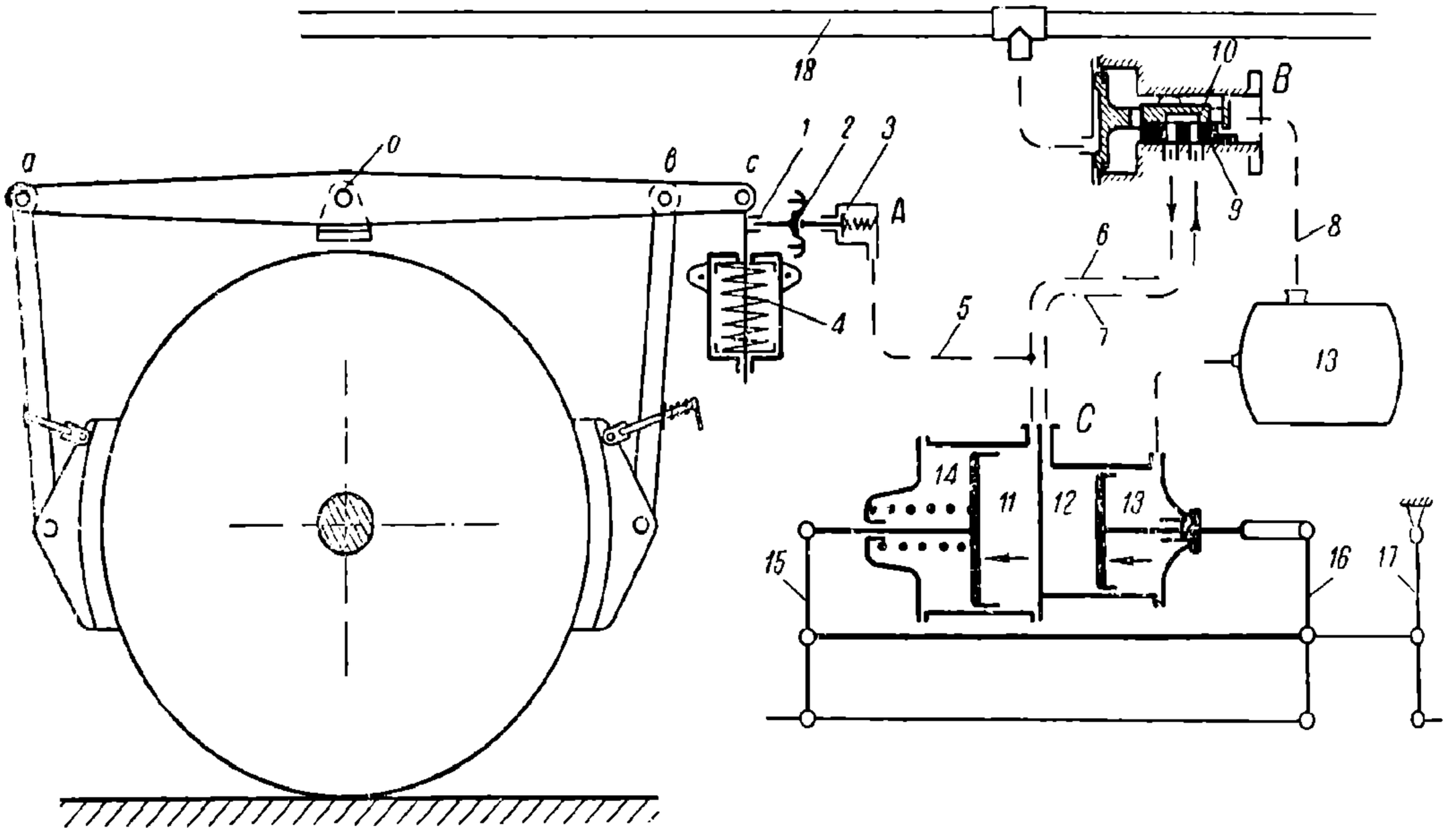
в цилиндре сперва действует довольно долгое время, медленно понижаясь, и затем к концу торможения оно быстро и сильно уменьшается соответственно быстрому нарастанию коэфициента трения при низких скоростях.

Однако, при этом устройстве желаемый эффект получается лишь при торможениях с высоких скоростей. При торможениях же со средних и низких скоростей этот регулятор повышенного давления вначале слишком медленно снижает давление в тормозном цилиндре, и поэтому колеса заклиниваются.

Вероятно по этой причине в последнее время в типовом американском пассажирском тормозе марки UC этот регулятор совершенно упразднен. Но, несмотря на это, машинисты скорых поездов держат в магистрали повышенное давление, что предписывается инструкциями с целью получения высоких давлений в тормозных цилиндрах при экстренных торможениях, соглашаясь, повидимому, с тем, что колеса вагонов скользят при малых скоростях, но зато выигрывается большой эффект при высоких скоростях. Правда, при закаленных бандажах и головках рельсов на американских железных дорогах непродолжительное скольжение им вреда не приносит, тем более, что экстренные торможения применяются не часто.

б) Уменьшение давления в тормозном цилиндре посредством регулируемого выпуска воздуха из него при превышении величины тормозной силы сверх установленной

При этом способе, применяемом в Германии в тормозах системы Кунце-Кнорра для скорых поездов (на прусских железных дорогах), зарядка магистрали производится нормальным давлением 5 *am*, повышенное же нажатие тормозных колодок происходит при экстренном торможении вследствие действия двух тормозных цилиндров,



Фиг. 156. Регулятор нажатия колодок в тормозах Кунце-Кнорра.

связанных в один агрегат, причем один цилиндр однокамерный, а другой—двухкамерный (фиг. 156) по принципу устройства тормоза Кунце-Кнорра. При служебном торможении распределительный поршень тройного клапана *B* проходит половину своего пути, и в это время работает один тормозной цилиндр *11*, а при экстренном торможении распределительный поршень делает полный ход, и тогда работают оба тормозных цилиндра *11* и *12*, действуя на одну рычажную передачу.

При экстренном торможении пространство *12* двухкамерного цилиндра сообщается с пространством *11* однокамерного цилиндра через главный золотник *9* и ступенчатый золотник *10* тройного клапана *B*. При этом наступает наиболее сильное действие тормозных цилиндров—правого под действием избыточного давления в камере *13*, а левого

ЧТБ ДНУЖТ

под давлением нерабочей камеры *12* правого цилиндра при атмосферном давлении в камере *14*.

Пространство *11* однокамерного цилиндра сообщается трубой *5* с особым регулятором *A*, контролирующим силу трения тормозных колодок. Это устройство имеется лишь у одного из тормозных колес вагона. Работа этого регулятора и его привода следующая: на коромысле *ac* в точках *a* и *b*, равно отстоящих от центра его качания *o*, подвешены тормозные колодки, которые удерживаются в нормальном положении сильной пружиной двустороннего действия *4*. Сила пружины рассчитана так, что если сила трения колодок о бандаж не достигает границы силы сцепления колеса с рельсом, то пружина удерживает на месте конец рычага *c*, упираясь в крышку своей коробки, прикрепленной к раме вагона. Но когда сила трения колодок возрастет настолько, что дальнейшее повышение ее угрожает перейти границу силы сцепления колеса с рельсом, следствием чего появилось бы скольжение колеса, пружина *4* сжимается, а зацеп *1* трогает с места рычажок *2*, который своей спинкой толкает клапан *3*, повернувшись на некоторый угол около одного из двух своих шарниров в зависимости от направления движения. Тогда через открытый клапан *3* воздух выходит из пространства *11* однокамерного цилиндра в атмосферу. Хотя в это время выходит воздух также и из камеры *12* двухкамерного цилиндра и разница давлений на его поршень от этого увеличивается, но площади поршней обоих цилиндров рассчитаны так, что при выпуске воздуха из камер *11* и *12* сила нажатия колодок все же уменьшается. При полном выпуске воздуха из камер *11* и *12* сила нажатия колодок понижается в общем до 85 %, считая от тары вагона, тогда как при полном сообщении камер *11* и *12* в момент экстренного торможения нажатие колодок составляет около 130 % от тары.

Если затем при большой скорости дается экстренное торможение, то создается наибольшее нажатие тормозных колодок, и тогда, хотя сила трения и стремится повернуть коромысло *ab*, она не в состоянии преодолеть силу пружины по той причине, что при большой скорости коэфициент трения мал. Затем по мере замедления движения сила трения увеличивается, и когда она дойдет до такой величины, что преодолеет пружину *4* в том или в другом направлении соответственно направлению движения поезда, зацеп *1* переместится и вызовет выпуск воздуха из тормозного цилиндра описанным выше образом.

Дальше происходит либо закрытие, либо открытие клапана в соответствии с изменением силы трения колодок, чем и поддерживается приблизительно равномерная сила трения максимальной силы, не вызывающая заклинивания колес.

Если экстренное торможение дается при малой скорости, то описанное устройство тотчас же приходит в действие, так что высокое давление не успевает получиться в тормозном цилиндре, благодаря чему совершенно устраняется при этом устройстве скольжение колес.

Этот принцип был проведен Вестингаузом еще в 1878 г. вместе с Гальтоном (см. § 30, п. «ж»).

в) Изменение давления в тормозном цилиндре в зависимости от скорости поезда

Этот тип регулятора применяется в эксплуатации на германских железных дорогах.

Тормозное оборудование при этой системе рассчитывается тоже на повышенное нажатие тормозных колодок, например на 130% от тары, приходящейся на тормозные оси, хотя испытания показали, что при соответствующей конструкции колодок и большой их площади трения можно повысить коэфициент нажатия колодок и до 200%. Такие большие силы нажатия тормозных колодок достигаются постановкой дублированных тормозных цилиндров, которые действуют на одну и ту же рычажную передачу: два цилиндра включаются при следовании вагона в скоростном поезде.

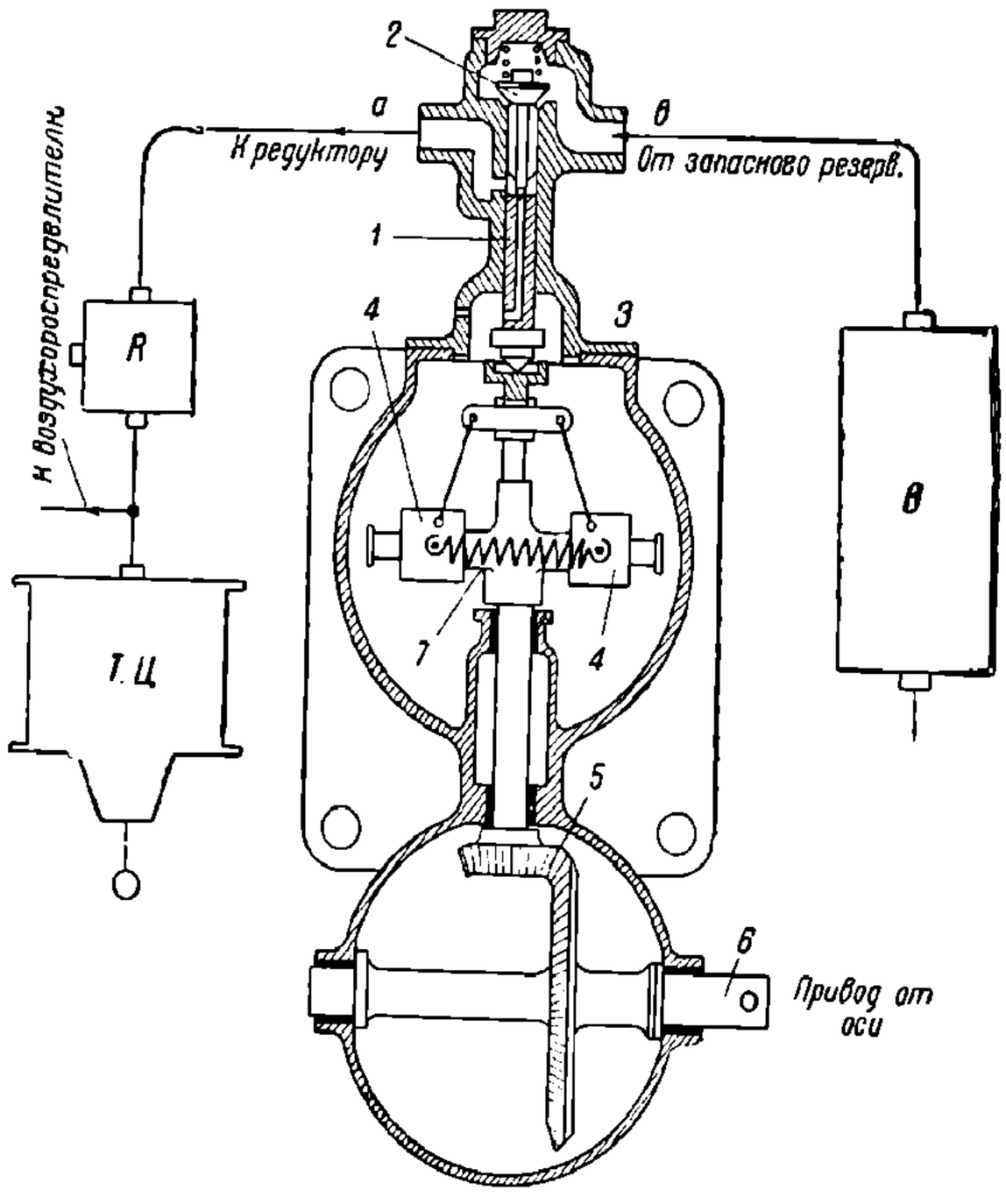
Регулятор работает так, что при высокой скорости используется весь возможный максимум нажатия колодок, но по мере уменьшения скорости сила нажатия соответственно уменьшается.

В данной системе при уменьшении скорости поезда давление воздуха в тормозных цилиндрах автоматически переводится на меньшее давление при помощи центробежного регулятора, управляющего особым редуктором давления, связанным в свою оче-

НТБ ДНУЖТ

редь с тормозным цилиндром или с дополнительной камерой воздухораспределителя системы Гильдебранд-Кнорра.

Этот центробежный регулятор (фиг. 157) приводится во вращательное движение от оси вагона при помощи карданного валика (не показанного на чертеже), приключаемого к хвостовику валика *6* зубчатой передачей *5*.



Фиг. 157. Схема центробежного регулятора нажатия колодок.

Регулятор отрегулирован так, что при скорости около 50 *км/час* он уже воздействует на редуктор давления, и таким образом устанавливает силу торможения соответственно с величиной скорости, следовательно, и величиной силы сцепления между рельсом и бандажом, предупреждая заклинивание колес. Действие его заключается в следующем: при высокой скорости грузы *4,4*, растягивая пружину *7*, расходятся настолько, что головка *3* опускается и дает возможность нижнему клапану *1* отойти под давлением воздуха от конического нижнего конца верхнего клапана *2*. Тогда воздух из редуктора *R*, примыкающего к отростку *а*, выпускается в атмосферу через открытый осевой канал в клапане *1*, и редуктор, лишенный давления воздуха, держит закрытым выпускное отверстие из тормозного цилиндра, а поэтому создавшееся в последнем давление поддерживается; но когда скорость поезда снизится примерно до 50 *км/час*, то грузы *4,4* сходятся настолько, что подвижная головка *3* толкает клапан *1* кверху и последний, упираясь в конус хвостовика клапана *2*, запирает сообщение редуктора с атмосферой, а открывает сообщение его с запасным резервуаром *В*, примыкающим к отростку *в*. Вследствие этого редуктор снижает до определенной величины давление в тормозном цилиндре.

г) Регулятор нажатия колодок, действующий от силы инерции

Этот тип регулятора применяется в Америке на скоростных поездах «Зефир», а также предполагается к введению у нас в поездах, следующих с высокими скоростями.

Инерционный регулятор нажатия колодок советского типа, разработанный автором, представляет собой следующее устройство: в основу работы этого прибора, названного «авторегулятором торможения», положен закон инерции. Известно, что величина замедления поезда зависит от силы торможения и от веса поезда. С другой стороны, сила торможения не должна превысить границу силы сцепления колес с рельсами, величина которой в свою очередь зависит от веса, приходящегося на оси, и от коэфициента сцепления колес с рельсами.

Из этого уже видно, что между величиной замедления, тормозной силой, весом поезда и силой сцепления колес с рельсами имеется какая-то функциональная зависимость. Стало быть, эти факторы можно привести в соподчиненность при помощи соответственно координирующего механизма. Таковым механизмом и является нижеописанный маятниковый инерционный авторегулятор, контролирующий величину замедления поезда. Если замедление будет больше заданной и установленной величины, то это показывает, что для данного веса поезда сила торможения слишком велика и надо ее уменьшить. Точно так же при разгрузке вагона, т. е. при меньшем его весе, но при той же тормозной силе, какая была при груженом режиме, замедление будет больше установленной величины, что тоже

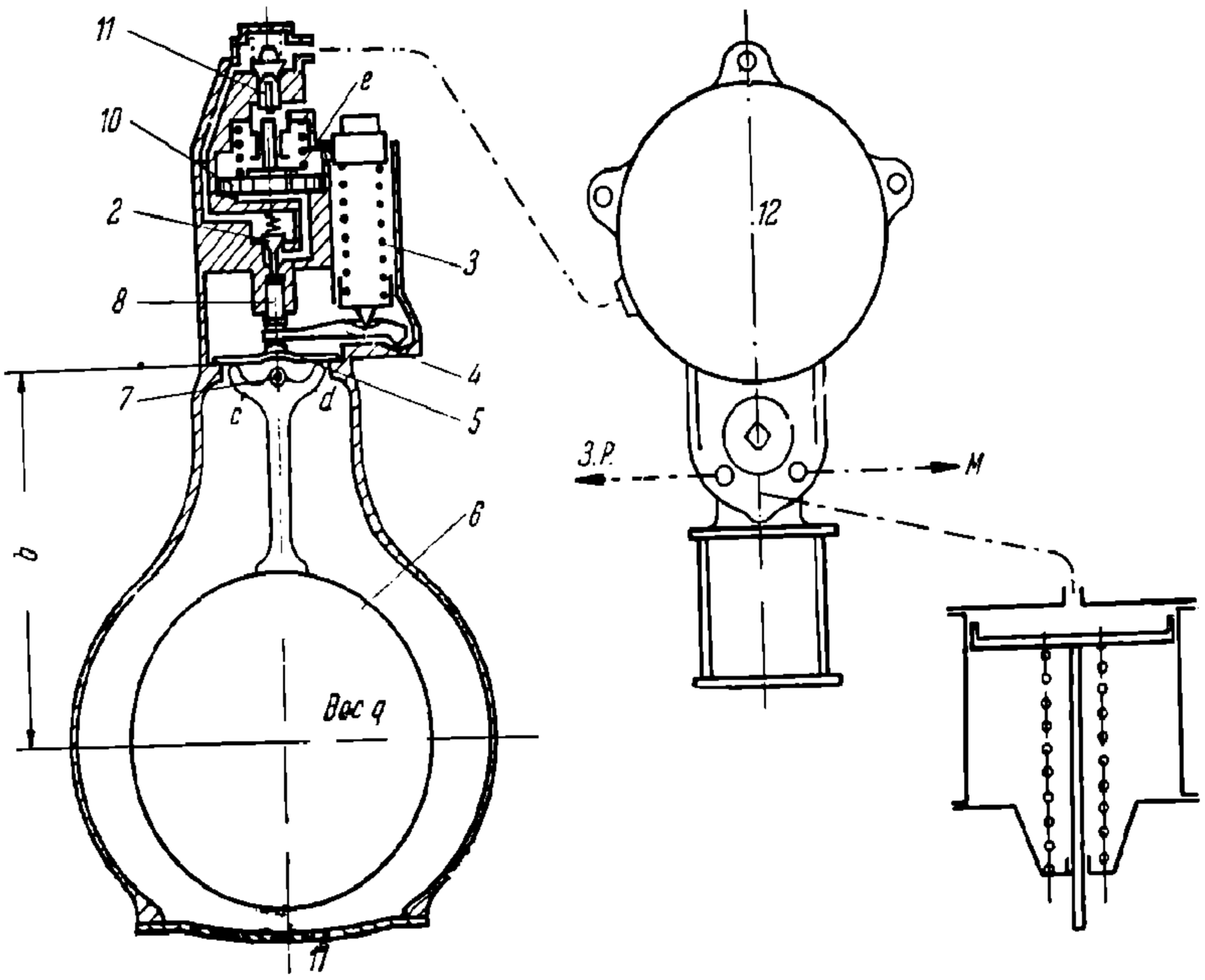
НТБ ДНУЖТ

показывает на необходимость уменьшения тормозной силы. Последнее соответствует понятию грузового режима торможения. Отсюда мы видим, что в принципе этот авторегулятор выполняет функции как скоростного, так и грузового режимов торможения.

Из сказанного видно, что авторегулятор особенно пригоден для специальных скоростных поездов. Тогда выигрыш от регулирования нажатия колодок в зависимости от веса и замедления поезда чрезвычайно большой.

Опишем схему устройства авторегулятора и его действие.

Авторегулятор состоит из следующих частей (фиг. 158): в замкнутой коробке подвешен тяжелый маятник *6* с центром качания в точке *7*. Верхними своими отростками *c* и *d* маятник при своем отклонении во время торможения может приподымать левый или правый конец пластинки *5* в зависимости от того, в какую сторону он отклоняется соответственно движению поезда. В том и другом случаях результат получается один и



Фиг. 158. Схема авторегулятора скоростного и грузового режимов нажатия колодок (система Б. Л. Карвацкого).

тот же: середина пластинки подымается на некоторую величину и толкает стержень *8*. Этот последний удерживается в нижнем положении пружиной *3*, передающей ему свое нажатие посредством рычага *4*.

Стержень *8* служит для того, чтобы передать движение подъема пластинки *5* клапану *2*, отъединяющему дополнительную камеру *12* воздухораспределителя Матросова или камеру тормозного цилиндра в тормозе Вестингауза — от атмосферы. На схеме показан тормоз Матросова, но может быть также тормоз любой другой системы, например Казанцева, Шавгулидзе или Вестингауза.

Работа прибора состоит в том, что маятник его должен своим отклонением открывать вверху клапан для снижения давления в дополнительной камере воздухораспределителя, чтобы заставить последний снизить давление в тормозном цилиндре, когда сила торможения выходит за установленный предел. Это происходит в том случае, когда замедление поезда при торможении становится больше определенной величины, практически больше 1,3—1,5 *м/сек*^{2}. Пружина *3* подрегулирована так, что, нажимая на рычаг *4*, она удерживает пластинку *5* от ее подъема лишь до тех пор, пока сила инерции маятникового груза *6* не станет больше определенной заданной величины, зависящей от величины замедления движения поезда; но последнее всецело зависит от силы торможения и от веса поезда, поэтому можно также сказать, что пружина *3* удерживает пластинку *5* от подъема лишь до тех пор, пока сила торможения не начнет переходить границу максимальной силы торможения, соответствующей дан-

НТБ ДНУЖТ

ному весу поезда и коэфициенту трения колодок при данной скорости и силе нажатия их. Когда же сила торможения перейдет эту границу и замедление станет больше заданной нормы, то тогда сила инерции отклонит груз *6* в сторону, благодаря чему отросток *c* или *d* в зависимости от того, в какую сторону движется поезд, подымет соответственный конец пластинки *5*, середина которой толкнет стержень *8*, а этот последний в свою очередь толкнет клапан *2*; тогда сжатый возух из дополнительной камеры *12* распределителя поступит под поршень *10*, подымет его и этим откроет клапан *11* для быстрого выпуска части воздуха из дополнительной камеры *12* воздухораспределителя, что, как известно, сейчас же вызовет снижение давления в тормозном цилиндре. Как только сила нажатия колодок вследствие этого уменьшится, замедление движения тоже уменьшится, и груз *6* маятника под действием меньшей силы инерции не будет в состоянии удерживаться в том же отклоненном положении под нажимом пружины *3*, и поэтому маятник станет в прежнее положение, при котором пластинка *5* ляжет обоими концами на обе опоры. Тогда клапан *2* закроется, а оставшийся после этого воздух под поршнем *10* сейчас же уйдет через малое отверстие *e* в поршне по другую сторону его, сообщающуюся постоянно с атмосферой.

Очевидно, что чем сильнее торможение поезда, тем больше сила инерции груза *6* в регуляторе, но сила торможения не может быть больше силы сцепления колес с рельсами; поэтому, принимая последнюю как предел максимальной величины силы торможения и предполагая, что в поезде все оси тормозные, мы можем написать следующее уравнение:

$$\frac{Q}{g}\dot{v}_{max} = Q\varphi_v, \tag{8}$$

где: Q—вес, приходящийся на одну какую-нибудь ось поезда;

g—ускорение силы тяжести;

$\dot{v}_{max}$—максимальное замедление поезда;

φ_v — коэфициент сцепления колес с рельсами при данной скорости.

Это выражение есть не что иное, как уравнение динамики: масса поезда, помноженная на его замедление, равна силе сопротивления. После сокращений и преобразований имеем:

$$\dot{v}_{max} = g\varphi_v = 9{,}8\,\varphi_v. \tag{9}$$

Отсюда мы видим, что величина возможного максимального замедления поезда не зависит от веса его, а зависит от величины коэфициента сцепления колес с рельсами. Эта граница не может быть превышена, ибо при дальнейшем увеличении силы торможения начнется скольжение колес, которое не увеличит, а уменьшит силу торможения. Беря поэтому для большей безопасности величину замедления $\dot{v}$ несколько меньшую, например на 10%, мы получим требуемое условие для нашего авторегулятора, состоящее в том, что при величине замедления больше взятого $\dot{v}$ сила инерции груза *6* в нем должна преодолеть силу пружины *3* и поднять пластинку *5* и т. д., как было указано выше.

Чтобы обеспечить нажатие колодок требуемой силой (большей, чем обычно), необходимо заряжать тормоза повышенным давлением, например 6 *am*, а воздухораспределители отрегулировать на подачу воздуха в тормозные цилиндры более высокого, чем обычно, давления, например 5 *am*, или надо устанавливать два тормозных цилиндра, действующих на одну и ту же рычажную передачу при нормальных давлениях в них. Во всяком случае при высоких скоростях сила нажатия колодок должна быть не менее 130% от давления колес на рельсы. При полном торможении с большой скорости такой тормоз будет работать с максимальной силой; но как только эта скорость уменьшится до известной величины, и коэфициент трения увеличится до опасного предела при этом нажатии колодок, тогда авторегулятор, получив добавочный импульс инерции вследствие усилившегося замедления, сейчас же выпустит часть воздуха из тормозных цилиндров. В конце торможения к моменту остановки в цилиндрах будет такое давление, при котором тормозная сила не вызовет юза, но сохранит свою максимальную величину за счет повышенного коэфициента трения тормозных колодок.

Таким образом, торможение с первого же момента получается в высшей степени эффективным при высокой скорости, заканчиваясь смягченным действием под конец полной остановки.

НТБ ДНУЖТ

Этот регулятор в некоторой степени устанавливает также и грузовой режим следующим образом: пусть груженый поезд тормозится при любой данной скорости с максимальной силой, не превышающей предела, устанавливаемого авторегулятором, как было описано выше. Благодаря этому замедление поезда равно некоторой величине v. Теперь предположим, что поезд стал порожним и опять тормозится при той же скорости. Если бы сила торможения осталась та же, то, очевидно, колеса заклинились бы; но, прежде чем это может случиться, предварительно наступает момент максимальной допускаемой для порожнего состава границы силы торможения, при которой замедление поезда v будет тоже предельной допускаемой авторегулятором величиной. Значит, сила торможения не может перейти той границы, которая допускается данным весом поезда, так как регулятор сейчас же начнет при предельном замедлении уменьшать давление в тормозном цилиндре. Следовательно, как при груженом, так и при порожнем режиме замедление поезда не может быть больше v, а это, как выше было показано, соответствует максимальной силе торможения, немного меньшей максимальной силы сцепления колес с рельсами.

Эти общие рассуждения дополним следующим аналитическим обоснованием:

Тормозная сила создает равную и противоположную силу инерции; алгебраическая сумма этих сил равна нулю:

$$T - \frac{Q}{9{,}8}\dot{v} = 0. \tag{10}$$

С другой стороны, мы выбрали такое замедление $\dot{v}$, при котором тормозная сила T немного меньше силы сцепления колес с рельсами, равной $Q\varphi_0$, где Q—вес, приходящийся на тормозные оси, а φ_0 — коэфициент сцепления; поэтому выражение (10) можем написать так:

$$T = \frac{Q}{9{,}8}\dot{v} < Q\varphi_0, \tag{11}$$

а после разделения всего выражения на Q:

$$\frac{T}{Q} = \frac{\dot{v}}{9{,}8} < \varphi_0. \tag{12}$$

Из последнего усматриваем, что если авторегулятор не допускает превышения заданной границы замедления $\dot{v}$, как это было описано выше, то, следовательно, отношение тормозной силы к весу подвижного состава никогда не будет превосходить величины коэфициента сцепления колес с рельсами. Выражение (11) можно выразить словами так: тормозная сила T при любом весе поезда Q никогда не превысит силы сцепления колес с рельсами $Q\varphi_0$ и поэтому не вызовет скольжения колес. В этом и заключается авторежимность регулятора.

На первый взгляд может показаться, что на работу авторегулятора влияют уклоны и кривые. Докажем, что и в этих случаях он работает так же точно, как и на горизонтальных участках.

При торможении на уклоне максимальная тормозная сила T на ободах колес такая же, как и на горизонтальной площадке, но только к центру тяжести поезда приложена составляющая силы тяжести его, направленная параллельно уклону, равная $Q\sin\alpha$, где Q — вес поезда, а α — угол наклона пути. Следовательно, в этом случае замедление поезда найдется из уравнения:

$$T - Q\sin\alpha = \frac{Q}{g}\dot{v}_{укл}$$

или

$$\dot{v}_{укл} = \frac{(T - Q\sin\alpha)g}{Q} \tag{13}$$

НТБ ДНУЖТ

Регулятор настроен на действие при замедлении, имеющее определенное значение для горизонтали. Но на уклоне груз регулятора будет отклоняться от среднего положения не только силой инерции i, равной произведению массы его на замедление, а еще и составляющей веса его q, равной $q \sin \alpha$. Поэтому полная сила, отклоняющая маятник в сторону движения на уклоне, равна:

$$i_{укл} + q \sin \alpha = \frac{q}{g} \dot{v}_{укл} + q \sin \alpha.$$

Подставляя сюда значения замедления $\dot{v}$ из (13), имеем:

$$i_{укл} + q \sin \alpha = q \frac{T - Q \sin \alpha}{Q} + q \sin \alpha = q \left(\frac{T}{Q} - \sin \alpha + \sin \alpha \right) = q \frac{T}{Q}. \quad (14)$$

Докажем, что это в точности соответствует силе инерции, которая отклоняет маятник на горизонтальном пути при силе торможения T.

В самом деле, при величине замедления поезда на горизонтали $\dot{v}$ тормозная сила его будет:

$$T = \frac{Q}{g} \dot{v},$$

откуда

$$\dot{v} = \frac{T}{Q} g,$$

где Q — вес поезда. Тогда при весе груза маятника q сила инерции его:

$$i = \frac{q}{g} \dot{v} = \frac{q}{g} \frac{T}{Q} g$$

или

$$i = q \frac{T}{Q},$$

т. е. в точности формула (14).

Если бы мы взяли не уклон, а подъем, то пришли бы к такому же результату, ибо в этом случае меняется только знак угла α, не входящего в конечную формулу (14), определяющую силу, отклоняющую маятник из среднего положения. Этим и доказывается нормальная работа регулятора на любом профиле пути.

При входе поезда на кривую он встречает дополнительное сопротивление от вписывания, при котором происходит добавочное сопротивление. Примерно такое же сопротивление возникает в движении маятника, так как по бокам груза его в конструкции предусмотрены боковые реечки, между которыми он свободно качается на прямом участке пути, и качается с трением, прижимаясь к одной стороне от центробежной силы при следовании поезда по кривой, т. е. добавочное сопротивление, вызвавшее добавочное замедление движения на кривой, приблизительно не влияет на величину основного отклонения маятника, получающуюся от чистого торможения как бы на прямом пути.

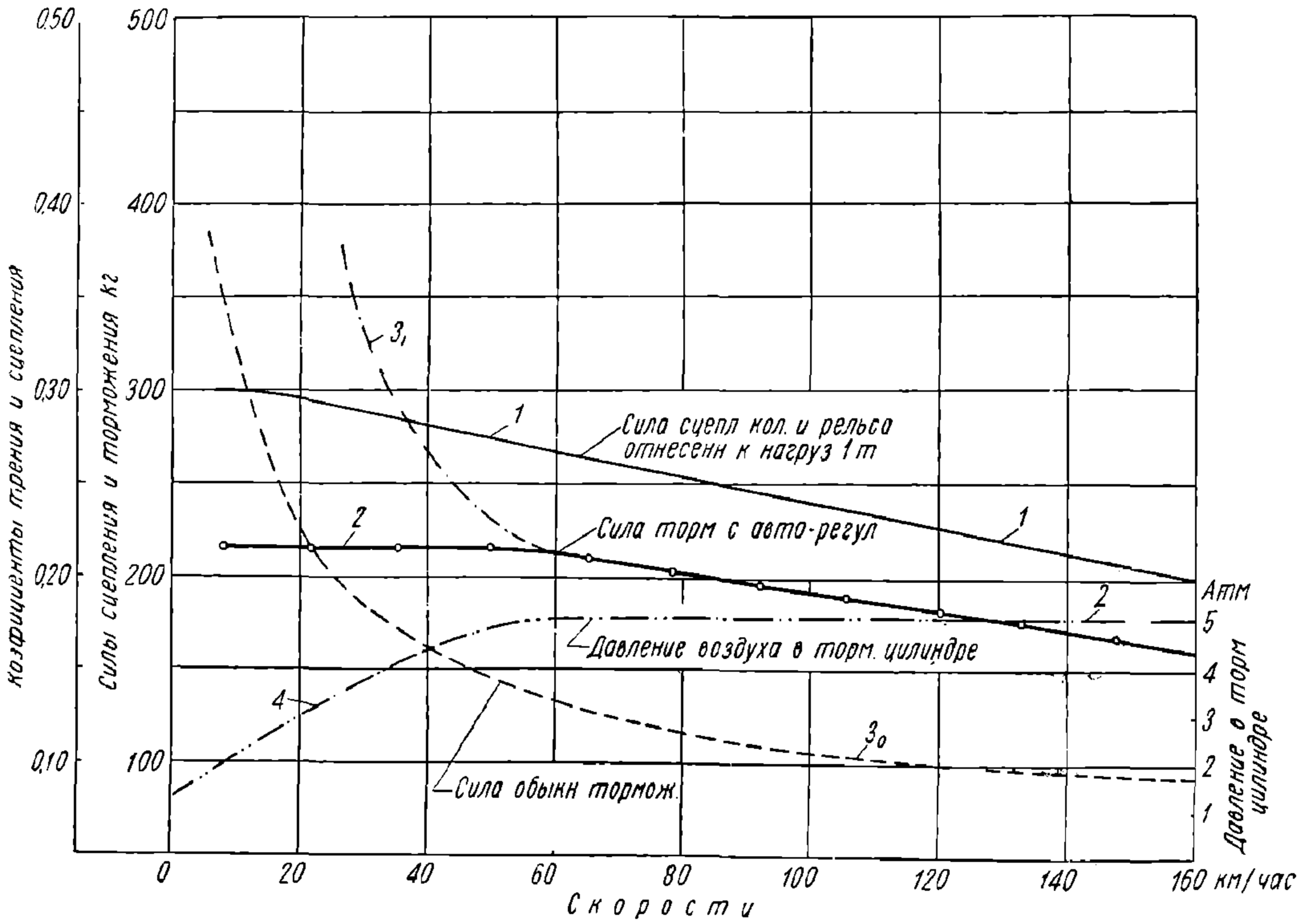
Ввиду этого можно сказать, что маятниковый авторегулятор является вполне универсальным прибором.

д) Расчет инерционного регулятора

Границей максимальной и физически возможной тормозной силы для колодочных тормозов является сила сцепления колес с рельсами. Если нагрузку на одну ось любого вагона мы назовем через Q, а коэфициент сцепления колес с рельсами — через φ_0, то величина силы этого сцепления равна $Q\varphi_0$. Вводя некоторый допуск на возможные погрешности, неточности и неравномерность нагрузки вагонов, что в некоторых пределах является неизбежным, мы должны взять другую, низшую границу максимальной тормозной силы. На основании опыта и практических соображений опустим эту границу максимальной тормозной силы на 20% ниже границы силы сцепления колес с рельсами, как это показано на фиг. 159, где линия *1* представляет силу

НТБ ДНУЖТ

сцепления колес с рельсами, отнесенную к нагрузке 1 *m*, а линия *2* представляет силу тормозную. Точки этих кривых получены путем помножения 1 000 *кг* на коэфициенты сцепления, взятые из диаграммы фиг. 128, соответственно скоростям, что в сущности привело лишь к изменению масштаба ординаты. Эта линия почти прямая, как и линия коэфициентов сцепления на этой последней фигуре. Кривая сил торможения построена следующим образом: при самой высокой скорости 160 *км/час* взята первая точка силы торможения, которая соответствует величине 80% от силы сцепления, именно, если сила сцепления равна 200 *кг*, то сила торможения равна 160 *кг*. Чтобы узнать, какую силу нажатия *X* надо дать колодкам для получения указанной силы торможения, мы



Фиг. 159. Диаграмма тормозной силы авторегулятора.

должны эту последнюю разделить на коэфициент трения $\varphi_к$ колодок при этой скорости. Из диаграммы фиг. 128 находим, что этот коэфициент равен 0,11. Следовательно:

$$X = \frac{160}{0{,}11} \approx 1\,450\ кг,$$

а так как силу сцепления на рассматриваемой диаграмме мы относим к 1 *m*, то, следовательно, коэфициент нажатия колодок будет:

$$\delta = \frac{1\,450}{1\,000} = 1{,}45.$$

Затем, не изменяя этой силы нажатия колодок *X*, построим дальнейшее течение кривой силы торможения, помножая силу *X* на коэфициенты трения колодок, взятые из фиг. 128, соответственно скоростям. Мы получили кривую *2*, соответствующую постоянной силе нажатия колодок 1 450 *кг*.

Благодаря естественному стечению обстоятельств кривая сил торможения *2* легла так, что при изменении скоростей от 160 до 60 *км/час* отношения ординат сил торможения и сил сцепления почти в точности остаются постоянными, равными около 0,8. Следовательно, в этом интервале никакой регулировки нажатия колодок не требуется.

Отсюда мы делаем важный вывод, что в области высоких скоростей, именно за пределами 60 *км/час*, можно получить маки-

НТБ ДНУЖТ

мальную силу торможения при постоянной силе нажатия тормозных колодок.

При скоростях, меньших 60 *км/час*, когда коэфициент трения колодок начинает быстро возрастать по сравнению с коэфициентом сцепления колес с рельсами, максимальное нажатие тормозных колодок, подобранное для высоких скоростей, должно быть уменьшено по крайней мере настолько, чтобы не получилось заклинивания колес, т. е. чтобы тормозная сила до конца остановки была немного ниже силы сцепления колес с рельсами.

Мы уже знаем из предыдущего описания авторегулятора, что он начинает свою активность лишь в момент превышения определенной величины замедления $\dot{v}$ вследствие усилившегося торможения. Поэтому необходимо прежде всего найти то максимальное замедление поезда, которое можно допустить. Величина этого замедления сейчас же определится, как только мы установим ту максимальную тормозную силу, которая может быть допущена для веса 1 *т*. Очевидно, что на диаграмме фиг. 159 это будет та сила, которая при нажатии колодок 1 450 *кг* (коэфициент нажатия $\delta = 1{,}45$) получается при скорости поезда 60 *км/час*, так как при дальнейшем снижении этой скорости тормозная сила могла бы быстро перейти границу сил сцепления колес с рельсами и заклинить колеса. Коэфициент трения колодок при скорости 60 *км/час* согласно фиг. 128 равен 0,14. Поэтому тормозная сила T в данном случае равна $1\,450 \cdot 0{,}16 = 203$ *кг*. Так как T относится к нагрузке 1 000 *кг*, то при искомом замедлении $\dot{v}$ получим:

$$T = \frac{Q}{g}\dot{v} = 203 \text{ кг},$$

откуда

$$\dot{v} = \frac{203}{1\,000} \cdot 9{,}8 \approx 2 \text{ м/сек}^2.$$

Следовательно, авторегулятор, установленный на такое замедление, не допустит увеличения этого замедления, а так как коэфициент трения при дальнейшем снижении скорости все время растет, то он будет соответственно все время снижать давление воздуха в тормозном цилиндре и понижать коэфициент нажатия колодок δ.

Последний определяется как отношение силы нажатия колодок X к тормозному весу Q:

$$\delta = \frac{X}{Q}.$$

Кроме того сила нажатия X может быть выражена через тормозной вес и замедление из следующего уравнения:

$$T = X\varphi_к = \frac{Q\dot{v}}{g},$$

откуда

$$\delta = \frac{X}{Q} = \frac{\dot{v}}{g\varphi_н}; \tag{15}$$

по формуле (15) мы можем определить коэфициент нажатия колодок, например для скоростей 40, 20, 10, 0 *км/час*, для которых коэфициенты трения $\varphi_к$ по диаграмме фиг. 128 соответственно равны 0,17; 0,24; 0,35 и 0,45; беря замедление $\dot{v}$ равным 2,27 *м/сек*², полученное выше как допускаемое авторегулятором, имеем:

$$\delta_{160-60} = 1{,}45;$$

$$\delta_{40} = \frac{2}{9{,}8 \quad 0{,}17} = 1{,}2;$$

$$\delta_{20} = \frac{2}{9{,}8 \quad 0{,}24} = 0{,}85;$$

НТБ ДНУЖТ

$$\delta_{10} = \frac{2}{9{,}8 \cdot 0{,}35} = 0{,}58;$$

$$\delta_0 = \frac{2}{9{,}8 \cdot 0{,}45} = 0{,}38.$$

Давления воздуха p в тормозных цилиндрах пропорциональны коэфициентам нажатия δ; поэтому, если при наивысшем коэфициенте 1,45 давление в цилиндре было 5 *ат* (повышенное специально для скоростного торможения), то при скоростях 40, 20, 10 и 0 *км/час* означенные давления будут равны:

$$p_{160-60} = 5 \ ат;$$

$$p_{40} = \frac{5 \quad 1{,}20}{1{,}45} = 4{,}1 \ ат;$$

$$p_{20} = \frac{5 \cdot 0{,}85}{1{,}45} = 2{,}9 \ ат;$$

$$p_{10} = \frac{5 \quad 0{,}58}{1{,}45} = 2{,}0 \ ат;$$

$$p_0 = \frac{5 \cdot 0{,}38}{1{,}45} = 1{,}3 \ ат.$$

Эти точки нанесены на диаграмму фиг. 159 (кривая *4*). Из полученного исследования видно, что при самых высоких скоростях тормоз, снабженный авторегулятором, значительно эффективнее обыкновенного тормоза. Действие последнего показано пунктиром (нижняя кривая 3_0). К концу остановки авторегулятор смягчает торможение, давая автоматически облегченный отпуск.

На основании тормозных сил, взятых из диаграммы фиг. 159, получаемых при скоростном тормозе и при обыкновенном тормозе, можно подсчитать графически тормозные пути, получающиеся при торможениях с разных скоростей с регулятором и без него. Расчет можно сделать, например, по способу Липеца. В результате этого графического решения получаются тормозные пути, помещенные в нижеследующей таблице.

Таблица 5

Таблица тормозных путей при торможении скоростным и обыкновенным тормозом на горизонтальном профиле

Торможение начато со скорости в *км/час*	Скоростной тормоз с авторегулятором	Обыкновенный тормоз
	длина тормозного пути в *м*	длина тормозного пути в *м*
160	550	1 160
120	340	630
60	97	117

Из этой таблицы усматриваем, что авторегулятор приносит особенно большую пользу при высоких скоростях.

§ 45. Прочие условия, улучшающие тормоза для скоростных поездов

Кроме рассмотренных выше способов поднятия эффективности скоростных тормозов, применяются еще средства, увеличивающие быстроту работы тормозов.

Должны быть приняты меры для повышения скорости тормозной волны и скорости наполнения тормозных цилиндров до возможных пределов. Это дает выигрыш в сокращении предтормозного пути.

НТБ ДНУЖТ

В самом деле, торможение при наполнении тормозного цилиндра воздухом до давления максимальной величины в a секунд и при распространении всего тормозного эффекта вдоль поезда в b секунд мы можем привести к эквивалентному торможению с мгновенным наполнением тормозного цилиндра и мгновенным распространением тормозной волны, приходящим в действие не сразу, а через $\frac{a}{2}$ и $\frac{b}{2}$ секунд после поворота ручки крана машиниста.

Это было бы равносильно тому, что в течение $\frac{a}{2}+\frac{b}{2}$ секунд после поворота ручки крана машиниста поезд не тормозится, а затем вдруг мгновенно затормаживается. При очень высоких скоростях каждая секунда промедления удлиняет тормозной путь на десятки метров, например при скорости 144 *км/час* поезд проходит в 1 сек. 40 *м*. Отсюда ясно, что необходимо принять все меры для увеличения скорости тормозной волны и быстроты наполнения тормозных цилиндров. Для первого обстоятельства ставят хорошие быстродействующие с высокой тормозной волной воздушные тормоза или применяют электропневматические тормоза; для быстрого же наполнения тормозных цилиндров ставят наряду с ускорителями особые перепускные клапаны, которые открывают широкий проход для сообщения тормозного цилиндра с запасным резервуаром в первый момент действия тормоза.

В отношении тормозных колодок принимаются особые меры, облегчающие работу их и повышающие к. п. д.

Теоретически тормозные колодки должны быть сколь возможно большей длины с целью уменьшения удельного давления и выигрыша коэфициента трения. Однако на практике очень длинные колодки не всегда дают ожидаемый эффект. Это объясняется тем, что во время трения колодка нагревается неравномерно и поэтому коробится, но затем, прирабатываясь к бандажу в горячем состоянии, она после отпуска тормоза и остывания изменяет кривизну дуги поверхности трения в обратную сторону, и когда наступает новое торможение, то наложенная на поверхность бандажа колодка упирается концами и образует посредине зазор, доходящий иногда до 1,5 *мм*; вследствие этого при повторном торможении сначала начинают стираться концы колодки, но когда последняя снова нагреется, ее дуга опять выпрямляется, и тогда при стертых концах начинает работать уже середина колодки, пока не приработается снова вся поверхность. Поэтому вследствие постоянной такой деформации колодка работает попеременно — то серединой, то концами, что не дает требуемого эффекта от неполного использования ее трущейся площади.

Ввиду этого рекомендуется применять разрезные колодки или многоколодочные тормоза с башмаками, приспособленными для держания двух или трех тормозных колодок (фиг. 153). При такой конструкции коробление колодок от нагрева не оказывает заметного влияния, получается всегда полное и хорошее прилегание колодок на бандаже, а образующаяся чугунная пыль при таких колодках хорошо удаляется в промежутках между отдельными секциями их. Кроме того, поверхность охлаждения таких колодок больше, а удельное нажатие их меньше, благодаря чему они на практике лучше неразрезных колодок большой длины.

§ 46. Собственное сопротивление высокоскоростного поезда

При расчетах скоростных тормозов может возникнуть вопрос относительно величин собственных сопротивлений поезда. Вообще они по сравнению с тормозной силой невелики—0,5—0,7%. Все же мы даем ниже формулы для их расчета.

Существует много формул сопротивления поезда, которые дают более или менее надежные значения. Одной из наиболее точных формул является формула Дэвиса.

Дэвис предлагает считать отдельно удельное сопротивление движению головного вагона и отдельно всех последующих вагонов, не разделяя их на моторные и прицепные, но учитывая их вес и нагрузки на оси по следующим формулам [1].

---

[1] См. Шавелин В. А., Тяговые расчеты электрических железных дорог, изд. 1931 г., стр. 158.

НТБ ДНУЖТ

Для головного вагона:

$$w_1 = 0{,}65 + \frac{13{,}15}{П} + 0{,}014\,v + 0{,}0045\,Av^2;$$

$$w_i = 0{,}65 + \frac{13{,}15}{П} + 0{,}014\,v + 0{,}0064\,Av^2,$$

где: w_1 — сопротивление головного вагона, отнесенное к 1 *т*;
w_i—то же в отношении остальных вагонов в поезде;
$П$—нагрузка на одну ось в *т*;
v —скорость поезда в *км/час*;
A—площадь проекции лобовой поверхности головного вагона на плоскость, перпендикулярную направлению движения (в среднем около 7,5—8 $м^2$), в *м*.

Первые три члена этих формул определяют механические сопротивления движению, а четвертый член—аэродинамические при средних условиях обтекаемости формы вагонов.

Для определения же среднего удельного сопротивления всего поезда надо отнести сумму полных сопротивлений всех вагонов к весу поезда Q:

$$w_{ср} = \frac{q_1 w_1 + \Sigma\, q_i\, w_i}{Q},$$

где: q_1—вес головного вагона;
q_i—вес каждого из остальных вагонов:

$$Q = q_1 + \Sigma\, q_i\ .$$

Известно, что удельное сопротивление (сопротивление, приходящееся на 1 *т* веса поезда) возрастает с облегчением веса поезда, что подтверждается вышеприведенными формулами. Следовательно, удельные сопротивления груженого поезда меньше, чем порожнего, но общее полное сопротивление конечно будет больше для груженого поезда, чем для порожнего.

§ 47. Другие возможные типы скоростных тормозов

Когда условия эксплуатации требуют более сильного торможения скоростного поезда, чем может дать воздушный скоростной тормоз, ограниченный величиной силы сцепления колес с рельсами, тогда прибегают к дополнительным средствам и методам торможения.

Если имеется достаточно мощный источник электроэнергии, то можно рекомендовать магнитные «коньковые» тормоза, например, в электропоездах. Если это почему-либо окажется невозможным или нежелательным, то для очень больших скоростей можно применять ветровые тормоза, правда, еще не вполне проверенные и обоснованные на практике, но легко рассчитываемые и легко выполняемые. Те и другие дают хороший резерв тормозной силы, совершенно не зависящий от величины силы сцепления колес с рельсами.

а) Магнитные коньковые тормоза

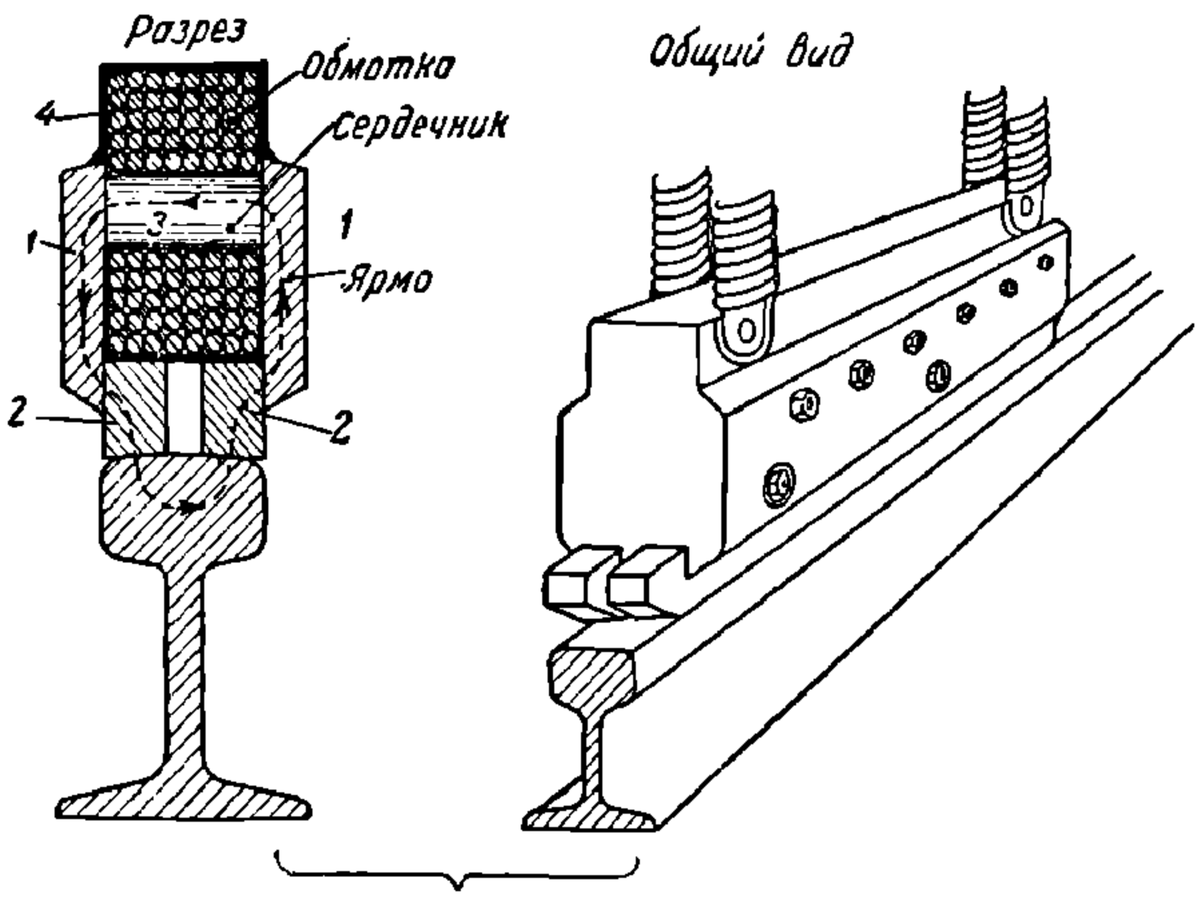
Магнитный коньковый тормоз вообще довольно эффективный, но все же менее, чем это обычно полагают. Большим препятствием к его применению являются вес и громоздкость. Во всяком случае, если габарит ходовой части вагона не весь заполнен и кроме того имеется неограниченный источник электричества, то при условиях движения, требующих максимально больших замедлений при торможении, можно применить названный тормоз.

Этот тормоз появился первоначально в 1899 г. в довольно примитивной форме. Он тогда представлял собой многополюсные башмаки с катушками. Эти башмаки особыми приспособлениями опускались на рельсы, намагничивались и, притягиваясь к последним, создавали тормозящую силу трения.

НТБ ДНУЖТ

По целому ряду недочетов сила трения таких магнитных башмаков была сравнительно слаба.

С 1906 г. появилась новая конструкция так называемых биполярных коньков, в которых магнитное поле замыкается рельсом не в продольном, а в поперечном направлении, а полюсные части являются одновременно и частями трения (фиг. 160).



Фиг. 160. Электромагнитный коньковый тормоз.

Между продольными полосами *1,1*, снабженными внизу двумя подошвами *2,2* (полярными частями), находится поперечный сердечник *3* с навитой на нем катушкой *4*, заключенной в кожаный футляр.

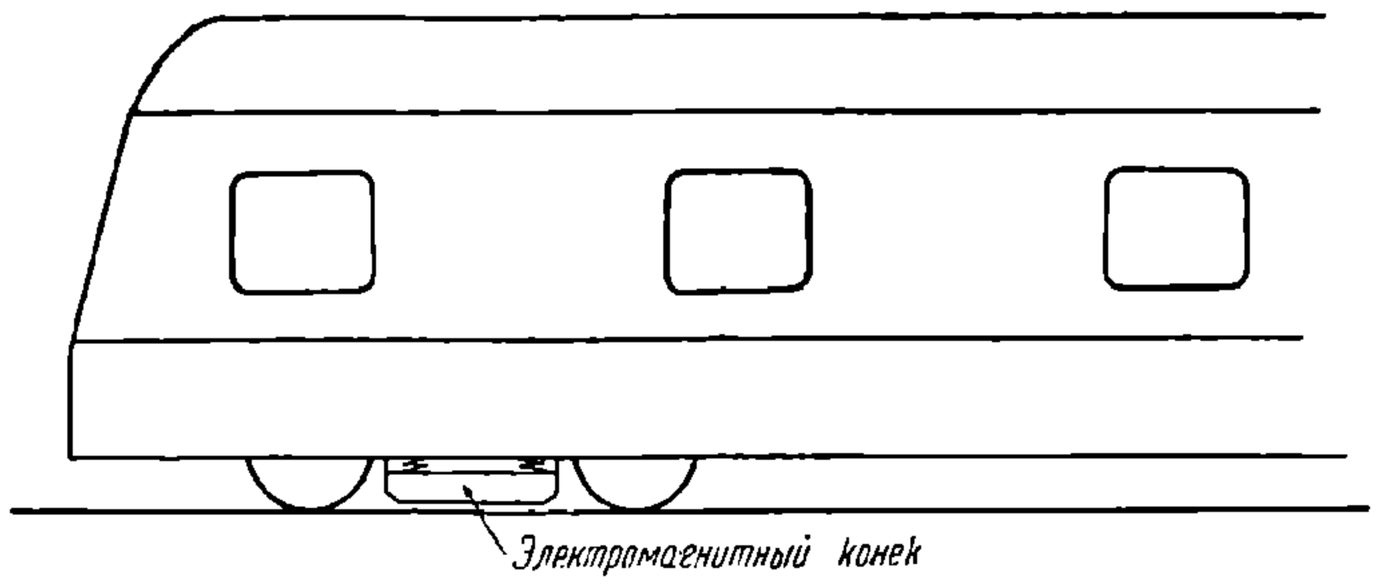
На одном многокузовном поезде или на одном вагоне магнитные тормоза ставятся попарно, образуя одну или несколько групп, симметрично расположенных с каждой стороны вагона. Чаще всего их устанавливают между смежными колесами тележек (фиг. 161).

Коньки подвешены на пружинах и притягиваются к рельсу сами собой, когда они возбуждены.

Сила притяжения этих коньков к рельсам колеблется от 3 000 до 2 000 *кг* на конек с поверхностью касания с рельсом около 400 *см*^{2}; силу притяжения можно изменять, регулируя силу подаваемого тока. Движение вагона заставляет тогда коньки тереться о рельс, благодаря чему возникает сопротивление от трения, сила которого равна произведению силы притяжения на коэфициент трения.

Однако для получения хорошего эффекта магнитного тормоза необходимо соблюдение полного безупречного касания между подошвой конька и рельсом. При зазоре, образующем воздушную прослойку толщиной 0,4 *мм*, сила притяжения сразу уменьшается на 20%.

Расход энергии для возбуждения коньковых тормозов составляет приблизительно 20 *вт* на линейный сантиметр (каждый конек имеет длину около 75 *см*, или всего



Фиг. 161. Расположение электромагнитного тормозного конька.

300 *см* на вагон) при силе магнитной тяги около 40 *кг* на 1 *см* длины конька, при ширине его по всей головке рельса. Общий расход энергии на вагон, следовательно, около 6 000 *вт*, что соответствует поглощению тока при стандартном напряжении 32 *в* приблизительно 185 *а*, требуя не менее 1 000-амперной батареи для всего поезда, состоящего из шести вагонов, если не получается энергия из сети от центрального источника, как это имеет место, например, при дизельвагонной тяге. Вес всего механизма такого конькового оборудования на один вагон около 270 *кг*, не считая генератора и батареи, если таковые требуются.

Все эти цифры показывают большую стоимость и лишний вес для подвижного состава при введении этого тормоза. Это является некоторым препятствием для его распространения.

НТБ ДНУЖТ

б) Опыты над коньковыми тормозами

В начале 1931 г. Жорес произвел первые практические опыты по испытанию коэфициентов трения электромагнитных коньков по рельсам при больших скоростях на скоростном поезде «Цеппелин на рельсах» в Германии. Скорость этого поезда в некоторых случаях превышала 200 *км/час*, поэтому испытания тормозов были весьма поучительны. Тогда выяснилось, что при таких больших скоростях обязательно должен быть наряду с колодочными воздушными тормозами другой мощный резервный тормоз, не действующий на колеса. Из табл. 1 видны общие результаты испытания.

Таблица 1

Опыты над тормозами в поезде «Цеппелин на рельсах»

Воздушный обыкновенный тормоз системы Кнорра и электромагнитный коньковый системы Жореса

№ по пор.	Характер	Торможение начато при скорости в *км/час*	Время продолжительности торможения в сек.	Длина тормозного пути в *м*	Среднее замедление в *м/сек²*
1	Магнитный тормоз+воздушный колодочный	80	7,0	98	2,5
2	То же	100	12,5	180	2,18
3	Один магнитный тормоз	150	30,0	750	1,15
4	Один колодочный воздушный тормоз	150	86,0	2080	0,42
5	Магнитный тормоз+колодочный воздушный . . .	150	20,5	460	1,89

В шестом столбце показано среднее замедление $v=v^2/2s$, где v — скорость, при которой начато торможение, а s — длина тормозного пути. Вывод этой формулы следующий: кинетическая энергия поезда должна быть поглощена тормозами на длине пути s. Поэтому мы можем написать:

$$\frac{mv^2}{2}=Ts,$$

где T — сила торможения.

Но эта сила равна силе инерции, вызванной замедлением движения $\dot{v}$. Следовательно:

$$T=m\dot{v},$$

где m — масса поезда.

Подставляя это значение T в предыдущее выражение, имеем:

$$\frac{mv^2}{2}=m\dot{v}s,$$

откуда находим искомое среднее замедление:

$$\dot{v}=\frac{v^2}{2s};$$

здесь конечно v должно быть взято в *м/сек*, а s — в *м*.

Одно обстоятельство, замеченное на опытах, заслуживает особого внимания ввиду практической важности его последствий: подошвы коньков от быстрого нагревания их поверхности вследствие трения деформировались. Эта деформация имеет большое значение, так как она мешает хорошему прилеганию этих подошв к рельсу. Это значительно уменьшает действие тормоза не только вследствие уменьшения площади поверхности трения, но в особенности вследствие увеличения сопротивления прохождению магнитного потока через воздушные прослойки, что вызывает соответственное уменьшение магнитной индукции B в рельсе, а потому и уменьшение усилия притяжения пропорционального B^2.

НТБ ДНУЖТ

Чтобы избежать этого неудобства, достаточно сделать в нескольких местах по дошвы конька прорезы, как это показано на фиг. 162, допускающие свободное поверхностное расширение подошвы в зонах между соседними прорезами без заметной деформации каждой из них.

Коэфициенты трения железных подошв коньков по стальным рельсам примерно следующие: 0,25 при скоростях 5—6 *км/час*, 0,06—0,12 при скорости 90 *км/час*.

Эти данные относятся к 1858 г., когда применялись коньковые тормоза с механическим приводом.

Опыты Гальтона по определению коэфициентов трения заклиненных скользящих колес тоже дают некоторый материал, правда, для больших удельных давлений, какие имеют место на малой площадке касания колеса и рельса. Эти коэфициенты трения даны в табл. 2, § 27, и на диаграмме фиг. 117.

Фиг. 162. Подошва электромагнитного конька с прорезами.

Специальные опыты Мюллера в 1929 г. на особом стационарном колесе с магнитным башмаком ничего нового не дали и подтвердили, что при высоких скоростях коэфициент трения редко превосходит 0,04, который и можно брать как средний для расчетов, увеличивая его до 0,25 при очень малых скоростях примерно по тому же закону изменения в функции от скорости, как это имеет место для чугунных колодок по стальному бандажу.

в) Ветровые тормоза

Ветровые тормоза приходится пока трактовать как еще малоисследованное средство для создания искусственного сопротивления, но которое может оказаться весьма эффективным в поездах, движущихся с очень большими скоростями.

При помощи ветровых тормозов используется сопротивление воздушной среды. Это является как раз обратным тому, что преследуется обтекаемой формой подвижного состава, назначение которой — привести к минимуму силу сопротивления поезда.

Лобовое сопротивление движущегося поезда R_a может быть выражено следующей формулой:

$$R_a = 0{,}0045\, A v^2,$$

где: R_a — лобовое сопротивление в килограммах;

A — величина фронтальной площади вагона или паровоза в кв. метрах;

v — скорость в *км/час*.

Эта формула есть не что иное, как четвертый член формулы сопротивления поезда, данной нами для первого вагона в § 46. Он выражает аэродинамические сопротивления, тогда как остальные члены упомянутой формулы дают механические сопротивления.

Фронтальная площадь обыкновенного пассажирского вагона равна около 7,5 *м*². Это дает силу сопротивления при скорости, например, 150 *км/час*, равную:

$$R_a = 0{,}0045 \cdot 7{,}5 \cdot 150^2 = 854\ кг,$$

что составляет примерно 25% от полного торможения одного вагона колодочными тормозами. Для искусственного увеличения этой площади потребовалось бы выйти за пределы габарита. Но ничто не может ограничить нас установить в разных местах по длине поезда какое угодно число ветрил на боковых стенках и на крышах вагонов, не выходя за пределы габарита. Они должны действовать автоматически, т. е. открываться и увеличивать эффективную площадь для действия на нее ветра при каждом торможении, и, наоборот, убираться и поддерживать гладкую поверхность, когда торможение прекращается. Если такие убирающиеся ветрила расположить в достаточном количестве по всей длине поезда, то мы можем получить эквивалент значительно увеличенной лобовой площади. Сила сопротивления при таких ветрилах образуется вследствие срыва струй и образования вихрей, что дает добавочные сопротивления трения пропорционально квадрату скорости, чего обычно нет при правильном гладком обтекании.

При высоких скоростях, когда обыкновенный колодочный тормоз оказывается недостаточным и ограниченным силой сцепления колес с рельсами, добавочная сила ветрового тормоза может дать весьма положительный вспомогательный эффект.

НТБ ДНУЖТ

Глава восьмая

ТОРМОЗНАЯ ВОЗДУХОПРОВОДНАЯ СЕТЬ И РАСХОД ВОЗДУХА

§ 48. Трубопроводы

а) Выводы теоретических формул

В тормозном деле трубопроводы для сжатого воздуха большей частью очень длинны. Например, в поезде магистраль может достигать длины 1 000—1 500 *м*; на контрольных пунктах при компрессорных установках магистральные трубы проводятся к паркам приема и отправления поездов, достигая длины до 2 000 *м*.

При движении воздуха в трубах под некоторым напором с одного конца наблюдается падение давления по направлению движения его вследствие расхода энергии давления на работу сопротивления движению и сообщения ускорения, так как по длине трубопровода скорость потока по мере падения давления растет.

В длинных трубопроводах ввиду громадной площади соприкосновения стенок труб с окружающим воздухом имеет место постоянство температуры текущего внутри труб воздуха, так как обычно трубы не изолированы и скорость движения в них воздуха небольшая (например, меньше 50 *м/сек*). В этом случае происходит, следовательно, изотермическое течение воздуха; поэтому воспользуемся теорией, помещенной в термодинамике В. Шюле, изд. 1935 г., стр. 345, которую даем здесь в несколько измененном виде.

Предполагаем установившееся течение воздуха, т. е. такое, при котором через каждое поперечное сечение трубы протекает в 1 сек. одно и то же весовое количество воздуха:

$$G = \frac{Fw}{v} = Fw\gamma, \tag{1}$$

где: G — вес протекаемого воздуха в 1 сек.;

F — площадь живого сечения трубы;

$v = \frac{1}{\gamma}$ — удельный объем, равный обратной величине удельного веса воздуха;

w — скорость движения воздуха.

Отсюда следует, что для двух разных сечений трубопровода имеет место следующее равенство:

$$\frac{w_1}{v_1} = \frac{w_2}{v_2} = \frac{w}{v}. \tag{2}$$

Так как течение изотермическое, то температуры в первом и во втором сечениях одинаковы, поэтому:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = pv = RT, \tag{3}$$

где p_1 и p_2 — давления в рассматриваемых сечениях, а p — в любом сечении.

Тогда на основании формулы (2) имеем:

$$\frac{w}{w_1} = \frac{v}{v_1} \tag{4}$$

НТБ ДНУЖТ

и на основании закона Бойля:

$$\frac{v}{v_1}=\frac{p_1}{p}. \tag{4'}$$

Соединяя оба последних выражения в одно равенство, получаем:

$$\frac{w}{w_1}=\frac{v}{v_1}=\frac{p_1}{p}$$

или

$$w=w_1\frac{p_1}{p}, \tag{5}$$

где: w — скорость воздуха в любом месте трубы;
w_1 — скорость в сечении;
p — давление в любом месте трубы;
p_1 — давление в сечении.

Нам надо выявить, какая получается потеря давления dp на бесконечно малом отрезке длины трубы dl вследствие сопротивлений движению. Для этого определим сначала количество работы, затрачиваемой на продвижение 1 *кг* воздуха на элементе пути dl. Очевидно, что эта работа равна dpv, т. е. произведению величины изменения давления на удельный объем воздуха, а по закону действия и противодействия можно написать:

$$dpv=-adl, \tag{6}$$

где a — сопротивление объема v, т. е. 1 *кг* воздуха.

Посмотрим, чему равняется величина a.

Сопротивление движению воздуха в трубе создается трением о стенки трубы. Но сила трения определяется не так, как для твердых тел, т. е. путем умножения коэфициента трения на величину давления, а путем помножения коэфициента сопротивления R на единицу трущейся площади. За такую единицу мы принимаем 1 $м^2$. Поэтому займемся определением площади трения 1 *кг* воздуха, объем которого v. Для этого мы должны себе представить цилиндрический воздушный стержень весом 1 *кг* диаметром D, равным диаметру трубы в свету. Такой стержень должен при движении воздуха пройти через элемент трубы длиной dl. Следовательно, величина всей площади трения равна площади поверхности воображаемого стержня, равной:

$$\omega=\pi Dl. \tag{7}$$

Длина стержня l определится из рассмотрения геометрического объема воздушного стержня весом в 1 *кг* воздуха, следовательно, удельный объем v данного давления будет:

$$\frac{\pi D^2}{4}l=v,$$

откуда:

$$l=4\frac{v}{\pi D^2}.$$

Подставляя найденное значение l в предыдущее выражение (7), имеем:

$$\omega=\pi D4\frac{v}{\pi D^2}=4\frac{v}{D}.$$

Стало быть, сопротивление a движению воздуха при коэфициенте трения R и площади ω будет:

$$a=4R\frac{v}{D}.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя это в выражение (6), имеем:

$$dpv = -4R\frac{v}{D}\,dl$$

или

$$dp = -4\,\frac{R}{D}\,dl, \tag{8}$$

где R — сопротивление движению, отнесенное к 1 $м^2$ омываемой поверхности, что названо нами коэфициентом трения для газа; этот коэфициент зависит от скорости w и плотности γ газа.

Опытом найдено, что R возрастает примерно пропорционально квадрату скорости w и пропорционально удельному весу γ. Поэтому принимаем:

$$R = kw^2\gamma,$$

где k — некоторый коэфициент пропорциональности.

Подставляя это значение R в выражение (8), получаем формулу:

$$dp = -4k\,\frac{w^2\gamma}{D}\,dl.$$

Называя произведение коэфициентов $4k$ буквой ξ, окончательно получаем:

$$dp = -\xi\,\frac{w^2\gamma}{D}\,dl, \tag{9}$$

где: dp — диференциал падения давления по длине трубы;
dl — диференциал приращения длины трубы;
ξ — коэфициент сопротивления движению 0,0012;
w — скорость воздуха в трубе;
γ — удельный вес воздуха (вес 1 $м^3$);
D — диаметр трубы в свету.

В формуле (9) мы можем заменить удельный вес удельным объемом $\frac{1}{v}$. Поэтому:

$$dp = -\xi\,\frac{w^2}{Dv}\,dl. \tag{10}$$

Здесь давление p и скорость w — случайные в произвольном месте трубы; нам же надо перейти к частным значениям их, соответствующим сечению *1*. На основании выражения (4′) имеем:

$$w = \frac{p_1 w_1}{p}$$

или на основании равенства (4):

$$w = \frac{vw_1}{v_1}.$$

Перемножая эти последние два выражения, получаем:

$$w^2 = \frac{pvw_1^2}{pv_1}.$$

Полученное значение w^2 подставим в выражение (10):

$$dp = -\xi\,\frac{p_1}{D}\,\frac{w_1^2 v}{vpv_1}\,dl,$$

что после сокращения дает:

$$vdp = -\xi\,\frac{p_1}{D}\,\frac{w_1^2}{v_1}\,dl,$$

НТБ ДНУЖТ

откуда, интегрируя от p_2 до p_1, получаем:

$$\frac{1}{2}(p_2^2 - p_1^2) = -\xi \frac{p_1 w^2}{v_1} \frac{l}{D}$$

Из этого равенства находим давление:

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - 2\xi \frac{p_1 w_1^2}{v_1} \frac{l}{D}}$$

или

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - 2\xi \frac{w_1^2}{v_1 p_1} \frac{l}{D}}.$$

На основании характеристического уравнения $pv = RT$ заменяем под радикалом значение $v_1 p_1$ через RT, и тогда получаем окончательную формулу:

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - 2\xi \frac{w_1^2}{RT_1} \frac{l}{D}} \quad кг/м^2. \tag{11}$$

Эта формула остается одинаковой как для p_1, выраженного в метрических атмосферах, так и для p_1, выраженного в технических атмосферах, при этом и результат получается соответственного наименования. Величины, стоящие под корнем, берутся в системе измерения 1 *м* в 1 сек. Коэфициент сопротивления $\xi = 0{,}0012$.

Скорость w в напорном конце трубы определится, если секундный объемный расход воздуха V данного давления разделим на площадь сечения трубы

$$w = \frac{V}{\omega}. \tag{12}$$

Расход воздуха выражается обычно в свободном состоянии, т, е. приведенный к 1 *ат*; тогда на основании равенств:

$$V_1 p_1 = V_0 p_0 = GRT$$

находим, что:

$$V_1 = \frac{V_0 p_0}{p_1}.$$

Здесь давления p_0 и p_1 можем взять не в метрических, а в технических атмосферах, что допустимо ввиду того, что они входят в выражение в виде отношения. Поэтому, принимая p_0 за атмосферное, равное условно 1 $кг/см^2$, можно последнее выражение написать так:

$$V = \frac{V_0}{p_1},$$

где p_1 уже обязательно в $кг/см^2$.

Подставляя это в равенство (12), имеем:

$$w = \frac{V_0}{p_1 \omega}. \tag{13}$$

Следовательно, по формулам (11) и (13), зная длину участка трубопровода l в метрах, диаметр его живого сечения D в метрах, расход свободного воздуха V_0 в $м^3/сек$, температуру $T°$ и напорное давление p_1 абсолютных атмосфер и принимая коэфициент сопротивления $\xi = 0{,}0012$, мы можем определить давление p_2 в конце данного участка.

Если при решении различных задач получается под корнем формулы (11) отрицательная величина, т. е. корень мнимый, то это показывает, что на данной длине l трубопровода при выбранном диаметре его не может осуществиться скорость w_1 течения, следовательно, и расход V. Тогда по желанию можно при заданных прочих условиях найти скорость, а по ней расход или диаметр трубы и т. п.

НТБ ДНУЖТ

Пример. В длинном воздухопроводе диаметром $D = 60$ *мм* поступает воздух при $p_1 = 9$ *ата* и $t = 20°$ или $T = 293°$. В местах его на расстоянии $l_1 = 100$ и $l_2 = 200$ *м* от начала забирается воздух в таком количестве, что в начале трубопровода скорость его w равна 30 *м/сек*.

1. Каковы давления в местах забора воздуха?

2. Проверить, можно ли осуществить такой же расход воздуха, производя забор его на расстоянии 300 *м* того же воздухопровода при произвольном низком давлении в этом месте, но не ниже 1 *ат*.

По формуле (11) имеем:

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - 2\xi \frac{w_1^2}{RT_1} \frac{l}{D}}.$$

Подставляя данные выше цифры, а коэфициент трения воздуха принимая равным 0,0012, получаем:

$$p_2 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0{,}0012 \frac{30^2}{29{,}3 \cdot 293} \frac{100}{0{,}060}} = 9 \cdot 0{,}762 \approx 6{,}8\ ата = 5{,}8\ ат.$$

Такое давление в точке на расстоянии 100 *м*, а на 200 *м* получится давление, если под корнем вместо 100 подставим 200. После решения получим:

$$p_2 = 9 \cdot 0{,}415 = 3{,}73\ ата = 2{,}73\ ат.$$

В обоих случаях расход свободного воздуха одинаков:

$$V_0 = \frac{\pi 0{,}060^2}{4} 30 \cdot 9 = 0{,}76\ м^3/сек,$$

или

$$0{,}76 \cdot 60 = 45{,}6\ м^3/мин.$$

В конце третьего участка на длине 300 *м* выражение под корнем формулы (11) отрицательное. Таким образом напорное давление 9 *ата* в начале трубопровода совершенно теряется, не доходя до конца участка в 300 *м*.

Найдем, на какой длине еще возможен забор данного количества воздуха.

Так как давление p_2 не может упасть ниже 1 *ат*, то из формулы (11) получаем:

$$1 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0{,}0012 \frac{30^2}{29{,}3} \frac{l}{293} \frac{}{0{,}060}},$$

откуда:

$$\sqrt{1 - 2 \quad 0{,}0012 \frac{30^2}{29{,}3} \frac{l}{293} \frac{}{0{,}060}} = \frac{1}{9}.$$

Это условие удовлетворяется при $l = 235$ *м*.

Оставляя заданную длину 300 *м*, определим скорость w_1 и максимальный расход воздуха V, возможный при этой длине:

$$1 = 9 \sqrt{1 - 2 \quad 0{,}0012 \frac{w^2}{29{,}3} \frac{}{293} \frac{300}{0{,}06}},$$

откуда находим:

$$w = 26{,}8\ м/сек,$$

а расход V_0 находим из равенства (13):

$$V_0 = wp_1\omega;$$

$$V_0 = 26{,}8 \quad 9 \frac{\pi 0{,}06^2}{4} = 0{,}67\ м^3/сек,$$

или

$$V_0 = 0{,}67 \cdot 60 = 40{,}2 \quad м^3/мин.$$

НТБ ДНУЖТ

Все вышеприведенные выводы и расчеты относятся, конечно, к случаям установившегося расхода воздуха, т. е. такого, когда в любом сечении трубопровода имеется один и тот же весовой расход воздуха в единицу времени.

б) Местные потери давления

Местные потери получаются в местах нахождения вентилей, кранов, клапанов, ответвлений, колен и т. д.

Опытами установлено, что эти потери давления зависят не только от устройства деталей и препятствия, но также и от скорости движения воздуха, причем потери пропорциональны квадратам скоростей благодаря наличию вихрей, ударов и сжатий струй. Кроме того, величины этих местных сопротивлений пропорциональны также плотности воздуха, т. е. удельному весу γ. Отсюда и получается формула:

$$\Delta p = \xi \frac{w^2}{2g} \gamma \ кг/м^2; \tag{14}$$

для перевода в технические атмосферы эту формулу надо помножить на $\frac{1}{10\,000}$:

$$\Delta p = \frac{1}{10\,000} \xi \frac{w^2}{2g} \gamma \ кг/см^2. \tag{15}$$

Остается для каждого рода препятствия найти соответствующий коэфициент сопротивления ξ.

Из опытов Брабе (см. В. Шюле «Техническая термодинамика», 1935 г., стр. 341) значения ξ следующие:

для обычных вентилей $\xi = 7—6{,}5$;
для колен под углом 90° $\xi = 1{,}5—2$;
но если дуга такая, что ее радиус
$r > 10\ D$, где D — диаметр трубы, то $\xi = 0$.

В большинстве случаев стандартных установок пользуются готовыми таблицами для определения диаметров труб, величин падения давления, пропускной способности трубы и т. д. Ввиду этого мы в следующем пункте «в» и даем эти данные в готовом виде.

в) Практические данные

При проектировании трубопроводных сетей для сжатого воздуха необходимо учитывать местные сопротивления от вентилей, прямоугольных закруглений и общие сопротивления длинных труб для определения расхода воздуха или, наоборот, при заданном расходе для определения размеров труб и т. п.

Для подобных расчетов можно пользоваться вышеприведенными теоретическими формулами, но для небольших проектов проще бывает пользоваться готовыми таблицами, которые даем ниже.

Пример. Какой диаметр следует выбрать для воздухопровода длиной 450 *м*, чтобы при начальном давлении 4 *ат* по нем протекало 55 $м^3$ свободного воздуха в минуту и чтобы при выходе давление было не менее 3,3 *ат*.

Из таблицы 1, относящейся к давлению 4 *ат*, мы видим, что для 5-дюймовой трубы длиной 150 *м* потеря давления для 56 000 *л* будет 0,2 *ат*. А так как потеря давления почти пропорциональна длине трубы, то для искомой трубы длиной 450 *м* потеря давления будет 0,6 *ат*, т. е. эта труба отвечает поставленному условию, ибо $4 — 3{,}3 = 0{,}7 > 0{,}6$ *ат* при расходе воздуха даже несколько большем, чем задано.

Можно, конечно, по таблицам решать и обратные задачи: по данным длине и диаметру трубы при заданном начальном давлении и падении давления найти расход воздуха или по расходу найти падение давления и т. д.

НТБ ДНУЖТ

Таблица 1

Количество свободного воздуха, проходящего в *л/мин* по трубам разного диаметра при разных падениях давления

Начальное давление 3 *ат*

Внутренний диаметр труб		Падение давления на длине 150 *м* в *ат*						
мм	дюймы	0,075	0,15	0,20	0,35	0,50	0,65	0,85
25,4	1	390	560	670	840	950	1 000	1 100
31,7	1¼	760	1 000	1 240	1 520	1 750	1 920	2 100
38,1	1½	1 200	1 700	2 050	2 550	2 900	3 150	3 400
50,8	2	2 700	3 700	4 500	5 600	6 400	7 000	7 500
63,5	2½	4 850	6 700	8 200	10 000	11 500	12 700	13 600
76,7	3	8 000	11 000	13 200	16 500	18 800	20 500	22 500
88,9	3½	11 800	16 500	20 000	24 800	28 000	30 800	33 500
101,6	4	17 000	23 500	28 000	35 000	40 000	43 500	47 000
114,3	4½	22 800	31 700	38 000	47 500	54 000	59 000	64 000
127,0	5	30 000	41 500	50 000	62 000	70 500	77 000	85 000
Начальное давление 4 *ат*								
25,4	1	450	620	760	950	1 100	1 200	1 350
31,7	1¼	820	1 150	1 400	1 750	2 000	2 200	2 400
38,1	1½	1 380	1 900	2 300	2 900	3 300	3 600	4 000
50 8	2	3 000	4 200	5 000	6 400	7 300	8 000	8 900
63.5	2½	5 100	7 500	9 200	11 500	13 200	14 600	16 000
76,7	3	8 900	12 500	15 000	19 000	21 700	24 000	26 500
88,9	3½	13 000	18 500	22 500	28 000	32 000	36 000	38 000
101,6	4	19 500	26 000	31 000	40 000	45 000	50 000	55 000
114,3	4½	25 500	36 000	43 000	54 000	62 000	68 000	75 000
127,0	5	33 500	47 000	56 000	70 000	80 000	90 000	100 000
Начальное давление 5 *ат*								
25,4	1	500	700	850	1 100	1 250	1 350	1 500
31,7	1¼	900	1 260	1 550	1 950	2 250	2 550	2 750
38,1	1½	1 500	2 100	2 550	3 200	3 700	4 100	4 550
50,8	2	3 300	4 600	5 600	7 000	8 000	9 000	10 000
63,5	2½	6 000	8 300	10 000	12 800	14 800	16 200	18 200
76,7	3	9 800	13 600	16 500	21 000	24 500	26 500	29 500
88,9	3½	14 500	20 000	24 500	31 000	36 000	40 000	44 000
101,6	4	20 000	28 000	35 000	44 000	50 000	56 000	62 000
114,3	4½	28 000	39 000	47 000	60 000	69 000	76 000	85 000
127,0	5	36 000	50 000	62 000	78 000	90 000	100 000	110 000
Начальное давление 6,5 *ат*								
25,4	1	540	760	940	1 130	1 360	1 500	1 700
31,7	1¼	1 000	1 380	1 680	2 100	2 450	2 750	3 100
38,1	1½	1 600	2 250	2 700	3 500	4 000	4 500	5 000
50,8	2	3 600	5 000	6 000	7 700	9 000	10 000	11 000
63,5	2½	6 500	9 000	11 000	14 000	15 000	18 000	20 000
76 7	3	10 500	15 000	18 000	23 000	26 500	29 000	32 500
88,9	3½	16 000	22 000	27 000	34 000	39 000	44 000	49 000
101,6	4	22 500	31 000	38 000	48 000	55 000	62 000	70 000
114.3	4½	30 000	42 500	51 000	65 000	75 000	84 000	95 000
127,0	5	40 000	55 000	67 000	85 000	100 000	110 000	120 000
Начальное давление 7,5 *ат*								
25,4	1	570	820	1 440	1 700	1 480	1 660	1 820
31,7	1¼	1 030	1 480	1 950	2 280	2 680	2 980	3 350
38,1	1½	1 720	2 450	3 100	3 800	4 400	4 900	5 500
50,8	2	3 600	5 400	7 000	8 300	9 600	10 800	12 000
63,5	2½	7 000	9 700	12 600	15 000	17 800	19 300	22 000
76 7	3	11 200	16 000	20 500	24 500	28 500	32 000	36 000
88,9	3½	17 000	23 500	30 000	36 000	43 000	47 000	53 000
101,6	4	24 000	33 500	43 500	52 000	60 000	67 000	75 000
114,3	4½	32 500	45 500	58 000	70 000	82 000	91 000	100 000
127,0	5	42 500	60 000	77 000	92 000	106 000	120 000	134 000

НТБ ДИИЖТ

Таблица 2

Отношения пропускных способностей труб для сжатого воздуха

(Пользование таблицей показано в примере)

Размер труб в дюймах $d_{вн}$	Размер труб в дюймах $d_{вн}$										
	1	1¼	1½	2	2½	3	3½	4	4½	5
1	1	0,48	0,27	0,14	0,07	0,05	—	—	—	—
1¼	2,1	1	0,55	0,29	0,16	0,10	0,06	—	—	—
1½	3,7	1,8	1	0,53	0,29	0,18	0,11	0,08	—	—
2	7,1	3,4	1,9	1	0,53	0,33	0,21	0,14	0,10	—
2½	13 4	6 3	3,5	1,9	1	0,63	0,40	0,27	0,20	0,15
3	21,4	10,3	5,7	3,0	1,6	1	0,67	0,43	0,32	0,23
3½	—	16,1	9,0	4,7	2,5	1,5	1	0,68	0,50	0,38
4	—	—	13,1	6,9	3,7	2,3	1,4	1	0,71	0,56
4½	—	—	—	9,6	5,0	3,1	2,0	1,4	1	0,77
5	—	—	—	—	6,7	4,4	2,6	1,8	1,3	1

Размер труб в дюймах $d_{вн}$

Пример. Пропускная способность 3-дюймовой трубы равняется 43% от 4-дюймовой. Или пропускная способность 3-дюймовой трубы равняется 15% от 6-дюймовой. В последнем случае 6-дюймовая труба эквивалентна 6,5 3-дюймовой трубы.

При разветвлениях нужно выбирать трубы таких диаметров, чтобы сумма их пропускных способностей была не менее пропускной способности главной трубы.

Потеря давления вследствие прямоугольных закруглений разных радиусов

Средний радиус закругления, выраженный числом внутренних диаметров трубы	5	3	2	1½	1¼	1	¾	½
Эквивалентная добавочная (фиктивная) длина трубы в *м*	2,40	2,50	2,75	3,15	3,90	5,35	10,7	37,0
Потеря давления в *ат*, если известна скорость струи w в *м/сек*	$0,028\,w^2$	$0,037\,w^2$	$0,051\,w^2$	$0,070\,w^2$	$0,089\,w^2$	$0,115\,w^2$	—	—

Потеря давления вследствие сопротивления вентилей

Диаметр трубы в дюймах	1	1½	2	2½	3	3½	4	5
Длина трубы в *м*, эквивалентная одному вентилю	0,6	1,2	2,1	3,0	4,0	5,0	6,0	8,5

§ 49. Расход воздуха на тормоза

Расход воздуха на тормоза разобьем на две части:

1) расход воздуха на торможение поездов;

2) расход воздуха на контрольных пунктах на осмотр, проверку работы тормозов и зарядку поездных составов.

Первое имеет место исключительно при следовании поездных составов в пути за счет воздуха, вырабатываемого на локомотиве, второе — на контрольных пунктах узловых станций в парках формирования товарных поездов, а также в парках осмотра и экипировки пассажирских составов. Снабжение воздухом в этих случаях производится от специальных компрессорных установок.

Оба вида расхода воздуха рассмотрим в отдельности.

НТБ ДНУЖТ

Расход воздуха в пути на торможение

Каждый товарный или пассажирский поездной состав, ведомый локомотивом, можно рассматривать в тормозном отношении как самостоятельно существующую агрегатную единицу, и поэтому все расчеты в отношении снабжения и расходования воздуха будем относить к этой единице. В самом деле, расчеты расхода воздуха нужны для проверки соответствия производительности существующих насосов или компрессоров на локомотивах с требуемым расходом воздуха на тормозные и другие пневматические операции в пути; по этим же расчетам определяются и выбираются тип и мощность компрессора для новых типов локомотивов или моторных вагонов, а также определяется расход пара или электроэнергии, т. е. стоимость торможения. Во всех этих и подобных случаях вполне достаточно знать максимальный расход воздуха в одном поездном составе средней или максимальной длины.

Будем определять расход воздуха в объемном измерении, приведенном к свободному состоянию — к одной технической абсолютной атмосфере при средней внешней температуре нуль. Поэтому на основании закона Бойля $pV = \text{const}$; при любом изменении давления с p_1 на p_2 в объеме V какого-нибудь резервуара или трубы мы можем определить количество поступившего в этот объем или ушедшего из него свободного воздуха на основании равенства:

$$(p_1 - p_2)V = p_0 V_{св},$$

где p_0 — давление свободного воздуха, равное 1 *ат*.

Поэтому:

$$V_{св} = (p_1 - p_2)\,V = \Delta p V, \tag{16}$$

что словами можно выразить так: количество утекшего или притекшего свободного воздуха равно произведению величины изменения давления на объем резервуара или трубы, заключающих в себе этот воздух.

При рассмотрении вопроса расходования воздуха в пути на торможение мы не будем учитывать первоначальный расход на зарядку тормоза, так как это обычно составляет настолько незначительную часть всего общего расхода, что она без заметной погрешности может быть отброшена.

Из сказанного видно, что расчет расхода воздуха сводится к определению суммы объемов воздуха, расходуемого на пополнение утечек, и объема воздуха, расходуемого на тормозные процессы и на вспомогательные механизмы. Соответственно этому необходимо расчет вести по следующему плану. Надо:

1. Определить сумму объемов всех заряженных сжатым воздухом резервуаров и труб для учета утечек.
2. Определить сумму объемов резервуаров и труб, из которых расходуется сжатый воздух на тормозные операции.
3. Определить расход воздуха на утечки в час по заданной максимальной норме.
4. Определить разовый расход воздуха на одно полное торможение и отпуск.
5. Выяснить число возможных торможений в час.
6. Определить сумму расхода воздуха на торможение в час.
7. Определить разовый расход воздуха на подсобные функции песочницы, реверса и др.
8. Выяснить возможное максимальное число раз применения воздуха для каждой подсобной функции в час.
9. Определить сумму расхода воздуха на все подсобные функции в час.
10. Взять сумму расхода воздуха, отмеченного в пп. 3, 6 и 9, для определения общего расхода воздуха в час при следовании поезда в пути.
11. Установить коэфициент неравномерности расхода воздуха и определить потребную производительность компрессора на локомотиве, а также определить размеры главных резервуаров.

Для электротяги необходимо учитывать расход воздуха на контакторы и складывать его с расходом воздуха на торможение для определения полной потребности воздуха.

НТБ ДНУЖТ

При электропоездной системе, состоящей из секций, расход воздуха рассчитывается на одну секцию, состоящую из одного моторного вагона и двух прицепных вагонов, считая, что каждая секция имеет один мотор-компрессор и один или несколько главных резервуаров.

Рассмотрим в отдельности каждый из перечисленных выше пунктов.

1. Определение суммы объемов всех резервуаров и труб, входящих в систему тормоза

Объем 1 *пог. м* трубы диаметром 1″ в свету:

$$q_1 = \frac{\pi D^2}{4} 10 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}254^2}{4} 10 = 0{,}506 \text{ } л.$$

Соответственно объемы 1 *м* трубы:

при $D = {}^3/_4''$ $\quad q^3/_4 = 0{,}283$ *л*;
при $D = {}^1/_2''$ $\quad q^1/_2 = 0{,}123$ *л*.

Назовем:

$q_м$ — объем всей магистрали поезда, включая и локомотив. Если длина всей магистрали вместе с соединительными гибкими рукавами равна $l_м$, то $q_м = 0{,}506\ l$ литров;

$q_{отр}$ — объем всех отростков магистрали. Если длина каждого отростка у воздухораспределителя равна l_1, а длина их к стоп-крану l_2 и число первых отростков n_1 и вторых n_2, то сумма объемов тех и других в зависимости от диаметра:

	при $D = {}^1/_2$ и $^3/_4$	при $D = 1''$
$q_{1\ отр}$	$0{,}123\ n_1 l_1$	$0{,}5\ n_1 l_1$
$q_{2\ отр}$	$0{,}283\ n_2 l_2$	$0{,}5\ n_2 l_2$

Всего

$$q_{отр} = q_{1\ отр} + q_{2\ отр};$$

$q_{з.\,р}$ — объем всех запасных резервуаров в поезде. Если они однотипные и объем каждого a, то при наличии n тормозных вагонов имеем:

$$q_{з.\,р} = na.$$

Если же они разнотипные, то:

$$q_{з.\,р} = \Sigma a;$$

$q_{д.\,к}$ — объем всех дополнительных камер при воздухораспределителях, если таковые имеются. Каждая камера при воздухораспределителе типа К имеет объем 17 *л*. Камера при воздухораспределителе типа М — 9,5 *л*;

$q_{з.\,к}$ — сумма объемов золотниковых камер в воздухораспределителях системы Матросова. Одна камера равна 2,75 *л*;

$q_{гл.\,р}$ — объем главных резервуаров на локомотиве или мотор-вагоне вместе с напорными трубами;

$q_{у.\,р}$ — объем уравнительного резервуара при кране машиниста;

$q_{др}$ — объемы резервуаров и труб прочих вспомогательных частей тормоза: свистковый или контакторный резервуары и др.

Называя сумму всех перечисленных объемов $Q_{сеть}$, имеем:

$$Q_{сеть} = q_м + q_{отр} + q_{з.\,р} + q_{д.\,к} + q_{з.\,к} + q_{гл.\,р} + q_{у.\,р} + q_{др}, \qquad (17)$$

причем каждое из слагаемых правой части равенства относится ко всему поезду.

НТБ ДНУЖТ

2. Определение суммы объемов резервуаров и труб, из которых расходуется воздух на тормозные операции

Из всех перечисленных элементарных объемов q только следующие наполнены воздухом, расходуемым во время торможения:

$q_м$ — объем магистрали;

$q_{отр}$ — объем отростков магистрали;

$q_{з.р}$ — объемы запасных резервуаров;

$q_{з.к}$ — объемы золотниковых камер;

$q_{у.р}$ — объем уравнительного резервуара при кране машиниста.

Называя сумму последних объемов $Q_{тор}$, имеем:

$$Q_{тор} = q_м + q_{отр} + q_{з.р} + q_{з.к} + q_{у.р}. \qquad (18)$$

3. Определение расхода воздуха на утечки

Тормозная сеть в поезде независимо от длины последнего должна согласно техническим условиям быть настолько плотной, чтобы после зарядки ее сжатым воздухом давления 5 *ат* и отъединения затем от источника питания это давление не падало быстрее 0,2 *ат* в 1 мин. Хотя при низших давлениях во время торможения, например при 3,8 *ат*, при той же плотности магистрали утечка будет меньше, все же мы для простоты расчетов примем норму утечки одинаковой при всех тормозных давлениях. Получающаяся от этого погрешность мала и, кроме того, она идет в пользу гарантии обеспечения тормоза сжатым воздухом.

При заданной норме утечек мы определяем расход воздуха на пополнение их в час. Называя этот расход буквой $V_{ут}$, имеем:

$$V_{ут} = 0{,}2 \cdot 60\, Q_{сеть}, \qquad (19)$$

где $Q_{сеть}$ берем по выражению (17).

4. Определение расхода воздуха на одно полное торможение

При полном торможении давление в магистрали снижается на 1,2 *ат*. Обычно такое же давление, как в магистрали, устанавливается к концу торможения в запасных резервуарах и других местах, сумму объемов которых согласно выражению (18) мы назвали $Q_{тор}$. При отпуске необходимо восстановить зарядное давление, на что израсходуется свободного воздуха:

$$V_{1тор} = 1{,}2\, Q_{тор}. \qquad (20)$$

5. Определение числа возможных торможений в час

Затем по условиям эксплуатации подсчитывается в среднем число остановок на станциях, платформах и в других местах в течение часа.

Если таких данных собрать невозможно, то принимается следующее среднее максимальное число торможений в час:

а) в районах густонаселенных мест с пригородным движением 12 торможений в час для пассажирских дачных поездов и 9 торможений для местных безостановочных по расписанию поездов;

б) для товарных поездов принимаются в среднем 6 торможений в час.

В местах малозаселенных с малым числом переездов и нечастыми остановками вышеприведенные числа остановок можно уменьшить на $^1/_3$.

Для горных участков расход воздуха на торможение удваивается.

Надо заметить, что все эти торможения предполагаются полные. На самом же деле чаще всего производится ступенчатое торможение с меньшим расходом воздуха; этого, однако, не учитываем, так как нам важно иметь цифры, гарантирующие возможные максимумы расхода воздуха.

НТБ ДНУЖТ

6. Определение расхода воздуха на торможения в час

Назовем выявленное число торможений в час буквой k. Тогда, назвав общий объем свободного воздуха, расходуемого на торможения, через $V_{тор}$, на основании выражения (20) имеем:

$$V_{тор} = 1{,}2\ k\ Q_{тор}\ л/час, \tag{21}$$

где 1,2 *ат* — величина снижения давления.

7. Определение разовых расходов воздуха на подсобные механизмы

Кроме того воздух может расходоваться непосредственно из главного резервуара, например на песочницу, свисток, реверс, закрыгие дверей и пр.

Объемы свободного воздуха, расходуемого на эти функции, учитываются на основании данных опыта, указанных ниже. Принимаем для их обозначения следующие символы:

$v_{св}$ — объем свободного воздуха на свисток. По данным практики на свисток расходуется за 1 мин. непрерывного действия 500 *л*. На одну подачу свистка длительностью 3 сек. потребуется израсходовать 25 *л*;

$v_{пес}$ — объем свободного воздуха на песочницу. Расход примерно такой же, как на свисток, — 500 *л/мин*, но большей длительности на одну подачу примерно вдвое, т. е. расход 50 *л*;

$v_{дв}$ — объем свободного воздуха на закрытие и открытие дверей. Примерно расходуется 100 *л* на открытие и закрытие дверей на одной секции электропоезда;

$v_{кон}$ — объем свободного воздуха на приведение в действие контакторов тяговых моторов. По данным завода «Динамо» им. Кирова на один пуск моторов расходуется до 35 *л* свободного воздуха (в электропоездах);

$v_{рев}$ — объем свободного воздуха на управление реверсом на паровозах. На один перевод можно считать 25 *л* свободного воздуха.

На основании изучения графика движения поезда, профиля пути, сигнализации определяются число торможений и число остановок; так же практически определяются число подач в час свистков, число приведения в действие песочниц, открытия и закрытия дверей, если таковое управление имеется, число пусков и выключений тяговых моторов при отправлениях и в пути и т. д., причем всегда принимаются во внимание неблагоприятные случаи, например, для песочницы гололедица или листопад и т. п. Наметив число n раз применения тех или иных добавочных пневматических приспособлений в час, можно написать сумму расхода воздуха на них:

$$V_{др} = \Sigma\, vn\ л/час. \tag{22}$$

Общий часовой расход свободного воздуха определится путем сложения выражений (19), (21) и (22):

$$V_{общ} = V_{ут} + V_{тор} + V_{др}\ л/час \tag{23}$$

или

$$V_{общ} = 0{,}2 \cdot 60 \cdot Q_{сеть} + 1{,}2\ k\ Q_{тор} + \Sigma\, vn\ л/час.$$

Для определения производительности насоса или компрессора нам надо учесть еще неравномерность найденного общего расхода $V_{общ}$, ибо расход вовсе не является равномерным в течение всего времени, а может быть в течение одного промежутка времени значительно больше, чем в течение другого. На основании практики, с одной стороны, и принимая во внимание наличие главных резервуаров, играющих в некоторой степени роль аккумуляторов, коэфициент неравномерности ν можно принять для паровой тяги 2, а для электротяги 3. Последнее объясняется желанием по возможности уменьшить число пусков мотор-компрессоров в час, вводя интервалы стоянок компрессора за счет более широких границ между высшим и низшим пределами колебаний давлений воздуха в главных резервуарах, например при 8 *ат* компрессор должен останавливаться, а при 6,5 *ат* — трогаться. Это облегчает работу контакторов и облегчает трогание с места мютор-компрессора без реостата.

НТБ ДНУЖТ

Следовательно, производительность компрессора в 1 мин. должна быть равна для паровоза:

$$V_{компр} = \nu \frac{V_{общ}}{60}$$

Например, для паровоза при $\nu = 2$:

$$V_{компр} = 2 \frac{V_{общ}}{60} = 0{,}033\, V_{общ}. \qquad (24)$$

Для электровоза при $\nu = 3$:

$$V_{компр} = 3 \frac{V_{общ}}{60} = 0{,}05\, V_{общ}.$$

Необходимо придавать большое значение правильному подсчету производительности насоса. Выгоднее иметь в эксплуатации избыток воздуха, чем недостаток его. В случае недостатка воздуха компрессор от перенапряженной работы греется, отчего он портится; могут происходить неполадки в работе тормозов и в работе контакторов или других частей пневматики. Наоборот, некоторый избыток воздуха значительно облегчает работу компрессора, так как во время остановок он успевает остывать, а при мотор-компрессоре контакторы не так обгорают, управление тормозами и работа последних обеспечены холодным воздухом с малым содержанием влажности.

Для пояснения изложенного порядка расчета расхода воздуха сделаем такой примерный расчет.

Пример 1. Состав товарного поезда состоит из 100 двухосных вагонов, из коих 60 оборудованы тормозами системы Матросова, а остальные вагоны — пролетными трубами.

Объем каждого запасного резервуара 30 *л*.

Объем дополнительной камеры 9,5 *л*.

Объем золотниковой камеры 2,5 *л*.

Длина магистрали двухосного вагона 8 *м*, а вся длина магистрали 100 вагонов равна 800 *м*.

Отросток $^1/_2''$ к воздухораспределителю $l_1 = 1{,}5$ *м*.

Стоп-кранов по числу площадок $n = 25$. Отростки $^3/_4''$ длиной $l_2 = 1{,}75$ *м*.

Объем главных резервуаров на локомотиве 1 000 *л*.

Объем уравнительного резервуара при кране машиниста 8 *л*.

Реверс на паровозе с пневматическим приводом. Полагаем 20 перестановок его в час по 25 *л*, всего 500 *л/час*.

Песочница пневматическая. В исключительных случаях приводится в действие до 10 раз в час по 50 *л*, всего 500 *л/час*.

Плотность тормозной сети принимаем 0,20 *ат/мин*.

Из этих данных имеем:

$q_м$	$800 \cdot 0{,}506$	$=$	405 *л*
$q_{отр}$	$1{,}5 \quad 60 + 1{,}75 \cdot 25$	$=$	134 »
$q_{з.р}$	$30 \cdot 60$	$=$	1800 »
$q_{д.к}$	$9{,}5 \cdot 60$	$=$	570 »
$q_{з.к}$	$2{,}5 \cdot 60$	$=$	150 »
$q_{гл.р}$		$=$	1 000 »
$q_{ур.р}$		$=$	8 »
		$Q_{сеть} =$	4 067 *л*.

Такой объем всей тормозной сети.

Из всех элементарных объемов только $q_{гл.р}$, т. е. объем главного резервуара, является пассивным во время торможения. Поэтому:

$$Q_{тор} = 4\,067 - 1\,000 = 3\,067 \ л.$$

По формуле (19) определяем количество воздуха, расходуемого на утечки в час:

$$V_{ут} = 0{,}20 \cdot 60 \cdot Q_{сеть} = 0{,}20 \cdot 60 \cdot 4\,067 = 48\,800 \ л/час.$$

НТБ ДНУЖТ

По формуле (21) определяем часовой расход воздуха на торможение:

$$V_{тор} = 1{,}2\ kQ_{тор}.$$

Берем число торможений k в час равным 5 (учитываются полные торможения, эквивалентные большему числу неполных ступенчатых торможений). Имеем:

$$V_{тор} = 1{,}2 \cdot 5 \cdot 3\,067 = 18\,400\ л/час.$$

Характерно то, что на утечки расходуется воздуха больше, чем на торможение. Отсюда заключаем о большом значении плотного содержания тормозной сети.

На реверс и песочницу на паровозе идет воздуха:

$$V_{др} = 500 + 500 = 1\,000\ л/час.$$

По формуле (23) находим общий расход в час:

$$V_{общ} = V_{ут} + V_{тор} + V_{др};$$

$$V_{общ} = 48\,800 + 18\,400 + 1\,000 = 68\,200\ л/час.$$

Наконец, по формуле (24) определяем требуемую производительность насоса:

$$V_{компр} = 0{,}033 \quad 68\ 200 \approx 2\,250\ л/мин.$$

Заметим, что этот результат получился с учетом коэфициента неравномерности 2, т. е. с двойным запасом мощности. Тандем-насос имеет производительность 1 500 *л/мин*. Определим, каким запасом мощности он обладает:

$$\frac{2\,250}{2}\ \nu = 1\,125;$$

$$\nu = \frac{1\,125 \cdot 2}{2\,250} = 1.$$

Из этого мы видим, что производительность тандем-насоса вообще обеспечивает потребность, но желательно иметь больший запас на случаи возможных максимальных расходов воздуха на временные более частые торможения и другие функции, тем более, что в дальнейшем по мере увеличения длины составов, числа тормозов, скоростей движения расход воздуха будет увеличиваться, ввиду чего сейчас вводится новый более мощный насос компаунд с производительностью, значительно большей, примерно в $2^1/_2$ раза, и с более выгодным коэфициентом использования пара.

§ 50. Определение объема главного резервуара на локомотиве

Для определения объема главного резервуара необходимо прежде всего руководствоваться соображениями отпуска тормоза после полного торможения. Нам известно, что время полного отпуска всего поезда определяется по времени отпуска хвоста. В пассажирском поезде это время приблизительно 15 сек., а в товарном —120 сек. При этих условиях задаются допускаемым падением давления в главном резервуаре, которое вместе с работой насоса должно обеспечить отпуск и зарядку тормоза, например с 8 до 6 *am*. Следовательно, 2 *am*, помноженные на объем главного резервуара, определяют объем воздуха, который пойдет на зарядку тормоза, учитывая и подачу компрессора. Если производительность последнего настолько большая, что он может один без резервуара пополнять расход воздуха, требующийся для отпуска тормоза, то объем главного резервуара определяется из условий равномерности подачи по объему, описываемому поршнем всасывающего цилиндра, на основании эмпирической формулы:

$$Q_{рез} \geqslant 40\,FS, \tag{25}$$

где: F — площадь всасывающего поршня;

S — ход поршня.

По формуле (25) вообще проверяется объем главного резервуара как существующего, так и вновь рассчитанного.

НТБ ДНУЖТ

Расчет же объема главного резервуара надо производить следующим образом: при отпуске тормоза после полного торможения необходимо зарядить всю тормозную сеть до 5 *ат* в течение t минут. Так как при полном торможении давление снижается на 1,2 *ат* в объеме, который мы назвали $Q_{тор}$, то теперь при отпуске надо заполнить израсходованный объем и в то же время пополнять утечки. Следовательно, в t минут необходимо подать свободного воздуха:

$$V_{отп} = 1{,}2\,Q_{тор} + 0{,}2\,tQ_{тор},$$

где 0,2 *ат/мин* — наибольшая допускаемая норма утечек.

Этот воздух должен быть пополнен за счет работы насоса и за счет падения давления в главном резервуаре не более как на 2 *ат* (с 8 до 6 *ат*) или на другую заданную меньшую величину. На основании этого можем написать уравнение:

$$tV_{компр} + \Delta pQ_{рез} = 1{,}2\,Q_{тор} + 0{,}2\,tQ_{тор}$$

или

$$tV_{компр} + \Delta pQ_{рез} = Q_{тор}(1{,}2 + 0{,}2\,t),$$

отсюда:

$$Q_{рез} = \frac{Q_{тор}(1{,}2 + 0{,}2\,t) - tV_{компр}}{\Delta p} \qquad (26)$$

или

$$\Delta p = \frac{Q_{тор}(1{,}2 + 0{,}2\,t) - tV_{компр}}{Q_{рез}}, \qquad (27)$$

где: $V_{компр}$ — производительность насоса в 1 мин.;
t — время отпуска (для товарного поезда из 100 двухосных вагонов 2 мин., для пассажирского длинного поезда 15 сек.);
Δp — условно принятая величина падения давления в главном резервуаре;
$Q_{тор}$ — объем в тормозной сети, принимающий участие в расходе воздуха.

Пример. Производительность насоса $V_{компр} = 1\,500$ *л/мин*; время t полного отпуска равно 2 мин. Для товарного поезда из 100 вагонов $Q_{тор} = 3\,067$ *л* (взято из предыдущего примера). Падение давления в главном резервуаре Δp не более 2 *ат* (с 8 до 6 *ат*). При этих условиях объем резервуара по формуле (26):

$$Q_{рез} = \frac{3\,067\,(1{,}2 + 0{,}2 \cdot 2) - 2 \cdot 1\,500}{2} = 950 \text{ л}.$$

Проверяем найденный объем по формуле (25) на равномерность подачи:

$$Q = 40\,FS.$$

Площадь большого поршня тандем-насоса $F = 5{,}7$ *дм*^{2}, а ход этого поршня равен 2,6 *дм*; поэтому:

$$Q_{рез} = 40 \cdot 5{,}7 \cdot 2{,}6 = 583 \text{ л},$$

т. е. по этой формуле резервуар может быть меньшим. Значит, объем 950 *л* является удовлетворительным.

Пример. Определить падение давления в главном резервуаре при отпуске тормоза товарного поезда, тормозной объем сети которого $Q_{тор} = 3\,000$ *л*; производительность компаунд-насоса 3 500 *л*; время отпуска $t = 2$ мин., объем главных резервуаров 1 000 *л*. Из формулы (27) определяем:

$$\Delta p = \frac{Q_{тор}(1{,}2 + 0{,}2\,t)}{Q_{рез}};$$

$$\Delta p = \frac{3\,000 \cdot (1{,}2 + 0{,}2 \cdot 2) - 2 \cdot 3\,500}{1\,000} = -2{,}2 \text{ ат};$$

отрицательный знак показывает, что в резервуаре не только не упадет давление, но если бы регулятор хода насоса не задерживал работу насоса, то давление в глав-

НТБ ДНУЖТ

ном резервуаре за 2 мин. отпуска тормоза еще поднялось бы на 2,2 *ат*. Очевидно, резервуар необходимо рассчитывать по формуле (25) на равномерность подачи:

$$Q_{рез} = 4FS.$$

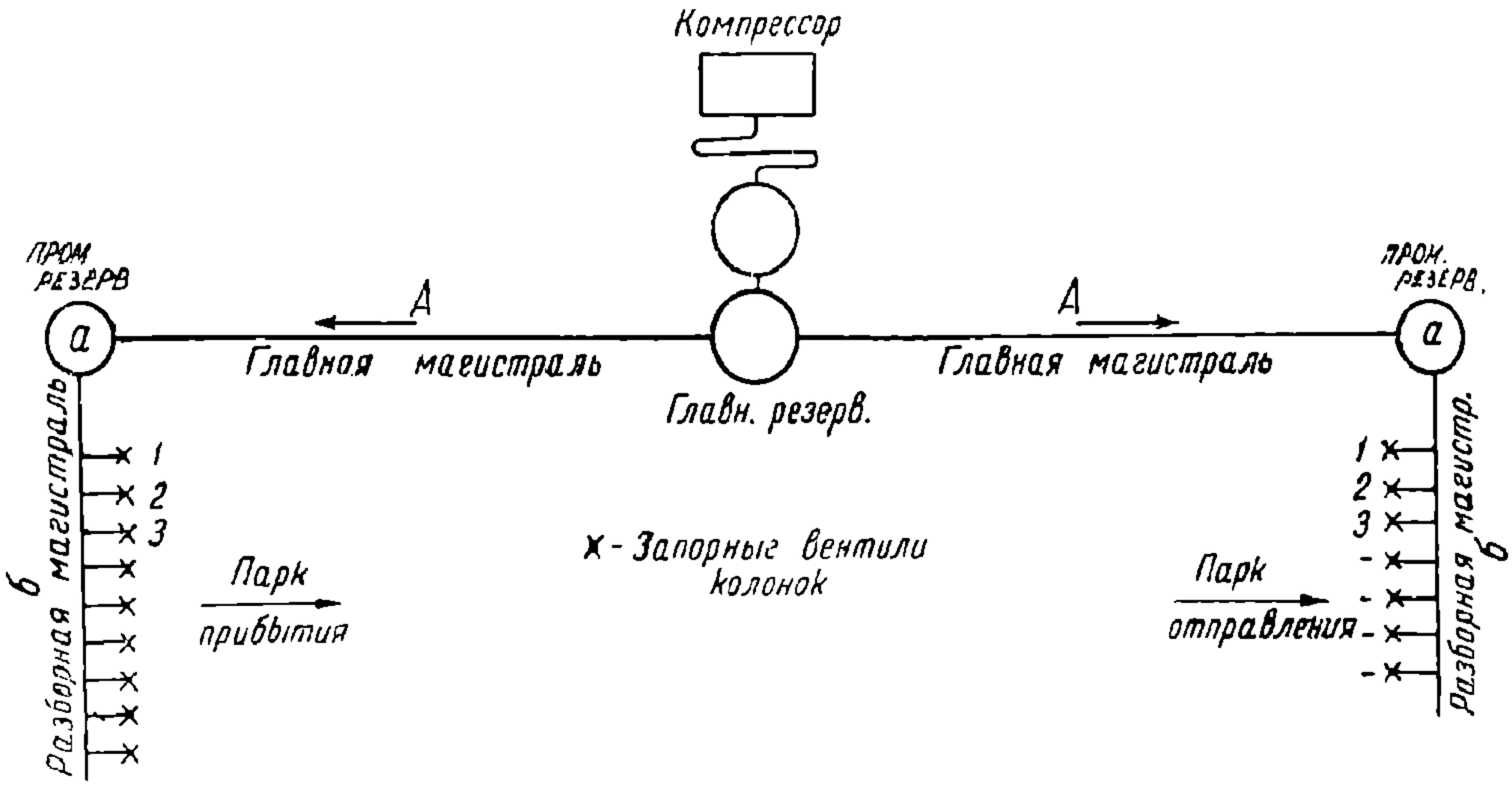
Площадь большого поршня компаунд-насоса $F = 7{,}06$ *дм*² и ход его $S = 3{,}7$ *дм*. Поэтому:

$$Q_{рез} = 40 \cdot 7{,}06 \cdot 3{,}7 = 1\,044 \text{ } л.$$

Кроме этих поверочных расчетов, необходимо принять во внимание значение величины внешней поверхности главного резервуара для охлаждения воздуха. Поэтому рекомендуется делать несколько резервуаров малого диаметра. Об этом подробно см. § 55.

§ 51. Подсчет компрессорной установки и трубопроводной сети контрольного пункта для зарядки и испытания автотормозов

Общий ход расчета примерно такой же, как и в предыдущем случае подсчета расхода воздуха на торможения. Здесь только добавляются новые условия: одновременная зарядка нескольких составов и большая длина магистралей ввиду отдаленности здания контрольного пункта от мест потребления воздуха.



Фиг. 163. Схема трубопроводов контрольного пункта.

Обычно компрессорная установка контрольного пункта обслуживает парк «путей отправления» и парк «путей прибытия» с расположением ее приблизительно в геометрическом центре между этими парками (фиг. 163).

Тогда главная магистраль воздухопровода имеет вид двух ответвлений от компрессорной станции. Длина каждого ответвления A метров, в конце его перед пунктом разбора воздуха устанавливаются запасные резервуары a и от них идущие поперек путей еще ответвления к разборным колонкам *1*, *2*, *3*. Эти ответвления называются «разборными магистралями». Пусть длина каждого равна b. Тогда общая длина каждой ветви магистрали воздухопровода будет $A+b$, где участок A называется главной, а b — разборной магистралями.

Для проектирования контрольного пункта дается задание. Например.

а) Общие условия

Пусть:

а) Подлежащие испытанию и зарядке составы товарных поездов состоят из 100 двухосных товарных вагонов, из коих 60 оборудованы автотормозами, а остальные 40 — пролетными трубами.

б) Объем запасных тормозных резервуаров 30 *л*, дополнительных резервуаров

НТБ ДНУЖТ

17 *л* (взят тормоз Казанцева К, как имеющий больший резервуар). Длина всей поездной магистрали 800 *м*. Тормозов с площадками 25.

в) Общая длина главной магистрали контрольного пункта, считая обе ветви, $2(A+b)=3\,500$ *м*.

г) Время зарядки и испытания тормозов одного состава давлением от нуля до 5 *ат* должно быть 3,5 мин. (соответственно продолжительности наполнения запасных резервуаров через калиброванные отверстия). Осмотр магистрали поезда под давлением 2 мин. Проба тормозов 3 мин. Отпуск тормоза после пробы и зарядка до 5 *ат* 1,5 мин. Всего на зарядку и пробу одного состава 10 мин.

д) Рабочее давление в магистрали поездного состава 5 *ат*.

е) Средняя утечка воздуха из поездной магистрали и из магистрали контрольного пункта 0,25 *ат/мин*.

ж) При пробе тормозов давление снижается до 3,6 *ат* (вследствие утечек после снижения до 3,8).

б) Режим работы компрессорной установки на контрольном пункте

Пусть:

з) Среднесуточная загрузка станции определяется пропуском, например, 12 пар поездов. Коэфициент неравномерности принимаем 2. Следовательно, средняя ориентировочная часовая нагрузка компрессорной установки принимается из расчета зарядки и и спытания

$$\frac{2\cdot 12\cdot 2}{24}=2 \text{ состава/час.}$$

и) Компрессорная установка должна обеспечить как максимальный случай зарядку и испытание одновременно трех составов.

к) Установка должна обеспечить зарядку и испытание одного состава без работы компрессора в течение 5 мин. (осмотр и смазка) за счет запаса воздуха в главных резервуарах с понижением давления с 7,5 *ат* и не ниже 6,5 *ат*.

в) Подсчет расхода воздуха на зарядку и испытание составов

Следовало бы начать расчет с определения расхода воздуха на утечки, но для этого требуется знать объем не только тормозной сети поезда, но и объем всей магистрали контрольного пункта. Однако нам неизвестен диаметр труб последней, для определения которого необходимо знать максимальный расход воздуха в 1 мин. в конце этой магистрали в пунктах потребления. Поэтому расчет начнем с определения этого расхода.

Заполняемый воздухом объем тормозной сети одного состава мы можем взять из вышеприведенного расчета расхода воздуха вообще на тормоза точно такого же состава поезда, состоящего из 60 тормозных и 40 пролетных двухосных вагонов.

Согласно п. «и» вышезаданных условий компрессорная установка должна обеспечить зарядку одновременно трех составов до давления 5 *ат* и испытание их; а так как согласно п. «г» тех же условий зарядка должна продолжаться 3,5 мин., то при объеме сети одного состава 3 067 *л* (см. выше) и при учете средней утечки 0,25 *ат/мин* необходимо подавать свободного воздуха в 1 мин. в моменты наиболее интенсивного расхода на зарядку трех составов:

$$V_{зар}=\left(\frac{5}{3{,}5}3067+\frac{0{,}25}{2}3\,067\right)3=14\,310 \text{ } л/мин.$$

Здесь норма утечек 0,25 *ат/мин* разделена на два ввиду того, что зарядка происходит постепенно от нуля до 5 *ат*, т. е. она в среднем вдвое меньше.

Следовательно, диаметр магистрального трубопровода должен быть такой, чтобы пропускная способность его была при напоре в источнике 7,5 *ат* 14 310 *л/мин*.

Чтобы найти этот диаметр, обратимся к таблицам § 48, п. «в». Но предварительно необходимо определить, каким падением давления вдоль трубы на каждые 150 *м* (так составлена таблица) будет обладать струя. Длина главной магистрали по заданию 3 500 *м*, значит, каждая ветвь ее (для парка отправления и парка приема) равна

НТБ ДНУЖТ

3 500 : 2=1 750. В конце каждого ответвления перед магистралью разбора воздуха установлены запасные резервуары *а* и от них идущие поперек путей ответвления к разборным колонкам (фиг. 163); длина этих ответвлений, именуемых разборными магистралями, задана по 150 *м*. Тогда длина каждого ответвления главной магистрали воздухопровода *А* будет 1 750—150=1 600 *м*. Давление воздуха в запасных резервуарах *а* при таком максимальном расходе, какой мы сейчас рассматриваем при одновременной зарядке трех составов, можно взять с избыточным давлением в 0,5 *ат* над зарядным давлением, т. е. 5,5. В главных же резервуарах компрессорной установки давление не менее 7,5 *ат*. Падение давления на всей длине главной магистрали длиной 1 600 *м* равно 7,5—5,5=2 *ат*, а на каждые 150 *м*, как требуется таблицами:

$$\frac{2 \cdot 150}{1\,600} = 0{,}25 \text{ } ат \text{ на протяжении } 150 \text{ } м.$$

В табл. 1 имеются столбцы для падений давлений на 0,20 — 0,35 *ат*. Принимаем для надежности расчета 0,2 *ат*. Следовательно, имеем начальный напор 7,5 *ат*, падение давления на каждые 150 *м* 0,2 *ат*, расход свободного воздуха 14 310 *л/мин*.

Из таблицы далее находим, что при этих условиях диаметр трубы должен быть взят 3″, или 76,7 *мм*. Разводящие магистрали длиной по 150 *м* каждая возьмем $1^1/_4$″, или 31,7 *мм*. Итак, размеры магистрального трубопровода найдены. Определим объемы его.

Площадь сечения в свету трубы диаметром 76,7 *мм* равна 0,46 *дм*², а трубы диаметром 31,7—0,079 *дм*². Длина всей главной магистрали 3 200 *м*=32 000 *дм*, а длина разборных магистралей — 1 500 *дм*. Поэтому полный объем магистральных труб контрольного пункта равен:

$$Q_{маг} = 32\,000 \cdot 0{,}46 + 1\,500 \cdot 0{,}079 = 14\,800 \text{ } л.$$

Выше указывалось, что объем тормозной сети одного состава равен 3 067, а согласно условиям необходимо обеспечить воздухом два состава в час зарядкой и поддержанием давления для пробы. Условие «и» требует обеспечения как максимум трех составов за счет имеющегося запаса воздуха в главных резервуарах и работы компрессора (этот пункт нужен для расчета сечения трубопровода, а не для определения мощности компрессора).

Так как зарядка и проба каждого состава продолжаются по 10 мин., или для двух составов — 20 мин., то при норме утечек 0,25 *л/мин* на пополнение их, сети контрольного пункта и состава в 1 мин. пойдет свободного воздуха:

$$V_{ут} = \frac{14\,800 \cdot 0{,}25 \cdot 60 + 3\,067 \cdot 0{,}25 \cdot 20}{60} = 3\,955 \text{ } л/мин.$$

На полную первоначальную зарядку двух составов в 1 час воздухом давлением от нуля до 5 *ат*, а затем на зарядку состава от 3,5 до 5 *ат*, т. е. на 1,5 *ат* после пробы торможения, требуется свободного воздуха при объеме поездной сети 3 067 *л* следующее количество:

$$V_{зар} = (3\,067 \cdot 5 + 3\,067 \cdot 1{,}5)\,2 = 39\,870 \text{ } л/час;$$

$$V_{компр} = V_{ут} + V_{зар} = 3\,955 + \frac{39\,870}{60} = 4\,620 \text{ } л/мин.$$

Вводя коэфициент неравномерности 1,5 или 2, находим, что должна быть обеспечена производительность от $4\,620 \cdot 1{,}5 \approx 7\,000$ *л/мин* до $4\,620 \cdot 2{,}0 \approx 9\,000$ *л/мин*.

По этой производительности подбирается по номенклатурному справочнику ЦОХ НКПС соответственный компрессор.

г) Подсчет объема главных резервуаров

Объем главных резервуаров согласно условию «к» данного выше задания должен быть такой, чтобы обеспечить зарядку и испытание одного поездного состава без работы компрессора в течение 5 мин. за счет понижения давления с 7,5 до 6,5 *ат*.

НТБ ДНУЖТ

Нам известно, что процесс зарядки происходит в 10 мин. При утечках 0,25 *ат/мин* и найденном выше объеме компрессорной сети 14 800 *л* и поездной сети 3 067 *л* расход свободного воздуха на утечки будет:

$$V_{ут} = (14\,800 + 3\,067) \cdot 10 \cdot 0{,}25 \approx 44\,700 \ л.$$

На зарядку поездной сети с нуля до 5 *ат* и затем после торможения с 3,5 до 5 *ат* всего $5 + 1{,}5 = 6{,}5$ *ат*, требуется свободного воздуха:

$$V_{зар} = 3\,067 \quad 6{,}5 \ = 19\,900 \ л.$$

Согласно заданию это количество должно компенсироваться при условии остановки компрессора для осмотра и смазки на 5 мин., не допуская при этом падения давления в главном резервуаре в трубопроводной сети более 1 *ат*. Так как весь процесс зарядки происходит в 10 мин., то, следовательно, за счет этого падения давления необходимо компенсировать половину всего потребного воздуха.

Объем резервуара $Q_{рез}$ нам пока неизвестен. Объем сети нам уже известен из вышесделанного расчета, он равен 14 800 *л*. Следовательно, на основании найденных последних двух цифр потребность воздуха на зарядку одного состава в 10 мин. будет 44 700 *л* + 19 900 *л*. Поэтому мы можем написать для 5-минутной остановки компрессора такое уравнение:

$$1 \cdot (Q_{рез} + 14\,800) = (44\,700 + 19\,900) \frac{5}{10},$$

$$Q_{рез} = 17\,500 \ л \quad \text{или} \quad 17{,}5 \ м^3.$$

Если принять во внимание запасные резервуары *а,а* (фиг. 163) и отстойники на линии объемом в сумме около 4 $м^3$, то тогда главные резервуары могут быть доведены до объемов 13,5 $м^2$. Этот объем мог бы быть меньше, если бы мы допустили утечку не 0,25 *л/мин*, а, например, 0,2 *л/мин*, т. е. на 20% меньше, что возможно при хорошем содержании трубопроводной сети контрольного пункта.

Кроме того необходимо произвести подсчет длины охлаждающей петли или холодильника согласно § 55 для получения охлажденного воздуха в главном резервуаре с целью требуемой осушки его в разводящей сети.

НТБ
ДНУЖТ

Глава девятая

МОТОР-КОМПРЕССОРЫ И ПАРОВОЗДУШНЫЕ НАСОСЫ

§ 52. Общие сведения о физических свойствах воздуха

а) О состоянии воздуха

Из курсов термодинамики и физики известно, что для точного определения состояния заданного весового количества газа G необходимо знать по крайней мере два из трех следующих параметров: 1) давление p, 2) объем V и 3) температуру t (или абсолютную температуру T), ибо третий параметр всегда может быть найден из следующего характеристического уравнения:

$$pV = GRT,$$

где: p — давление в метрических атмосферах в $кг/м^2$. Если даны технические атмосферы в $кг/см^2$, то надо умножить их на 10 000;
V — полный объем всего воздуха;
G — вес его;
R — газовая постоянная, равная приблизительно 29,3;
T — абсолютная температура $273 + t$.

В практических решениях задач непринятие во внимание одного из указанных выше параметров приводит к неопределенностям и ошибкам.

Например, если при измерении производительности компрессора мы знаем только объем резервуара, куда накачивается воздух, и давление воздуха, но не знаем температуру его, то мы по этим данным совершенно не можем определить количество свободного воздуха, подаваемого компрессором в 1 мин., так как воздух, засосанный при наружной температуре, в резервуаре может иметь повышенную температуру, не зная которой мы никак не можем привести объем сжатого воздуха к условиям всасывания.

В некоторых случаях представляется более удобным вместо общего объема V ввести удельный объем v, т. е. объем 1 $кг$ воздуха, выраженный в куб. метрах. Тогда имеем:

$$v = \frac{V}{G}.$$

Обратная величина удельного объема $\frac{1}{v}$ представляет собой удельный вес γ, т. е. вес 1 $м^3$ воздуха:

$$\gamma = \frac{1}{v}$$

или

$$v = \frac{1}{\gamma}.$$

Вместо температуры t по шкале Цельсия берут, где это требуется, абсолютную температуру $T = 273 + t$.

Давление воздуха принимается в килограммах на кв. метр, когда это давление надо вводить в формулы, содержащие величины метрической размерности

НТБ ДНУЖТ

подобно следующим: $g = 9{,}8$ *м/сек²* или w *м/сек* и т. п. Но для практических выводов будем принимать давление в технических атмосферах, т. е. в килограммах на кв. сантиметр. Зависимость между этими двумя единицами давления следующая:

$$1\ кг/м^2 = \frac{кг}{10\,000\ см^2} = 0{,}0001\ кг/см^2$$

или

$$1\ кг/см^2 = 10\,000\ кг/м^2 = 1\ ат.$$

Кроме указанных единиц измерений, давление измеряется также высотой столба жидкости, чаще всего ртути, на основании известного закона гидростатики, что сила давления жидкости на дно сосуда равна произведению высоты уровня жидкости h (над дном) на площадь дна и на удельный вес жидкости γ, т. е. $(hF\gamma)$. Тогда давление p на единицу горизонтальной проекции площади дна будет равно:

$$p = \frac{\gamma hF}{F} = \gamma h$$

или

$$h = \frac{p}{\gamma}.$$

Для ртути $\gamma = 13\,596$ (вес 1 $м^3$ в килограммах). Значит, при $p = 1\ ат = 10\,000\ кг/м^2$ будет:

$$h = \frac{10\,000}{13\,596} = 0{,}7356\ м = 1\ ат.$$

Обозначается так:

$$1\ ат = 735{,}6\ мм\ (Hg),$$

где Hg — химический знак ртути.

Приборы (манометры), измеряющие давления, измеряют не абсолютное давление воздуха, а разность между абсолютным давлением его и барометрическим давлением окружающей атмосферы:

$$p_{ман} = p_{абс} - p_{бар}.$$

Манометрическое давление $p_{ман}$ называется избыточным, или рабочим, давлением. Чтобы получить точное абсолютное давление сжатого в резервуаре воздуха, мы должны сложить атмосферное давление с избыточным. Атмосферное давление измеряется высотой ртутного столба по барометру. Измеренное таким образом внешнее давление необходимо перевести в технические атмосферы, помня, что высота 735,6 *мм* рт. ст. при нуле эквивалентна 1 технической атмосфере $= 1\ кг/см^2$, или $10\,000\ кг/м^2$. Следовательно, чтобы перевести барометрическое давление в технические атмосферы, надо высоту столба барометра разделить на 735,6.

Пример. Манометр показывает давление 5 *ат*. Каково будет абсолютное давление воздуха в резервуаре, если атмосферное давление равно 650 *мм* рт. ст.?

Так как 735,6 *мм* рт. ст. $= 1\ кг/см^2$, то 650 *мм* эквивалентны:

$$\frac{650}{735{,}6} = 0{,}884\ кг/см^2;$$

поэтому

$$p = 5 + 0{,}884 = 5{,}884\ кг/см^2$$

(но не $5 + 1 = 6$, как это принимается в грубых приближенных расчетах).

При увеличении температуры окружающей среды ртуть барометра расширяется, удельный вес ее уменьшается, благодаря чему показания барометра не совпадают с действительным давлением, господствующим в данный момент.

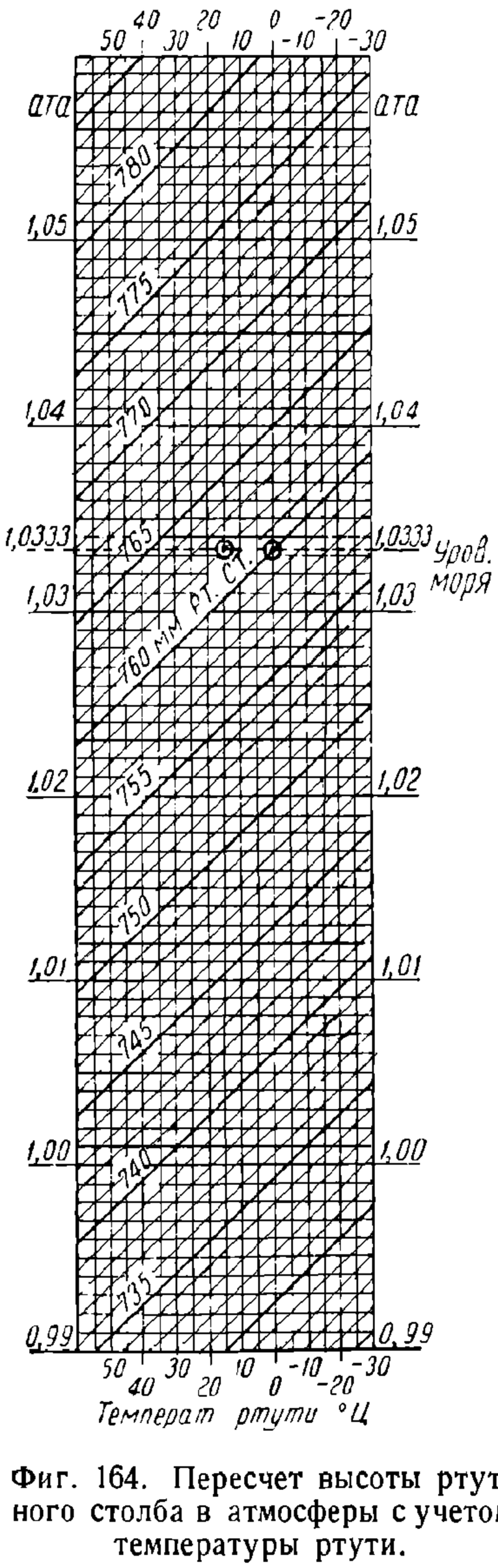
НТБ ДНУЖТ

Для приведения показания к истинному следует в него вводить поправку, состоящую в том, что на каждые 1 000 *мм* высоты ртутного столба вычитать из показаний манометра:

при температуре	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
вычитать *мм*	0,00	0,87	1,73	2,59	3,45	4,31	5,17

при уменьшении температуры ниже нуля эту же величину следует прибавлять.

Можно также производить пересчет с помощью фиг. 164, где по горизонтали отложены температуры, а по вертикали — давления ртутного столба в миллиметрах и в абсолютных атмосферах.



Фиг. 164. Пересчет высоты ртутного столба в атмосферы с учетом температуры ртути.

Например, 752,3 *мм* рт. ст. при 25° соответствуют 1,0184 *ат*. По фиг. 164 можно также произвести следующие отсчеты: давление на уровне моря при нуле равно 760 *мм* рт. ст. = 1,0333 *ат* (на диаграмме это отмечено кружком); то же давление над уровнем моря при 15° равно 762 *мм* рт. ст. = 1,0333 *ат*.

Отсчеты одного и того же давления, но при изменившейся температуре берутся по одной горизонтали, как в последних двух примерах с переходом от температуры нуля до 15°.

Пример. 740 *мм* рт. ст. при 40° или 735 *мм* при нуле. Обе высоты ртутного столба соответствуют 0,9993 *ат* (в *кг/см²*).

Если нужно измерить два различных давления в миллиметрах ртутного столба или в атмосферах, то для сопоставления их нужно предварительно пересчитать обе высоты на нуль либо учесть различные температуры для высоты каждого столба.

В физике под давлением, равным 1 *ат*, подразумевается давление, равное 1,033 *кг/см²*. Это есть среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря (760 *мм* рт. ст. барометра). Несмотря на близость технической атмосферы и физической, ни в коем случае недопустимо последнюю принимать равной технической, т. е. 1 *кг/см²*. Измерение одной атмосферы, принимаемое исключительно в технике, равно в точности 1,000 *кг/см²*.

В Англии и в Америке давление измеряется в фунтах на кв. дюйм:

1 *кг/см²* = 14,223 *фунт/дюйм²*.

Заметим, что 71 *фунт/дюйм²* ≈ 5 *ат* и 100 *фунт/дюйм²* ≈ 7 *ат*.

В практике иногда встречаются старые импортные манометры, у которых шкалы градуированы в фунтах на кв. дюйм. В американских или английских журналах и в справочниках встречаются те же измерения. Поэтому считаем нужным поместить здесь табл. 1 перевода на технические атмосферы.

Иногда расчетные данные надо приводить к стандартной атмосфере, соответствующей следующим условиям:

давление $p = 760$ *мм* рт. ст. = 10 330 *кг/м²*;

температура $t = 20° = 293°$ абсолютных;

влажность $\psi = 50\%$,

или приводим к условиям технической атмосферы:

НТБ ДНУЖТ

$$p = 10\,000 \ кг/см^2;$$
$$t = 15°;$$
$$\psi = 0.$$

При стандартной атмосфере удельный вес воздуха рассматривается как эталон. Он равен:

$$\gamma = 1{,}2 \ кг/м^3.$$

Расчет этого веса дан ниже на стр. 33.

Таблица 1

Перевод атмосфер ($кг/см^2$) в английские фунты на 1 кв. дюйм

Атмосферы	Фунты на 1 кв. дюйм	Атмосферы	Фунты на 1 кв. дюйм
0,5	7,11	8,5	120,87
1,0	14,22	9,0	127,98
1,5	21,33	9,5	135,09
2,0	28,44	10,0	142,20
2,5	35,55	10,5	149,31
3,0	42,66	11,0	156,42
3,5	49,77	11,5	163,53
4,0	56,88	12,0	170,64
4,5	63,99	12,5	177,75
5,0	71,10	13,0	184,86
5.5	78,21	13,5	191,97
6 0	85,32	14,0	199,08
6,5	92,43	14,5	206,19
7,0	99,54	15,0	213,30
7,5	106,65	15,5	220,41
8,0	113,76	16,0	227,52

Пример. Определить точное абсолютное давление в резервуаре, если манометр показывает в нем давление 0,75 *ат*, а показание барометра 745 *мм*: 1) при температуре 0° и 2) при 20°

Приведем показание манометра и барометра к метрической атмосфере. Замечая, что 1 *ат* эквивалентна 10 000 $кг/м^2$, или 735,6 *мм* рт. ст., имеем:

1) при температуре нуль:

$$0{,}75 \cdot 10\,000 = 7\,500 \ кг/м^2;$$
$$\frac{745}{735{,}6}\,10\,000 = 10\,128 \ кг/м^2;$$
$$P_{абс} = 7\,500 + 10\,128 = 17\,628 \ кг/м^2;$$

2) при температуре 20°. При температуре 0° имеем:

$$0{,}75 \cdot 10\,000 = 7\,500 \ кг/см^2.$$

По фиг. 164 находим 745 *мм* рт. ст. при 20° = 1,0095 *ата*. Поэтому:

$$P_{абс} = 7\,500 + 10\,095 = 17\,595 \ кг/м^2.$$

Такие точные расчеты производятся при лабораторных исследованиях в соответствии с требованиями поставленной задачи. Обычно же в грубых ориентировочных расчетах можно ограничиться условно принятием внешнего давления за 1 техническую атмосферу, 1 $кг/см^2$, или 10 000 $кг/см^2 = 735{,}6$ *мм* рт. ст.

б) О влажности воздуха

Окружающий нас воздух, будучи приведен в абсолютно сухое состояние, состоит приблизительно из 23,6% кислорода и 76,4% азота в весовом отношении.

При точном анализе учитывается наличие углекислоты, аргона и следы других так называемых благородных газов. В наших практических расчетах эти примеси

НТБ ДНУЖТ

значения не имеют. Указанный выше состав абсолютно сухого воздуха можно считать практически постоянным, не зависящим ни от времени года, ни от высоты над уровнем моря.

Естественная окружающая нас атмосфера никогда не бывает абсолютно сухой; в ней неизбежно и постоянно содержится некоторое количество водяных паров, меняющееся в широких пределах, начиная от полного насыщения воздуха, когда в нем появляются туман и роса, и кончая такой сухостью, которая становится невыносимой для животного и растительного царства.

Как известно, смеси газов, не действующие химически друг на друга (в данном случае смесь воздуха и пара), подчиняются следующим двум законам Дальтона:

1) в смеси газов каждый газ в отдельности следует своему уравнению состояния независимо от остальной смеси;

2) общее давление смеси газов p равно сумме давлений отдельных газов, входящих в эту смесь: $p_1 + p_2 +$ $+ p_n$.

Последние давления называются парциальными.

Заметим, что водяные пары подчиняются полностью закону Дальтона. Что же касается упругости насыщенного пара и его удельного веса, то они зависят исключительно от температуры. Эти величины могут быть взяты из нижеприведенной таблицы 2, если известна температура воздуха, содержащего водяные пары. Перегретый же пар в смеси, подчиняется тем же законам, как и воздух, т. е. его состояние зависит не только от температуры, но и от давления и объема, но лишь до тех пор, пока пар находится в перегретом состоянии; когда он станет насыщенным, его давление и удельный вес строго соответствуют только данной температуре.

Наибольшее количество паров воды, которое может находиться в рассматриваемом объеме, соответствует тому случаю, когда этот объем заполнен насыщенным паром. Попытка ввести в объем, заполненный насыщенными парами, дополнительное количество пара приводит к выделению такого же количества воды. При этом все сказанное совершенно не зависит от того, имеется или не имеется в данном объеме воздух и притом какого угодно давления. Наличие воздуха в данном объеме сказывается лишь в том, что он замедляет процесс образования пара, например капля воды, введенная в среду абсолютно сухого воздуха, испаряется тем медленнее, чем выше давление воздуха, в то время как будучи введенной в абсолютно пустое пространство, она испаряется почти мгновенно.

Если объем, содержащий насыщенный водяной пар или смесь его с воздухом, подогревать, не вводя в него дополнительных количеств пара, то пар будет перегреваться. Он также будет перегреваться и тогда, когда объем, содержащий насыщенный пар, увеличивать при поддержании той же температуры.

В зависимости от указанных обстоятельств чистый пар или в смеси с воздухом называется в одном случае предельно влажным или насыщенным, а в другом случае— сухим и содержит в себе перегретый пар. Такой сухой воздух способен сушить мокрые предметы, т. е. отнимать от них воду, пока влажность его не дойдет до насыщения.

Степень влажности воздуха определяется либо абсолютным, либо относительным измерением количества водяных паров в нем.

Абсолютной влажностью γ называется количество водяных паров (насыщенных или перегретых), выраженное в граммах и приходящееся на каждый куб. метр рассматриваемого объема.

Отношение веса пара, имеющегося в каждом куб. метре данного объема, к весу насыщенного пара, который может поместиться в объеме куб. метра той же температуры, называется относительной влажностью.

Так как вес 1 $м^3$ газа при данной температуре называется удельным весом, то понятие относительной влажности можно еще формулировать так:

Отношение удельного веса данного пара, заполняющего рассматриваемый объем, к удельному весу насыщенного пара при той же температуре называется относительной влажностью.

НТБ ДНУЖТ

Обозначая последнюю через ψ, а удельные веса перегретого пара — γ_n и насыщенного пара — $\gamma_н$, имеем:

$$\psi = \frac{\gamma_n}{\gamma_н} \tag{1}$$

Относительную влажность выражают иногда в процентах, что мы будем обозначать буквой φ:

$$\varphi = \frac{\gamma_n}{\gamma_н} \cdot 100. \tag{2}$$

При понижении температуры ψ растет. По достижении относительной влажности ψ значения, равного единице, начинается выделение водяных капель, т. е. осаждение воды.

Относительную влажность ψ можно определять не только отношением удельных весов данного и насыщенного пара той же температуры, но и отношением давлений данного пара, заполняющего пространство.

$$\psi = \frac{p_n}{p_н}; \tag{3}$$

где: p_n — давление данного перегретого пара;
$p_н$ — давление насыщенного пара той же температуры.

Это легко доказывается при помощи уравнения Клапейрона:

$$pv = RT,$$

где: v — удельный объем газа (объем 1 $м^3$);
T — абсолютная температура;
R — газовая постоянная.

Так как:

$$v = \frac{1}{\gamma},$$

где γ — удельный вес пара (вес 1 $м^3$ в килограммах), то можно это уравнение переписать еще и так:

$$\frac{p}{\gamma} = RT$$

При одной и той же температуре T отношение $\frac{p}{\gamma}$ при любом состоянии пара является постоянным, ибо R постоянно. Беря два состояния — насыщенный и перегретый пар, получим:

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{p_н}{\gamma_н} = RT,$$

откуда находим:

$$\frac{p}{p_н} = \frac{\gamma}{\gamma_н}$$

Но по предыдущему:

$$\frac{\gamma}{\gamma_н} = \psi,$$

поэтому:

$$\psi = \frac{p}{p_н} \tag{4}$$

что и доказывает вторую формулировку относительной влажности, определяемой по давлениям данного и насыщенного пара.

На фиг. 165, взятой из «Технической термодинамики» В. Шюле (изд. 1934 г.), дана зависимость между величинами ψ_1 p и t по уравнению (4). По абсциссе отложены давления пара в абсолютных атмосферах, а по ординатам — температуры. Кривые

НТБ ДПУКТ

постоянных относительных влажностей проходят через точки одинаковых относительных влажностей при различных температурах t. Кривые проведены для разных степеней влажности.

Возьмем для примера сухой воздух, относительная влажность которого 70% при температуре 20° (точка *a*).

Если этот воздух без изменения его давления охладить до температуры 13°, то он получит точку росы, так как пар из перегретого превратился в насыщенный, т. е. влажность воздуха стала 100%. Отыскание этой точки росы *b* показано на диаграмме пунктиром. Можно получить точку росы для того же пара, не изменяя температурь 20°, но повышая давление, именно она получается при давлении 0,0225 *ата*. Это тоже показано на диаграмме (точка *c*).

Таблица 2

Состояние насыщенного пара от —20 до +100°

Температура в °С	Давление в *кг/см²* абс.	Давление в *мм* рт. ст.	Удельный вес сухого насыщенн. пара в *кг/м³*	Удельный объем сухого насыщенн. пара в *м³/кг*
1	2	3	4	5
—20	0,0013	0,960	0,00100	995
—18	0,0015	1,135	0.00118	848
—16	0,0017	1,338	0,00138	722
—14	0,0020	1,573	0,00163	615
—12	0,0024	1,846	0,00190	526
—10	0,0028	2,159	0,00222	451
— 8	0,0033	2,521	0,00258	388
— 6	0,0038	2,937	0,00301	332
— 4	0,0045	3,413	0,00355	382
— 2	0,0052	3,958	0,00410	244
0	0,0060	4,579	0,00474	211
2	0,0069	5,286	0,00541	185
4	0,0080	6,088	0,00621	161
6	0,0092	6,997	0,00709	141
8	0,0108	8,023	0,00813	123
10	0,0125	9,210	0,00940	106
12	0,0143	10 52	0,01067	94
14	0,0163	11,99	0,01205	83
16	0,0186	13.64	0,01366	73
18	0,0211	15,50	0,01536	65
20	0,0236	17,50	0,0173	58
22	0,0270	19,80	0,0194	51
24	0,0305	22,40	0,0218	46
26	0 0343	25,20	0,0244	41
28	0,0386	28,35	0,0272	37
30	0,0432	31,80	0,0304	33
32	0,0486	35,7	0,0338	30
34	0,0543	39 9	0,0376	27
36	0,0606	44,6	0,0418	24
38	0,0676	49,7	0,0463	22
40	0,0752	55,3	0,0512	19
42	0,0836	61,5	0,0565	18
44	0,0930	68,3	0,0625	16
46	0,103	75,7	0,0685	15
48	0,114	83,7	0,0758	13
50	0,125	92,5	0,0830	12
55	0,160	117,7	0,10428	9,5
60	0,203	149,3	0,13009	7,8
65	0,255	187,6	0,16105	6,2
70	0,318	233,9	0,1979	5,0
75	0,393	289,1	0,2416	4,1
80	0,483	355,3	0,2930	3,4
85	0,589	433,3	0,3532	2,8
90	0,715	525,9	0,4231	2,4
95	0,862	634 1	0,5041	2,0
100	1,033	759,9	0,5973	1,7

НТБ ДНУЖТ

Удельный вес, т. е. вес 1 $м^3$ пара в пределах температур, приведенных в таблице, значительно меньше удельного веса воздуха. Ввиду этого абсолютно сухой воздух всегда тяжелее влажного и насыщенного.

Для пояснения, каким образом определять удельный вес влажного воздуха, приводим следующий пример.

Пример. Определить удельный вес воздуха в условиях стандартной атмосферы:

$$p = 10\,330 \ кг/м^2 \text{ (уровень моря);}$$

$$t = 20° = 293° \text{ абсолютных}$$

$$\psi_1 = 0{,}50.$$

Решение. По таблице пара при данной температуре:

$$p_н = 236 \ кг/м^2;$$

$$\gamma_н \approx 0{,}017 \ кг/м^3,$$

отсюда, поскольку относительная влажность $\psi = 0{,}5$, давление перегретого пара в воздухе и удельный вес:

$$p_п = 0{,}5 \cdot 236 = 118 \ кг/м^2;$$

$$\gamma_п = 0{,}5 \cdot 0{,}017 = 0{,}009 \ кг/м^3;$$

давление сухого воздуха (парциальное его давление):

$$p_{возд} = 10\,330 - 118 = 10\,212 \ кг/м^2;$$

соответственно удельный вес абсолютно сухого воздуха согласно уравнению состояния его

$$pv = p\frac{1}{\gamma} = RT$$

будет:

$$\gamma_в = \frac{10\,212}{29{,}27 \cdot 293} = 1{,}191 \ кг/м^3.$$

Удельный вес этого же воздуха при влажности $\psi = 0{,}5$:

$$\gamma = \gamma_в + \gamma_п = 1{,}191 + 0{,}009 = 1{,}2 \ кг/м^3.$$

в) Газовая постоянная влажного воздуха

Газовая постоянная R для сухого воздуха, как известно из термодинамики, равна 29,27 *кгм/кг* °С (размерность *кгм/кг* °С показывает, как известно, работу 1 *кг* воздуха при изменении его температуры на 1°).

Но так как газовая постоянная для пара значительно отличается и равна:

$$R_{пар} = 47{,}1 \ кгм/кг°С,$$

то, очевидно, она для влажного воздуха будет иметь другое значение, чем для сухого воздуха, завися от степени влажности его. Действительно, она равна:

$$R = \frac{29{,}27}{1 - 0{,}378\,\psi\frac{p_н}{p_в}} \qquad (5)$$

где: R — газовая постоянная воздуха при относительной влажности ψ;
ψ — относительная влажность воздуха;
$p_в$ — давление абсолютно сухого воздуха в абсолютных атмосферах;
$p_н$ — давление насыщенных паров воды в атмосферах при данной температуре (берется по табл. 2).

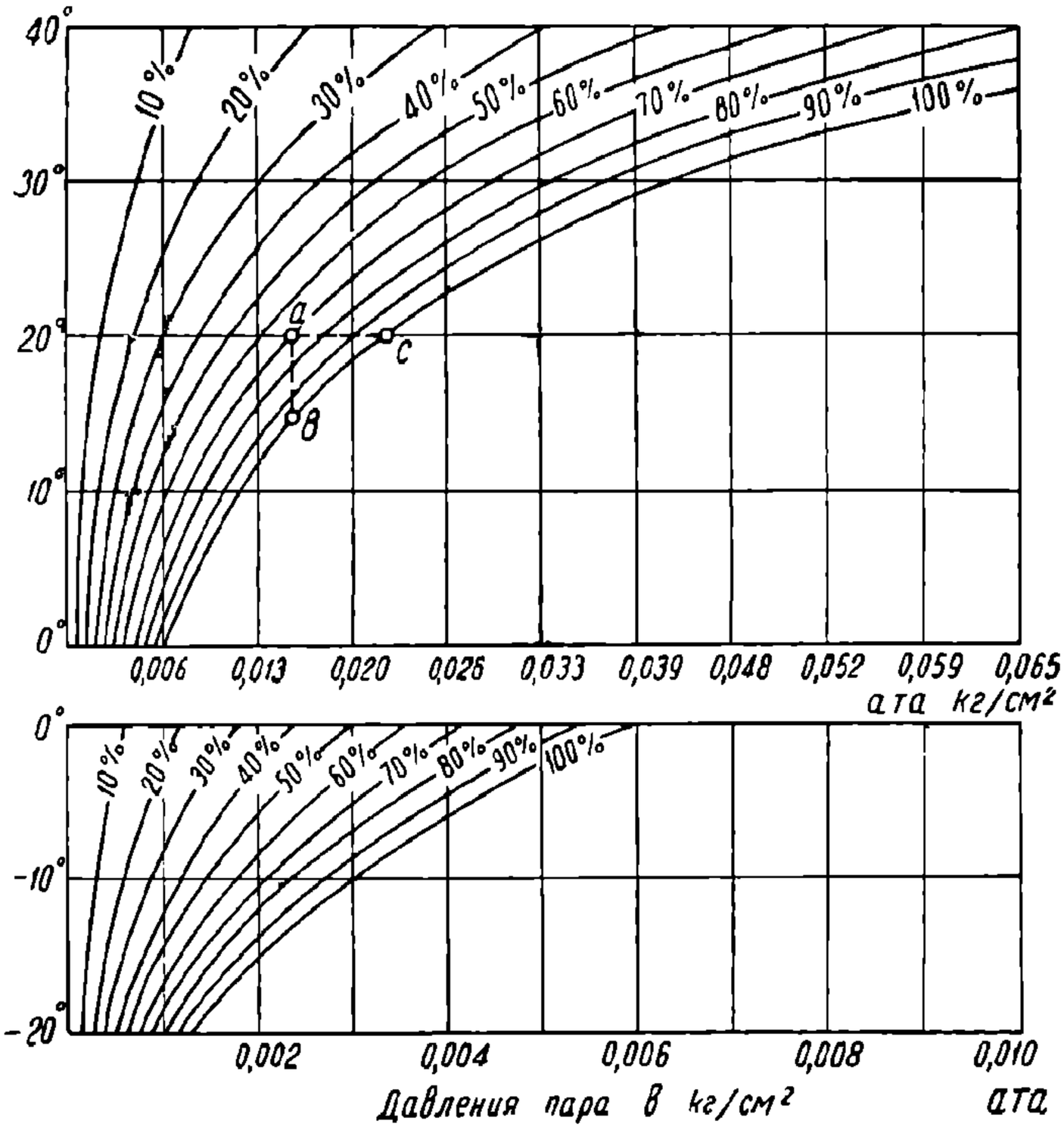
НТБ ДНУЖТ

Здесь давление абсолютно сухого воздуха $p_в$ берется как парциальное, равное разности от общего давления смеси p и парциального давления пара $p_п$:

$$p_в = p - p_п. \tag{5}$$

Вывод формулы (5) следующий.

Допустим, что в объеме V имеется воздух, влажность которого ψ, а давление p. По закону Дальтона давление p является суммой парциальных давлений абсолютно сухого воздуха $p_в$ и пара $p_п$, для которых мы можем написать следующие уравнения состояний:



Фиг. 165. График относительной влажности при разных температурах и давлениях.

$$p_в V = G_в R_в T;$$

$$p_п V = G_п R_п T;$$

$$p_в = \frac{G_в}{V} R_в T = \gamma_в R_в T;$$

$$p_п = \frac{G_п}{V} R_п T = \gamma_п R_п T$$

или

$$\gamma_в = \frac{p_в}{R_в T};$$

$$\gamma_п = \frac{p_п}{R_п T}$$

Удельный же вес смеси воздуха и пара равен сумме удельных весов последних порознь, так как они занимают один и тот же объем:

$$\gamma = \gamma_в + \gamma_п = \left(\frac{p_в}{R_в} + \frac{p_п}{R_п}\right)\frac{1}{T}.$$

После замены в этом выражении парциального давления воздуха $p_в$ разностью $p - p_п$ (общим давлением смеси минус парциальное давление пара) имеем:

$$\gamma = \frac{p}{R^в T} + p_п\left(\frac{1}{R_п} - \frac{1}{R_в}\right)\frac{1}{T};$$

умножая затем обе части последнего уравнения на T и замечая, что

$$\gamma T = \frac{p}{R}$$

(из уравнения состояния: $pv = \frac{p}{\gamma} = RT$),

имеем:

$$\frac{p}{R} = \frac{p}{R_в} + p_п\left(\frac{1}{R_п} - \frac{1}{R_в}\right), \tag{6}$$

где $p_п$ — давление пара в смеси в любом перегретом состоянии. Это давление мы можем заменить давлением насыщенного пара данной температуры, помножив последнее на коэфициент влажности ψ:

$$p_п = \psi p_н.$$

НТБ ДНУЖТ

После соответственной подстановки этого значения p_n в уравнение (6) получаем выражение для определения газовой постоянной для воздуха любой влажности ψ:

$$R = \frac{R_в}{1 + \psi \frac{p_н}{p}\left(\frac{R_в}{R_п} - 1\right)}$$

Так как газовая постоянная абсолютно сухого воздуха $R_в = 29{,}27$, а газовая постоянная пара $R_п = 47{,}1$, то, введя эти значения в последнюю формулу, получаем приведенную выше формулу (6):

$$R = \frac{29{,}27}{1 - 0{,}378\,\psi \frac{p_н}{p_в}}.$$

Так как $p_п$ и p входят в формулу (5) в виде отношения, то эти давления могут быть взяты в любых единицах.

Для приблизительных ориентировочных расчетов можно брать абсолютное давление, равное манометрическому плюс единица. Для сравнительных расчетов давления надо приводить к единым средним условиям — к манометрическим давлениям плюс стандартная атмосфера 10 333 *кг/м*^{2}. Для точных измерений берется манометрическое давление плюс барометрическое с поправкой на температуру.

г) Влияние высоты расположения над уровнем моря на среднее атмосферное давление

На уровне моря среднее барометрическое давление $p_0 = 760$ *мм* рт. ст. при температуре нуль, что в переводе на технические атмосферы равно 1,0333 *ата*. С изменением высоты над уровнем моря давление воздуха уменьшается, а с опусканием ниже уровня моря оно увеличивается.

Знание среднего давления воздуха на любой высоте необходимо для подсчета производительности компрессоров, каковая в этом случае пропорциональна начальному давлению.

Соотношение между высотой ртутного столба h и высотой над уровнем моря H дается следующей формулой для температуры при нуле:

$$\lg h = 2{,}881 - \frac{H}{18\,400} \qquad (7)$$

Для перевода в атмосферы надо высоту h, выраженную в миллиметрах, разделить на 735,6:

$$p = \frac{h}{735{,}6}$$

На фиг. 166 нанесены давления p в функции высоты над уровнем моря H, высчитанные по этой формуле.

д) Об энергии сжатого воздуха

Сжатый воздух в тормозной системе является источником энергии, которая подводится к тормозным приборам, находящимся на большом расстоянии от места управления. При помощи компрессора свободный воздух приводится в сжатое состояние, после чего он становится способным произвести требуемую работу или выполнить соответственные функции в тормозных аппаратах.

Чтобы ясно представить себе сущность роли насоса, затраты работы его и участие в образовании энергетического баланса всей тормозной системы, необходимо напом-

НТБ ДНУЖТ

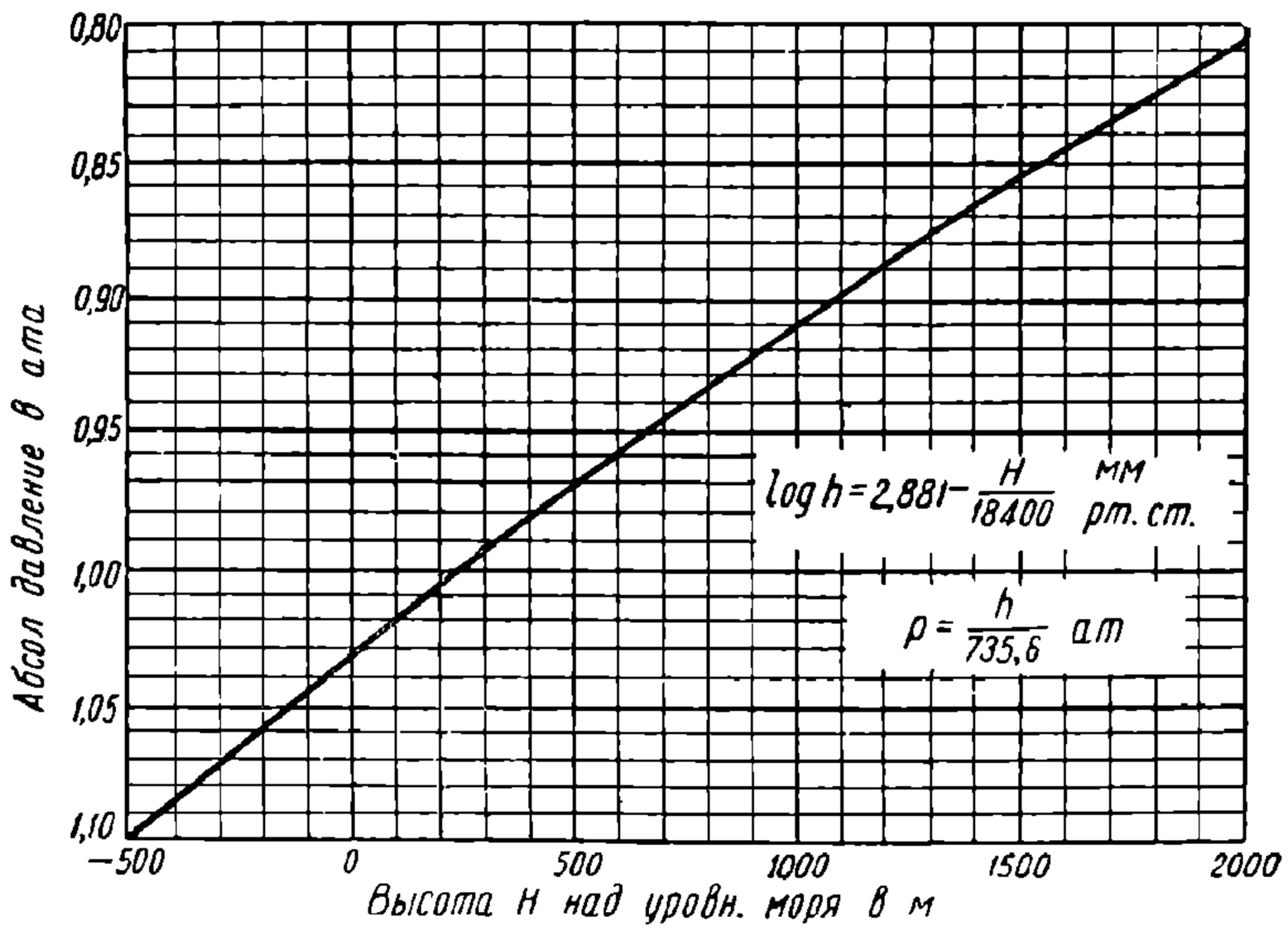
нить некоторые положения, известные из термодинамики, которые вытекают из двух основных законов ее.

Первый закон. Затраченная на изменение состояния тела работа или теплота равна сумме приращения внутренней энергии тела и произведенной телом внешней работы.

Поскольку в этой формулировке говорится о приращении энергии, то, приводя к тепловым единицам, математически это выражают в такой дифференциальной форме:

$$AdL = dQ = d\varepsilon + AdL_0,$$

где: A — механический эквивалент тепла, равный 1:427 *кал/кгм*;
L — механическая работа в *кгм*, затраченная на изменение состояния воздуха;
Q — количество затраченного тепла на изменение состояния воздуха;
L_0 — объемная механическая энергия изменившего свое состояние воздуха;
ε — теплота воздуха, выраженная в калориях.



Фиг. 166. Зависимость среднего атмосферного давления от высоты местности над уровнем моря.

В частных случаях $d\varepsilon$ или dL_0 могут быть равны нулю.

Второй закон. Энергия не может переходить или передаваться от тела с низшим потенциалом к телу с высшим потенциалом без добавочной затраты работы, идущей на осуществление этого перехода.

Например теплота не может переходить от холодного тела к теплому без затраты на это работы особых холодильных машин. Также работа не может передаваться от агрегата, обладающего меньшей мощностью, к агрегату, обладающему большей мощностью, без особых преобразовательных машин (например, гидравлических таранов, электрических умформеров, компрессоров и др.).

Компрессорная установка является частным случаем проявления этих двух законов. При помощи мотора или паровой машины компрессор захватывает из окружающей атмосферы воздух с низким потенциалом энергии и, сжимая его, переводит в другое состояние, обладающее высшим потенциалом с приращением тепловой энергии, ибо работа сжатия превратилась в эквивалентное количество теплоты — воздух стал горячим; но затем он стынет, т. е. теплота рассеивается в пространство через стенки труб и резервуаров, и сжатый воздух подходит к месту потребления с такой же температурой, с какой он был взят из окружающей атмосферы; следовательно, удельная энергия, т. е. энергия, отнесенная к 1 *кг* воздуха, осталась в нем прежняя, именно, было:

$$AL_{am} = c_p T_1 + Ap_0 v_0,$$

НТБ ДНУЖТ

а стало:

$$AL_{сж} = c_p T_2 + Ap_1 v_1,$$

но по условиям расхода воздуха:

$$T_1 = T_2 \quad \text{и} \quad p_0 v_0 = p_1 v_1,$$

поэтому:

$$AL_{сж} = AL_{ат},$$

т. е. энергия 1 *кг* сжатого воздуха такая же, как энергия 1 *кг* свободного воздуха, но уровень потенциала первого стал выше: воздух приведен в работоспособное состояние. Теперь он уже способен сообщить свою энергию другим телам, например поршням тормозных цилиндров, нагруженным давлением внешней атмосферы, давлением пружины и реакцией рычажной передачи и тормозных колодок.

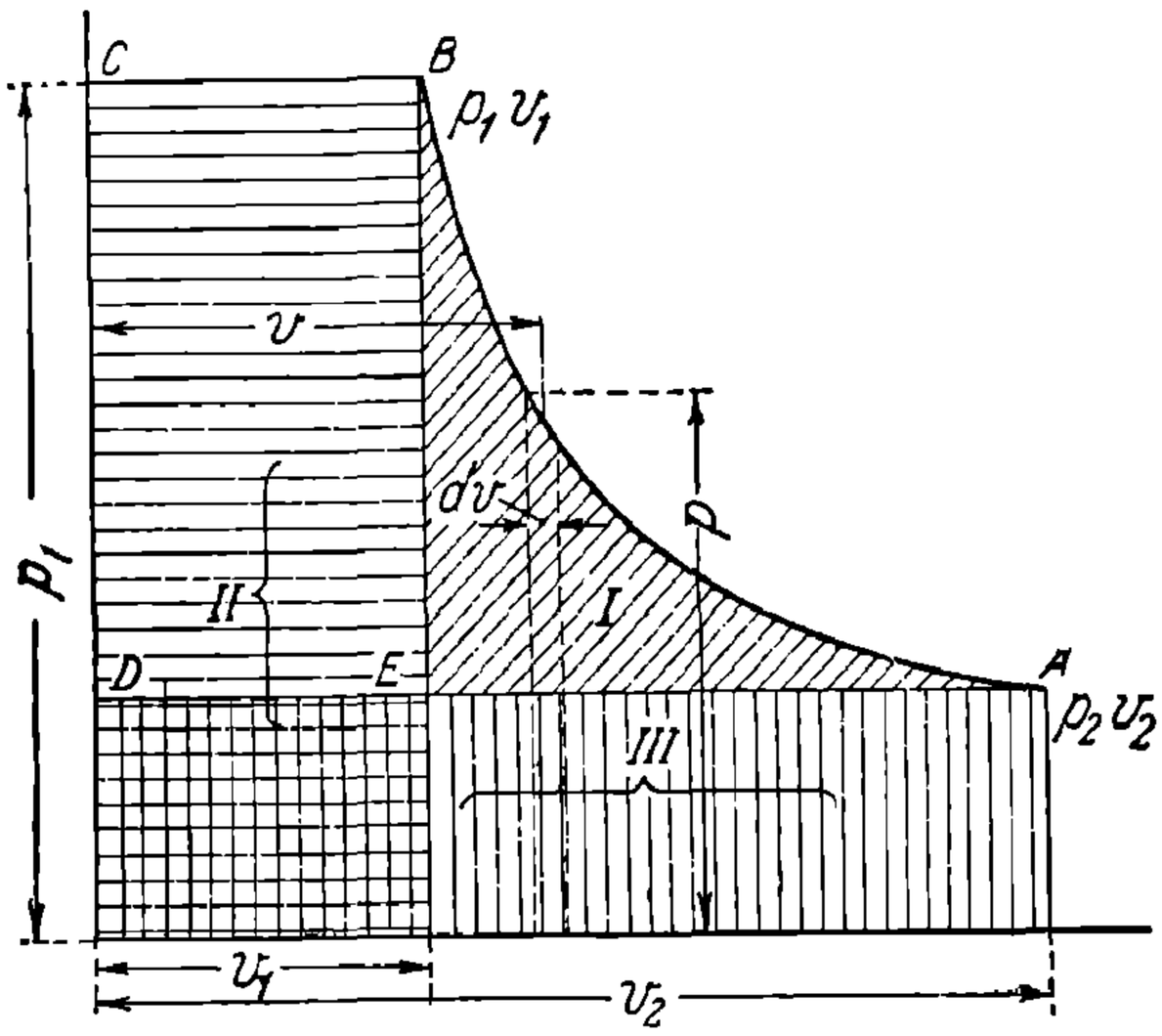
Если бы от воздуха не отнималась теплота, то он был бы еще более работоспособен, но по условиям работы тормоза нельзя допускать горячий воздух в магистраль и в тормозные приборы.

е) Формулы работ адиабатического сжатия и нагнетания воздуха

В дальнейшем нам понадобится при изложении теории работы компрессора пользоваться формулами адиабатического сжатия.

В курсах термодинамики обычно решается интеграл площади, эквивалентной работе чистого сжатия *ABE* (фиг. 167), на основании диференциала площади pdv:

$$L = \int_{v_1}^{v_2} pdv = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \tag{8}$$



Фиг. 167. Площадь диаграммы полной работы адиабатического сжатия и выталкивания воздуха, разделенная на элементы.

Вывод формулы (8):

$$L = \int_{v_1}^{v_2} pdv = \int_{v_1}^{v_2} p_1 v_1^{\kappa} \frac{dv}{v_1^{\kappa}}.$$

Но при адиабатическом процессе $p_1 v_1^{\kappa} = \text{const}$, поэтому

$$L = p_1 v_1^{\kappa} \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^{\kappa}} = p_1 v_1^{\kappa} \left| \frac{1}{1-k} v^{1-\kappa} \right|_{v_1}^{v_2} = \frac{1}{1-k} p_1 v_1^{\kappa} (v_2^{1-\kappa} - v_1^{1-\kappa}) =$$

НТБ ДНУЖТ

$$= \frac{p_1 v_1^{\kappa}}{k-1}\left(\frac{1}{v_1^{\kappa-1}} - \frac{1}{v_2^{\kappa-1}}\right) = \frac{p_1 v_1^{\kappa}}{(k-1)\, v_1^{\kappa-1}}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1}\right] =$$

$$= \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1}\right].$$

Введем в скобку произведение $p_1 v_1$:

$$L = \frac{1}{k-1}\left(p_1 v_1 - \frac{p_1 v_1^{\kappa}}{v_2^{\kappa-1}}\right).$$

Но так как $p_1 v_1^{\kappa} = p_2 v_2^{\kappa}$, то окончательно:

$$L = \frac{1}{k-1}\left(p_1 v_1 - \frac{p_2 v_2^{\kappa}}{v_2^{\kappa-1}}\right) = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2),$$

где $k = 1{,}41$ — показатель адиабаты воздуха. Обращаем внимание, что под параметрами p и v_1 подразумеваются параметры верхней точки B (фиг. 167).

Но в рабочих процессах сжатия воздуха в цилиндре насоса происходит не только изменение состояния от точки A до точки B, но и выталкивание сжатого воздуха по линии BC, а также и отрицательная работа под действием противодавления внешней атмосферы — процесс всасывания по линии DA. Поэтому работа всего процесса складывается по фиг. 167 из наклонно заштрихованной — чистой работы сжатия, горизонтально заштрихованной работы выталкивания и вертикально заштрихованной отрицательной работы всасывания. Последняя площадь легла отчасти на вторую.

Первая площадь определяется выражением:

$$L_1 = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2);$$

вторая площадь — выталкивание воздуха — определяется по формуле из гидравлики

$$L_2 = p_1 v_1$$

и третья площадь по такой же формуле с отрицательным знаком — всасывание:

$$L_3 = -p_2 v_2.$$

Беря алгебраическую сумму всех трех площадей работ, получаем:

$$L_{полн} = L_1 + L_2 + L_3 = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) + p_1 v_1 - p_2 v_2$$

или

$$L_{полн} = \frac{k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Преобразуем последнее выражение, беря за скобки произведение $p_2 v_2$ и пользуясь известной формулой соотношения параметров адиабатического процесса:

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}},$$

имеем:

$$L_{полн} = \frac{k}{k-1} p_2 v_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right]. \qquad (9)$$

Так как для воздуха $k = 1{,}41$, то имеем:

$$L_{полн} = 3{,}5\, p_2 v_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0{,}286} - 1\right] \text{ кгм/кг}.$$

Это есть работа, затраченная на сжатие с выталкиванием из цилиндра 1 *кг* воздуха. Нам удобнее относить работу к 1 $м^3$ свободного воздуха. Для этого достаточно

НТБ ДНУЖКТ

последнее уравнение помножить на удельный вес воздуха $\gamma_2 = \frac{1}{v_2}$. Получаем:

$$L_{полн} = 3{,}5\ p_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0{,}285} - 1\right] кгм/м^3. \qquad (10)$$

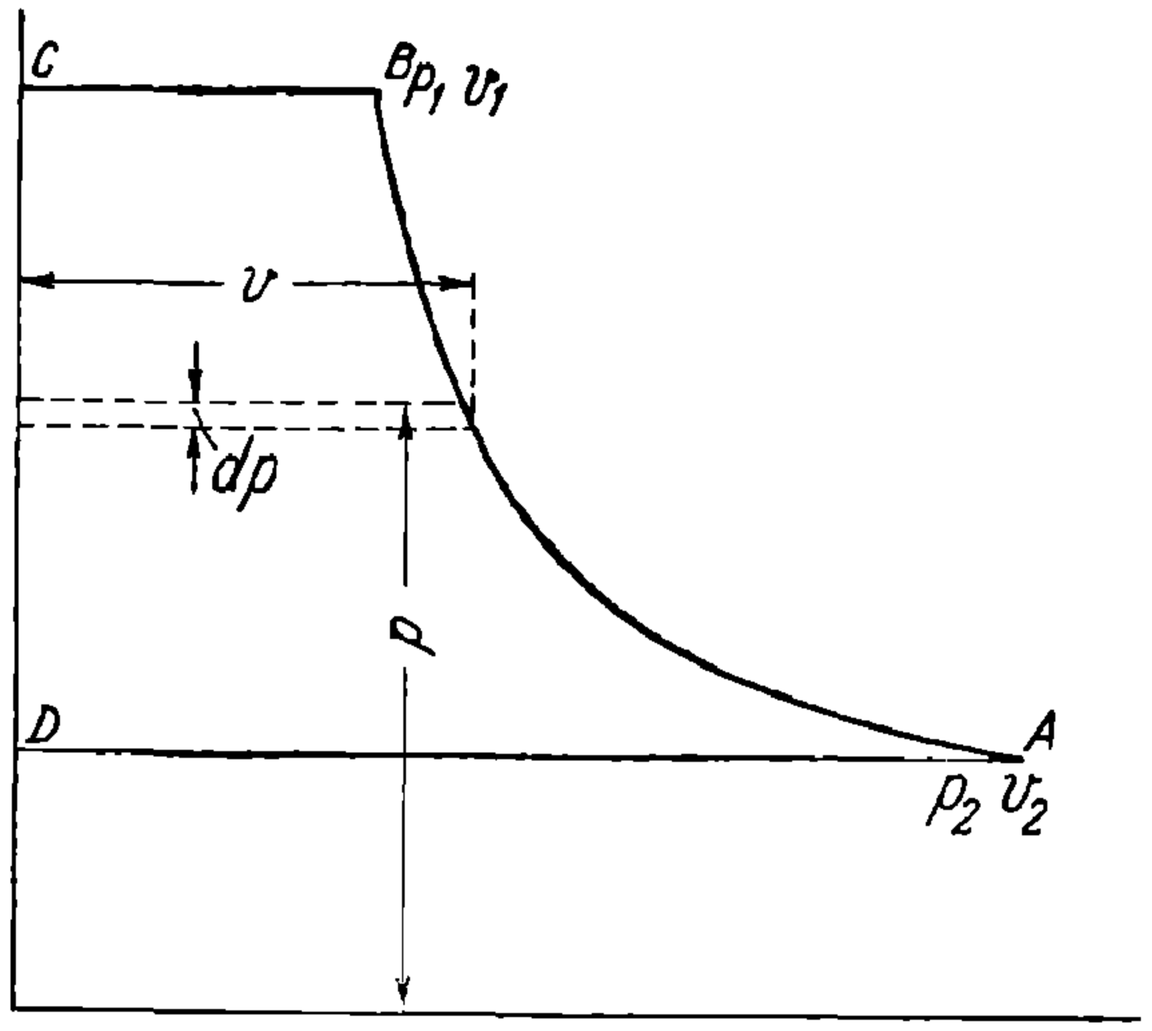
Этой формулой и будем пользоваться в дальнейшем, где:

$L_{полн}$ — работа сжатия и выталкивание 1 *кг* воздуха без сообщения и отнятия тепла;

p_2 — начальное давление в метрических абсолютных атмосферах ($кг/м^2$);

p_1 — конечное давление в $кг/м^2$.

Этот последний результат получается также и без применения метода сложения элементарных площадей диаграммы, если процесс интегрирования всей площади направить по ординате (фиг. 168).



Фиг. 168. Площадь диаграммы адиабатического сжатия, соответствующая интегралу.

На основании чертежа имеем:

$$L = \int_{p_2}^{p_1} v\,dp;$$

так как

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

или

$$v_1 = v_2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

то

$$L = p_2^{\frac{1}{\kappa}} v_2 \int_{p_2}^{p_1} p_1^{-\frac{1}{\kappa}} dp = p_2^{\frac{1}{\kappa}} v_2 \frac{k}{k-1}\left[\frac{p_1^{\kappa-1}}{\kappa} - p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] =$$

$$= p_2 v_2 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right] кгм/кг.$$

Помножая это выражение на $\gamma = \frac{1}{v}$ и подставляя вместо k значение его 1,41, получим формулу (10).

На фиг. 169 и 170 даны диаграммы потребной теоретической работы на адиабатическое сжатие и выталкивание 1 $м^3$ свободного воздуха при разных начальных и конечных давлениях. Эти диаграммы построены по формуле (10) и соответствуют площади рабочей диаграммы одноступенчатого компрессора без мертвого пространства (идеальный случай) согласно фиг. 167 или 168. Диаграммы легко читаются: при начальном заданном давлении всасывания, отмеченном на абсциссе, внизу, находим на вертикали этого давления точку пересечения с кривой, цифра которой соответствует давлению сжатия. Против найденной точки, двигаясь влево по горизонтали, читаем цифру, указывающую количество работы, требующейся на сжатие и выталкивание из цилиндра воздуха по формуле (10). В дальнейшем мы часто будем пользоваться этой диаграммой.

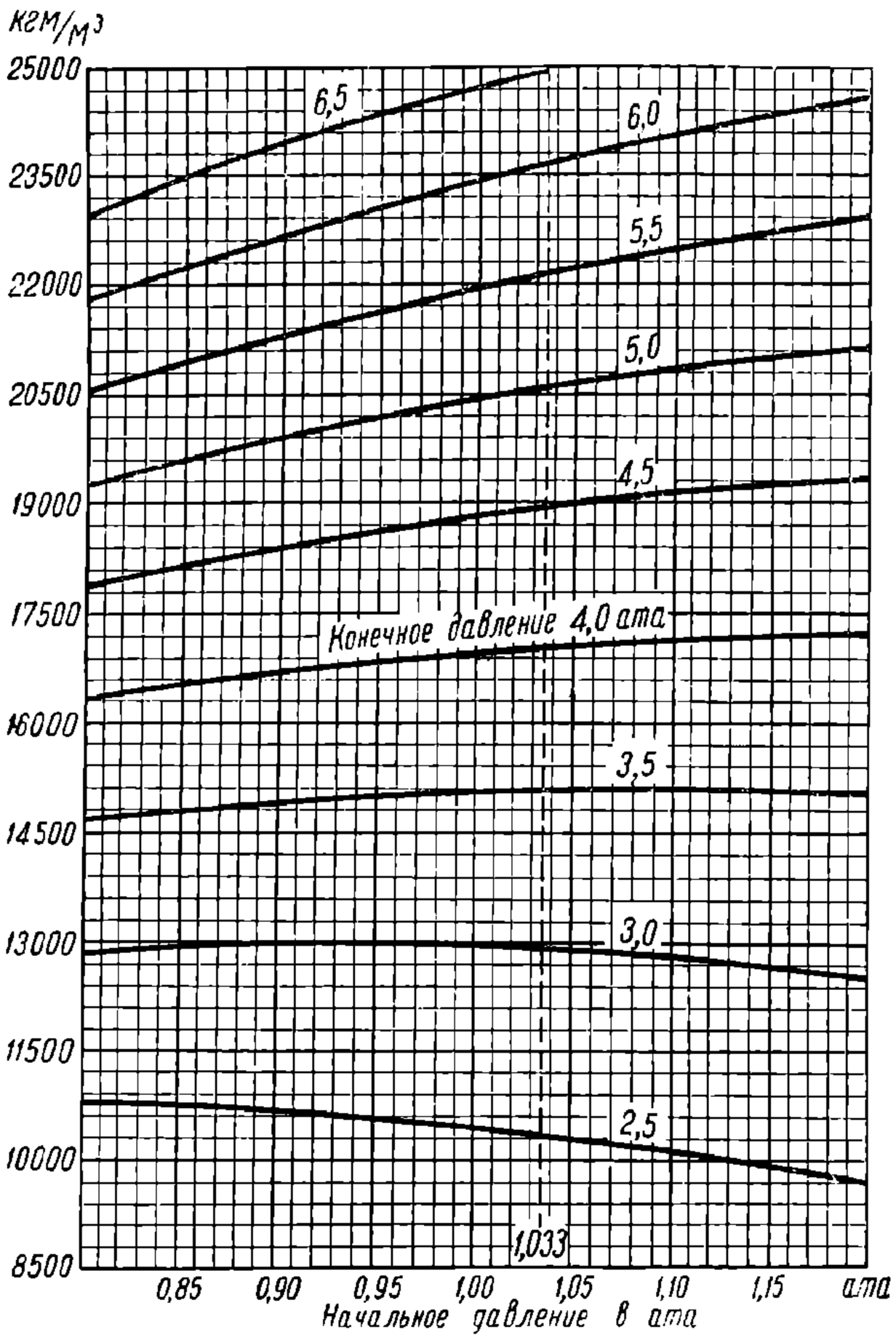
Так как площадь, ограниченная контуром диаграммы сжатия и выталкивания воздуха, представляет собой работу этого процесса, то такая же диаграмма может быть снята посредством самопишущего индикаторного прибора во время работы компрес-

НТБ ДНУЖТ

сора. Иногда же при проектировании или при теоретической проверке процесса приходится по известным правилам строить диаграмму. Ввиду этого необходимо знать способ построения кривой адиабаты.

ж) Построение кривой адиабаты по способу Бауэра

Даны начальные давления и объем адиабатически сжимаемого или расширяемого воздуха, для которого известен показатель адиабаты $k = 1{,}41$. Наносим на графике в координатах pv в выбранном любом масштабе известную или заданную точку A_0 (фиг. 171). Затем проводим из начала координат два луча: ox и oy, образующих относительно координатных осей углы α и β. Первый из этих углов α выбирается произвольно. Второй же угол β определяется на основании уравнения:



Фиг. 169. Диаграмма потребной работы для адиабатического (одноступенчатого) сжатия и выталкивания 1 $м^3$ засосанного воздуха по формуле (10).

$$1 + \operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^{1,41}.$$

Удобнее брать $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}25$ или $\alpha = 14°$, тогда $\operatorname{tg}\beta = 0{,}37$ или $\beta = 20°20'$.

После этого из начальной заданной точки A_0 проводят две линии: горизонталь A_0D и вертикаль A_0E до пересечения с лучами, следовательно, и с осями координат в точках B и C. Затем из точек D и C под углами в 45° к осям координат проводим линии DF и CK до пересечения с осью op. Из получившихся новых точек F и K проводим горизонталь и вертикаль до взаимного их пересечения в точке A_1, которая и будет второй точкой адиабаты. Повторяя построение, найдем точки $A_2, A_3, \ldots$ Соединяя же их плавной кривой, вычертим адиабату.

з) Объем и температура сжатого воздуха

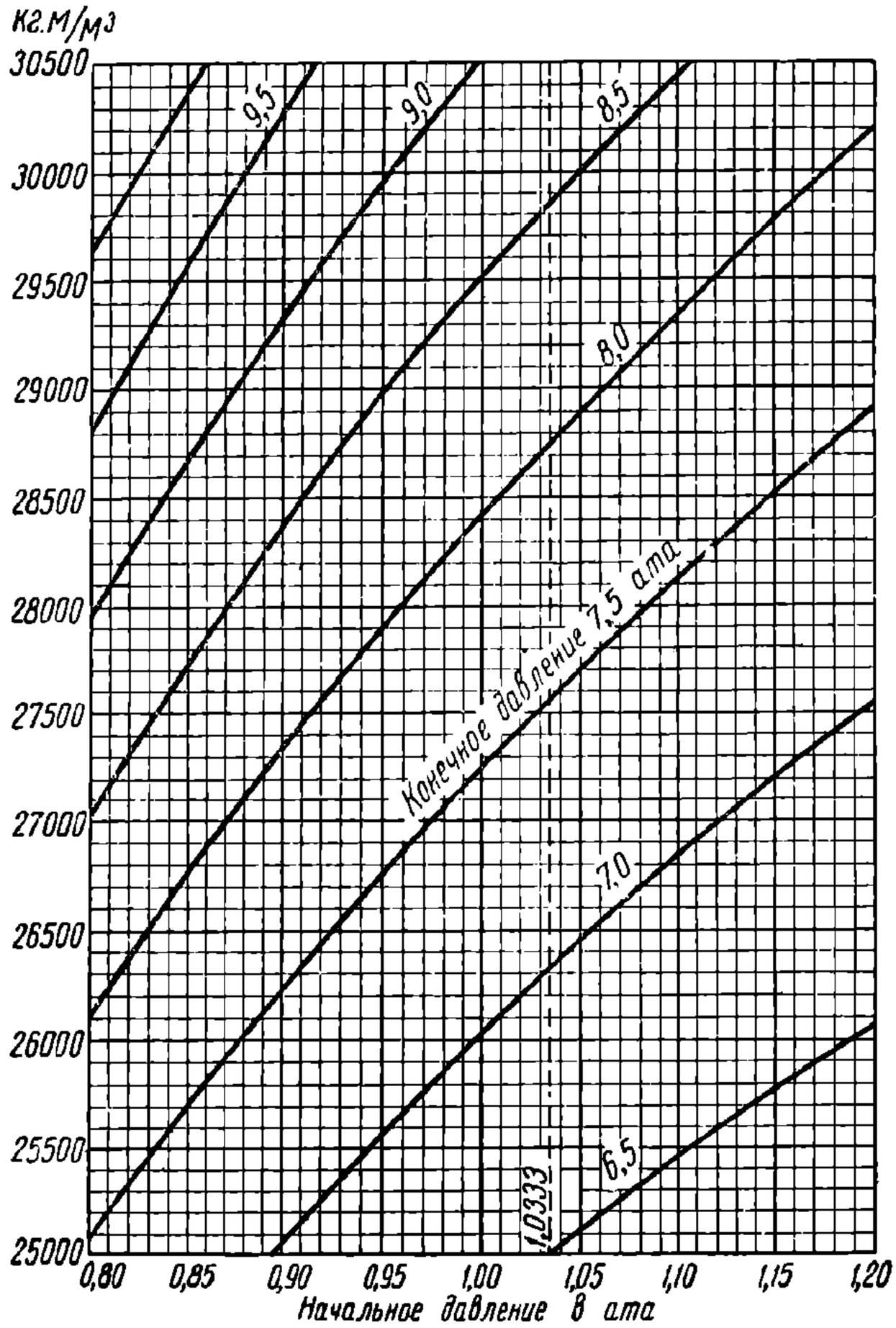
Для целей расчета или проверки работы компрессора нужно иногда знать объем адиабатически сжатого воздуха и его температуру. Объем может быть найден на основании уравнения Пуасона:

$$p_1 v_1^{1,41} = p_2 v_2^{1,41},$$

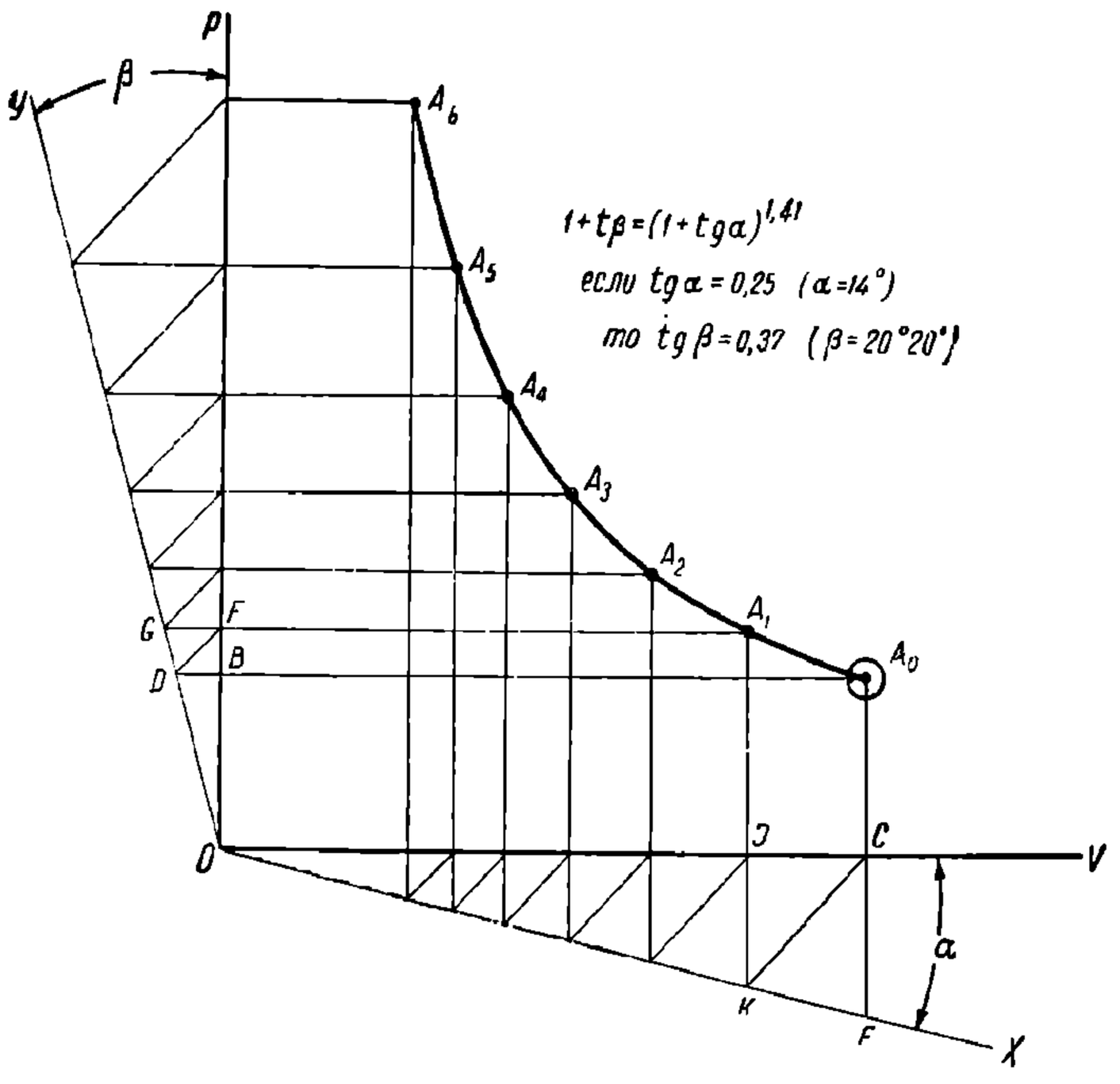
откуда:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{1,41}}.$$

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 170. Продолжение диаграммы (фиг. 169).



Фиг. 171. Построение кривой адиабаты.

НТБ ДНУЖТ

Температура же воздуха получается на основании характеристических уравнений:

$$p_1 v_1 = RT_1 \quad \text{и} \quad p_2 v_2 = RT_2,$$

откуда:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}; \tag{11}$$

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \tag{12}$$

Для ускорения расчетов даются табл. 3 и 4 объемов воздуха после адиабатического сжатия или расширения, начиная от данного начального давления.

Таблица 3

Объемы сжатого воздуха при адиабатическом сжатии, выраженные в процентах к первоначальному объему, принятому за 100, по формуле

$$v = 100 \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{1,4}}$$

$p-p_0$	Сотые доли цифр первого столбца									
	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
1,00	100	99,3	98,6	97,9	97,2	96,6	95,9	95,3	94,6	94,0
1,10	93,5	92,8	92,2	91,6	91,1	90,5	89,9	89,4	88,8	88,3
1,20	87,7	87,3	86,8	86,2	85,7	85,3	84,8	84,3	83,8	83,4
1,30	82,9	82,5	82,0	81,6	81,2	80,7	80,3	79,9	79,5	79,0
1,40	78,7	78,2	77,8	77,5	77,1	76,7	76,3	70,0	75,6	75,2
1,50	74,8	74,5	74,1	73,8	73,5	73,1	72,8	72,4	72,1	71,8
1,60	71,4	71,2	70,9	70,6	70,2	69,9	69,6	69,3	69,0	68,7
1,70	68,5	68,2	67,9	67,6	67,3	67,1	66,8	66,5	66,2	66,0
1,80	65,7	65,5	65,2	65,0	64,7	64,5	64,2	64,0	63,7	63,5
1,90	63,3	63,0	62,8	62,6	62,3	62,1	61,9	61,6	61,4	61,2

$p-p_0$	Десятые доли первого столбца									
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
2,0	60,9	58,9	56,9	55,1	53,5	52,0	50,5	49,2	47,9	46,7
3,0	45,6	44,6	43,6	42,7	41,7	40,9	40,0	39,3	38,5	37,8
4,0	37,3	36,5	35,9	35,3	34,7	34,2	33,6	33,1	32,6	32,1
5,0	31,7	31,2	30,8	30,4	30,0	29,6	29,2	28,8	28,5	28,2
6,0	27,8	27,5	27,2	26,9	26,6	26,3	26,0	25,7	25,5	25,2
7,0	24,9	24,7	24,4	24,2	23,9	23,7	23,5	23,2	23,0	22,8
8,0	22,6	22,5	22,3	22,1	21,9	21,7	21,5	21,3	21,1	21,0
9,0	20,8	20,6	20,5	20,3	20,2	20,0	19,9	19,7	19,6	19,4

НТБ ДНУЖТ

Таблица 4

Объемы расширенного воздуха (в мертвом пространстве компрессора) по адиабате. Объем выражен в процентах к первоначальному объему сжатого воздуха

$$v_0 = 120\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{1,4}}$$

$p-p_0$	Сотые доли цифр первого столбца									
	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
1,00	100	100 7	101,4	102,1	102,8	103,5	142,2	104,9	105,6	106,3
1,10	107,0	107,7	108,4	109,1	109,8	110,5	111,2	111,9	112,6	113,3
1,20	113,9	114,6	115,2	115,9	116,6	117,3	117,9	118,6	119,6	120,6
1,30	120,6	121,3	122,0	122,6	123,3	123,9	124,6	125,2	125,9	127,1
1,40	127,1	127,8	128,4	129,1	129,7	130,4	131,0	131,7	132,3	133,6
1,50	133,6	134,2	134,8	135,5	136,1	136,7	137,4	138,0	138,6	139,9
1,60	139,9	140,5	141,2	141,8	142,4	143,0	143,6	144,2	144,9	146,1
1,70	146,1	146,7	147,3	147,9	148,5	149,1	149,7	150,3	151,0	152,2
1,80	152,2	152,2	153,4	154,0	154,6	155,2	155,8	156,4	157,0	158,2
1,90	158,2	158,8	159,3	159,9	160,5	161,1	161,7	162,2	162,9	164,1

Десятые доли первого столбца

$p-p_0$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
2,0	164,1	169,9	175,6	181,3	186,9	192,4	197,8	203,1	209	214
3,0	219	224	230	235	240	245	250	255	260	264
4,0	269	274	279	283	288	293	297	302	307	311
5,0	316	320	325	329	333	338	342	347	351	356
6,0	360	364	368	372	376	381	385	389	393	397
7,0	401	406	410	414	418	422	426	430	434	438
8,0	442	446	450	453	457	461	465	469	473	477
9,0	480	484	488	492	495	499	503	507	511	515

Например, чтобы определить, как изменится первоначальный объем воздуха при сжатии с 1 до 4 *ата*, т. е. при $p : p_0 = 4{,}0$, ищем и находим в таблице цифру 37,3. Следовательно, объем изменится так, что составит 37,3%, или просто 0,373 от первоначального.

Точно так же при сжатии от 3 до 4 *ата*:

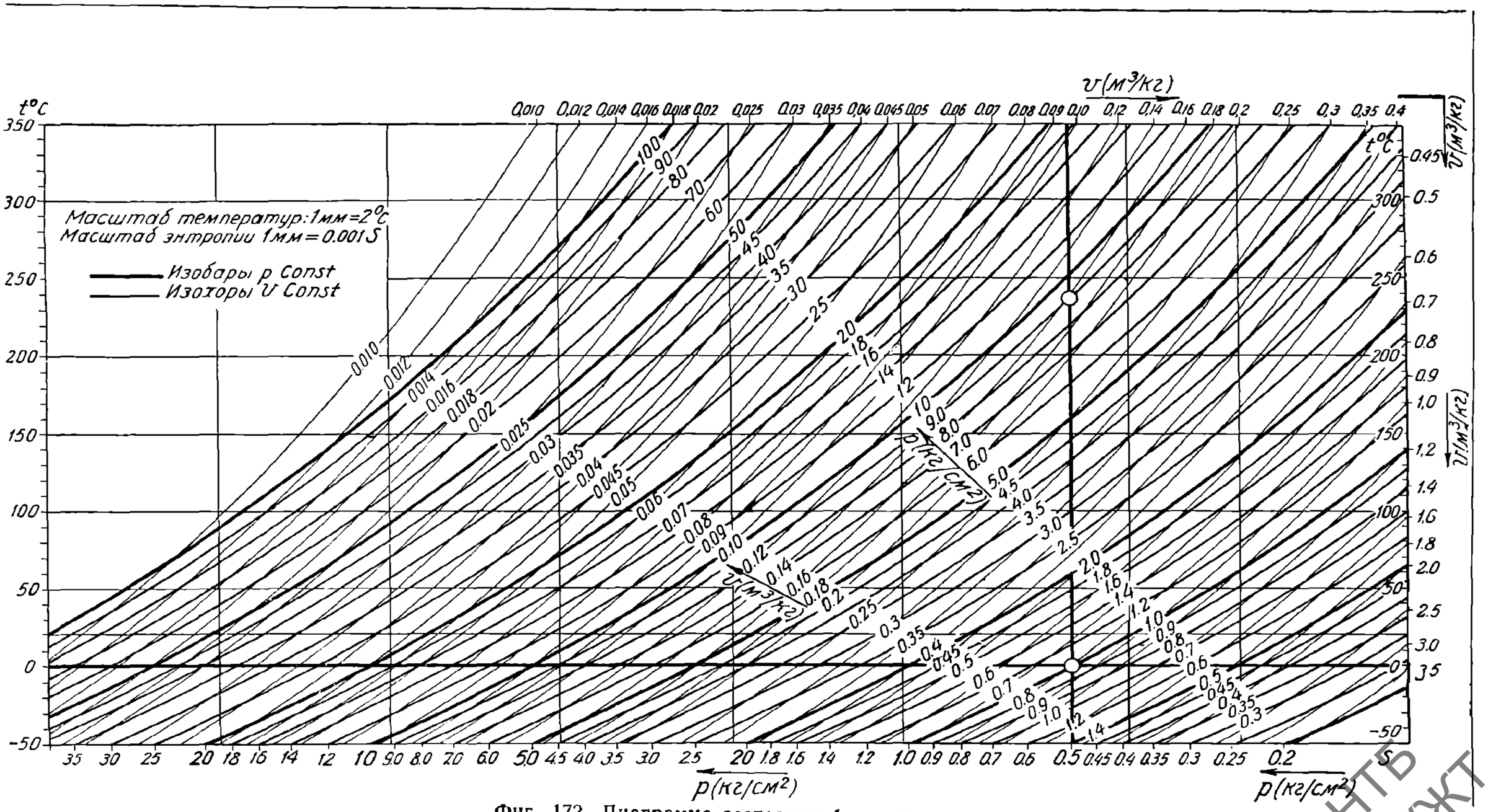
$$\frac{p}{p_0} = \frac{4}{3} = 1{,}66.$$

Находим в таблице, что этому отношению соответствует цифра 69,6, что показывает, какой процент составит объем воздуха при 4 *ат* от объема при 3 *ат*. Например, если при 3 *ат* объем был 20 *л*, то при 4 *ат* объем станет:

$$20 \cdot 0{,}696 = 13{,}92 \ \ л.$$

Для быстрых нахождений температур давлений удельных объемов, следовательно, и удельных весов воздуха при различных комбинациях его параметров состояния, а также при различных процессах изменения их дана диаграмма в координатах *TS* (абсолютных температур и энтропии) на фиг. 172. Собственно энтропия *S* здесь нужна для построения диаграммы и получения возможности производить удобно и быстро нахождение означенных выше величин, нанесенных на одной общей диаграмме. Если же надо взять энтропию, то по горизонтали надо измерить от начала расстояние в миллиметрах и помножить на 0,001, получим число единиц энтропии.

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 172. Диаграмма состояния 1 *кг* воздуха.

НТБ ДНУЖТ

Пример отыскания требуемых величин по данной диаграмме (фиг. 173)

Сжимаем воздух адиабатически, начиная с 1 *ат* при нуле °С до 9 *ат*. Определить параметры конечного состояния.

При адиабатическом процессе теплота не отнимается от воздуха и не подводится к нему. При этом, как известно, энтропия не изменяется, ввиду чего абсцисса (расстояния по горизонтали) не изменяется.

Находим точку заданного состояния воздуха: 1 *ат* и нуль. Она обведена на диаграмме кружочком. Подымаясь по вертикали до кривой линии давления 9 *ата*, отмеченной тоже кружочком, видим, что она соответствует температуре 235° и удельному объему 0,166, следовательно, удельному весу 1 0,166.

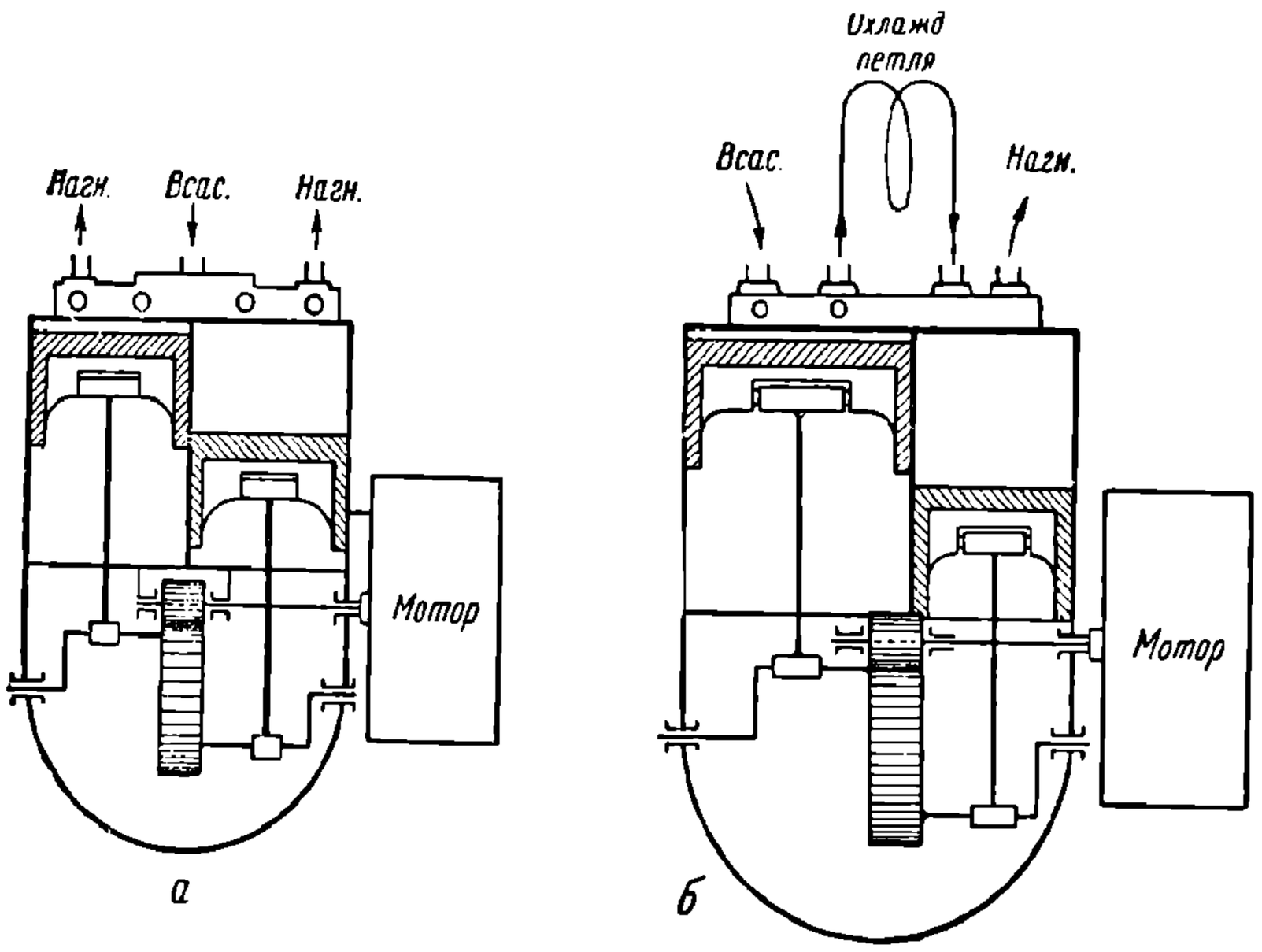
§ 53. Типы компрессоров, их схемы и работа

В этом разделе рассматриваются только те мотор-компрессоры и паровоздушные насосы, которые применяются на локомотивах. Предварительно дается классификация их по типам и назначению, а затем рассматриваются рабочие процессы.

а) Классификация компрессоров по типам и назначению

Рассмотрим компрессоры, применяемые исключительно на локомотивах. Они бывают следующих типов:

А. Мотор-компрессоры



Фиг. 173. Типы мотор-компрессоров.

а) Мотор-компрессор простого действия (поршень работает одной стороной) двухцилиндровый для мотор-вагонной тяги (фиг. 173, *а*).

б) Мотор-компрессор простого действия, двухступенчатый, с неполным промежуточным охлаждением воздуха; предназначен для электровозов (фиг. 173, *б*).

Б. Паровоздушные насосы на паровозах

в) Обыкновенный насос или компрессор двойного действия (поршень работает обеими сторонами) (фиг. 174, *а*) одноступенчатый; поршень паровой машины на том же штоке; работа пара без расширения; парораспределение прямодействующее — непосредственно от поршня,

г) Тандем-насос (фиг. 174, *б*). Компрессор тоже двойного действия, но, кроме того, двухступенчатый, с расположением цилиндров по одной оси, с поршнями на одном

НТБ ДНУЖТ

удлиненном штоке; паровая машина на том же штоке (такая же, как и в обыкновенном насосе).

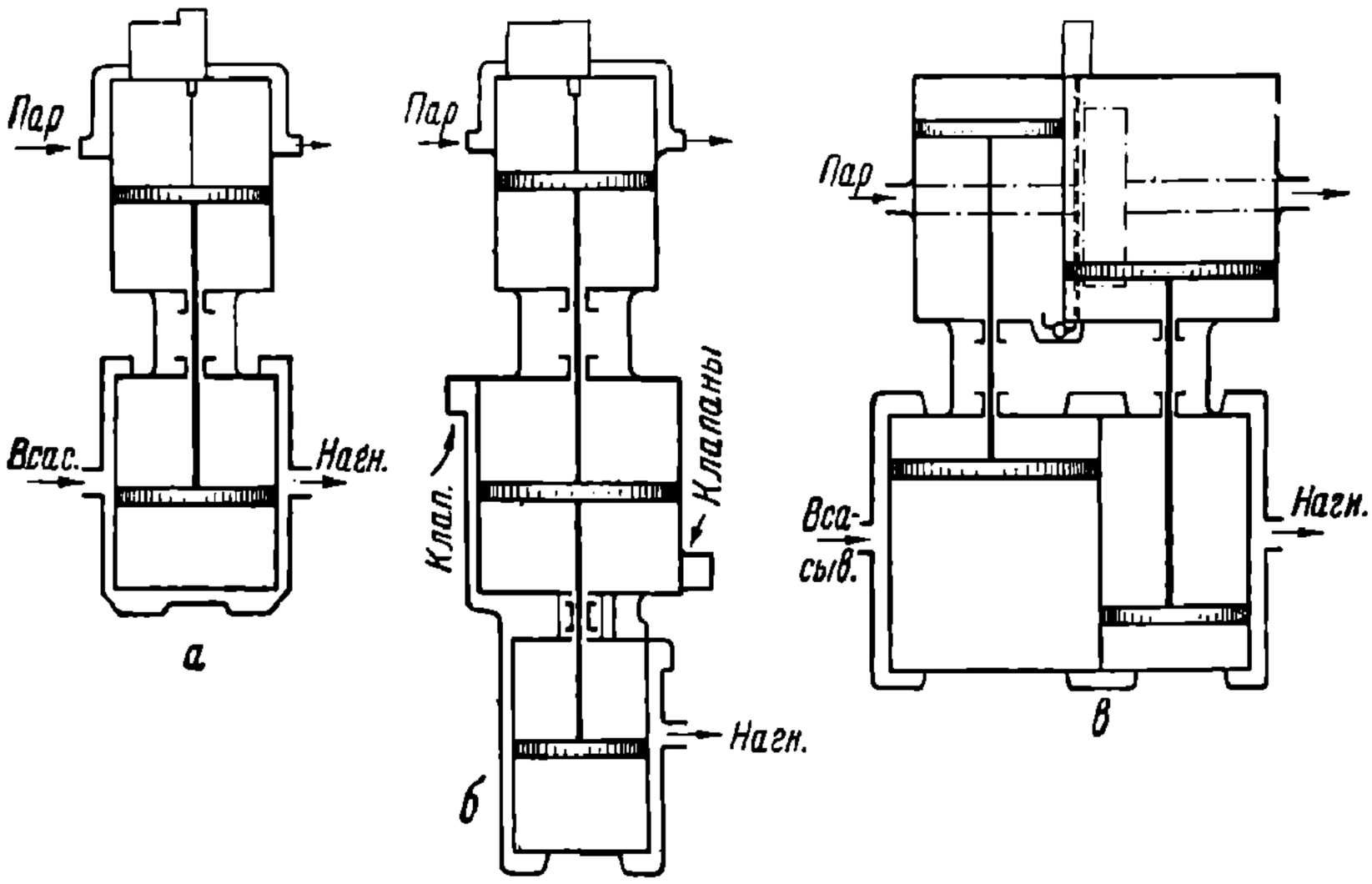
д) Компаунд-насос (фиг. 174, *в*). Компрессор двухступенчатый, с параллельным расположением цилиндров, с поршнями на отдельных штоках. Паровая машина-компаунд прямодействующая, на тех же двух штоках; ступени паровой машины обратны ступеням компрессора.

Описание конструкции и действия всех этих типов насосов и компрессоров — см. книгу Б. Л. Карвацкий, Тормоза, ч. 1.

б) Рабочий процесс одноступенчатого компрессора простого действия

В этом типе компрессора (фиг. 173, *а*) воздух получает сжатие до конечного давления в одном цилиндре, ввиду чего компрессор называется одноступенчатым, а так как, кроме того, воздух засасывается и сжимается до конца только одной стороной поршня, то он называется также компрессором простого действия.

Разберем рабочий процесс его, изображенный в виде диаграммы на фиг. 175.



Фиг. 174. Типы паровоздушных насосов.

Поршень *1* компрессора получает поступательно-возвратное движение от кривошипного вала, вращаемого мотором. Рабочая камера *2* цилиндра снабжена всасывающим клапаном *3* и нагнетательным *4*, которые открываются и закрываются под действием меняющегося давления в цилиндре.

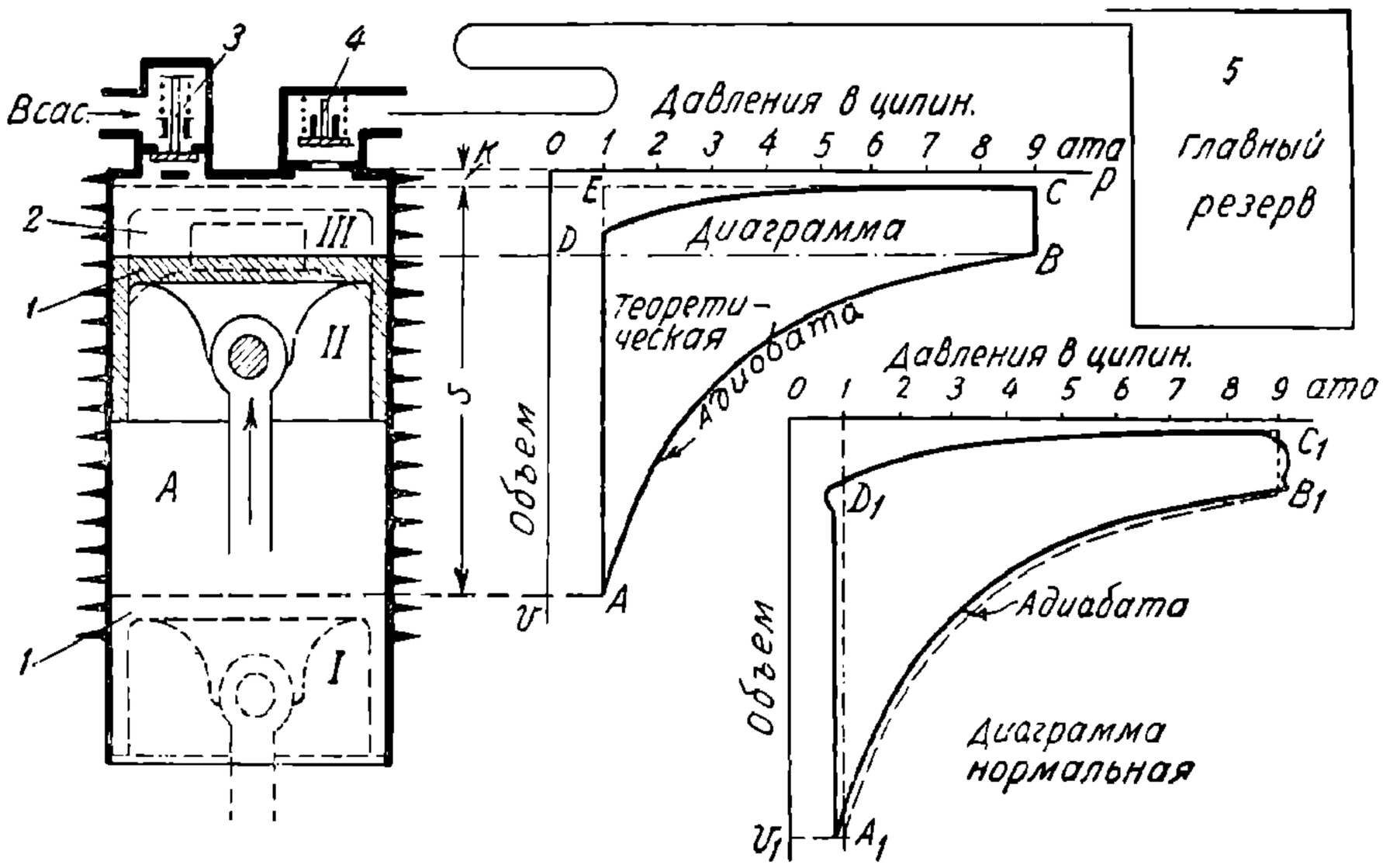
Рядом со схематическим изображением компрессорного цилиндра на чертеже (справа) изображена диаграмма давлений воздуха в функции перемещения поршня, описывающего определенный объем. По оси *ov* отложены рабочие объемы цилиндра, соответствующие положениям поршня. Для удобства подобран такой масштаб, что максимальный объем цилиндра соответствует на диаграмме максимальной длине хода поршня *s* плюс мертвое пространство *k*. По горизонтали *op* отложены давления в абсолютных атмосферах.

Рабочий цикл компрессора заключается в следующем: когда поршень компрессора *1* находится в выдвинутом крайнем положении *I*, в данном случае внизу, то рабочая камера *A* цилиндра наполнена воздухом давления окружающей атмосферы, или немного ниже, на величину, соответствующую пружинной нагрузке клапана *3* и некоторому всасывающему вакууму. Рассматривая теоретический цикл, можно пренебречь этим и считать, что в камере *A* находится воздух давления 1 *ат*. На диаграмме с рабочим контуром *ABCD* это положение соответствует точке *A*. Предполагаем, что в главном резервуаре *5* имеется сжатый воздух, например давлением *9 ата*. Следовательно, клапан *4* прижат этим давлением к своему седлу. При движении поршня вверх воздух сжимается, но вначале он не уходит из цилиндра в главный резервуар через клапан *4*, пока давление компрессии не превысит противодавление главного резервуара. До этого момента, отмеченного на чертеже положением *II* поршня *1* в ци-

НТБ ДНУЖТ

линдре и точкой *B* на диаграмме, воздух сжимается. Предполагая, что стенки цилиндра теплонепроницаемы, мы получаем адиабатическое сжатие. В дальнейшем мы докажем, что в действительности сжатие происходит почти по этому закону, несмотря на наличие охлаждающих ребер, отводящих, главным образом, тепло трения поршня о цилиндр. При дальнейшем движении поршня *1* вверх сжатый воздух при открытом клапане *4* нагнетается в главный резервуар *5*, и если давление его поднимается, то лишь в той степени, в какой оно поднимается во всем объеме этого резервуара; но размеры последнего значительно превосходят размеры цилиндра компрессора (примерно в 70—80 раз); поэтому можно принять без заметной ошибки, что давление нагнетаемого воздуха, сжатого уже до давления главного резервуара, остается постоянным во все время дальнейшего хода поршня в конечное его положение вверх. На диаграмме этот участок отмечен линией *BC*.

На практике по конструктивным соображениям ход поршня устанавливают так, что в самом крайнем положении он немного не доходит до крышки цилиндра на величину *k*. Поэтому, когда поршень возвращается обратно, то на некотором пути происходит сначала расширение сжатого в этом пространстве воздуха, что мы будем на-



Фиг. 175. Схема работы одностороннего одноступенчатого компрессора.

зывать отдачей компрессии. Это расширение происходит по закону адиабаты и показано на диаграмме линией *CD*. Как только закончится расширение рассматриваемого остатка воздуха, сейчас же при дальнейшем движении поршня начинается засасывание наружного воздуха через клапан *3*, которое продолжается до прихода поршня в его положение *1*, взятое нами выше за исходное для рассмотрения рабочего цикла компрессора. На диаграмме это соответствует линии *DA*.

в) Рабочий процесс одноступенчатого компрессора двойного действия

Одноступенчатый компрессор (фиг. 176) двойного действия отличается от одноступенчатого простого действия, описанного выше, только тем, что в нем поршень работает обеими сторонами; клапаны всасывания и нагнетания располагаются в нем на обоих концах цилиндра, благодаря чему при движении поршня происходит одновременно с одной стороны его всасывание, а с другой — нагнетание.

Поэтому работу одноступенчатого компрессора двойного действия можно рассматривать как работу двух одинаковых одноступенчатых компрессоров простого действия.

Индикаторная диаграмма работы такого компрессора двойного действия за полный оборот, т. е. за два одинарных хода поршня — от одного крайнего положения до другого и обратно, представляет собой собственно две самостоятельные диаграммы одноступенчатого компрессора простого действия (фиг. 175), расположенные сим-

РТБ ДНУЖТ

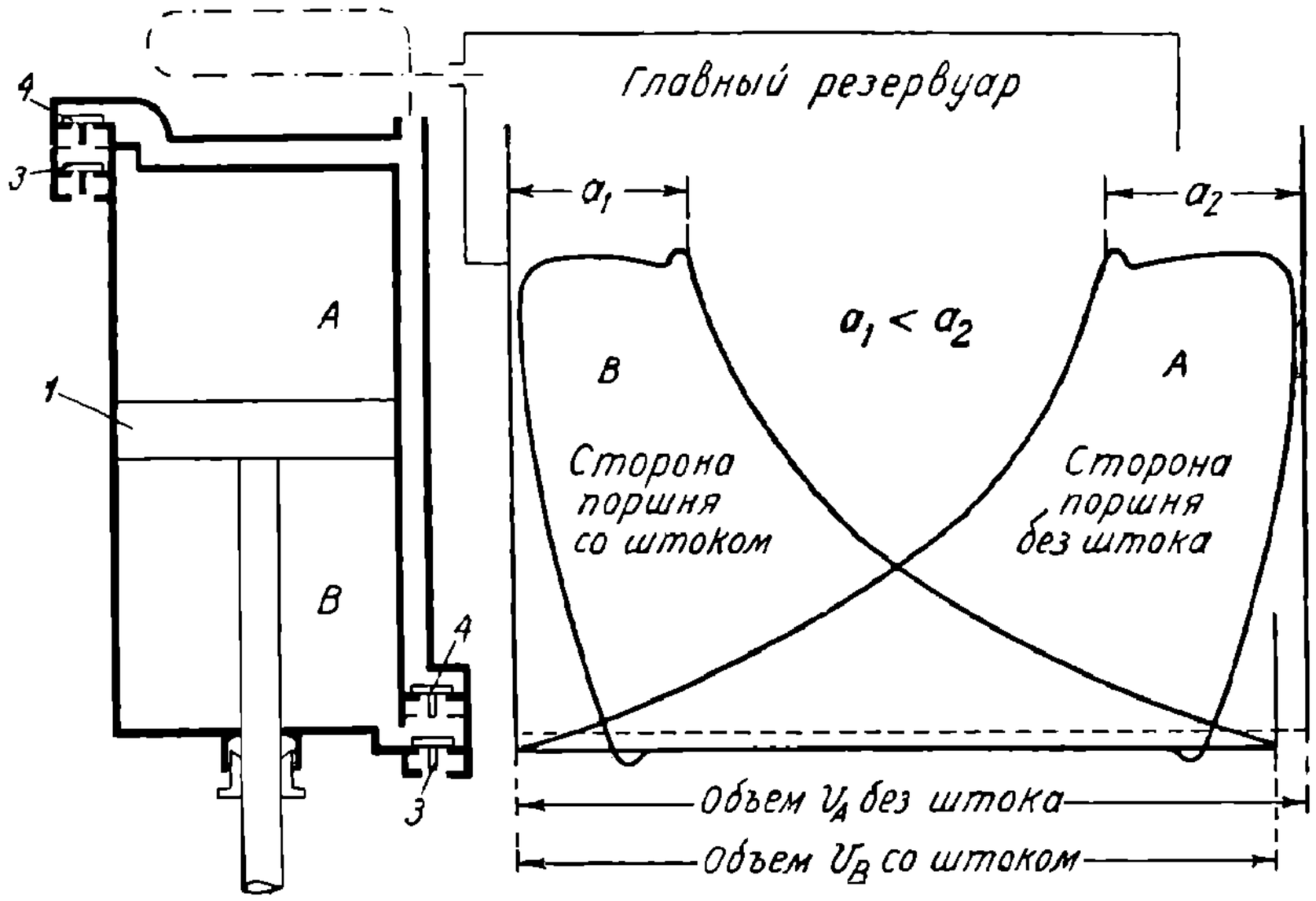
метрично одна относительно другой, причем одна из них характеризует работу компрессора со стороны полной площади поршня (на чертеже правая диаграмма и верхняя сторона поршня), а другая — со стороны площади поршня, имеющей шток (на чертеже левая диаграмма и нижняя сторона поршня). Ввиду этого площади диаграмм по величине несколько разнятся друг от друга.

г) Рабочий процесс двухступенчатого компрессора простого действия

Это — электровозный мотор-компрессор. Схема его дана на фиг. 173, *б*.

Полное сжатие воздуха в нем производится в два приема в двух цилиндрах, стоящих параллельно друг относительно друга (тип компаунд). Поршни в цилиндрах работают одной стороной по принципу простого действия.

Воздух переходит из одного цилиндра в другой через охлаждающую петлю, обдуваемую наружным воздухом во время движения электровоза. В стационарных компрессорах охлаждающая петля заменяется холодильником, в котором сжатый воздух подвергается охлаждению посредством воды, циркулирующей в трубах. Охлаждение воздуха при переходе его из первой степени во вторую, а в многоступенчатых компрессорах — из второй в третью и т. д. имеет целью уменьшить затраты работы



Фиг. 176. Рабочий процесс одноступенчатого компрессора двойного действия.

на окончательное сжатие воздуха и улучшить условия смазки. Выгоды многоступенчатой работы компрессора будут нами разобраны ниже, а пока рассмотрим рабочий процесс двухступенчатого компрессора.

На схеме фиг. 177 слева изображен большой цилиндр, а справа — малый; между ними помещена диаграмма их рабочих процессов. Оба цилиндра порознь по существу ничем не отличаются от цилиндра одноступенчатого компрессора, описанного выше, в пункте «б». Каждый из них имеет всасывающий и нагнетательный клапаны, а внутри — поршень.

Особенность двухступенчатого компрессора заключается в том, что цилиндры его имеют разные диаметры и они производят работу сжатия воздуха в два приема последовательно. Засасывание воздуха из атмосферы производит большой цилиндр, когда его поршень удаляется от крышки. При обратном же движении поршня по направлению к крышке воздух получает неполное сжатие с выталкиванием его в малый цилиндр в то время, когда в последнем поршень удаляется от крышки, причем эта передача воздуха происходит не непосредственно, а через охлаждающую петлю. Затем при обратном ходе последнего, т. е. малого поршня, в направлении к крышке цилиндра, происходят окончательное сжатие воздуха и нагнетание его в главный резервуар.

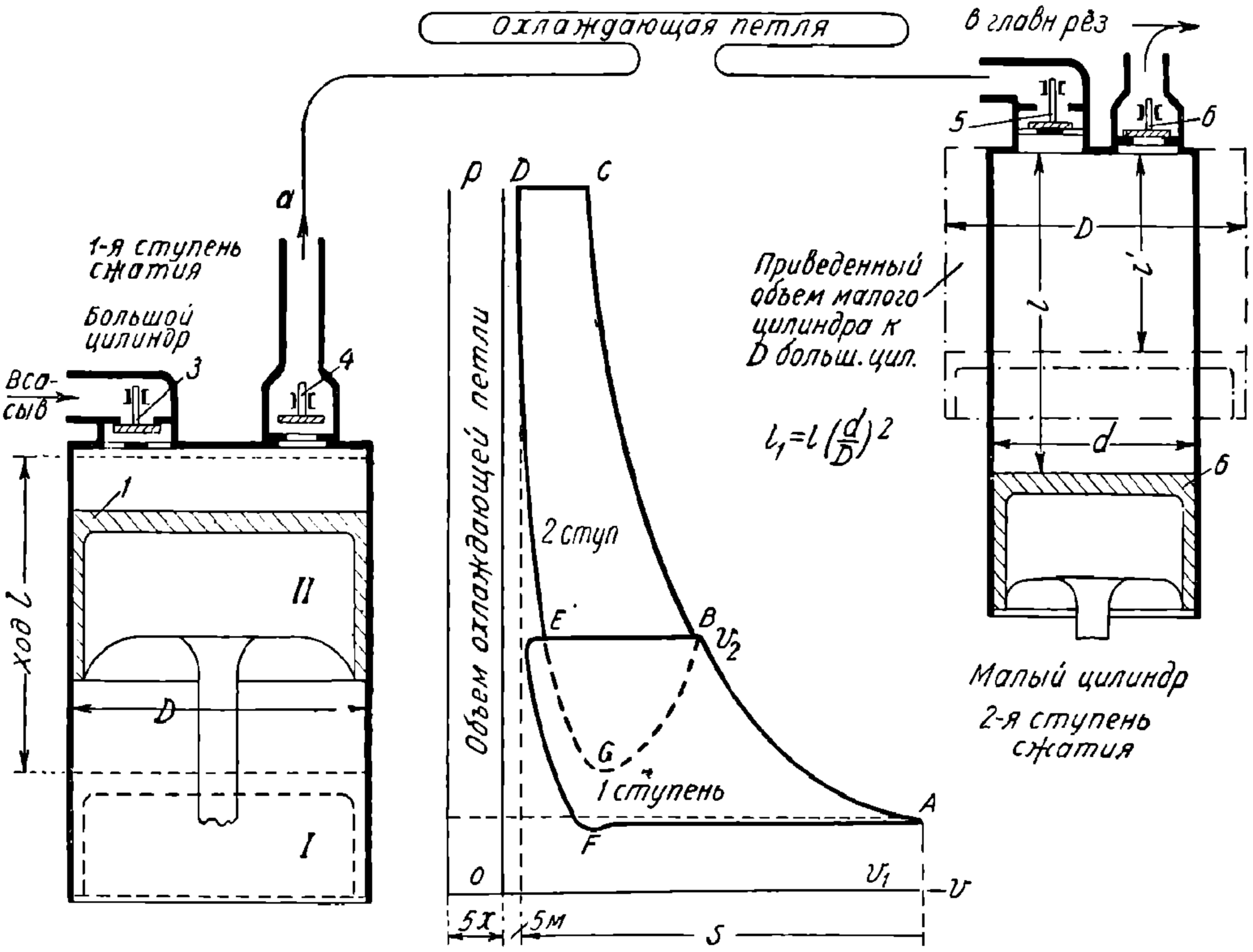
Диаграмма работы компрессора в координатах pv имеет вид для каждого из цилиндров точно такой же, как и для одноступенчатого компрессора, с той только раз-

НТБ ДНУЖТ

ницей, что линия засасывания малого цилиндра соответствует давлению, какое образуется при компрессии воздуха в большом цилиндре, с которым малый в это время сообщается (*EGB*).

Для получения одномасштабных диаграмм работы сжатия воздуха в большом и малом цилиндрах откладываются по абсциссе *ov* на уровне атмосферного давления объем v_1 большого цилиндра, а выше на уровне давления сжатия первой ступени — объем v_2 малого цилиндра в том же масштабе.

Начнем рассмотрение рабочего процесса компрессора с точки *A* диаграммы (фиг. 177), когда поршень *1* большого цилиндра сделал полный свой ход *l*, пришел в положение *I* и засосал атмосферный воздух. В это время поршень *6* малого цилиндра находится в самом крайнем положении у крышки, где он только что закончил нагнетание и в следующий момент должен начать обратный ход. Движение поршней син-



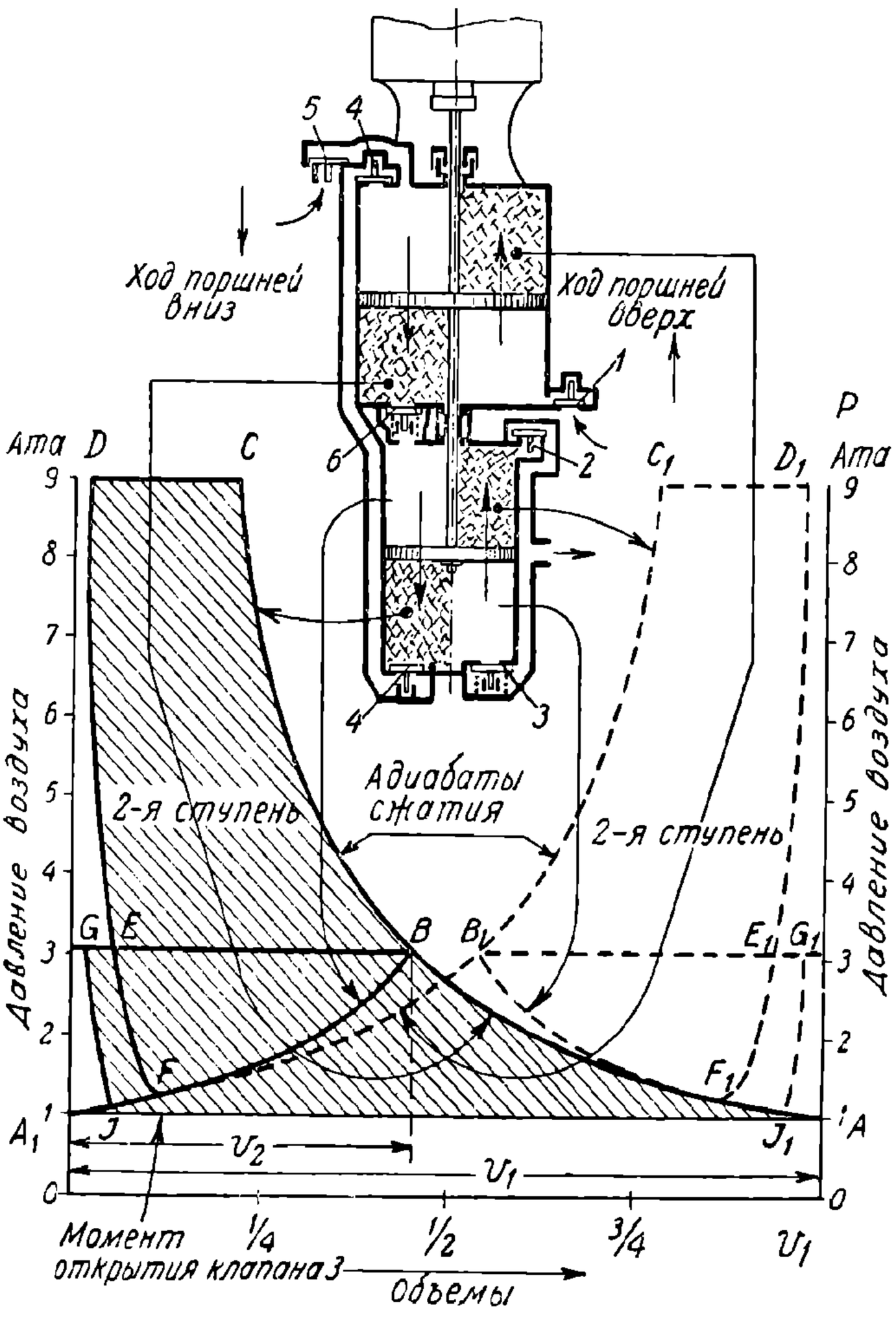
Фиг. 177. Рабочий процесс двухступенчатого компрессора простого действия.

хронизировано благодаря тому, что кривошипы общего вала расположены друг относительно друга на 180°.

При движении большого поршня к крышке сначала сжимается только тот воздух, который находится в цилиндре перед этим поршнем, а клапан *4* закрыт давлением воздуха, оставшегося в охлаждающей петле от предыдущей компрессии. Сжатие происходит по линии *AB* в то время, когда малый поршень уходит от крышки, ввиду чего происходит расширение оставшегося в его мертвом пространстве воздуха высокого давления по линии *DE* (на верхней диаграмме); при этом клапан *5* закрыт, так как в охлаждающей петле давление меньше, чем в цилиндре. В следующие моменты открываются клапаны *4* и *5* и устанавливается один общий рабочий процесс воздуха одного и того же давления в трех объемах: 1) в большом цилиндре, 2) в охлаждающей петле, 3) в малом цилиндре. Линия давлений в большом цилиндре *AB* есть адиабата сжатия, являющегося результатом положительной работы большого поршня. Линия давлений *EGB* в малом цилиндре есть та же адиабата, но отнесенная к изменению объема малого цилиндра в сторону увеличения его, т. е. малый поршень производит отрицательную работу, как бы всасывает воздух, но в сущности он находится под действием давления воздуха, поступающего из большого цилиндра. Как положительная работа первого поршня, так и отрицательная работа второго поршня балан-

НТБ ДНУЖТ

сируются между собой благодаря связи поршней посредством кривошипного вала. Поэтому только для анализа мы рассматриваем порознь работу обоих поршней в момент общего объема обоих цилиндров. Для общих же рассуждений нам вполне достаточно знать, что свободный воздух атмосферного давления P_1 в объеме большого цилиндра v_1 переводится в объем малого цилиндра v_2, и, следовательно, при адиабатическом процессе $P_1 v^{1,41} = P_2 v_2^{1,41}$ получается совершенно так же, как это происходило бы в одном цилиндре, что и изображено общей адиабатой AB. Что же касается воздуха, заключенного в охлаждающей петле между первым и вторым цилиндрами, то, если не считать охлаждения, он не изменяет порядка процесса, так как большим поршнем проталкивается в малый цилиндр, после чего в охлаждающей петле опять остается такое же количество воздуха и такого же давления, какое было прежде; следовательно, в малом цилиндре оказалась только та часть воздуха, которая получилась в результате сжатия свободного воздуха в первой ступени.



Фиг. 178. Рабочий процесс компаунд-насоса.

Если же принять во внимание охлаждение воздуха в петле, то получим облегчение работы компрессора во второй ступени сжатия, т. е. выигрыш в работе компрессора и улучшение условий смазки. Этот выигрыш в работе во второй ступени дает на диаграмме уступ в точке B по линии сжатия AC.

Дальнейший процесс выталкивания по линии CD и расширения остатка воздуха в мертвом пространстве DEF происходит приблизительно так же, как и в одноступенчатом компрессоре, равно как и всасывание по линии FA, что описано выше, в пункте «б».

д) Рабочие процессы двухступенчатых паровоздушных насосов двойного действия типов тандем и компаунд

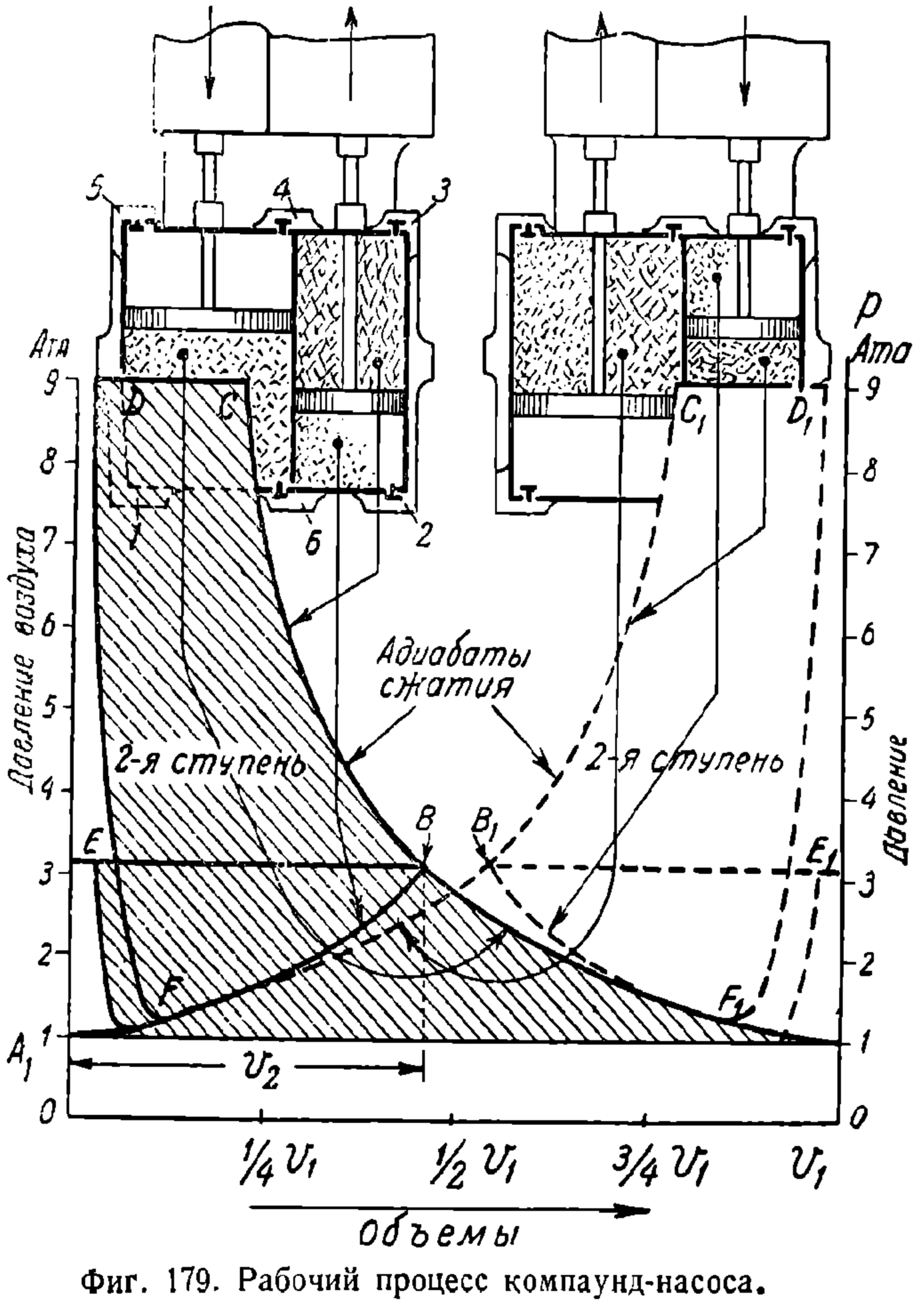
Схемы этих типов воздушных насосов изображены на фиг. 174, *б* и 174, *в*. В насосе (фиг. 174, *б*) сжатие воздуха происходит в двух цилиндрах, расположенных последовательно (тандем), а в насосе (фиг. 174, *в*) — в двух цилиндрах, расположенных параллельно (компаунд). В обоих насосах отсутствует ресивер или охлаждающая петля между первым и вторым сжатием воздуха, поэтому конечная температура воздуха первой ступени сжатия является начальной температурой второй ступени сжатия. В большом и малом цилиндрах поршни работают обеими сторонами, причем первую половину работы сжатия производит большой поршень, а вторую половину работы сжатия — малый поршень.

НТБ ДНУЖТ

Диаграммы рабочих процессов тандем- и компаунд-насосов изображены на фиг. 178 и 179. Диаграммы совершенно идентичны, так как принципиальной разницы между рабочими процессами того и другого типа насоса нет. Разница заключается лишь в том, что поршни большого и малого цилиндров в тандем-насосе одновременно приходят в крайние положения, следовательно, одновременно описывают свои рабочие объемы; поршни же большого и малого цилиндров в компаунд-насосе приходят в крайние положения в разное время: поршень малого цилиндра приходит раньше ввиду того, что паровая движущая верхняя часть насоса по принципу своей работы требует этого. Но на диаграммах, изображающих процесс работы в координатах pv, ординаты времени отсутствуют, ввиду чего этой разницы на них не видно.

Можно одновременно проследить рабочие процессы тандем-насоса и компаунд-насоса по схемам, изображенным на фиг. 178 и 179, предполагая условно, что в обоих насосах поршни их проходят соответственно одинаковые пути.

Возьмем момент, когда большой и малый поршни находятся: в тандем-насосе (фиг. 178) в крайних верхних положениях, а в компаунд-насосе (фиг. 179) большой поршень находится в верхнем, а малый — в нижнем; тот и другой в крайних положениях. Эти последние положения надо воображать, так как на схеме они не показаны, на диаграммах же им соответствуют точка A для большого цилиндра и точка B — для малого. Следовательно, схема и диаграмма соответствуют тому положению, когда нижняя камера большого цилиндра уже засосала атмосферный воздух через клапан *1* (как в тандем-насосе, так и в компаунд-насосе). Объем этого атмосферного воздуха на обеих диаграммах обозначен буквой v_1; он отложен по оси абсцисс в выбранном масштабе; малый же цилиндр в тандем-насосе с нижней, а в компаунд-насосе



Фиг. 179. Рабочий процесс компаунд-насоса.

с верхней стороны поршня наполнен отчасти уже сжатым воздухом, полученным через клапан *4* из большого цилиндра, что соответствует первой ступени сжатия, так как большой поршень находится в крайнем верхнем положении.

Теперь поршни должны сделать обратные ходы: в тандем-насосе оба поршня, т. е. большой и малый, вниз, а в компаунд-насосе большой поршень вниз, а малый — вверх. При этом происходит сжатие воздуха по адиабатическому закону. Следовательно, на диаграмме линия AB является адиабатой сжатия воздуха в первой ступени при изменении его объема от v_1 большого цилиндра до v_2 малого цилиндра, и последние при этом сжатии все время сообщаются между собой через открытый клапан *6*. Следовательно, в малом цилиндре с верхней стороны его поршня происходит тот же процесс сжатия воздуха, что и в большом цилиндре: под его поршнем в тандем-насосе и над его поршнем в компаунд-насосе. Это сжатие происходит по линии FB. Отсюда мы видим, что точка B на линии сжатия относится одновременно к большому и ма-

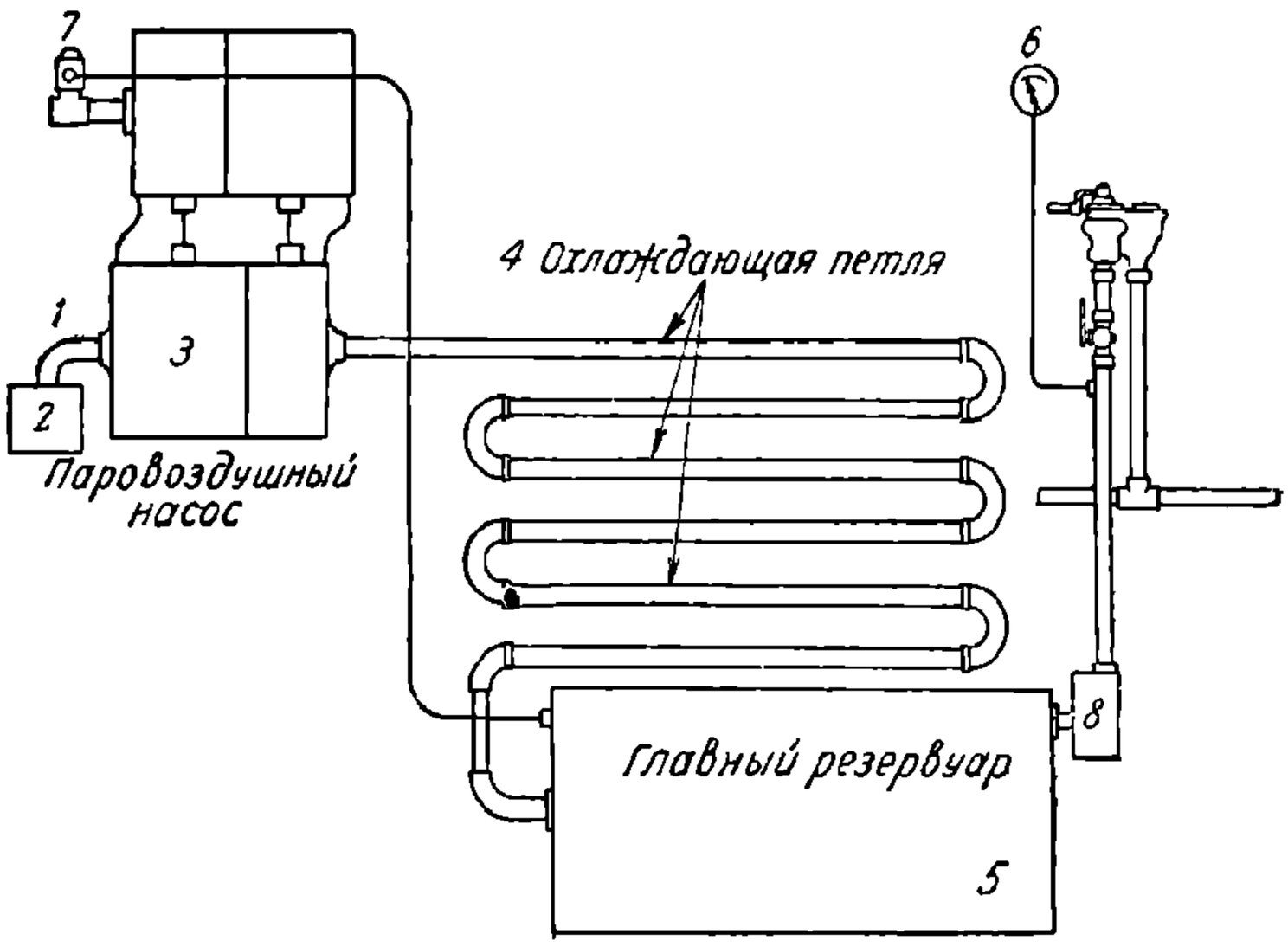
НТБ ДНУЖТ

лому цилиндрам, соответствуя одному и тому же давлению в тот момент, когда поршни этих цилиндров закончили свои полные ходы и находятся в крайних положениях.

Во время хода малого поршня (у тандем-насоса вниз, а у компаунд-насоса вверх) воздух сжимается дальше по адиабате *BC* до конечного давления главного резервуара *ЗВ*, после чего открывается клапан *3*, через который начинается выталкивание сжатого воздуха в резервуар до точки *D*.

Адиабата сжатия воздуха во второй ступени является продолжением адиабаты сжатия его в первой ступени.

От точки *D* начинается обратный ход малого поршня; при этом происходит отдача компрессии (расширение) оставшегося сжатого воздуха в мертвом пространстве между крышкой и поршнем, что на диаграмме отмечено кривой *DEF*. Эта отдача происходит до тех пор, пока давление воздуха не сравняется с давлением уже начавшейся компрессии в большом цилиндре с другой стороны поршня по пунктирной линии A_1B_1 (правая диаграмма) в момент открытия клапана *4* между малым и большим цилиндрами. С этого момента в обоих цилиндрах происходит сжатие одного и того же воздуха



Фиг. 180. Схема компрессорной установки на паровозе.

вследствие разности объемов, описываемых поршнями: в большом цилиндре по пунктирной линии A_1B_1 правой диаграммы, а в малом цилиндре по пунктирной линии F_1B_1 при общем изменении давления в них, как было уже рассмотрено выше.

В большом же цилиндре в момент обратного хода поршня клапан *6*, отделяющий его от малого цилиндра, садится, и поэтому воздух, оставшийся в мертвом пространстве его, производит в свою очередь отдачу компрессии и лишь после этого начинается засасывание атмосферного воздуха в объеме. Этим рабочий цикл заканчивается.

Вычерченные диаграммы носят теоретический характер, поэтому линия засасывания совпадает с давлением 1 *am*. В действительности она немного ниже; верхняя линия нагнетания представляет горизонтальную прямую, тогда как в действительности она является выпуклой вверх кривой и начинается в виде формы рога.

е) Составные части компрессорной установки на локомотиве

Компрессорная установка (фиг. 180) состоит из:

1) всасывающей трубы, подводящей воздух к компрессору;

2) фильтра для очистки засасываемого воздуха от пыли;

3) компрессора, представляющего собой объединенную конструкцию с двигателем;

4) нагнетательного трубопровода в виде охлаждающей петли;

5) главного резервуара для накопления запаса сжатого воздуха, для успокоения

НТБ ДНУЖТ

пульсирующего потока воздуха при поступлении его из компрессора в резервуар и для отделения от воздуха, воды и масла;

6) манометра;

7) регулятора хода компрессора для остановки работы последнего при достижении давления в главном резервуаре предельной заданной величины;

8) маслоотделителя или воздухоочистителя.

§ 54. Теоретический анализ работы воздушного насоса (компрессора)

а) Термодинамический закон сжатия воздуха в насосе

На первый взгляд кажется, что наличие охлаждающих ребер на цилиндрах приближает процесс сжатия воздуха к изотермическому. На самом же деле охлаждающий эффект ребристых стенок настолько невелик, что показатель политропы сжатия лишь очень немного падает ниже показателя адиабаты. Вообще отвод тепла во время самого процесса нагнетания представляет собой весьма значительные трудности. В самом деле, вследствие относительно малой внутренней поверхности цилиндра, слишком короткого времени одного хода поршня и малой скорости движения сжимаемого воздуха относительно стенки цилиндра получается очень малая теплоотдача. Делались попытки впрыскивания воды в цилиндры во время сжатия воздуха, но образующиеся вследствие этого налеты накипи на стенках цилиндра и появление ржавчины были причиной быстрого износа трущихся частей — штока, стенок цилиндра и колец, что заставило отказаться от такого способа и ограничиться лишь охлаждением наружных стенок цилиндров и их крышек водяными рубашками или воздушным охлаждением посредством устройства ребристых поверхностей. Но эти средства служат главным образом лишь для того, чтобы поддерживать непосредственно только трущиеся поверхности в охлажденном состоянии и не допускать загорания на них масла. Поэтому основное назначение охлаждения стенок воздушных цилиндров заключается не в охлаждении самого воздуха во время процесса сжатия, а в отводе тепла работы механического трения о стенки, что необходимо для нормальной работы смазки. Ниже (в пункте «к») даются в виде примера расчет количества получающегося тепла от механического трения о стенки и охлаждающий эффект от ребристой поверхности цилиндра, омываемой снаружи воздухом. Этот расчет подтверждает вышесказанное мнение, что процессы сжатия воздуха в цилиндрах воздушных насосов можно считать адиабатическими. Такая же точка зрения имеется и в новейшей литературе по компрессорам (Адольф Гинц, 1933 г. или В. И. Поликовский, 1935 г. и др.).

Для того чтобы приблизить процесс сжатия воздуха к изотермическому как наиболее выгодному, иногда применяют в рассматриваемых типах локомотивных насосов междуступенчатое охлаждение при помощи длинных охлаждающих трубопроводных петель, по которым воздух передается от одной ступени сжатия к другой. В стационарных компрессорах охлаждение воздуха между ступенями достигается при помощи особых холодильных устройств в виде многотрубных камер, в которых циркулирует холодная вода. Этим путем воздух настолько охлаждается, что он входит в следующую ступень компрессора с такой же температурой, с какой он входил в предыдущую ступень низшего давления. С этим связано понижение индикаторного расхода мощности.

Охлаждающие петли между первой и второй ступенями сжатия воздуха применяются в мотор-компрессорах. В паровоздушных насосах такого охлаждения нет, но в тех и других обязательно должно быть охлаждение окончательно сжатого воздуха при подаче его в главный резервуар. Это охлаждение однако никакого отношения к циклу работы самого компрессора не имеет, а лишь служит необходимым условием питать тормозную сеть охлажденным воздухом во избежание переноса в тормозную магистраль влаги. Исследование последнего вопроса помещено в § 55.

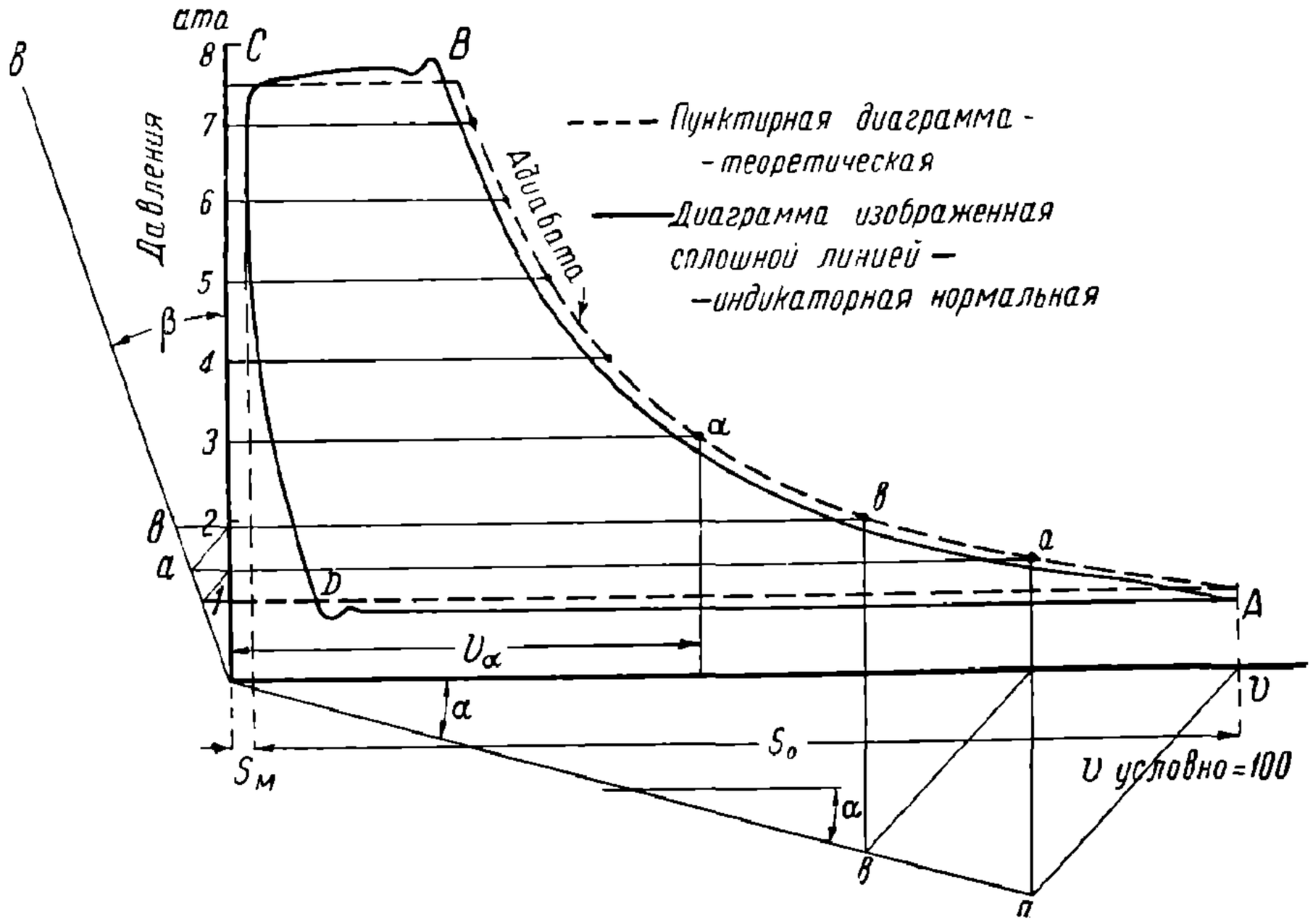
б) Построение и снятие диаграмм работы воздушного насоса и исследование их

Диаграммы рабочих процессов в компрессорах (воздушных насосах) бывают теоретические и индикаторные. Первые строятся на основании характеристики проектируемого или существующего компрессора; вторые снимаются при помощи индикатора во время работы компрессора.

НТБ ДНУЖТ

Если для каждого положения поршня знать или измерить давление воздуха в цилиндре компрессора, то можно построить диаграмму давлений или индикаторную диаграмму подобно той, которая представлена на фиг. 181. На ней буквой S_0 показана длина хода поршня, а буквой $S_м$ — длина недохода поршня до крышки цилиндра. Если от горизонтальной линии, т. е. от абсциссы, откладывать вверх для каждого положения поршня отрезки в определенном масштабе, равные давлению воздуха, то вершины этих отрезков и будут точками кривой сжатия воздуха. Индикатор, служащий для снятия диаграммы во время работы компрессора, записывает именно эту кривую, которая является главным элементом диаграммы. Таким способом снятая диаграмма называется индикаторной. Схема работы индикатора известна из курсов паровоза и паровых машин, поэтому здесь описывать ее не будем.

Если, как сказано выше, по абсциссе в выбранном масштабе отложена длина хода поршня, а по ординате отложены давления в *кг/см²* или в *кг/м²*, то площадь индикаторной диаграммы, ограниченная следующими контурами: кривой сжатия *AB*, вталки-



Фиг. 181. Построение нормальной диаграммы работы компрессора.

вания *BC*, расширения *CD* и всасывания воздуха *DA*, представляет собой количество работы, произведенной соответственно 1 *см²* или 1 *м²* поверхности поршня в течение двойного хода его: одного прямого к крышке цилиндра и другого обратного от крышки до крайнего исходного положения. В самом деле, по горизонтали отложено расстояние в метрах, которое проходит поршень, по вертикали отложены преодолеваемые им давления в *кг/см²* или *кг/м²*. Следовательно, площадь диаграммы выражается в *кгм/см²* или *кгм/м²*.

Площадь индикаторной диаграммы ввиду криволинейности ее фигуры можно себе представить в виде суммы узких элементарных прямоугольников с очень малой высотой. Площадь каждого из этих прямоугольников равна произведению длины на высоту. В данном случае один из таких размеров есть путь поршня в метрах, а второй — давление в *кг/см²* или в *кг/м²*. Перемножив эти величины с разнородным наименованием, мы получим величину, выражающуюся в килограммометрах на 1 *см²* или 1 *м²* площади поршня. Суммируя все эти элементарные площадки, получим площадь индикаторной диаграммы в единицах, выражающих величину работы, совершенной поршнем, отнесенную к 1 *см²* или к 1 *м²* его площади. Полная работа получится, если полученный результат помножить на площадь поршня, выраженную в соответственных единицах. Для указанного подсчета площади диаграммы ее можно разбить на узкие полоски, параллельные абсциссе; площади этих полосок легко определяются; затем их суммируют. Величину площади диаграммы можно определить также при помощи планиметра.

НТБ ДНУЖТ

Иногда требуется знать среднее давление на 1 $см^2$ поршня. Для этого полученную величину площади индикаторной диаграммы делят на величину хода поршня. Например, предположим, что масштаб для диаграммы был выбран следующий: давление 1 $кг/см^2 = 1$ $см$, ход поршня $1\,м = 20$ $см$, следовательно, площадь $1 \quad 20 = 20$ $см^2$ эквивалентна работе 1 $кгм$, отнесенному к единице площади поршня, или 1 $см^2$ диаграммы соответствует $^1/_{20} = 0{,}05$ $кгм$, тоже отнесенной к единице площади поршня.

Допустим, что измерение площади диаграммы дало 55 $см^2$. Следовательно, работа, представляемая диаграммой, равна $55 \cdot 0{,}05 = 2{,}75$ $кгм/см^2$, т. е. 2,75 $кгм$ на 1 $см^2$ площади поршня. Среднее же индикаторное давление получится, если разделить 2,75 $кгм$ на ход поршня. Предположим, что длина хода поршня равна 0,4 $м$, тогда:

$$p_{ср} = \frac{2{,}75}{0{,}4} = 6{,}87\ кг/см^2.$$

Если по оси абсцисс откладывать в выбранном масштабе не длину хода поршня, а произведение этой длины на площадь поршня, т. е. объем V, описываемый этим поршнем, то в этом случае длина абсциссы будет выражаться в куб. метрах, и поэтому площадь диаграммы, на которой по высоте отложены метрические атмосферы, выразится в измерении $(кг/м^2) \quad м^3 = кгм$. В этом случае мы получаем из подсчета площади полную работу поршня за двойной ход его — вперед и обратно.

Для теоретических рассуждений удобнее откладывать по абсциссе объем сжимаемого воздуха, а для практических целей лучше откладывать длину хода поршня, помня, что тогда диаграмма относится лишь к 1 $см^2$ площади его.

Если нет снятой индикатором диаграммы, то можно ее построить теоретически. На фиг. 181 пунктиром изображена теоретическая диаграмма, а сплошными линиями— нормальная индикаторная диаграмма. Первая отличается от второй геометрически правильным видом и упущением различных побочных явлений, происходящих в действительности в компрессорах, что будет сказано подробнее несколько ниже.

Теоретическая диаграмма очень удобна для изучения принципиальной работы компрессора, а также является необходимой при проектировании компрессора для установления заданной характеристики работы его. Она является также необходимой для сравнения с действительной индикаторной диаграммой с целью определения степени отклонения действительной работы компрессора от идеальной. При невозможности снятия индикаторных диаграмм приходится в случае надобности иногда пользоваться теоретической диаграммой с некоторыми дополнениями или отклонениями.

Строится теоретическая диаграмма сравнительно просто.

Построить диаграмму можно несколькими способами. Помня, что мы условились считать процесс изменения состояния воздуха в цилиндре компрессора адиабатическим, мы должны выбрать прежде всего способ построения адиабаты.

Можно применить способ Бауэра, описанный в § 52, п. «ж». Для этого (фиг. 181) надо, отложив на абсциссе по выбранному масштабу ход поршня S_0 плюс зазор $S_м$ (мертвое пространство между крышкой и поршнем, образующееся, когда последний находится в крайнем положении) и по ординате — давления в атмосферах, провести вспомогательные бауэровские линии под углами, соответствующими $tg\,\alpha = 0{,}25$ и $tg\,\beta = 0{,}37$. Затем, начиная с начальной известной нам точки A, строим на этих вспомогательных линиях адиабатную лестницу для определения точек a, b,..., как подробно указано в § 52, п. «ж».

Так же можно построить адиабату и по точкам, определяемым из табл. 3. (стр. 312). Приняв за единицу объема отрезок ov, определяем, например, точку α, соответствующую давлению 3 $ат$. Находим по таблице при отношении давлений $\frac{p}{p_0} = \frac{3}{1} = 3$ число 45,6%. Тогда длину ov, взятую в миллиметрах, множим на 45,6 и находим абсциссу v_a искомой точки α. Таким же точно образом можно определить и другие точки адиабаты сжатия воздуха для взятого примера.

Объемы воздуха после адиабатического расширения при отдаче компрессии мертвого пространства определяются в процентном отношении к первоначальному объему сжатого воздуха по табл. 4. Например, пусть цилиндр компрессора, сжимающего воздух до 7,5 $ата$, имеет вредное пространство 4% при объеме цилиндра $v_м = 0{,}1$ $м^3$.

НТБ ДНУЖТ

При расширении сжатого воздуха до 1 *ата* при возвратном ходе поршня оставшийся воздух во вредном пространстве согласно таблице займет объем в 422% по сравнению с первоначальным объемом сжатого воздуха. Число 422 найдено в табл. 4 для отношения давлений $\frac{p}{p_0}=\frac{7,5}{1}=7,5$. Занятый объем будет:

$$0,1 \cdot 0,04 \cdot 4,22=0,01688 \ м^3.$$

Этот объем и откладывают по абсциссе от начала координат в точке *D* (фиг. 181). Точно так же можно найти и промежуточные точки кривой.

Кривую адиабаты можно довольно быстро и просто построить как для сжатия, так и для расширения воздуха и найти температуры всех точек, пользуясь также диаграммой *TS* (фиг. 172).

Нормальная диаграмма действительного процесса, оставаясь в общей своей конфигурации схожей с теоретической диаграммой (фиг. 181), все же несколько отличается от нее.

Эти отличия следующие:

а) для открывания нагнетательных клапанов после сжатия воздуха до установленного давления в точке *B* требуется затратить некоторое добавочное усилие на преодоление инерции клапана, прилипание его к седлу, тяжесть его и на преодоление избытка силы давления воздуха сверху на несколько большую площадь, чем снизу, вследствие наличия на клапане притирочного пояса;

б) линия *BC* приобретенного воздухом давления, которая теоретически должна была быть прямой, в действительности во время работы компрессора получает некоторую выпуклость над прямой линией *BC*, показанной пунктиром. Эта выпуклость является результатом внезапного подъема нагнетательного клапана после преодоления перечисленных в пункте «а» сопротивлений и превращения потенциальной энергии давления воздуха в скоростной напор за счет этого давления, что дает сейчас же после подъема клапана скачок давления вниз, за которым начинается нарастание давления вследствие подпора, вызванного сопротивлением инерции и трением воздуха в нагнетательной трубе, а также вследствие некоторого усилия, которое должен тратить поршень при выталкивании воздуха, чтобы держать нагнетательный клапан в открытом положении. Затем следует постепенное понижение давления к точке *C* вследствие замедления хода поршня и успокоения струи воздуха в нагнетательной трубе, наконец, следует постепенная посадка клапана на седло;

в) начало обратного хода поршня характеризуется отдачей компрессии — линия *CD*. Отдача тем больше, чем больше мертвое пространство между крышкой и поршнем в момент самого крайнего положения последнего. Это пространство иногда неправильно называют вредным. О нем сказано подробнее ниже, в пункте «е». Кривая *CD*— адиабата, если только не пропускают поршневые кольца;

г) для открывания всасывающего клапана требуется некоторое избыточное давление на него со стороны поступления воздуха, вследствие чего необходимо, чтобы в пространстве между крышкой цилиндра и поршнем после отдачи компрессии образовалось некоторое разрежение — вакуум, т. е. некоторое понижение давления по сравнению с тем, какое имеется по другую сторону клапана. Это понижение давления обусловливает на диаграмме действительного процесса работы компрессора образование небольшого рога *D*;

д) линия всасывания *DA* проходит ниже прямой пунктирной линии, соответствующей в теории линии всасывания. Это понижение вызвано необходимостью иметь во время всасывания некоторое указанное выше разрежение;

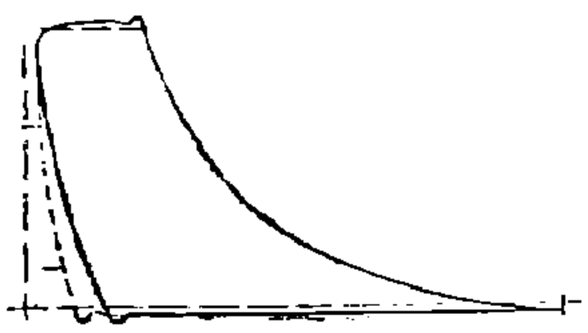
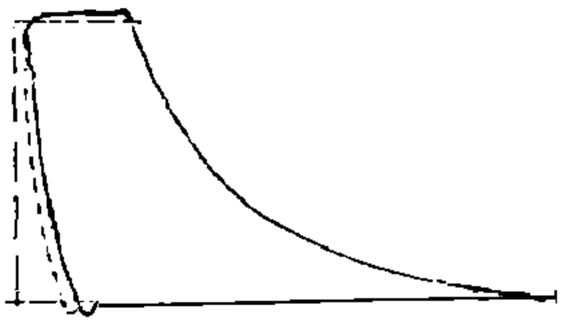
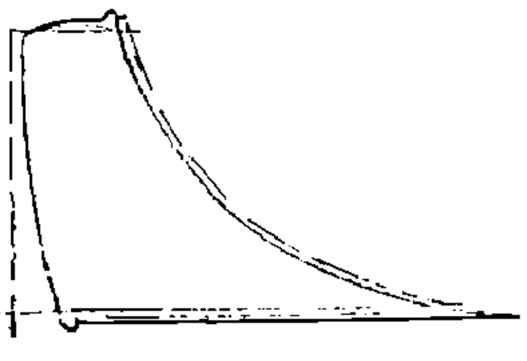
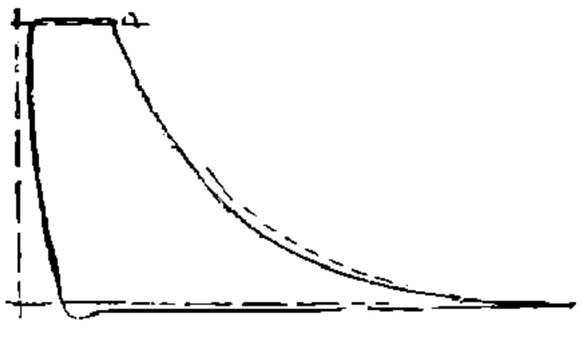
е) линия нагнетания *AB* может немного отклоняться от адиабаты вследствие остывания нагретого воздуха и пропусков поршневых колец. Кроме того она вообще не совпадает с теоретической линией, отмеченной на чертеже пунктиром, вследствие меньшего начального давления всасывания, чем принято теоретически.

Индикаторные диаграммы, снятые во время работы компрессора, являются важнейшей характеристикой его работы. По ним определяется фактическая затрата работы на сжатие воздуха и контролируется работа всасывающих и нагнетательных клапанов. Кроме того индикаторные диаграммы дают возможность судить о неплот-

НТБ ДНУЖТ

Таблица 5

Типичные диаграммы с указанием причин, вызывающих отклонение этих диаграмм от нормальной, изображенной на фиг. 181

Диаграммы	Причины отклонений
	Диаграмма ненормальна вследствие наличия слишком большого мертвого пространства между поршнем и крышкой цилиндра компрессора
	Диаграмма показывает отклонение от нормальной вследствие излишне высокого подъема нагнетательного клапана компрессора
	Диаграмма показывает отклонение от нормальной вследствие большого сопротивления нагнетательной трубы и всасывающего фильтра или малого подъема клапанов
	Диаграмма указывает на то, что клапаны открываются с трудом (слишком тугие пружины)
	Диаграмма указывает на неплотность всасывающего клапана
	Диаграмма ненормальна вследствие застревания нагнетательного клапана
	Диаграмма указывает на неплотность поршня компрессора в цилиндре

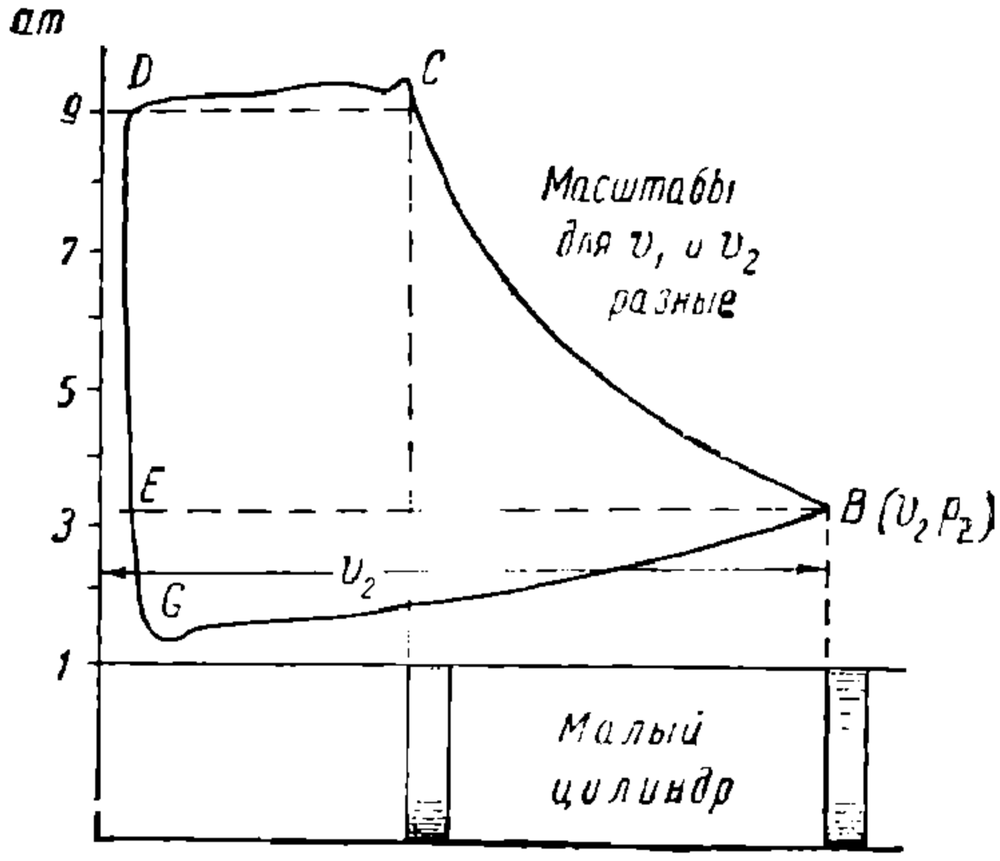
НТБ ДНУЖТ

ностях между поршнем и цилиндром и вообще они служат для анализа работы компрессора.

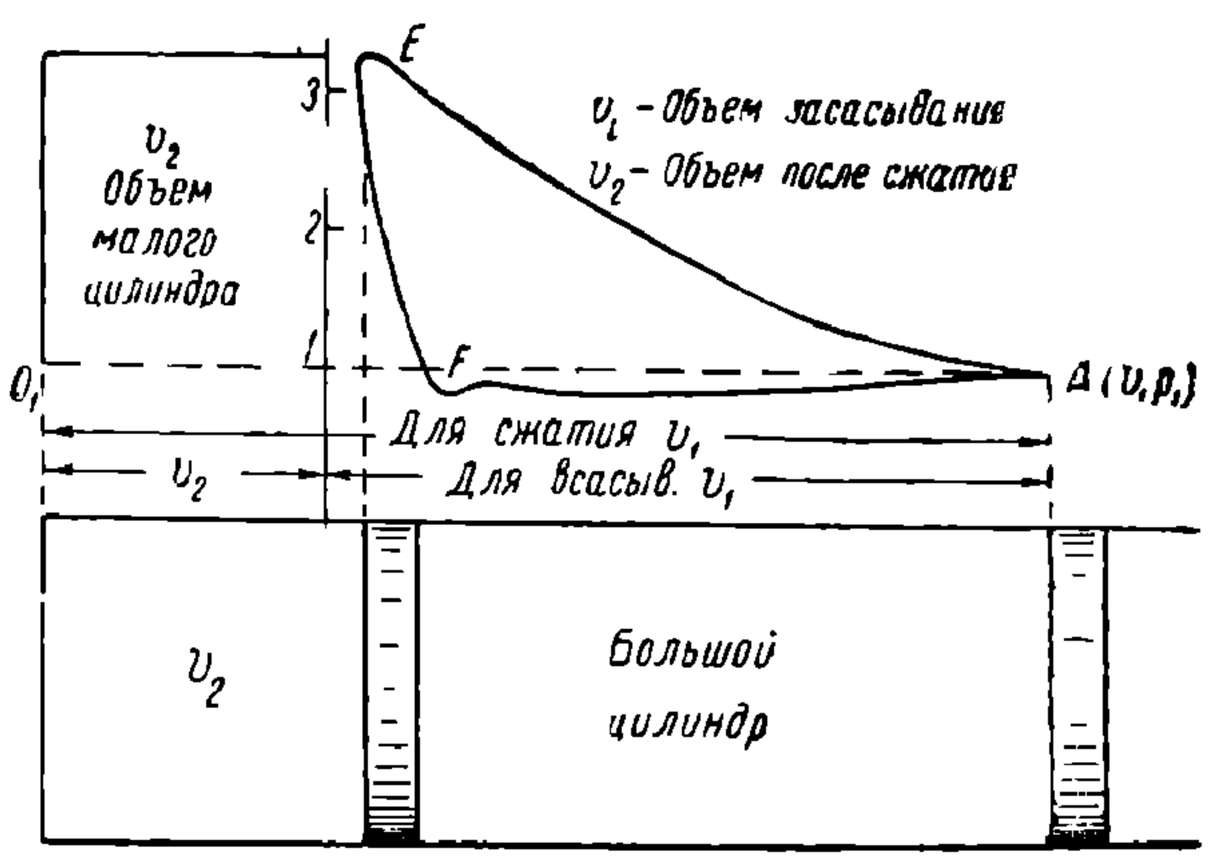
Путем опыта на стационарных установках подмечены характерные признаки на диаграммах в разных случаях ненормальной работы компрессора. В табл. 5 приведены некоторые типичные диаграммы с указанием причин, вызывающих отклонение этих диаграмм от нормальной, изображенной на фиг. 181.

По индикаторной диаграмме определяется фактическая затрата работы на сжатие воздуха, как подробно об этом сказано ниже, в пункте «г».

Диаграммы двухступенчатого сжатия воздуха нами уже применялись в § 53 при описаниях рабочих процессов компрессоров (фиг. 177, 178 и 179). Это так называемые ранкинизированные диаграммы, т. е. масштабы диаграмм сжатия в цилиндрах низкого и высокого давлений по Ранкину так подобраны, что они являются одномерными и поэтому их можно составить вместе как продолжение одна другой.



Фиг. 182а. Ступень высокого давления.



Фиг. 182б. Ступень низкого давления.

На фиг. 182а и 182б показаны практические неранкинизированные индикаторные диаграммы, снятые во время работы компрессора. На фиг. 182а — индикаторная диаграмма, снятая со ступени высокого давления, а на фиг. 182б — снятая со ступени низкого давления.

Абсциссы у них одинаковые, но эти абсциссы обозначают объемы разной величины, следовательно, масштабы у этих диаграмм разные. Кроме того диаграмма большого цилиндра характерна тем, что показывает засасывание атмосферного воздуха только в большой цилиндр, а сжатие одновременно в двух цилиндрах — в большом и малом (при отсутствии между ними ресивера, как в паровоздушных тандем- и компаунд-насосах). Это происходит при одновременном движении поршней различных диаметров, причем большой поршень выталкивает воздух из своего цилиндра, а малый поршень его как бы засасывает, и поэтому в результате разности объемов большого и малого цилиндров в конце хода поршней происходит компрессия. Этим и объясняется, что кривая сжатия AE на диаграмме фиг. 182б показывает непрерывное изменение давления во время всего хода большого и малого поршней от начала до конца. Очевидно, что если это адиабата, то ее надо строить по масштабу объема v_1 одного большого цилиндра, отнесенного к длине AQ_1, но при процессе всасывания образуются два раздельных объема: v_2 и v_1. Это разделение осуществляют клапаны. При снятии индикаторных диаграмм масштабы пружин в индикаторах применяются соответственно для низких и высоких давлений первой и второй ступеней сжатия.

В таком виде снятые диаграммы неудобны для определения их площадей, эквивалентных работе, затраченной на сжатие воздуха. Поэтому, как указывалось, диаграммы полного цикла работы насоса (фиг. 182а и 182б) составляются вместе, для чего их надо привести к одному масштабу; сжатие же воздуха в первой ступени приводится к одному большому цилиндру, т. е. как будто бы засосанный воздух в объеме v_1 большого цилиндра не переходит в малый цилиндр, а сжимается при закрытых клапанах одним большим поршнем до объема малого цилиндра v_2 (фиг. 183, *а*), следова-

НТБ ДНУЖТ

тельно, до давления в точке *B*. Приняв за объем второго цилиндра величину отрезка *BE*, определившегося при построении диаграммы первого цилиндра, переносят на этот масштаб диаграмму фиг. 182а. Таким образом получается единая сопряженная диаграмма *ABCDEFA* сжатия воздуха по адиабате от 1 до 9 *ата* или до другого давления, какое на практике приходится применять. Это есть ранкинизированная диаграмма. При теоретическом построении диаграмм не принимают во внимание всех подробностей, считая, что сжатие от начала до конца происходит по непрерывной адиабате так же, как и расширение воздуха при отдаче компрессии мертвого пространства, а всасывание и нагнетание происходят по горизонтальным прямым, как показано на фиг. 183, *б*.

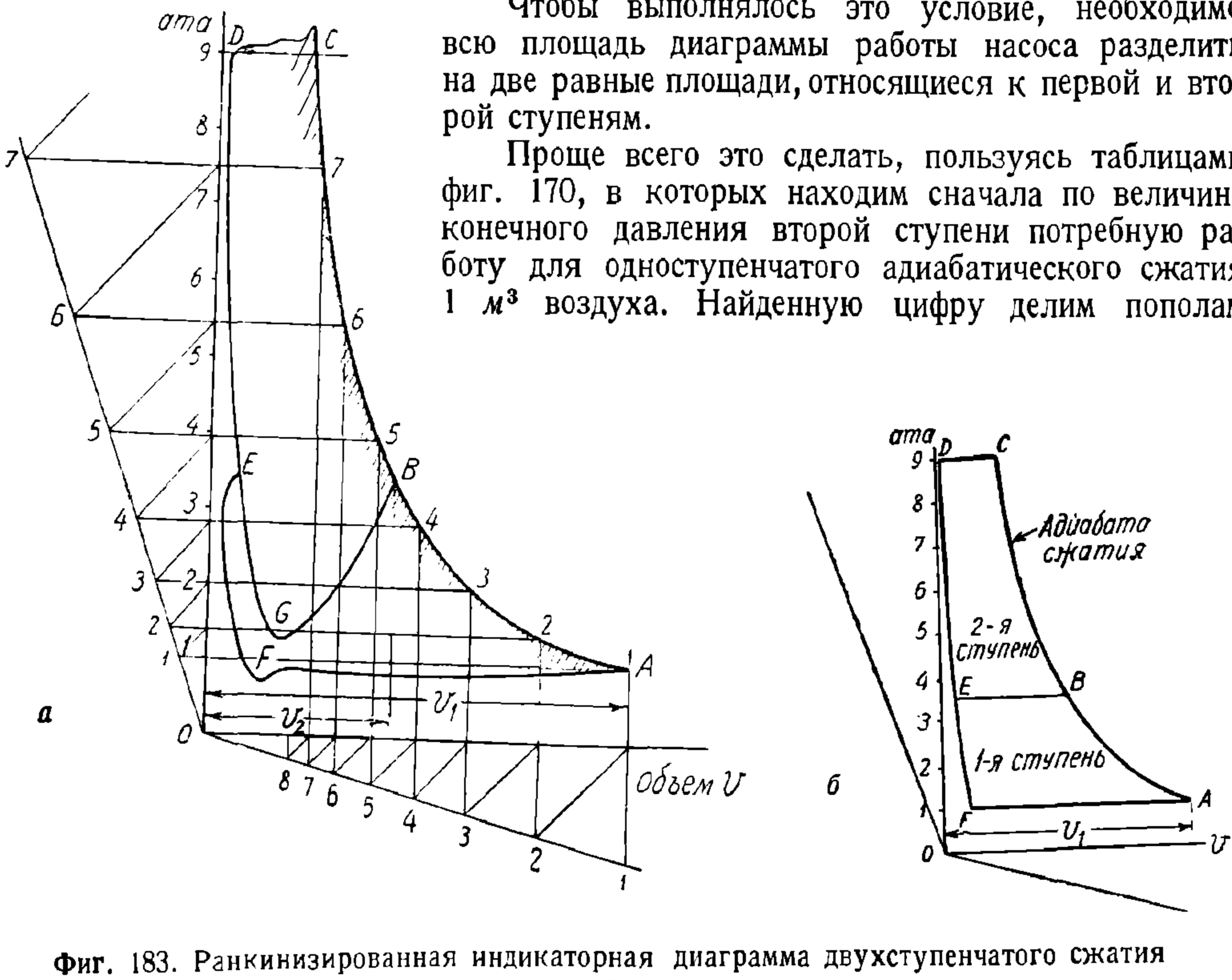
в) Разделение общего давления в большом и малом цилиндрах воздушных насосов

Наиболее выгодной разбивкой давлений в цилиндрах низкого и высокого давлений двухступенчатого насоса считается такая, при которой величины индикаторных работ сжатия воздуха в обеих ступенях одинаковы.

При этом условии получаются более равномерная работа насоса и правильное распределение к. п. д. в обоих цилиндрах его.

Чтобы выполнялось это условие, необходимо всю площадь диаграммы работы насоса разделить на две равные площади, относящиеся к первой и второй ступеням.

Проще всего это сделать, пользуясь таблицами фиг. 170, в которых находим сначала по величине конечного давления второй ступени потребную работу для одноступенчатого адиабатического сжатия 1 $м^3$ воздуха. Найденную цифру делим пополам



Фиг. 183. Ранкинизированная индикаторная диаграмма двухступенчатого сжатия воздуха.

и уже по этой полученной цифре из тех же таблиц находим давление, до которого может быть доведено сжатие в первой ступени.

П р и м е р. Для конечного давления 9 *ата* требуется затратить по таблице фиг. 170 работу 30 500 *кгм*/$м^3$. Половина этого составит 15 250 *кгм*/$м^3$. По той же таблице находим, что этой цифре соответствует сжатие до 3,6 *ата*, или 2,6 *ат*.

Этот же результат можно получить и другим путем: известно, что диаграмма второй ступени является продолжением диаграммы первой ступени, а сложенные вместе они дают общую площадь работы сжатия. Для такого деления необходимо сначала построить теоретическую диаграмму работы сжатия воздуха в двухступенчатом компрессоре при адиабатическом процессе (фиг. 184).

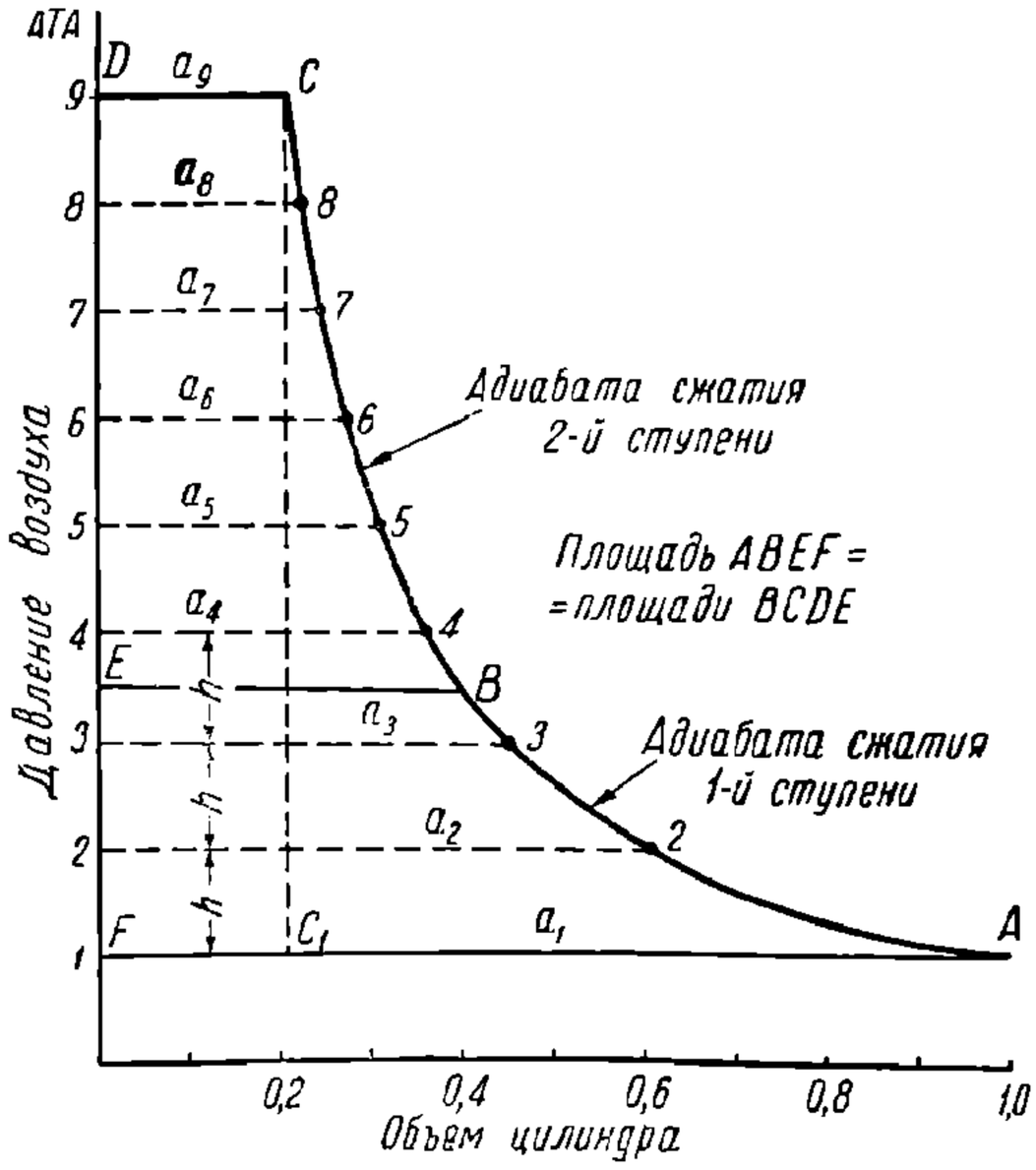
НТБ ДНУЖТ

Для определения площади диаграммы разделим последнюю на n частей прямыми, параллельными оси абсцисс, отстоящими друг от друга на равных расстояниях на величину $\frac{p}{n}$ *кг/см²*. Точки пересечения этих параллельных линий с кривой изменения давления воздуха *AC 1—2, 2—3, 3—4* и т. д. дают нам отрезки кривой, которые условно принимаем за прямые. Таким образом получилась ломаная линия, вписанная в данную кривую; вместо площади *ACDF* берем площадь, ограниченную этой ломаной. Эта последняя площадь представляет собой сумму площадей элементарных трапеций, которые легко вычисляются, если измерить абсциссы a_1, a_2 и т. д., именно получаем:

площадь $$ACDF = {}^1/_2(a_1+a_2)h + {}^1/_2(a_2+a_3)h + {}^1/_2(a_3+a_4)h + \ldots + {}^1/_2\ (a_{n-1}+a_n)h =$$
$$= ({}^1/_2 a_1 + a_2 + a_3 + \ldots + a_{n-1} + {}^1/_2 a_n)h, \qquad (13)$$

где: $a_1, a_2, \ldots, a_n$ — абсциссы кривой *AC*, а h — расстояние между смежными абсциссами, равное $DF : n$.

Во втором примере (фиг. 184) пусть $h = 1$ *ат*, а длины абсцисс a_1, a_2, a_3, ..., a_9 определим в долях от объема v. Эти длины удобно брать прямо из второго столбца табл. 3, где как раз и указаны объемы воздуха в процентах при соответственных давлениях (вернее, в отношениях $\frac{p}{p_0}$, но $p_0 = 1$). Так же можно размеры абсцисс брать непосредственно из диаграммы.



Фиг. 184. Разделение давлений между первой и второй ступенями сжатия воздуха в компрессоре.

Имеем по фиг. 184:

$$\begin{aligned}
{}^1/_2\ a_1 &= 0{,}50\ v \\
a_2 &= 0{,}61\ v \\
a_3 &= 0{,}45\ v \\
a_4 &= 0{,}37\ v \\
a_5 &= 0{,}32\ v \\
a_6 &= 0{,}28\ v \\
a_7 &= 0{,}25\ v \\
a_8 &= 0{,}23\ v \\
{}^1/_2\ a_9 &= 0{,}11\ v \\
\hline
\text{Сумма}\quad & 3{,}12\ v
\end{aligned}$$

Помножив эту сумму на высоту $h = 1$ *ат*, имеем площадь диаграммы:

$$3{,}12 \cdot 1\ ат = 3{,}12\ м^3 ат.$$

Половина этой площади равна:

$$3{,}12 : 2 = 1{,}56\ \ м^3 ат.$$

Чтобы найти, на какой высоте надо разделить диаграмму горизонтальной линией, будем постепенно суммировать элементарные площади снизу вверх, пока не получим цифру 1,56. Если возьмем сумму:

$$({}^1/_2\ a_1 + a_2 + {}^1/_2\ a_3)\ h = (0{,}50 + 0{,}61 + 0{,}22)\ 1 = 1{,}33,$$

к этой площади надо добавить:

$$1{,}56 - 1{,}33 = 0{,}23,$$

чтобы получить требуемую площадь 1,56. При длине абсциссы $a_3 = 0{,}45$ эта последняя площадь будет приблизительно на уровне:

$$0{,}23 : 0{,}45 \approx 0{,}5\ ат.$$

Итак, разделение диаграммы на две равновеликие площади получается при давлении 3,5 *ата*, или 2,5 *ат*. До такого давления и должен сжиматься воздух в первой ступени. Это достигается путем подбора соотношения объемов большого и малого цилиндров (см. пункт «л»).

НТБ ДНУЖТ

г) Потребная мощность для работы компрессора и количество пара для паровоздушного насоса

Знать мощность компрессора требуется при подборе двигателя к нему, а также для определения к. п. д.

Подбирать двигатель приходится для мотор-компрессоров. Что же касается паровоздушных насосов, то для них двигатель не подбирается, а проектируется одновременно с компрессором. В этом последнем случае важнее знать не мощность паровой машины, связанной в один общий агрегат с компрессором, а расход пара, т. е. какое весовое количество пара расходуется на 1 $м^3$ свободного воздуха.

Расход мощности на работу компрессора зависит прежде всего от его производительности, затем от высоты давления, до которого воздух сжимается, от характера процесса сжатия и наконец от к. п. д. его в целом.

Производительность насоса V $м^3/мин$ задается или измеряется в натуре или же подсчитывается, как указано в пункте «з». Точно так же задается или устанавливается для данной конструкции насоса высота давления p окончательно сжатого воздуха; к. п. д. η определяется, как указано в пункте «ж».

Что же касается характера изменения состояния воздуха в компрессоре, то выше (в пункте «а») мы установили, что сжатие воздуха при наличии лишь воздушно-охлаждающих ребер на цилиндрах происходит по адиабатическому закону даже в том случае, когда в двухступенчатых мотор-компрессорах имеется между первой и второй ступенями охлаждающая петля. Эта петля способствует уменьшению расхода мощности, но она не влияет на процесс сжатия воздуха в каждом из цилиндров.

Поэтому в тех случаях, когда нет междуступенчатого охлаждения воздуха, потребная теоретическая мощность в лошадиных силах компрессора как одноступенчатого, так и двухступенчатого определяется по затраченной работе на сжатие в единицу времени того количества воздуха, которое определяется производительностью компрессора. Если же имеется междуступенчатое охлаждение, то прежде всего необходимо определить степень охлаждения воздуха и начальное состояние последнего во второй ступени, после чего подсчитывается мощность каждой ступени отдельно, и все суммируется.

Необходимо различать три вида оценок мощности, расходуемой компрессором: N_0 — теоретическая или идеальная мощность, которая по законам термодинамики является точным эквивалентом расхода энергии на сжатие воздуха по данному закону в предположении отсутствия каких бы то ни было потерь и сопротивлений; $N_{ин}$ — индикаторная мощность, которая соответствует площади индикаторной диаграммы и показывает внутренний расход мощности компрессора на изменение состояния воздуха, который может зависеть от различных факторов: непредвиденный приток или отвод тепла, утечки воздуха через неплотности, сопротивления движению воздуха в каналах и клапанах и т. п.; $N_{эф}$ — эффективная мощность, которую необходимо подвести к компрессору, чтобы заставить его работать с той производительностью, на которую он рассчитан; эта мощность включает в себя индикаторную мощность и мощность, которая расходуется на различные механические сопротивления компрессора как машины:

$$N_{эф} = N_{ин} + N_{мех}. \qquad (14)$$

Подсчет теоретической мощности производится по формуле (10) пункта «е». Помножив результат на производительность компрессора V $м^3/мин$ и деля на 60 и на 75, приводим мощность к единицам в лошадиных силах. Проще пользоваться диаграммами работы, потребной на сжатие и выталкивание 1 $м^3$ воздуха (фиг. 170).

По этим диаграммам находят работу в килограммометрах, потребную для адиабатического сжатия 1 $м^3$ засосанного воздуха, множат ее на производительность компрессора V $м^3/мин$, делят на 60, чтобы определить работу, расходуемую компрессором в 1 сек., и еще делят на 75, чтобы выразить результат в лошадиных силах:

$$N_0 = \frac{LV}{60 \cdot 75} \text{ } л.\ с., \qquad (15)$$

где: L — потребная работа на сжатие и выталкивание из цилиндров 1 $м^3$ воздуха в $кгм/м^3$;

НТБ ДНУЖТ

V — производительность насоса в минуту в $м^3/мин$.

Пример. Для сжатия 1 500 $л/мин$, или 1,5 $м^3/мин$, воздуха от давления $p_0 = 1$ *ата* до давления $p = 9$ *ата* теоретически требуется следующая мощность.

По диаграмме фиг. 170 находим работу L для 1 $м^3$ воздуха

$$L = 30\,500 \text{ } кгм/м^3,$$

поэтому теоретическая мощность компрессора:

$$N_0 = \frac{1{,}5 \cdot 30\,500}{60 \cdot 75} = 10 \text{ } л.\ с.$$

Мы подчеркиваем, что это теоретический расход мощности; действительный расход будет несколько больше, так как результат надо еще разделить на полный к. п. д. компрессора.

Пример. Какая требуется теоретическая мощность для сжатия 2 500 $л/мин$ воздуха от давления 0,95 *ата* (на возвышенности) до среднего давления, поддерживаемого компрессором в резервуаре 8,5 *ата*?

По диаграмме фиг. 170 находим работу:

$$L = 29\,000 \text{ } кгм,$$

отсюда мощность:

$$N_0 = \frac{2\,900 \cdot 2{,}5}{60 \cdot 75} = 16 \text{ } л.\ с.$$

Для подсчета величины индикаторной мощности берется диаграмма работы компрессора, снятая с натуры или составленная по имеющимся данным, и определяется по ее площади полная работа за двойной ход поршня (вперед и назад). Если компрессор двойного действия (поршень сжимает воздух обеими своими сторонами в обеих камерах цилиндра), то найденная работа $L_{ин}$ множится на 2.

Индикаторная мощность $N_{ин}$ компрессора простого действия при числе двойных ходов поршня n в 1 мин. будет исчисляться следующим образом:

а) для компрессора простого действия:

$$N_{ин} = \frac{L_{ин} n}{60 \cdot 75} \text{ } л.\ с.; \tag{16}$$

б) для компрессора двойного действия:

$$N_{ин} = 2 \frac{L_{ин} n}{60 \cdot 75} \text{ } л.\ с., \tag{17}$$

где $L_{ин}$ — индикаторная работа, отнесенная ко всей площади поршня, рассчитанная по индикаторной диаграмме.

Если известно среднее индикаторное давление на поршень $p_{ср}$, то:

$$N_{ин} = \frac{\pi d^2}{4} \frac{S_0 n p_{ср}}{60 \cdot 75} \text{ } л.\ с. \tag{18}$$

Индикаторная мощность больше теоретической мощности, но меньше работы, затраченной на приведение компрессора в действие, т. е. меньше эффективной мощности. Между величинами этих двух мощностей имеется следующая зависимость:

$$N_{эф} = \frac{N_{ин}}{\eta_{мех}}, \tag{19}$$

где $\eta_{мех}$ — к. п. д. компрессора как машины.

О к. п. д. компрессора η см. пункт «д».

По найденной мощности $N_{эф}$ подбирают соответственную мощность мотора.

В паровоздушных насосах двигателем служит прямодействующая простая или компаунд-паровая машина со 100%-ным наполнением и с поршнями на тех же поршневых штоках воздушных цилиндров. Диаметр поршня паровой машины подсчитывается по максимальным силам, какие требуются прилагать к штокам для приведения в действие поршней насоса, с учетом всех механических и воздушных сопротивлений, с одной стороны, и располагаемого давления пара, с другой стороны. При этом надо учитывать, что часть энергии пара, получаемого из котла, должна быть израсходо-

НГБ ДНУЖТ

вана на потери в трубопроводе и в каналах, а также на приобретение скорости движения пара в цилиндре. Кроме того предъявляется обычно требование, чтобы насос накачивал воздух в главный резервуар до давления 8 *ат* при давлении в котле, например, 9 *ат*, хотя бы с малой производительностью. Собственно говоря, последнее условие и является исходным. Паровая машина насоса будет, следовательно, иметь определенную мощность соответственно рабочему давлению пара в котле выше 9 *ат*. Так как наибольшие силы противодавления воздуха в компрессоре получаются в конце выталкивания воздуха из цилиндров, то этими силами с учетом к. п. д. компрессора и двигателя и определяется давление пара на поршень двигателя в конце хода поршня:

$$p_в\,\omega_в\,\frac{1}{\eta} = p_п\,\omega_п\,\eta;$$

$$p_п = p_в\,\eta^2\,\frac{\omega_в}{\omega_п}\,. \qquad (20)$$

По найденному давлению $p_п$ насыщенного пара находим из таблиц пара его удельный вес γ.

Если назвать объем, описываемый паровым поршнем за один ход, через $V_п$, а объем, описываемый в это время всасывающим поршнем компрессора, через $V_в$, то удельный расход пара, т. е. отнесенный к единице объема всасываемого воздуха, будет равен:

$$\delta = \gamma\,\frac{V_п}{V_в}\ кг/м^3. \qquad (21)$$

Часовой расход пара определяется часовым расходом воздуха на торможение и поддержание поездного давления тормозной сети (см. § 49).

д) К. п. д. воздушного насоса

Как известно, к. п. д. машин называется отношение полученной мощности к затраченной этой машиной мощности:

$$\eta = \frac{\text{полученная мощность}}{\text{затраченная мощность}}\,,$$

или, короче:

$$\eta = \frac{N_{получ}}{N_{затрач}}\,.$$

При этом обычно не обращается внимания, на какие вредные или полезные сопротивления при получении продукта машина затрачивает свою мощность. Но когда мы должны определить к. п. д. агрегата, вырабатывающего какой-нибудь продукт за счет подводимой к нему энергии извне, то здесь уже необходимо сопротивления разделять на полезные и вредные.

Действительно, качество агрегата вполне будет охарактеризовано отношением количества мощности, израсходованной им только на полезные сопротивления, ко всей мощности, полученной им извне. Поэтому, называя расход мощности на полезный продукт через N_0, а полный расход мощности через N, получим к. п. д. рассматриваемого агрегата как отношение:

$$\eta = \frac{N_0}{N}\,.$$

Обращаясь к компрессорам, мы прежде всего должны выяснить, какое количество мощности компрессор расходует на производство сжатого воздуха. Но тут возникает вопрос о способе получения сжатого воздуха. Известно, что изотермическое сжатие требует меньшей затраты мощности, чем адиабатическое, что зависит не от качества самого компрессора, а от типа холодильника между ступенями сжатия. В связи с этим различают два вида к. п. д. компрессоров: изотермический и адиабатический. Если мощность, расходуемую на сжатие воздуха по изотермическому закону (с охлаждением воздуха между ступенями компрессора), назовем через $N_{из}$, а мощность, расхо-

НТБ ДНУЖТ

дуемую на сжатие воздуха по адиабатическому процессу, — через $N_{ад}$, то соответственные к. п. д. компрессоров будут:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_{эф}}; \tag{22}$$

$$\eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_{эф}}. \tag{23}$$

Из сказанного следует, что из двух характерных к. п. д. (изотермического и адиабатического) берется для данного компрессора тот, который соответствует его типу и характеру изменения состояния воздуха в нем, в зависимости от свойства цикла, по которому компрессор работает, и от конструкции его. Паровоздушные насосы и мотор-компрессоры, применяемые на локомотивах, у которых воздушное охлаждение цилиндров имеет лишь вспомогательное значение, именно улучшение условий смазки, принадлежат к неохлаждаемым машинам в отношении сжимаемого в них воздуха и, как это мы установили в пункте «а», они работают по адиабатическому циклу. Следовательно, для оценки их надо пользоваться адиабатическим к. п. д. по формуле (23).

Значит, общий адиабатический к. п. д. $\eta_{ад}$ представляет собой отношение мощности, которую компрессор должен был бы затратить при идеальном адиабатическом процессе сжатия к фактически затраченной эффективной мощности.

Пример. На валу мотор-компрессора расходуется мощность 21,5 *л. с.* Компрессор подает воздуха 2 500 *л/мин*, сжимая его от 1,01 до 8 *ата*. Требуется определить $\eta_{ад}$. Согласно диаграмме фиг. 170 работа L на сжатие 1 $м^3$ воздуха от давления 1,01 до 8 *ата* равна 28 500 *кгм*. Следовательно, при производительности компрессора 2,5 $м^3/мин$ должна расходоваться следующая теоретическая мощность:

$$N_{ад} = \frac{2{,}5 \quad 28\,500}{60 \quad 75} = 15{,}8 \ л.\ с.$$

Так как компрессор расходует фактически 21,5 *л. с.* (эффективных), то:

$$\eta = \frac{15{,}8}{21{,}5} = 0{,}73.$$

Общий к. п. д. компрессора показывает, какая часть от всей затраченной мощности идет на полезную работу. Следовательно, потребная мощность для компрессора включает в себе как бы три мощности:

1) теоретическую мощность $N_{ад}$, идущую на чистое сжатие воздуха при определенной производительности засасывания и определенных начальных и конечных давлениях;

2) добавочную мощность $\Delta N_{инд}$ к первой на несовершенство диаграммы цикла, т. е. на избыточную работу в сравнении с теоретической, вследствие сопротивлений в воздушных каналах и распределительных органах при всасывании и нагнетании, как показано заштрихованной площадью на индикаторной диаграмме фиг. 185, где штриховка означает избыточную работу по сравнению с теоретической;

3) добавочную мощность $\Delta N_{мех}$ на преодоление трения поршней, штоков и кривошипно-шатунного механизма в мотор-компрессорах.

Таким образом, полная общая мощность компрессора может быть представлена в виде суммы:

$$N = N_{ад} + \Delta N_{инд} + N_{мех}. \tag{24}$$

Из этого следует, что полная индикаторная мощность, подсчитанная по площади индикаторной диаграммы, снятой с натуры, равна:

$$N_{инд} = N_{ад} + \Delta N_{инд}, \tag{25}$$

а мощность механических сопротивлений равна:

$$N_{мех} = N - N_{инд}. \tag{26}$$

НТБ ДНУЖТ

Отсюда получается разложение общего к. п. д. на три: 1) $\eta_{общ}$ или просто η, 2) $\eta_{инд}$ и 3) $\eta_{мех}$, которые определяются по следующим формулам:

$$\eta = \frac{N_{ад}}{N_{эф}}; \tag{27}$$

$$\eta_{инд} = \frac{N_{ад}}{N_{инд}}; \tag{28}$$

$$\eta_{мех} = \frac{N_{инд}}{N_{э}}. \tag{29}$$

На практике величины этих к. п. д. колеблются между следующими пределами: η = от 0,6 до 0,8; $\eta_{инд}$ = от 0,7 до 0,9; $\eta_{мех}$ = от 0,85 до 0,9.

Общий к. п. д. η равен произведению двух других. В самом деле, общий к. п. д. равен согласно формуле (27):

$$\eta = \frac{N_{ад}}{N_{эф}}.$$

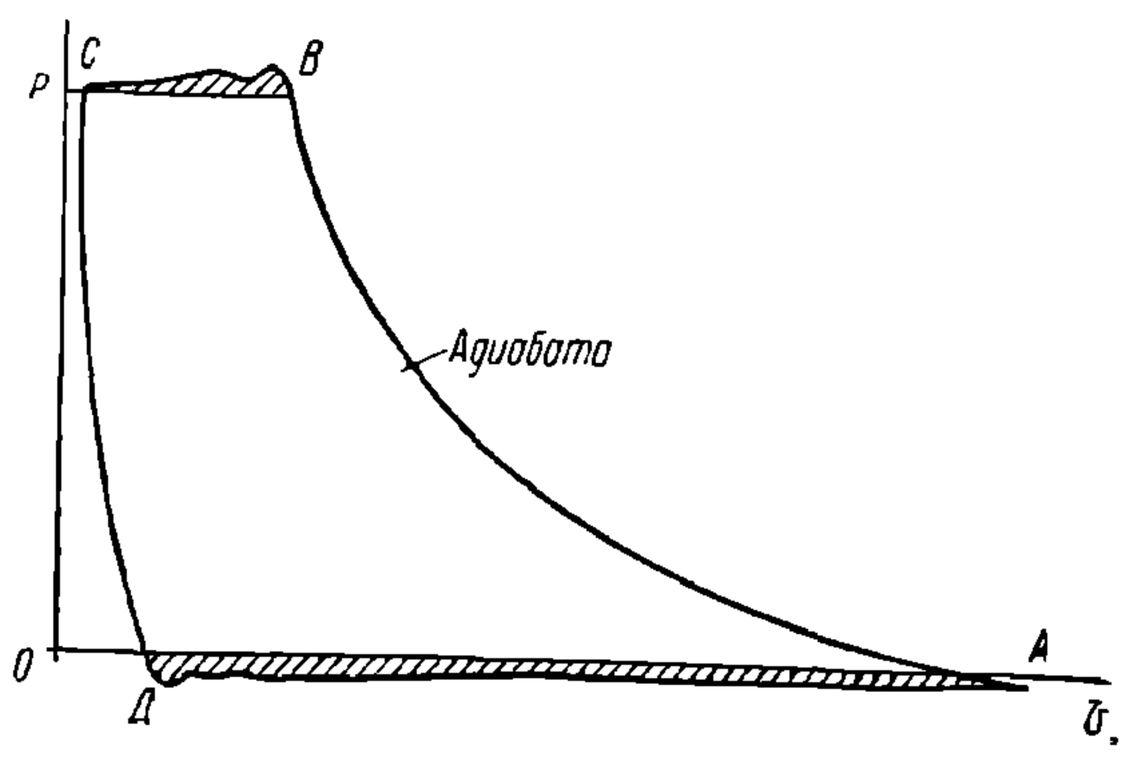
Умножив числитель и знаменатель на $N_{инд}$, имеем:

$$\eta = \frac{N_{ад} N_{инд}}{N_{эф} N_{инд}}$$

или

$$\eta = \frac{N_{ад}}{N_{инд}} \cdot \frac{N_{инд}}{N_{эф}},$$

что согласно формулам (28) и (29) дает:



Фиг. 185. Избыток площади действительной индикаторной диаграммы относительно теоретической.

$$\eta = \eta_{инд} \cdot \eta_{мех}. \tag{30}$$

Пример 1. Производительность паровоздушного компаунд-насоса 3 200 *л/мин* свободного воздуха при сжатии его от давления 1,03 до давления 7 *ата* в главном резервуаре и при 160 одинарных ходах поршней. Предположим, что измерением площади индикаторной диаграммы работы воздушных цилиндров найдено, что за один ход поршня расходуется 6 460 *кгм* работы. Кроме того, измерено при помощи динамометра или непосредственно грузом, что для перемещения одной пары поршней (воздушного и парового вместе) требуется усилие 40 *кг*. Длина хода поршня 0,36 *м*. Спрашивается, какой общий к. п. д. компаунд-насоса?

Решение. Из диаграммы фиг. 170 находим, что для сжатия 1 $м^3$ воздуха от 1,03 до 7 *ата* требуются 26 300 *кгм/м*^{3}. Ту же цифру получим, применяя формулу (10):

$$L = 3{,}5\, p_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{0{,}286} - 1 \right] кгм/м^3.$$

Здесь, как известно, p_2 должно быть взято в $кг/м^2$, а $\frac{p_1}{p_2}$ как отношение может быть и в технических атмосферах. Имеем:

$$L = 3{,}5 \cdot 10\,300 \left[\left(\frac{7{,}00}{1{,}03} \right)^{0{,}286} - 1 \right] = 3{,}5 \cdot 10\,300\,(1{,}73 - 1) = 26316\ кгм/м^3.$$

Так как подача воздуха равна 3,2 $м^3/мин$, то требующаяся теоретическая мощность для этого равна:

$$N_{ад} = \frac{3{,}2 \cdot 26\,300}{60 \cdot 75} = 16{,}7\ л.\ с.$$

НТБ ДНУЖТ

Зная же по заданию, что за один ход поршня расходуется согласно площади индикаторной диаграммы 6 460 *кгм*, а число одинарных ходов поршня 160 в 1 мин., из этих данных определяем индикаторную мощность насоса:

$$N_{инд} = \frac{6\,460 \cdot 160}{60 \cdot 75} = 23 \ л.\ с.$$

К этому надо прибавить мощность на механические потери. Если сопротивление трения одной пары поршней 40 *кг*, длина хода их 0,36 *м*, то для двух пар поршней при числе ходов их 160 в 1 мин. имеем:

$$N_{мех} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 0{,}36 \cdot 160}{60 \cdot 75} \approx 1 \ л.\ с.$$

Следовательно, полная эффективная мощность, расходуемая компрессором на накачивание воздуха, равна:

$$N_{эф} = N_{инд} + N_{мех} = 23 + 1 = 24 \ л.\ с.$$

Теперь можем определить все виды к. п. д. рассматриваемого компаунд-насоса.

Общий $$\eta = \frac{N_{ад}}{N_{эф}} = \frac{16{,}7}{24} = 0{,}69.$$

Индикаторный $$\eta_{инд} = \frac{N_{ад}}{N_{инд}} = \frac{16{,}7}{23} = 0{,}73.$$

Механический $$\eta_{мех} = \frac{N_{инд}}{N_{эф}} = \frac{23}{24} = 0{,}95.$$

Проверка: $$\eta = \eta_{инд} \cdot \eta_{мех} = 0{,}73 \cdot 0{,}95 = 0{,}69.$$

Рассмотренные к. п. д. относятся исключительно к компрессорной части, не касаясь двигателей. В мотор-компрессорах к. п. д. мотора $\eta_{мот}$ известен по его паспорту. Поэтому полный к. п. д. мотор-компрессора как агрегата $\eta_{агр}$ находится путем перемножения к. п. д. мотора на к. п. д. компрессора:

$$\eta_{агр} = \eta_{мот} \cdot \eta. \qquad (31)$$

В паровоздушных насосах обычно неизвестен к. п. д. паровой машины. Но его можно определить по израсходованному пару.

Предположим, что нам известен расход пара на подачу 1 $м^3$ воздуха. Называя этот расход через G килограммов при индикаторном максимальном давлении p_n в конце хода поршня, мы находим по таблицам пара теплосодержание его λ *кал/кг*.

При этих данных мы легко можем подсчитать количество тепла, израсходованного на подачу 1 $м^3$ воздуха. Оно равно $G\lambda$. Так как механический эквивалент тепла равен 427 *кгм/кал*, то считаем, что на 1 $м^3$ воздуха тратится тепла, способного произвести работу, равную 427 $G\lambda$. С другой стороны, теоретическое количество работы на сжатие 1 $м^3$ воздуха нам известно из формулы (10) или из таблицы фиг. 170. Назовем его $L_{ад}$. Поэтому полный к. п. д. всего агрегата равен отношению количества затраченной работы к теоретической работе, потребной для сжатия 1 $м^3$ воздуха:

$$\eta_{агр} = \frac{L_{ад}}{427 G \lambda}. \qquad (32)$$

Пример. 2. Предположим, мы нашли путем непосредственного измерения, что на сжатие 1 $м^3$ воздуха до давления 7,5 *ата* тандем-насос расходует 5 *кг* пара. Максимальное давление его в конце каждого хода поршня равно 10,5 *ат* (избыток давления в котле расходуется на скорость подачи пара и сопротивления в трубах). По таблицам пара находим, что полная теплота 1 *кг* пара (отсчитывая от нуля) равна 663 *кал*. На сжатие воздуха от 1 до 7,5 *ата* требуется теоретическое количество работы,

НТБ ДНУЖТ

согласно диаграмме фиг. 170, 27 250 *кгм*. Поэтому полный к. п. д. тандем-насоса как агрегата равен:

$$\eta_{агр} = \frac{27\,250}{427 \cdot 5 \cdot 663} = 0{,}019,$$

т. е. к. п. д. приблизительно равен 2%.

Так как этот к. п. д. является результатом произведения двух к. п. д. — паровой машины $\eta_{пар}$ как двигателя и компрессора $\eta_{ком}$, расходующего мощность, т. е.:

$$\eta_{агр} = \eta_{пар} \cdot \eta_{ком},$$

то, зная к. п. д. одного компрессора и к. п. д. всего агрегата, мы можем найти к. п. д. одной паровой машины. Он равен:

$$\eta_{пар} = \frac{\eta_{агр}}{\eta_{ком}}$$

Выше (в примере 1) мы нашли, что $\eta_{ком}$ равен приблизительно 0,7, а в примере 2 $\eta_{агр} = 0{,}02$, поэтому:

$$\eta_{пар} = \frac{0{,}02}{0{,}7} \approx 0{,}03.$$

К. п. д. паровых машин, работающих с расширением при наличии точных парораспределительных механизмов, равен, как известно, около 0,08—0,12.

Паровая же машина со 100%-ным наполнением тандем-насоса имеет к. п. д. в три раза меньший.

Компаунд-насос имеет к. п. д. несколько больший, чем тандем-насос, ввиду двойного расширения пара.

Применение столь невыгодных машин окупается простотой и портативностью их.

е) Мертвое (вредное) пространство и объемный к. п. д.

Когда поршень компрессора находится в крайнем положении после сжатия и выталкивания воздуха, то между ним, крышкой цилиндра, клапанами и в каналах образуется свободное пространство, которое по аналогии с паровыми машинами неправильно называют вредным пространством. В стационарных компрессорах это пространство не является вредным в смысле увеличения расхода мощности, как это имеет место в паровых и тепловых машинах, а оно просто бесполезно. Действительно, оставшийся в нем сжатый воздух не теряется, а остается в цилиндре и всю работу компрессии отдает обратно поршню как положительную работу, а в паровоздушных тандем- и компаунд-насосах, чем больше мертвое пространство, тем меньше рабочее пространство парового цилиндра, что дает при 100% наполнения тоже уменьшение расхода пара, т. е. если от этого уменьшается объем всасывания воздуха, то пропорционально этому уменьшается и расход мощности. В конечном результате получается, что рабочая длина цилиндра и величина активного хода поршня меньше, т. е. как будто размеры компрессора меньше, что не является фактором, уменьшающим к. п. д. компрессора. Ввиду этого рассматриваемое бесполезное пространство мы называем м е р т в ы м пространством.

Мертвое пространство может быть подсчитано теоретически по чертежу или же измерено путем заполнения его жидким маслом, объемное количество которого и измеряют.

Объем мертвого пространства выражается обычно в процентах от всего объема, описываемого поршнем за один ход. Оно нормально составляет в компрессорах от 3 до 10%. Чем выше развиваемое компрессором давление, тем меньше должно быть мертвое пространство. Построить компрессор без вредного пространства совершенно невозможно ввиду неизбежной поломки машины от ударов поршня в крышку. Излишняя погоня за малым мертвым пространством может привести к ухудшению всей конструкции компрессора в целом и может отразиться на плавности работы клапанов.

Из-за наличия объема мертвого пространства V_0 процесс всасывания начинается не в самом начале обратного хода поршня, а тогда, когда давление в цилиндре упадет

НТБ ДНУЖТ

до давления всасывания p_1 (фиг. 186). Это произойдет тогда, когда поршень уже пройдет часть своего хода $S - S_1 = \Delta S$. Поэтому объем воздуха, засасываемый при каждом ходе поршня, получается меньше, чем FS, где F — площадь поршня, а S — его полный ход.

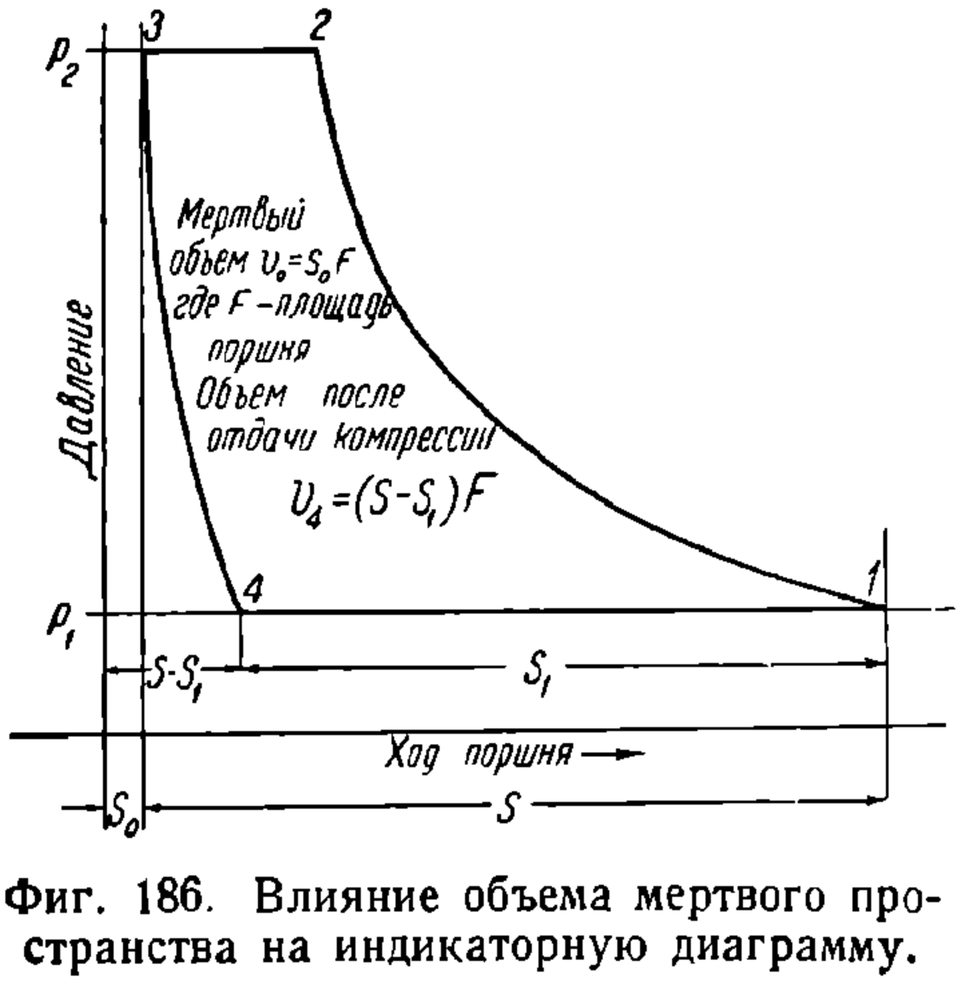
Отношение действительно засасываемого объема FS_1 к теоретическому FS называется «объемным к. п. д. компрессора», или «волюметрическим к. п. д.», и обозначается буквой φ. Таким образом:

$$\varphi = \frac{S_1 F}{SF} = \frac{S_1}{S}. \tag{33}$$

Подчеркиваем, что объемный к. п. д. компрессора не имеет никакого отношения к к. п. д. в отношении мощности. Компрессор с худшим объемным к. п. д. может иметь лучший к. п. д. по относительному расходу мощности.

Объемный к. п. д. может влиять на производительность насоса, но это уменьшение производительности влечет за собой и уменьшение расхода мощности.

Один и тот же компрессор, имеющий по своей конструкции определенное постоянное вредное пространство (кривошипно-шатунный привод), работая при разных давлениях, имеет, как это видно из табл. 6, тем меньший объемный к. п. д., чем выше давление выталкиваемого из цилиндра воздуха.



Фиг. 186. Влияние объема мертвого пространства на индикаторную диаграмму.

В паровоздушных насосах благодаря прямодействующей конструкции парораспределения величина ходов поршней переменная: чем выше противодавление сжатого воздуха в цилиндре, тем медленнее движение поршней, тем слабее сила инерции их, и поэтому перемена хода поршней получается при малом открытии окон ходопеременного золотника, т. е. при большом мертвом пространстве. Например, при давлении воздуха в воздушных цилиндрах 3 — 3,5 *ат* и при давлении пара 10 *ат* наблюдается легкий стук поршней о крышки; величина мертвых пространств в этих случаях минимальная, равная углублениям в крышке для клапанных седел и для центральной поршневой гайки. При полном же давлении воздуха в главном резервуаре поршни не доходят до крышек на 10—12 *мм*.

Чем меньше мертвое пространство, тем больше будет его объемный к. п. д., и наоборот, как это видно из табл. 6. С другой стороны, в паровоздушных насосах мертвое пространство увеличивается одновременно с возрастанием давления в главном резервуаре. Из этого следует, что по мере повышения давления одновременно складываются два фактора, уменьшающие объемный к. п. д.: увеличение давления воздуха и уменьшение хода поршня паровой машины.

Когда говорится о производительности воздушного насоса, то под этим подразумевается рабочий объем, описываемый поршнем с момента подъема всасывающего клапана до конца хода поршня, помноженный на число двойных ходов последнего.

Определим величину всасывающего «рабочего объема» цилиндра и объемный к. п. д.

Отношение мертвого объема V_0 ко всему описываемому поршнем объему V равно:

$$f = \frac{V_0}{V} = \frac{S_0}{S}. \tag{34}$$

При адиабатическом расширении воздуха (фиг. 186), имеющего давление p_2, из мертвого объема V_0 до объема V_4, имеем:

$$p_2 {V_0}^{1,4} = p_1 {V_4}^{1,4},$$

но $V_0 = fV$, поэтому:

$$p_2 (fV)^{1,4} = p_1 {V_4}^{1,4},$$

НТБ ДНУЖТ

откуда искомый объем воздуха в конце отдачи компрессии:

$$V_4 = fV\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} \qquad 35)$$

Всасываемый рабочий объем находим из равенства:

$$V_1 = V + V_0 - V_4, \qquad (36)$$

откуда объемный к. п. д.:

$$\varphi = \frac{V_1}{V} = \frac{V + V_0 - V_4}{V} = 1 + \frac{V_0}{V} - \frac{V_4}{V} \qquad (36)$$

или

$$\varphi = 1 + f - f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{1,4}},$$

или

$$\varphi = 1 - f\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,714} - 1\right] \qquad (37)$$

Коэфициенты φ даны в табл. 6 в зависимости от величины мертвого пространства V_0 и давления компрессии p_2.

Таблица 6

Объемные к. п. д. φ компрессорных цилиндров при различных давлениях и процентах мертвого пространства

Конечное давление в *ат* p_2 / Мертвое простр. в %	1	2	3	4	5	6	7	8
	Объемные к. п. д. φ							
0	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93
2	1	0,98	0,96	0,96	0,92	0,90	0,88	0,86
4	1	0,96	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,72
6	1	0,94	0,88	0,82	0,76	0,70	0,64	0,58
8	1	0,92	0,84	0,76	0,68	0,60	0,52	0,44

Табл. 6 показывает, что при сжатии воздуха в одноступенчатом компрессоре до значительного давления получается пониженное использование объема цилиндра для засасывания, т. е. низкий объемный к. п. д.

Так, например, если произвести сжатие воздуха с 1 до 9 *ата* в одном цилиндре, имеющем мертвый объем 4%, то при своем расширении оставшийся в мертвом пространстве воздух займет объем, который мы находим по табл. 4 (стр. 313) для отношения

$$\frac{p_2}{p_1} = 9.$$

Этот объем равен 480% от первоначального, т. е. $0,04 \cdot 4,8 = 0,192$ объема цилиндра.

Это показано на фиг. 187, где полный ход поршня S и засасывание на пути S_1 при мертвой длине S_0 отложены по масштабу.

Если этот же цилиндр одноступенчатого компрессора применить в качестве цилиндра первой ступени для двухступенчатого компрессора, в котором сжатие воздуха будет происходить только с 1 до 3 *ат*, то при том же вредном пространстве 4% воздух, оставшийся в нем, при расширении займет согласно табл. 4 для $\frac{p_2}{p_1} = 3$ объем в 219%,

НТБ ДНУЖТ

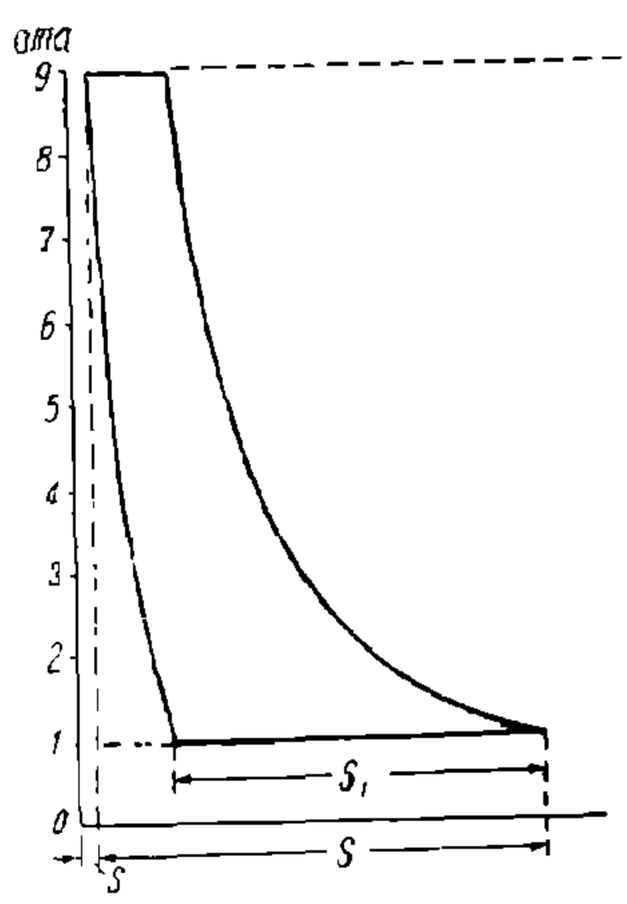
т. е. 0,04·2,19 = 0,0876 объема цилиндра, что и отмечено в масштабе на фиг. 188, где видно, что S_1 на диаграмме больше, чем S_1 на диаграмме фиг. 187.

Таким образом мы видим, что объемный к. п. д. двухступенчатого компрессора, определяемый по цилиндру первой ступени, будет больше, чем объемный коэфициент одноступенчатого компрессора, работающего с таким же конечным давлением.

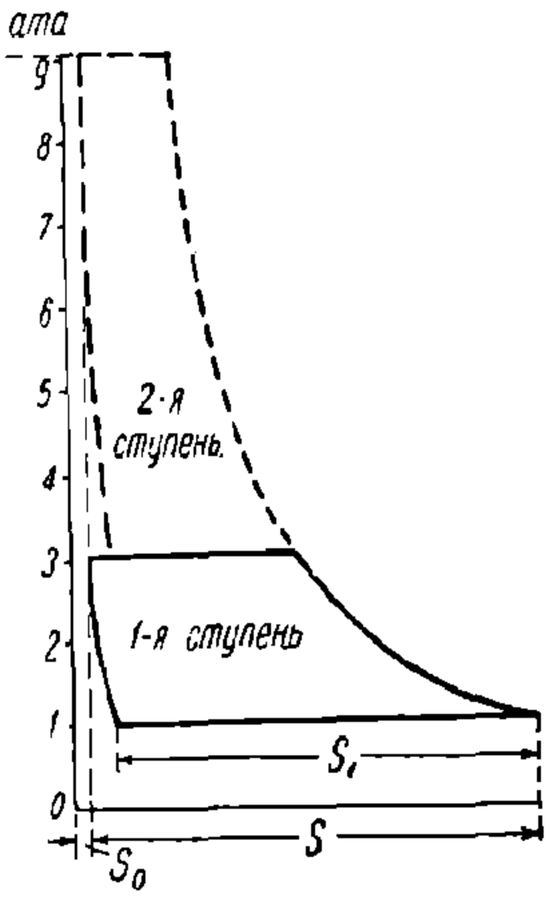
Это имеет важное значение для паровоздушных насосов, где расход пара определяется конечным давлением его в паровом цилиндре и объемом последнего, т. е. почти не зависит от объемного к. п. д. компрессора. Значит, при одном и том же расходе пара засасывание, а следовательно, и нагнетание в одноступенчатом и двухступенчатом насосах пропорциональны их объемным к. п. д. Именно, беря последние вышенайденные цифры отдачи компрессии в одноступенчатом насосе 0,192 от объема цилиндра в большом цилиндре двухступенчатого насоса 0,0876, находим отношение объемов засасывания в том и другом насосах:

$$\frac{1-0{,}0876}{1-0{,}192}=\frac{0{,}9124}{0{,}808}\approx 1{,}13.$$

Следовательно, за счет одного и того же количества пара производительность двухступенчатого тандем-насоса в 1,13 раза больше простого насоса. Значит, в паровоздушных насосах объемный к. п. д. влияет на относительный расход пара и является исключением для этих типов насосов. В кривошипно-шатунных моторкомпрессорах расход мощности не зависит от объемного к. п. д. вследствие обратимости процесса компрессии в мертвом пространстве цилиндра в виде обратной отдачи поршню взятой мощности на компрессию.



Фиг. 187. Объемный к. п. д. одноступенчатого компрессора.



Фиг. 188. Объемный к. п. д. двухступенчатого компрессора.

ж) Коэфициент подачи компрессора

Засасываемому в цилиндр воздуху приходится пройти в машине сложный путь, прежде чем он попадет в главный резервуар, а так как машина состоит из ряда деталей, приспособленных для сжатия и выталкивания воздуха: поршней, клапанов, сальников, каналов и пр., то естественно происходят на этом пути потери воздуха в виде утечек, так что в главный резервуар поступает воздуха меньше, чем должно поступить при данном объемном к. п. д. компрессора и данном числе ходов его поршней.

К факторам, уменьшающим фактическое количество засасываемого воздуха, кроме мертвого пространства, относятся:

а) сопротивление фильтра и всасывающих клапанов;

б) неплотности поршня во время нагнетания, в особенности в компрессоре двустороннего действия, так как при этом не только теряется часть воздуха при нагнетании, но, кроме того, этот воздух, попадая по другую сторону поршня (во всасывающую камеру), уменьшает полезный объем, а будучи нагрет вследствие трения при движении через узкие щели неплотностей поршня, греет засосанный уже воздух, увеличивая его объем;

в) получается нагрев всасываемого воздуха при его соприкосновении с нагретой стенкой цилиндра, благодаря чему воздух увеличивается в своем объеме, занимая в цилиндре больше пространства, чем он занимал бы, если бы остался не нагретым. Нагрев воздуха на каждые 3° в период всасывания означает потерю порядка 1% во всасываемом объеме.

НТБ ДНУЖТ

Отношение поданного в главный резервуар объема воздуха, приведенного к температуре и давлению всасывания, и к объему, описываемому поршнем, называется коэфициентом подачи компрессора.

Следует отличать коэфициент подачи компрессора от его объемного к. п. д. В то время как уменьшение первого соответствует увеличению удельного расхода мощности, что удорожает стоимость сжатого воздуха, а уменьшение второго в мотор-компрессоре не влечет за собой уменьшения общего к. п. д. компрессора. Следовательно, он не влечет потери и не удорожает стоимости воздуха.

Коэфициент подачи будем обозначать буквой λ. Следовательно получим:

$$\lambda = \frac{V_{под}}{V_{всас}}, \tag{38}$$

где $V_{под}$ — объем подачи, приведенный к условиям всасывания, а

$$V_{всас} = FSn,$$

где в свою очередь n — число одинарных ходов поршня за все время подачи, S — величина хода поршня, а F — площадь последнего.

Из этого видно, что коэфициент подачи λ всегда меньше объемного к. п. д. φ

$$\lambda < \varphi.$$

Отношение

$$\frac{\lambda}{\varphi} = \psi \tag{39}$$

называется коэфициентом потерь; ψ обычно равно 0,80—0,97 в зависимости от изношенности деталей, допусков, условий охлаждения всасывающих клапанных коробок и от состояния поршневых колец, стенок цилиндра и пр.

Из последнего выражения имеем:

$$\lambda = \varphi\psi. \tag{40}$$

Из всего сказанного о коэфициенте подачи мы видим, что он является одним из главных показателей характеристики качества компрессора.

На практике, однако, для проверки состояния компрессора и его исправности измеряют не коэфициент подачи, а просто подачу в единицу времени, т. е. производительность паровоздушного насоса или мотор-компрессора при обусловленном числе ходов поршней.

Этот показатель легко получить прямым пуском насоса в течение 1 мин. и обмера резервуара, куда накачивается воздух. Но при этом имеется одно неудобство, которое служит причиной разногласий и ошибок, именно на практике при этих обмерах приводят сжатый воздух полученный в резервуаре, к состоянию всасывания путем перемножения объема резервуара на давление воздуха без учета разницы температур воздуха в резервуаре и воздуха внешнего, а также без учета барометрического давления, изменяющегося не только в зависимости от погоды, но и в зависимости от высоты над уровнем моря.

Выведем формулу, с помощью которой можно привести объем воздуха, накачанного в резервуар, точно к условиям всасывания, если известна температура его.

Напишем уравнение состояния наружного воздуха, засосанного в объеме V_1 при давлении его p_1:

$$p_1 V_1 = GRT_1,$$

где: G — вес воздуха,

R — газовая постоянная,

T_1 — абсолютная температура $(273 + t)$.

После сжатия этого воздуха в резервуаре объема V_2 до давления p_2 будем иметь:

$$p_2 V_2 = GRT_2.$$

НТБ ДНУЖТ

Беря отношение этих двух уравнений, мы затем можем выразить приведенный объем V_1 через полученные и измеренные величины p_1, p_2, T_1 и T_2:

$$\frac{p_1V_1}{p_2V_2}=\frac{GRT_1}{GRT_2}=\frac{T_1}{T_2};$$

$$V_1=\frac{p_2}{p_1}V_2\ \frac{T_1}{T_2}. \qquad (41)$$

По этой формуле можно, следовательно, приводить производительность насоса к условиям всасывания, т. е. к услозиям наружного воздуха. На практике же обычно ограничиваются лишь произведением p_2V_2, внося ошибку, равную:

$$\frac{p_2}{p_1}V_2\ \frac{T_1}{T_2}-p_2V_2=p_2V_2\ \left(\frac{T_1}{T_2p_1}-1\right),$$

или в процентах:

$$\frac{p_2V_2\left(\frac{T_1}{T_2p_1}-1\right)}{p_1V_2\frac{1}{p_1}\frac{T_1}{T_2}}\cdot 100=\left(1-p_1\frac{T_2}{T_1}\right)100\%. \qquad (42)$$

Например, насос испытывается вблизи уровня моря, где давление атмосферы 1,03 *кг/см*^{2} при температуре нуль или 273° абсолютных. В резервуаре после накачивания в момент измерения температура была +20° или 293° абсолютных. Если при этом измерении не учитывать температуру и наружное давление, то размер ошибки получится следующий:

$$\left(1-1{,}03\frac{293}{273}\right)\cdot 100=-11\%.$$

Измерение производительности преувеличено на 11%. Например, по упрощенному измерению без учета температуры $\frac{p_2V_2}{\tau}$, где τ —время, производительность насоса при заданном числе ходов поршней получилась, предположим, 1 500 *л/мин*, и поэтому насос считается исправным, так как по инструкции его производительность должна быть не ниже 1 500 *л/мин*. Если же внести указанную поправку 11%, то реальная производительность насоса будет:

$$1\,500-1\,500\cdot 0{,}11=1\,335\ л/мин,$$

т. е. он оказывается неудовлетворительным.

Если еще можно пренебрегать барометрическим давлением, то разницу температур воздуха в резервуаре и внешнего воздуха всегда необходимо учитывать.

При установлении нормы производительности паровоздушных насосов температура обычно не учитывается, и это вносит большую неопределенность при практическом применении этой нормы.

Измерение температуры в резервуаре представляет собой затруднения и неудобства и требует специально оборудованного места для проверки насосов. Ввиду этого применяется другой метод проверки, практикуемый в Америке. Такую проверку можно производить в любом месте и при любых объемах главных резервуаров, не измеряя их.

Приводим указания по этому поводу из инструкции ARA (Американская междуштатная комиссия):

Воздушные насосы должны испытываться на подачу воздуха путем проверки возможности их пополнять искусственно созданный расход воздуха через установленное отверстие, поддерживая давление на одном уровне.

Диаметр отверстия, скорость хода насоса и давление воздуха должны соответствовать табл. 7.

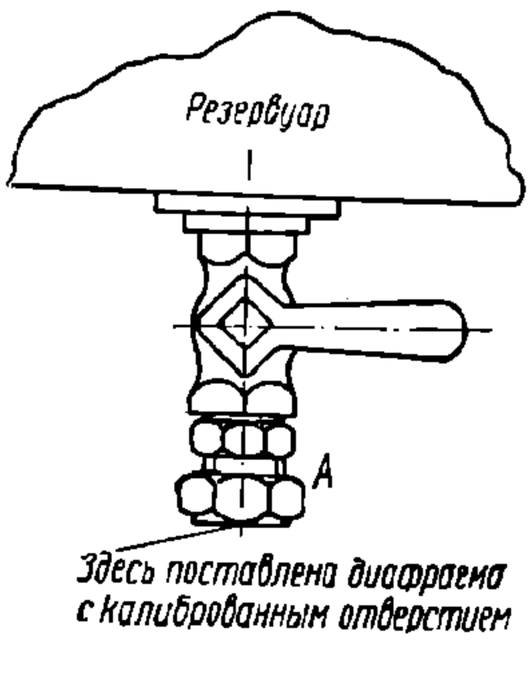
НТБ ДНУЖТ

Таблица 7

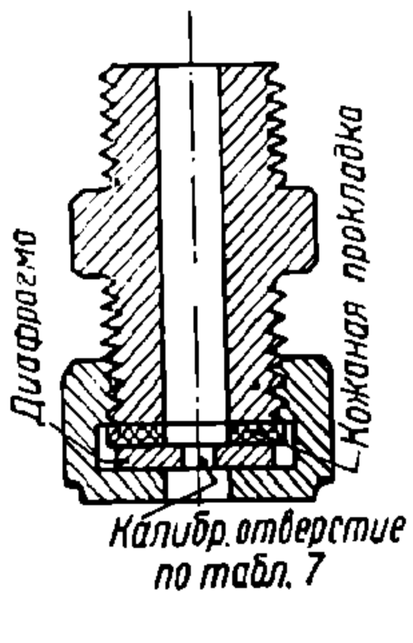
Таблица условных размеров и других величин для испытания насосов

Марка насоса	Размер насоса	Число одинарных ходов в мин.	Диаметр отверстия в *мм*	Давление в главном резервуаре
Вестингауз . .	9½″	120	$^{11}/_{64}$″—4,37	60 фун. 4,2 *ат*
$Д_0$ (компаунд)	8½″ с. с.[1]	100	$^{9}/_{32}$″—7,14	60 » 4,2 »
$Д_0$.	11″	100	$^{3}/_{16}$″—4,76	60 » 4,2 »
Для испытания чувствительности регулятора хода насоса	—	—	$^{1}/_{16}$—1,6	—

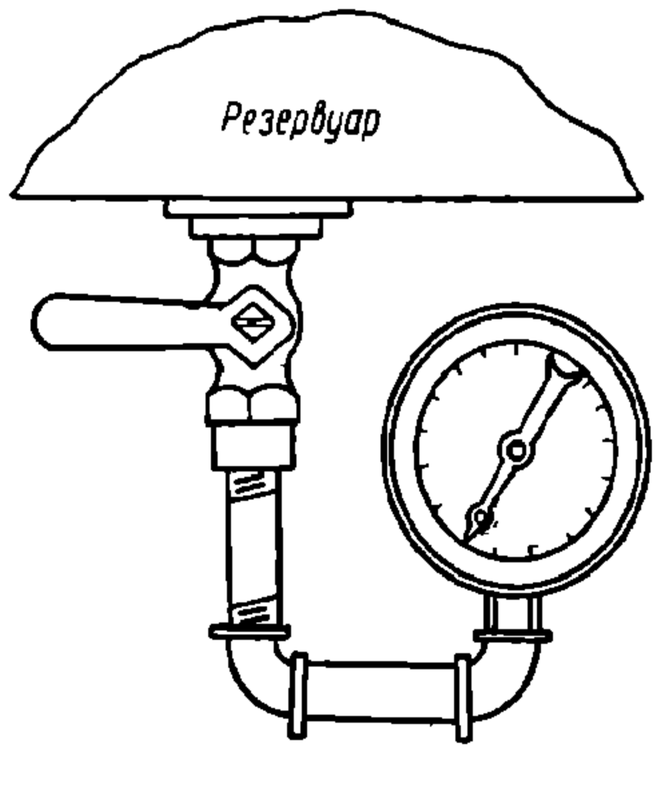
Специальный кран у одного из главных резервуаров паровоза (фиг. 189) снабжается шайбой, как указано на фиг. 190. К такому же крану внизу другого резервуара должен быть присоединен контрольный манометр (фиг. 191).



Фиг. 189. Постановка диафрагмы с калиброванным отверстием на кран главного резервуара.



Фиг. 190. Детали постановки диафрагм с калиброванным отверстием.



Фиг. 191. Постановка контрольного манометра на кране главного резервуара.

Испытываемый компрессор должен быть пущен в ход, причем паровой вентиль надо открыть настолько, чтобы насос делал определенное число ходов в 1 мин. Когда давление в главном резервуаре поднимется приблизительно до 55 фун. (3,8 *ат*), кран первого резервуара открывают. После этого насос должен поднять давление в главном резервуаре при открытом кране до величины, указанной в табл. 7, и при числе ходов не больше указанных в той же таблице.

з) Производительность воздушного насоса в зависимости от расположения над уровнем моря

Среднее давление атмосферы $p_1 = 760$ *мм* рт. ст. при температуре 0° равное 1,0333 *кг/см*², существует лишь на уровне моря. В местностях, лежащих высоко над уровнем моря, где давление воздуха значительно ниже, компрессору для достижения заданного конечного давления воздуха приходится работать с другими показателями, чем при работе в низких местах. Например, при работе компрессора на большой высоте над уровнем моря он затрачивает больше работы для накачивания воздуха в главный резервуар, но относительный расход мощности для накачивания на 1 *м*³ свободного воздуха данной плотности меньше. При меньшем атмосферном давлении объемный к. п. д. φ тоже меньше, ввиду чего поршень должен сделать

[1] Крос-компаунд (накрест-компаунд).

НТБ ДНУЖТ

большее число ходов, чтобы довести давление в главном резервуаре до заданной величины, чем это надо при работе в низких местах. Ввиду этого производительность насоса на высоких местах вообще меньше. Следовательно, при производстве испытаний воздушных насосов необходимо учитывать это обстоятельство, так как один и тот же насос на разных высотах может давать разные показатели своей производительности и получать неправильную оценку.

В табл. 8 дается оценка производительности насоса при одних и тех же числах ходов поршней при разных внешних давлениях, соответствующих разным высотам над уровнем моря. Данные взяты из американской практики.

Таблица 8

Сравнительная производительность воздушных насосов на разных высотах над уровнем моря

Высота над уровнем моря в *м*	Давление атмосферы		При одинаковом числе ходов поршней	
	в *мм* рт. ст.	в *кг/см²*	сравнительная производ. компр. в %	потеря производительности в %
0	760	1,033	100	0
250	737	1,00	97	3
500	715	0,97	95	5
750	692	0,94	92	8
1 000	670	0,91	91	9
1 250	651	0,885	87	13
1 500	630	0,855	84	16
1 750	610	0,83	82	18
2 000	593	0,81	80	20

Производительность воздушного насоса должна проверяться при заданном числе ходов поршней. Норма устанавливается путем испытания нескольких вполне исправных вышедших из ремонта насосов по средней величине их производительности. Измерения должны производиться при вполне определенных условиях, т. е. должны быть указаны барометрическое давление, температура воздуха в главном резервуаре и температура наружного воздуха. Затем все результаты испытания можно привести к нормальным условиям: к давлению свободного воздуха 1 *ата* (1 *кг/см²*) и к температуре внешней нуль.

На каждые 300 *м* высоты над уровнем моря норма числа ходов поршня должна увеличиваться на 5.

и) Преимущества двухступенчатаго сжатия воздуха

В мотор-компрессорах между первой и второй ступенями происходит охлаждение воздуха в петле. Это охлаждение не столь полное, как оно имеет место при наличии специальных холодильников, но все же дает следующие преимущества перед одноступенчатым сжатием, а именно:

а) уменьшение затраты работы на конечное сжатие воздуха и соответственно уменьшение затраты мощности мотора для приведения в действие компрессора;

б) благоприятные температурные условия для смазки цилиндров.

Кроме того двухступенчатое сжатие независимо от степени охлаждения воздуха между ступенями улучшает объемный к. п. д., как об этом подробно сказано в пункте «д» и иллюстрировано на фиг. 187 и 188.

В паровоздушных же насосах совсем не применяется отвод тепла компрессии между первой и второй ступенями сжатия, но все же двухступенчатое сжатие имеет для этих насосов выгодное значение. Это связано с типом применяемой паровой машины, в которой при 100%-ном наполнении парового цилиндра давление пара соответствует максимальной силе сопротивления компрессии воздуха в конце хода поршня. Поясним это примером. Представим себе два насоса: один одноступенчатого, а другой

НТБ ДНУЖТ

двухступенчатого сжатия, с одинаковым числом ходов поршней в 1 мин., одинаковыми величинами ходов и одинаковой производительностью. Последнее условие, очевидно, требует, чтобы всасывающие поршни обоих насосов были одинаковых диаметров, т. е. поршень одноступенчатого насоса должен быть такого же размера, как большой поршень двухступенчатого насоса, чтобы количество засасываемого свободного воздуха за один ход поршня было в обоих насосах одинаково. Оба приводятся в действие однотипными паровыми машинами с прямодействующим парораспределением типа, например, Вестингауза. Повидимому, затрата работы на адиабатическое сжатие воздуха за один ход поршня в том и другом насосах должна быть одинакова, но получается разница в методе осуществления этих работ. Первый насос как одноступенчатый должен втолкнуть сжатый воздух в главный резервуар при помощи того же поршня, которым он производит всасывание. Во втором насосе окончательное вталкивание воздуха в главный резервуар происходит из малого цилиндра и, очевидно, в том же весовом количестве, так как производительность обоих насосов одинакова; это происходит при помощи поршня малого диаметра. Отсюда заключаем, что при затратах одних и тех же величин работы на вталкивание окончательно сжатого воздуха в главный резервуар в одноступенчатом компрессоре путь парового поршня не меньше, чем в двухступенчатом насосе и обратно пропорционален площадям поршней большого и малого цилиндров, поэтому силы для вталкивания окончательно сжатого воздуха в главный резервуар находятся в обратном отношении. Так как эти силы создают пар по условию одного и того же давления, то при одинаковых работах площади паровых поршней в том и другом насосах должны быть различны. В самом деле, возьмем, например, тандем-насос, который в первой ступени создает в конце своего хода давление 2,7 *ат*, а во второй ступени — 8 *ат*, при площадях большого и малого поршней 560 и 200 *см*^{2}. Для преодоления силы компрессии требуется сила:

$$P_2 = 560 \cdot 2{,}75 + 200 \quad (8 - 2{,}75) = 2\,590 \quad кг.$$

Если же взять одноступенчатый насос такой же производительности, т. е. с поршнем площадью 560 *см*^{2}, то для преодоления силы компрессии 8 *ат* требуется сила:

$$P_1 = 560 \cdot 8 = 4\,480 \quad кг.$$

Из этого следует, что при равенстве работ сжатия воздуха, но при разных силах требуется в одноступенчатом насосе применять паровой поршень большого диаметра, чтобы тем же давлением пара совершить работу вталкивания на более коротком пути; но ввиду равенства величин полных ходов поршней и 100%-ного наполнения парового цилиндра в том и другом насосе расход пара в одноступенчатом насосе будет больше в

$$\frac{4\,480}{2\,590} = 1{,}72 \text{ раза}.$$

Если бы это была кривошипно-шатунная паровая машина с маховиком, то при малой отсечке получилось бы на большей части хода поршня накопление кинетической энергии в маховике для преодоления на коротком пути больших сопротивлений. В этом случае экономии в расходе пара у двухступенчатого насоса не было бы, имея в виду исключительно только работу сжатия воздуха без охлаждения его между ступенями.

Резюмируя сказанное, мы можем отметить, что двухступенчатое сжатие воздуха в локомотивных паровоздушных насосах имеет особые добавочные выгоды, которых нет в стационарных установках, снабженных нормальными двигателями. Выгоды заключаются в большей утилизации пара благодаря более равномерной нагрузке паровой машины, чем в одноступенчатом насосе, имеющем «пики» давлений в конце хода поршня, на коротких расстояниях движения его.

к) Охлаждающий эффект ребристых поверхностей воздушных цилиндров

У паровоздушных насосов и мотор-компрессоров практикуется отвод тепла от стенок цилиндров при помощи охлаждающих ребер. При этом основное назначение последних заключается не столько в охлаждении самого воздуха во время процесса

НТБ ДНУЖТ

сжатия, сколько в отводе тепла механического трения поршней о стенки цилиндров и вообще в охлаждении этих стенок от нагрева их горячим воздухом, что необходимо для нормальной работы смазки. Известно, что лишь значительные скорости движения воздуха у поверхностей, с которыми он соприкасается, могут заметно способствовать теплопередаче ввиду возрастания вихреобразования, что имеет следствием увеличение теплообмена. Охлаждение же воздуха стенками цилиндра, где он проходит всего лишь со скоростью поршня, имеет настолько ничтожный эффект в пограничном со стенками цилиндра слое, что практически им можно пренебречь. Для правильной эксплуатации насоса необходимо стремиться к тому, чтобы стенки цилиндров не нагревались выше определенной величины. Охлаждающие ребра на цилиндрах именно и служат для того, чтобы поддерживать трущиеся поверхности в охлажденном состоянии и не допускать загорания масла, чего удается избежать все же только путем применения лучших специальных сортов компрессорного масла. По шкале минеральных смазочных масел СССР имеются три сорта компрессорного масла марок «Л», «М» и «Т». Температура вспышки их соответственно равна 200, 220 и 240°. Поэтому при применении масла марки «Т» температура стенок цилиндра не должна превышать 220—230°. Нормально в стационарных компрессорах с водяными рубашками температура нагрева стенок допускается 140° при непрерывном максимальном режиме работы компрессора. На локомотивах же воздушные насосы работают с переменным режимом примерно одну треть всего рабочего времени с повышенной форсировкой, а две трети времени с пониженным расходом воздуха на торможения и пополнения утечек в тормозной сети. Ввиду этого охлаждение цилиндров посредством только одних ребристых поверхностей оказывается достаточным, а во время усиленной работы насоса хотя и имеет место постепенное нарастание температуры стенок цилиндров, все же затем через короткий промежуток времени насос значительно замедляет свою работу или совсем останавливается регулятором давления, и стенки цилиндров успевают опять остыть. Ввиду этого насос, будучи вообще исправным, может нагреться до опасных пределов и быть поврежденным, если его пустить полной форсировкой в течение длительного времени, например, более 20 мин.

Из всего сказанного о воздушном охлаждении цилиндров мы можем заключить, что оно является неполным охлаждением. Однако, на практике это иногда не учитывают, и заставляют паровоздушные насосы работать с целью приработки частей после ремонта или для испытания выносливости и производительности насоса дольше, чем допускает конструкция его, например, в течение часа; тогда, получаются горение масла, потемнение трущихся поверхностей стенок цилиндра, иногда заедание их и коробление пластинчатых клапанов от высокого накала и т. д.

В хорошо сконструированных насосах крышки их снабжаются также ребристыми поверхностями, так как охлаждение крышки предупреждает возможность нагрева воздуха при входе его в цилиндр во время засасывания, что способствует улучшению коэфициента подачи, а также благоприятно влияет на расширение воздуха, оставшегося в мертвом пространстве и затем производящего отдачу компрессии, — эта отдача благодаря охлаждению будет меньше и поэтому коэфициент подач насоса от этого увеличивается.

Охлаждающие ребра применяются, следовательно, для увеличения теплопередачи вследствие увеличения отдающей тепло поверхности в окружающую среду путем конвекции и лучеиспускания. Заметный эффект получается лишь в том случае, когда коэфициенты теплоперехода по обе стороны стенки значительно отличны друг от друга, а так как эти коэфициенты зависят от разности температур, то при незначительной разности последних устройство ребер является нецелесообразным. Ввиду этого на больших цилиндрах тандем- и компаунд-насосов ребра не делаются для упрощения отливки и уменьшения веса ввиду малой пользы от них. В самом деле, температура воздуха при сжатии его в первой ступени увеличивается всего на 120° в конце хода поршня, т. е. около 60—70° в середине этого хода. При таком слабом температурном напоре охлаждающие ребра почти никакой пользы не приносят, учитывая даже и то тепло, которое получается от работы трения поршня. Для отвода этого последнего тепла вполне достаточно и гладкой поверхности цилиндра без охлаждающих ребер.

НТБ ДНУЖТ

Мы дадим здесь упрощенный способ определения охлаждающего эффекта ребристой поверхности, положив в основу наиболее простой закон теплопередачи:

$$Q = kF\,(t_1 - t_2), \tag{43}$$

где: Q — количество тепла, переходящего от внешней ребристой поверхности во внешнюю среду, в *кал/час*;

k — средний коэфициент теплопередачи в *кал/час м²* °С; для ребристой поверхности при неподвижном наружном воздухе $k \approx 3$, а при движущемся воздухе $k \approx 9$;

F — площадь внешней ребристой поверхности;

t_1 — внутренняя средняя температура сжимаемого воздуха;

t_2 — внешняя температура окружающего воздуха.

Площадь ребристой поверхности определится из фиг. 192. Для этого подсчитаем поверхность зоны одного ребра a и помножим величину этой поверхности на число ребер, считая фланцы тоже за ребра.

Обе боковые поверхности ребра равны:

$$\omega_1 = 2\pi D_1 h = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}221 \cdot 0{,}028 = 0{,}0388\ м^2.$$

Цилиндрическая поверхность впадины (ширина 26 *мм* минус верхушка ребра 6 *мм*):

$$\omega_2 = \pi\, 0{,}207 \cdot 0{,}020 = 0{,}0130\ м^2.$$

Цилиндрическая часть верхушки ребра:

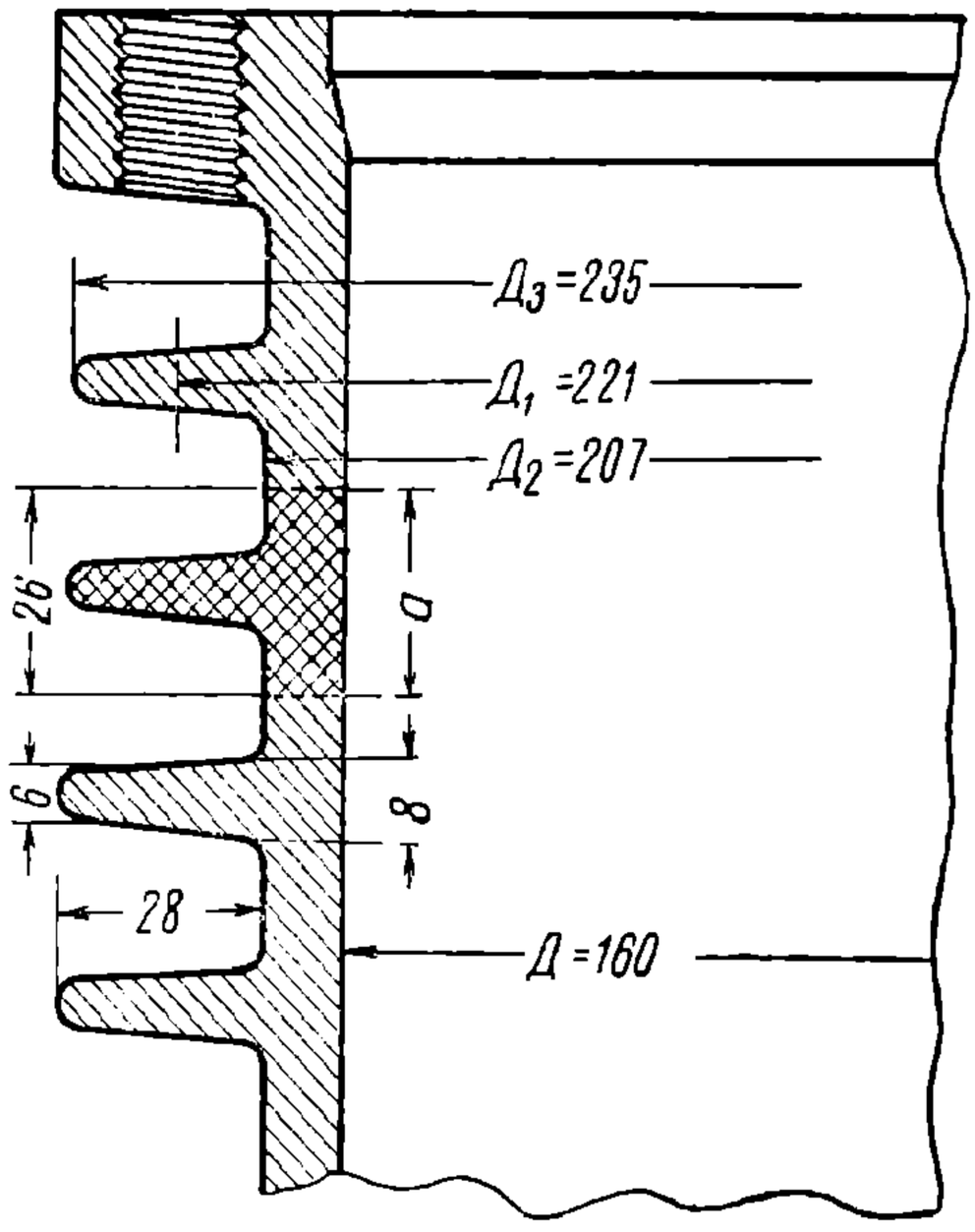
$$\omega_3 = \pi\, 0{,}235 \cdot 0{,}006 = 0{,}0044\ м^2.$$

Сумма всех поверхностей для одной зоны ребра:

$$\omega = \omega_1 + \omega_2 + \omega_3 = 0{,}0388 + 0{,}0130 + 0{,}0044 = 0{,}0562\ м^2.$$

Всех ребер 9 и 2 фланца. Принимая последние за ребра, имеем всю поверхность охлаждающих ребер:

$$\Omega = 0{,}0562 \cdot 11 = 0{,}618\ м^2.$$



Фиг. 192. Охлаждающие ребра на малом цилиндре тандем-насоса.

При неподвижном внешнем воздухе теплопередача $k = 3$ *кал/час м²* °С, а при подвижном на ходу поезда 9 *кал/час м²* °С. Средняя температура сжимаемого в малом цилиндре воздуха, считая по адиабатическому процессу без потерь тепла в большом цилиндре и при давлении в главном резервуаре 8 *ат*, равна 200° (крайняя температура в конце сжатия у нагнетательных клапанов равна 263°). Внешняя температура 10°. При этих данных охлаждающий эффект ребристой поверхности получается по уравнению (43): в помещении при неподвижном воздухе

$$Q_{охл\,1} = 3 \cdot 0{,}618\ (200 - 10) \approx 352\ кал/час;$$

на ходу поезда:

$$Q_{охл\,2} = 9 \cdot 0{,}618\ \ (200 - 10) = 1\,057\ \ кал/час.$$

Тепло, выделяемое работой трения поршня о стенки цилиндра, равно произведению силы сопротивления (около 15 *кг*) на путь, пройденный поршнем в час, деленному на тепловой эквивалент 427. Возьмем случай быстрой работы насоса в течение короткого времени и отнесем его к 1 часу.

Число ходов поршня 150 в 1 мин.; в час $150 \cdot 60 = 9\,000$. Длина хода 0,260 *м*. Поэтому имеем:

$$Q_{тр} = 15 \cdot 0{,}26 \cdot 9\,000\,\frac{1}{427} = 82\ кал/час.$$

НТБ ДНУЖТ

Из этого мы видим, что в условиях неподвижного воздуха ребристая поверхность насоса не успевает отводить все тепло трения поршня от стенок цилиндра, а во время движения паровоза в пути охлаждение более интенсивно и не только отнимается все тепло трения поршня, но еще отнимается немного тепла от сжимаемого воздуха в количестве, равном:

$$1\,057 - 82 = 975 \text{ } кал/час.$$

Посмотрим, какая это часть всего тепла компрессии. Производительность насоса 1,5 $м^3/мин$. Затраченная работа в 1 час на это по диаграмме фиг. 170 $30\,500 \cdot 1,5 \cdot 60 = 2\,745\,000$ $кгм/час$. Переводя это в тепловой эквивалент (1 $кал = 427$ $кгм$), имеем:

$$2\,745\,000 : 427 = 6\,428 \text{ } кал.$$

Из этого количества охлаждающая наружная ребристая поверхность отнимает 356 *кал*, что составит:

$$975 \quad 6\,428 = 0,15,$$

или 3,9%.

Это идет в пользу уменьшения расхода мощности. При теоретическом рассмотрении рабочих процессов сжатия воздуха в насосах мы пренебрегали этим охлаждением и считали процессы чисто адиабатическими ввиду вообще малых значений величин охлаждений воздуха, которые имеют некоторый эффект лишь при благоприятных условиях, зависящих от места нахождения насоса на паровозе, скорости поезда, направления ветра, чистоты поверхности ребер, интенсивности работы насоса и пр. Тем не менее воздух, сжимаемый в цилиндре, не успевает отдавать свое тепло, которое ребра способны были бы отвести.

л) Расчет основных размеров цилиндров воздушного насоса

Для проектирования воздушного насоса должны быть заданы:
а) производительность насоса V $м^3/мин$;
б) требуемое давление окончательно сжатого воздуха p_2;
в) тип насоса.

Теоретический объем воздуха, засасываемый компрессором, считая условно давление атмосферы 1 $кг/см^2$, определяется формулой:

$$V_{теор} = FSni;$$

где: F — рабочая площадь поршня;
S — величина хода поршня;
n — число двойных ходов (оборотов) поршня в 1 мин.;
i — равно единице или двум в зависимости от того, будет ли насос простого действия или двойного, т. е. работают в нем одна или две стороны поршня в цилиндре.

Действительная же заданная величина подачи, приведенная к условиям всасывания, будет:

$$v_{под} = \lambda V_{теор},$$

где λ (как нам известно из пункта «ж») — коэфициент подачи, равный произведению коэфициента потерь $\varphi = 0,80—0,97$ на объемный к. п. д. φ, который берем из табл. 6 соответственно выбранному проценту мертвого пространства и давления сжатия. Подставляя в последнее выражение вместо $V_{теор}$ его значение из предыдущего, имеем:

$$V_{под} = \lambda FSni. \tag{43а}$$

Надо выбрать число двойных ходов n. Средняя скорость движения поршня c при кривошипно-шатунных передачах берется обычно в пределах 1—4 $м/сек$, а для бескривошипных насосов типа паровоздушных прямодействующих средние скорости во избежание стука поршней о крышки берутся в пределах 0,6—1,0 $м/сек$. Если число двойных ходов n берется в 1 мин., то средняя скорость поршня будет:

$$c = \frac{2Sn}{60},$$

НТБ ДНУЖТ

откуда:

$$n = \frac{30\,c}{S} \tag{44}$$

Выбрав по условиям службы и назначению компрессора скорость c, помня, что чем она будет больше, тем больше должен быть диаметр штока для прочности, а это отрицательно влияет на равномерность подачи, мы можем выражение (43а) переписать: так:

$$V_{под} = 30\,\lambda F c i;$$

отсюда определяем площадь поршня:

$$F = \frac{V_{под}}{30\,\lambda c i}. \tag{45}$$

По площади F определяется диаметр поршня, а по выражению (44) находим ход поршня:

$$S = \frac{30c}{n}.$$

Затем можно сделать проверку отношения S и D, которое не должно выходить за пределы:

$$\frac{S}{D} = 1 - 1{,}4.$$

Расчет размера двухступенчатого насоса отличается от вышеприведенного только тем, что сначала определяются основные размеры цилиндра низкого давления, а затем берутся для цилиндра высокого давления тот же размер хода поршня S и то же число ходов его n и подбирается диаметр его.

Диаметр цилиндра высокого давления должен быть меньше диаметра цилиндра низкого давления, так как в этот цилиндр воздух поступает в сжатом виде. Это сжатие происходит по адиабатическому закону, поэтому отношение начального и конечного давлений должно подчиняться уравнению:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k. \tag{46}$$

Так как оба цилиндра имеют одну и ту же высоту, то объемы их пропорциональны площадям их поршней или, что все равно, пропорциональны квадратам диаметров последних. Поэтому, заменяя в уравнении (46) показатель адиабаты k цифрой 1,4, а отношения объемов — отношением квадратов диаметров, имеем:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^{1,4} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{2,8} \tag{47}$$

где: p_1 — давление всасывания;

p_2 — конечное давление в первой ступени сжатия;

D_1 — диаметр поршня большого цилиндра;

D_2 — диаметр поршня малого цилиндра.

Конечное давление p_2 в первой ступени определяется из условия равенства работ сжатия воздуха в первой и второй ступени путем деления площади диаграммы полной работы сжатия засосанного воздуха до конечного давления на две равновеликие части. Можно деление затраченной работы произвести также, взяв количество этой работы по диаграммам фиг. 170, как подробно сказано об этом в пункте «в». Определив из этого деления конечное давление p_2 первой ступени, а диаметр большого поршня рассчитав по заданной производительности, как указано выше, находим диаметр малого поршня из выражения (47):

$$D_2 = D_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{2,8}} = D_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0,357} \tag{48}$$

НТБ ДНУЖТ

При проектировании клапанов и при расчете их сечений следует исходить из скоростей протекания воздуха данной плотности через клапан, т. е. через живое сечение его. Если скорость слишком велика, то возникает большое сопротивление трения, вследствие чего сильно повышается температура воздуха, вызывающая горение масла, образование нагара на притирочных поверхностях клапана, а если клапан пластинчатый, то может происходить и коробление его.

Обычно расчет сечения производится, исходя из средних скоростей протекания воздуха порядка 20—30 *м/сек* во время выталкивания его из цилиндра. В исключительных случаях, однако, допускают эту скорость до 60 *м/сек*, как это имеет место, например, в компрессорах для двигателей внутреннего сгорания.

Пример 1. Определить основные размеры цилиндров двухступенчатого паровоздушного насоса двойного действия по следующим данным:

1) давление всасывания $p_1 = 1$ *ата*;
2) давление в главном резервуаре $p_2 = 9$ *ата*;
3) производительность $V_{под} = 1\,500$ *л/мин* $= 1{,}5$ *м³/мин*;
4) мертвое пространство 6%;
5) число двойных ходов в минуту $n = 75$ об/мин;
6) при давлении пара 8,5 *ат* насос должен накачивать воздух до давления 8 *ат*.

Решение. По давлению в главном резервуаре 9 *ата* определяем из диаграмм фиг. 170 теоретическую работу сжатия 1 *м³* воздуха:

$$L = 30\,500 \text{ кгм/м}^3.$$

Делим эту работу на две равные ступени:

$$L_1 = L_2 = 30\,500 : 2 = 15\,250 \text{ кгм/м}^3;$$

по этой работе находим из диаграммы фиг. 169 давление в конце первой ступени сжатия:

$$p_2 \approx 3{,}7 \text{ ата}.$$

Из табл. 6 пункта «е» находим для мертвого пространства 6% и давления 3,7 *ата* объемный к. п. д.:

$$\varphi \approx 0{,}84.$$

Коэфициент потерь ввиду не вполне хороших условий работы насоса принимаем:

$$\psi = 0{,}8.$$

Следовательно, коэфициент подачи насоса:

$$\lambda = \varphi\psi = 0{,}84 \cdot 0{,}80 = 0{,}67.$$

Задаемся средней скоростью хода поршня:

$$c = 0{,}65 \text{ м/сек}.$$

Тогда при заданном числе двойных ходов $n = 75$ по формуле (44) находим ход поршня:

$$S = \frac{30 \cdot c}{n} = \frac{30 \cdot 0{,}65}{75} = 0{,}260 \text{ м}.$$

Площадь поршня большого цилиндра найдется по формуле (45):

$$F_1 = \frac{V_{под}}{30\,\lambda ci} = \frac{1{,}5}{30 \cdot 0{,}67 \cdot 0{,}65 \cdot 2} = 0{,}0574.$$

Этой площади соответствует диаметр большого поршня:

$$D_1 = 0{,}270 \text{ м}.$$

Диаметр поршня малого цилиндра согласно формуле (48) будет:

$$D_2 = D_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0{,}357} = 0{,}270 \left(\frac{1}{3{,}7}\right)^{0{,}357}$$

$$D_2 = 0{,}270 \cdot 0{,}627 = 0{,}169 \text{ м}, \text{ кругло } 170 \text{ мм}.$$

НТБ ДНУЖТ

Если сравнить полученные размеры с размерами существующего тандем-насоса, то имеем:

	Рассчитанный насос	Тандем-насос
$D_1 =$	270 *мм*	270 *мм*
$D_2 =$	170 »	160 »
$S =$	260 »	260 »

В рассчитанном насосе диаметр малого поршня на 10 *мм* больше. Это объясняется тем, что мы рассчитывали объем малого цилиндра в предположении адиабатического процесса, что почти отвечает действительности; существующий же тандем-насос очевидно рассчитывался по политропическому процессу с показателем $k<1{,}4$. Эта разница, однако, не играет существенной роли, ибо от нее не зависит производительность насоса; она влияет лишь на неравномерность работ малого и большого цилиндров, но поскольку поршни этих цилиндров насажены на общий шток, то и это компенсируется.

О п р е д е л е н и е д и а м е т р а п а р о в о г о ц и л и н д р а. Паровой поршень должен преодолеть максимальную величину силы компрессии. Эта величина получается, когда в главном резервуаре создается давление 9 *ата* и поршни находятся в своих крайних положениях. Получающееся при этом усилие будет:

$$P = p_2 F_1 + (p_3 - p_2) F_2,$$

где: p_2 — давление в первой ступени (2,7 *ат*),
p_3 — конечное давление второй ступени (8 *ат*);
F_1, F_2 — площади большого и малого поршней, равные 572,5 и 227 $см^2$ соответственно диаметрам 270 и 170 *мм*.

Подставляя эти цифры, имеем:

$$P = 2{,}7 \cdot 572 + (8 - 2{,}7) \cdot 227 = 2\,626 \text{ кг}.$$

Механический к. п. д. поршневой машины возьмем 0,9, поэтому эффективная сила будет:

$$P_{эф} = \frac{P}{0{,}9} = \frac{2\,626}{0{,}9} = 2\,918 \text{ кг}.$$

По заданию насос должен преодолевать это сопротивление при давлении пара 8 *ат*. Поэтому площадь парового поршня должна быть равна:

$$\frac{P_{эф}}{9} = \frac{2\,918}{9} = 324 \text{ см}^2,$$

что соответствует диаметру парового поршня 203 *мм*.

Для подсчета расхода пара, приходящегося на подачу 1 $м^3$ свободного воздуха, принимаем, что давление пара в паровом цилиндре при полной форсировке равно 10 *ат* при давлении в котле 12 *ат* (разница давлений расходуется на кинетическую энергию пара и на сопротивления в трубопроводах и в каналах).

Так как производительность данного насоса равна 1,5 $м^3/мин$ и соответствует скорости 150 одинарных ходов поршней, а величина хода равна, как рассчитано, 0,260 *м* при площади парового поршня 0,0324 $м^2$, то объем пара, приходящийся на 1 $м^3$ засосанного воздуха, равен:

$$V_{пар} = \frac{F_{пар} S\, 2n}{V_{под}} = \frac{0{,}0324 \cdot 0{,}26 \cdot 150}{1{,}5} = 0{,}8424 \text{ м}^3.$$

По таблицам пара находим, что удельный вес γ пара при давлении 11 *ата* равен 5,53 $кг/м^3$. Поэтому весовой расход пара на подачу 1 $м^3$ воздуха до давления 8 *ат* будет:

$$G = V_{пар}\gamma\ 0{,}8424 \cdot 5{,}53 = 4{,}66 \text{ кг}.$$

Этот расход пара рассчитан только на подачу воздуха. К этому надо прибавить расход на парораспределение и на утечку через кольца, а также на мертвые пространства.

НТБ ДНУЖТ

На все это можно положить примерно около 15% от найденной теоретической величины, поэтому полный расход пара надо считать равным:

$$G_{эф} = 4{,}25 \cdot 1{,}15 = 5{,}4 \ кг/м^3.$$

Этот расход подтверждается практикой на тандем-насосе.

В компаунд-насосе воздушная часть рассчитывается аналогично, а паровая — с учетом работы расширения пара во второй ступени, как указано ниже, в примере 2.

Требуемой скорости работы насоса при заданном давлении пара в котле достигают путем правильного подсчета паровых каналов, соблюдая допускаемые нормы скоростей пара в них порядка 25—30 *м/сек*. Рекомендуется перед пораспределительной коробкой насоса устраивать для пара компенсаторную камеру, в которой мог бы накапливаться запас пара в моменты перемены ходов поршней, благодаря чему скорость работы насоса тоже увеличивается.

Пример 2. Определить основные размеры цилиндров двухступенчатого парового насоса типа компаунд.

Задано:

1) давление всасывания $p_1 = 1$ *ата*;
2) давление в главном резервуаре $p_3 = 9$ *ата*;
3) производительность $V_{под} = 3\,000$ *л/м³*;
4) мертвое пространство воздушного цилиндра 7%;
5) число двойных ходов $n = 80$ об/мин.;
6) при давлении 8,5 *ат* насос должен накачивать воздух до давления в главном резервуаре 8 *ат*.

Подсчет. По давлению в главном резервуаре 9 *ат* определяем из диаграммы фиг. 170 теоретическую работу сжатия 1 *м³* воздуха:

$$L_0 = 30\,500 \ кгм/м^3.$$

Делим эту работу на две равные ступени:

$$L_1 = L_2 = 0{,}5 \cdot 30\,500 = 15\,250 \ \ кгм/м^3.$$

По этой работе находим из диаграммы фиг. 169 давление в конце первой ступени сжатия:

$$p_2 \approx 3{,}7 \ ата = 2{,}7 \ ат.$$

Из табл. 6 пункта «е» находим для 7% мертвого пространства при давлении 3,7 *ата* объемный к. п. д.:

$$\varphi = 0{,}8.$$

Коэфициент потерь принимаем:

$$\psi = 0{,}8.$$

Следовательно, коэфициент подачи насоса будет:

$$\lambda = \varphi\psi = 0{,}80 \cdot 0{,}80 = 0{,}64.$$

Задаемся средней скоростью хода поршня:

$$c = 1 \ м/сек.$$

Тогда при заданном числе двойных ходов $n = 80$ находим по формуле (44) ход поршня:

$$S = \frac{30 \cdot c}{n} = \frac{30 \cdot 1}{80} = 0{,}375 \ м.$$

Площадь поршня большого цилиндра найдется по формуле (45):

$$F_1 = \frac{V_{под}}{30\,\lambda c_i} = \frac{3}{30 \cdot 0{,}64 \cdot 1\ \ 2} = 0{,}078 \ м^2.$$

По этой площади находим диаметр большого поршня $D_1 = 0{,}315$ *м*. Диаметр поршня малого цилиндра согласно формуле (48) будет:

$$D_2 = D_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0{,}357} = 0{,}351 \left(\frac{1}{3{,}7}\right)^{0{,}357}$$

НТБ ДНУЖТ

или

$$D_2 = 0{,}315 \cdot 0{,}627 = 0{,}197 \text{ м}.$$

Этому диаметру соответствует площадь:

$$F_2 = 0{,}0305 \text{ м}^2.$$

Если сравнить полученные размеры с размерами существующего компаунд-насоса, то имеем:

	Расчетный	Существующий
D_1	315 *мм*	300 *мм*
D_2	197 »	200 »
S	375 »	375 »

Округленные размеры диаметров поршней существующего компаунд-насоса были выбраны из соображений взаимозаменяемости с поршнями паровых цилиндров.

Определение диаметров паровых цилиндров

Определим сперва площадь большого парового поршня F_{II}, задаваясь минимальным давлением пара в конце хода 2,5 *ат* (учитывая возможные утечки пара при медленной работе насоса). Этот поршень находится на одном штоке с малым поршнем воздушного цилиндра. Поэтому сила P, создаваемая паром, должна быть равной:

$$P = F_2(p_3 - p_2),$$

где: F_2 — площадь поршня малого воздушного цилиндра;
p_2 и p_3 — давления над ним и под ним:

$$p_2 = 3{,}7 \text{ ата или } 3\,700 \text{ кг/м}^2$$

и по заданному:

$$p_3 = 9 \text{ ата или } 90\,000 \text{ кг/м}^2.$$

Подставляя цифры, имеем:

$$P = 0{,}0305 \ (90\,000 - 37\,000) = 1\,616 \text{ кг},$$

а при к. п. д. паровой машины 0,9:

$$P_{2эф} = \frac{P}{0{,}9} = \frac{1\,616}{0{,}9} = 1\,795 \text{ кг}.$$

Отсюда площадь поршня будет:

$$F_{II} = \frac{1\,795}{2{,}5} = 718 \text{ см}^2.$$

Эта площадь соответствует диаметру 302 *мм*. Округляя, принимаем:

$$D_{II} = 300 \text{ мм}.$$

Диаметр D_1 малого поршня получим тем же порядком, определив сначала требуемую силу:

$$P_1 = F_1 p_2.$$

Подставляя вышенайденные цифры диаметра поршня F_1 большого воздушного цилиндра и конечное давление p_2 в первой ступени сжатия, имеем:

$$P_1 = 0{,}078 \cdot 27\,000 = 2\,106 \text{ кг};$$

так как задано минимальное давление пара 8,5 *ат*, при котором еще должен работать насос, то, учитывая к. п. д. машины 0,9, можем написать равенство:

$$(8{,}5 - 2{,}5) F_1 = \frac{2\,106}{0{,}9};$$

НТБ ДНУЖТ

откуда площадь парового поршня

$$F_1 = \frac{2\,106}{0{,}9\,(8{,}5 - 2{,}5)} = 390\ см^2,$$

что соответствует диаметру поршня $D_I = 220$ *мм*.

Если бы мы учли округление цифры диаметра большого поршня воздушного цилиндра существующего насоса (300 *мм*), то малый поршень парового цилиндра мог бы быть взят 200 *мм*, т. е. он в этом случае был бы взаимозаменяемым с малым поршнем воздушного цилиндра, что и сделано в существующем компаунд-насосе.

Подсчет расхода пара

Выше был сделан подсчет площадей поршней по заданному рабочему давлению пара 8,5 *ат*. Ввиду этого, если в котле будет давление пара выше, то насос соответственно увеличит число ходов, но рабочее давление в паровом цилиндре, ввиду возросших сопротивлений, лишь немного будет выше расчетного 8,5 *ат*, поскольку действие не может быть больше противодействия; перепад же давления пара от котла к поршню будет вызван сопротивлениями движению этого пара в трубах и каналах пропорционально квадрату скорости. Если принять во внимание, что при более быстрой работе насоса увеличиваются соответственно и сопротивления движения воздуха через клапаны и каналы, то, не вдаваясь в расчеты этих сопротивлений, а основываясь на опыте, можем сказать примерно, что при полной форсировке насоса рабочее давление пара в цилиндре высокого давления будет около 10 *ат*.

Так как производительность рассчитанного насоса 3 $м^3/мин$ при скорости 160 одинарных ходов поршней при величине хода их согласно расчету $S = 0{,}375\ м$ и площади парового малого поршня $F_I = 0{,}039\ м^2$, то объем пара, приходящийся на 1 $м^3$ свободного воздуха, будет:

$$V_{пар} = \frac{F_I \cdot S \cdot 2 \cdot n}{V_{под}} = \frac{0{,}039 \cdot 0{,}375 \cdot 160}{3} = 0{,}78\ м^3.$$

По таблицам пара находим, что удельный вес пара γ при давлении 10 *ат* равен 5,55 $кг/м^3$.

Отсюда находим, что расход пара на накачивание 1 $м^3$ воздуха, сжимая его до давления 8 *ат*, будет:

$$G = V_{пар}\ \gamma = 0{,}78 \cdot 5{,}53 = 4{,}31\ кг;$$

учитывая 15% на утечки и пароораспределение, получим:

$$G_{эф} = 4{,}31 \cdot 1{,}15 = 4{,}96\ кг/м^3.$$

В примере 1 для насоса с одним паровым цилиндром удельный расход пара получился 5,4 $кг/м^3$, или на $5{,}40 - 4{,}96 = 0{,}44\ кг/м^3$ меньше. В процентах же:

$$\frac{0{,}44}{5{,}40} \cdot 100 \approx 8\%.$$

Требуемая скорость хода насоса получается соответственным подбором размеров паровых каналов и окон золотников, а также диаметра подводящей и выхлопной труб с таким расчетом, чтобы скорость пара в них не превышала 30 *м/сек*.

Живые сечения клапанов должны быть такими, чтобы скорость воздуха, проходящего через них, не превышала 40 *м/сек*.

§ 55. О качестве тормозного воздуха

а) Общие соображения

В системах воздушных тормозов мы имеем как бы три области рабочего воздуха, находящегося в различных состояниях, это — атмосфера, окружающая компрессор, главный резервуар и тормозная магистраль с ее сетью. Сжатый воздух, заполняющий эту последнюю область, будем называть ради краткости тормозным воздухом.

Такое деление на области мы имеем право делать ввиду того, что воздух в каждой из них имеет (вопреки существующему мнению) совершенно самостоятельные,

НТБ ДНУЖТ

независимые состояния. Может быть на первый взгляд покажется неправдоподобным, что степень влажности тормозного воздуха в магистрали не зависит от того, сухой или мокрый воздух засасывается насосом из внешней атмосферы, т. е. не зависит от погоды или времени года и т. п.

В главном резервуаре воздух, занимая промежуточное положение, обладает всегда определенной степенью влажности, соответствующей точке росы, независимо от состояния внешней атмосферы.

Хотя всем известно, что тормозной воздух должен быть сухим, однако в действительности не всегда это бывает. Мокрый или даже влажный воздух вызывает быстрое и обильное образование в трубах ржавчины, которая от постоянной тряски во время хода поезда отскакивает, размельчается, заносится в тормозные приборы, где портит клапаны, золотники, забивает малые отверстия, играющие иногда важную роль.

Гораздо хуже обстоит дело, если тормозная сеть питается насыщенным воздухом в зимнее время, когда наружная температура ниже нуля. Тогда в трубах и в приборах образуется снег, которым постепенно заволакиваются малые, а иногда и большие отверстия, просветы крановых пробок и вообще те места, где происходит мятие его, сопровождающееся всегда, как известно, небольшим понижением температуры. Иногда же в некоторых местах трубопроводов или приборов накапливается вода еще с осени, а при наступлении морозов замерзает и закупоривает проход совсем или частично.

Мы хотим в этой главе остановиться на одном из самых важных вопросов тормозного дела, именно — на чистоте и сухости рабочего воздуха и на способах получения его.

Воздух вообще всегда содержит в себе водяные пары, но если эти пары находятся в перегретом виде, то такой воздух будем называть сухим. Однако это еще не определяет степень сухости воздуха.

Чтобы нам не отступать от общепринятых определений гигрометрии, будем выражать ту или иную степень сухости воздуха отношением числа граммов пара, содержащегося в 1 $м^3$ воздуха, к тому числу его, которое требуется, чтобы довести этот воздух при данной температуре до насыщения.

Если воздух сухой, т. е. влажность его ниже 100%, то он не только не увлажняет окружающие его предметы, а наоборот, сушит их.

Однако, если такой сухой воздух охлаждать, то при некоторой пониженной температуре он окажется насыщенным и предельно влажным. Эта температура называется точкой росы. Дальнейшее охлаждение воздуха вызывает выделение влаги или снега, и воздух становится пересыщенным.

Мы будем определять влажность воздуха во всех местах тормозной сети в зависимости от состояния его, т. е. от его температуры, удельного объема и давления, помня, что:

1) водяные пары подчиняются полностью закону Дальтона, который гласит: упругость и удельный вес пара в пространстве, содержащем воздух (или другой газ, который химически на него не действует), такие же, как и в пустоте;

2) упругость насыщенного пара и его удельный вес зависят исключительно от температуры его.

Эти два положения позволяют рассматривать пар, не считаясь с наличием воздуха и с его давлением в данном объеме. Но по изменению упругости воздуха, наблюдаемой по манометру, можно судить об изменении его удельного объема, а следовательно, и удельного объема содержащегося в нем пара, так как эти два газа независимо друг от друга занимают одновременно один и тот же объем.

Строго говоря, манометр показывает в этом случае сумму парциальных давлений смеси воздуха и пара, но так как давление последнего при низких температурах очень мало (например, при 10° равно 0,012 *ат*) по сравнению с тем давлением воздуха, с которым придется нам иметь дело (порядка 5—9 *ата*), то давлением этого пара безусловно можно пренебречь.

Совсем другое дело по отношению к весовым количествам водяных паров, содержащихся в виде смеси в 1 $м^3$ воздуха. Вес насыщенного пара при низких температурах тоже очень мал по сравнению с весом воздуха, но из него постепенно может накопиться большой осадок конденсата или снега.

НТБ ДНУЖТ

Нам надо выявить те обстоятельства, при которых можно гарантировать питание тормозной сети настолько сухим воздухом, чтобы ни при каких условиях в ней не наступала точка росы. Наоборот, если бы где-либо даже оказалось влажное место или небольшой застой воды, то они должны быть высушены этим воздухом.

Прежде всего выясним, от чего зависит и не зависит влажность воздуха в тормозной магистрали.

б) Факторы, от которых не зависит степень влажности тормозного воздуха

Влажность тормозного воздуха совершенно не зависит:

1. От влажности наружного воздуха, от погоды, времени года, от пропуска пара вокруг насоса и т. п.

В самом деле, какой бы влажности ни был наружный воздух, например самый сухой или самый мокрый, этот воздух после компрессии в насосе, попав в главный резервуар, окажется уменьшенным в объеме в 8 или 9 раз. Но водяные пары, которые были в нем до компрессии, такого уменьшения объема дать не могут, подчиняясь лишь температуре главного резервуара, и поэтому в образовавшемся объеме задерживается их по весу лишь столько, сколько при данной температуре может поместиться (это указывается в таблицах пара); остальной пар обращается в воду в количестве примерно 50% и более.

Таким образом накачивание воздуха в главный резервуар всегда сопровождается накоплением конденсата.

Следовательно в главном резервуаре всегда имеется вода, а из физики известно, что пары, находящиеся в соприкосновении с поверхностью жидкости, являются в этом случае всегда влажными парами.

Итак, какой бы воздух ни засасывался компрессором в главном резервуаре, он всегда становится насыщенным до точки росы, и только количество осаждающейся воды в резервуаре будет всецело зависеть от степени влажности наружного засасываемого воздуха.

2. Влажность тормозного воздуха не зависит от количества скопившейся в главном резервуаре воды, если только уровень ее не угрожает переливанием в питательную трубу.

Если воды в резервуаре меньше того опасного уровня, когда она механически может во время движения паровоза попадать в находящееся вверху устье питательной трубы, то, очевидно, эта вода никакого отношения к влажности тормозного воздуха не имеет.

Действительно, эта вода только путем испарения может подняться со дна, но испаряться она не может, так как над ней всегда господствует насыщенный пар.

Чтобы вода от шатаний паровоза не попала в питательную трубу, надо, чтобы уровень ее не подымался выше одной пятой диаметра резервуара, что соответствует количеству в 40 *л.* при емкости резервуара в 500 *л.*

в) Факторы, от которых зависит степень влажности тормозного воздуха

Степень влажности тормозного воздуха зависит:

1. От имеющейся величины разности давления воздуха в главном резервуаре и в магистрали.

Это вполне очевидно как следствие того, что предельно насыщенный воздух главного резервуара при переходе в тормозную магистраль получает разрежение, соответствующее понижению давления. В связи с этим увеличивается удельный объем его и заключающихся в нем водяных паров, а если этот процесс происходит при одной и той же температуре, то насыщенный пар и переходит в перегретый.

2. Степень влажности тормозного воздуха зависит также от величины разности температур воздуха в главном резервуаре и в магистрали, температура которой обычно равна внешней температуре.

Справедливость этого положения вытекает из физического свойства паров, по которому упругость их и удельный вес являются функциями температуры. Опреде-

НТБ ДИИЖТ

ленное количество воздуха температуры t_1, взятое из главного резервуара, приведенное к температуре t_2 в магистрали, конечно изменит состояние содержащегося в воздухе пара, а вместе с тем изменит и степень его влажности.

г) Влажность тормозного воздуха зависит от величины утечек в тормозной сети

Слишком большие утечки вызывают форсированную работу воздушного насоса без необходимых перерывов для охлаждения его и накачиваемого им воздуха.

В этом случае в главный резервуар будет нагнетаться горячий воздух, который, переходя затем в тормозную сеть, будет уносить с собой большое количество водяных паров, так как чем выше температура, тем больше их содержится в данном объеме.

д) Некоторые наблюдения из практики

1. При спуске с Джаджурского перевала опытного поезда, следовавшего на автоматических тормозах зимой 1930 г., когда наружная температура воздуха была —6°, поезд на 0,018 уклоне остановился сам собой, несмотря на то, что машинист поставил ручку тормозного крана в положение полного отпуска. После недолгих поисков было обнаружено, что отверстие пробки концевого крана тендера затянуло плотной массой снега, который, повидимому, постепенно накапливался, ввиду чего невозможно было произвести отпуск тормоза. Причина накопления снега в пробке концевого крана заключалась в том, что воздушный насос, не будучи вполне исправным, напряженно работал и чрезмерно нагревал в резервуаре воздух, последний поэтому и содержал большое количество водяных паров.

2. На паровозе ИС, который ходил с поездами «Красная стрела» между Москвой и Ленинградом, был поставлен новый паровоздушный компаунд-насос. Наблюдения за этим насосом осенью 1934 г. показали вполне удовлетворительную подачу воздуха. Но как только началась зима и внешняя температура упала ниже нуля, машинист вынужден был просить о замене насоса ввиду сильного нагрева воздуха в главном резервуаре и замерзания от этого тормозов.

После осмотра насоса оказалось, что нагнетательная труба имела длину 1,5 *м*. После замены этой трубы другой длиной 8 *м* в виде петли воздух в главном резервуаре больше не нагревался, и тормоза на протяжении всей зимы ни разу не замерзали.

Заметим, что в очень суровой по климату области — Канаде — тормоза никогда не замерзают. Это можно объяснить тем, что на паровозах установлено по нескольку главных воздушных резервуаров, а нагнетательные трубы между насосом и резервуаром образуют несколько поворотов длиной в общей сложности до 16 *м*. Давление в главных резервуарах поддерживается до торможения 6 *ат*, но в момент начала торможения кран машиниста выключает один из двух регуляторов хода насоса, и тогда насос подымает давление до 9 *ат* соответственно установке второго регулятора. Таким образом отпуск и зарядка тормоза происходят при разнице давлений не менее 4 *ат*.

Это как раз те благоприятные условия для получения сухого воздуха, о которых говорилось выше.

Для поддержания правильного сухого режима тормозного воздуха необходимо выполнять те условия, которые отмечены на схеме фиг. 180 и указаны в следующих параграфах.

§ 56. Какую влажность тормозного воздуха можно считать допустимой

Мы задаемся целью питать тормозную магистраль только сухим воздухом.

Возникает вопрос: в какой степени он должен быть сухим. Ведь достаточно, чтобы содержащийся в воздухе водяной пар был хотя бы немного перегретым, как такой воздух можно называть сухим; но этот пар может обращаться в состояние насыщенного пара и образовать росу уже при незначительных понижениях температуры и давления.

Нам надо поэтому исследовать, какие могут быть изменения температуры и давления внутри тормозной сети, чтобы точно определить, насколько сухим должен быть тормозной воздух.

НТБ ДНУЖТ

Температура внутри магистрали и в примыкающих к ней резервуарах и отростках равна окружающей наружной температуре. Наружная же температура никогда внезапно не изменяется; во всяком случае, в тот короткий промежуток времени, в который происходит полное возобновление тормозного воздуха, расходуемого на тормозные процессы и утечки, т. е. примерно в 20 мин., не может ощущаться заметного изменения внешней температуры. А более продолжительные интервалы нас не интересуют, так как найденный метод питания магистрали воздухом определенной сухости относится к температуре данного момента питания.

Итак, устанавливаем, что изменения внешней атмосферной температуры не могут заметно влиять на состояние тормозного воздуха.

Остается исследовать возможные изменения температуры и давлений воздуха внутри самой тормозной сети во время тормозных и зарядных процессов.

По ходу данного исследования нас интересует величина не повышения, а понижения температуры. Известно, что при падении давления воздуха температура его вследствие расширения падает при разрядке магистрали во время торможения; работа расширения оставшегося в магистрали воздуха расходуется на выталкивание удаляемого из нее воздуха.

Произведенный расчет, проверенный на опыте в лаборатории Московского тормозного завода, показывает, что при разрядке магистрали на 1,5 *ат* для производства служебного торможения получается очень небольшое падение температуры — порядка 0,5°. Такое небольшое изменение ее объясняется очень малым весом воздуха, а следовательно, и малым количеством поглощаемого им тепла при сравнительно большом весе окружающих его стенок труб (соотношение весов около 1 700), отдающих свое тепло.

При экстренном торможении перепад давлений больше, но поскольку воздух при этом почти весь выпускается наружу, его температурное состояние нас не интересует.

Если к этому прибавить соображения по поводу увеличения удельного объема воздуха и содержащегося в нем пара во время разрядки магистрали, то, очевидно, понижение температуры воздуха при разрядке магистрали надо признать недостаточным фактором для образования точки росы в области тормозного воздуха.

Но известен другой вид охлаждения воздуха, когда происходят мятие или «торможение» его при протекании через сужение в трубопроводе или через узкое отверстие в воздухораспределителе при перетекании из одного резервуара в другой с меньшим давлением.

Эти процессы мятия воздуха хотя и сопровождаются изменением давления с высокого на низкое, но происходят, как известно, без работы расширения, что объясняется тем, что на некотором пути движущегося воздуха последний, расширяясь, производит работу, результатом которой является приращение скорости и живой силы движения его в узком месте, но затем эта живая сила воздуха, прошедшего через узкое место и попавшего в замкнутый объем, уничтожается, переходя обратно в теплоту. Следовательно, в одном месте столько теряется теплоты, сколько в другом приобретается. Это явление и называется мятием воздуха; оно хорошо исследовано на опыте, например на его основе построена холодильная машина Линда.

Найдено, что во время мятия воздуха получается в узком месте падение температуры согласно следующей формуле (см. «Термодинамика» Шюле, 1928 г., стр. 231):

$$\Delta t = 0{,}27^\circ (p_1 - p_2) \left(\frac{273}{T}\right)^2 \qquad (1)$$

где: Δt — полное падение температуры;

0,27° — число градусов падения температуры на каждую атмосферу падения давления;

$p_1 - p_2$ — разность давления по ту и другую сторону узкого места;

T — абсолютная температура, равная 273 плюс температура в градусах Цельсия.

Для иллюстрации только что рассмотренных явлений холода, вызываемых расширением и мятием воздуха, будет уместно указать на случай, происшедший летом 1933 г. на заводах Электростали с установленными пневматическими молотами. Распределительные головки этих молотов во время работы, несмотря на теплое время,

НТБ ДНУЖТ

стали покрываться внутри и снаружи снегом. Это, конечно, нарушало правильную работу их. Чтобы устранить образование снега, обвернули изоляцией трубы, подающие сжатый воздух, для сохранения тепла компрессии с целью повышения температуры рабочего воздуха настолько, чтобы в местах мятия его она была выше нуля. После этого замерзание распределительных головок прекратилось.

Рассматривая вышеприведенную формулу (1), мы видим, что образующийся местный холод пропорционален разности давлений при перетекании из объема в объем и обратно пропорционален квадрату абсолютной температуры воздуха (в источнике).

Взяв невыгодные условия, например случаи зарядки камер и резервуаров зимой при давлении в источнике 7 *ата* и в приемнике 1 *ата* при температуре —20° или $T = 273 - 20 = 253$, получим падение температуры в узком месте перетекания [по формуле (1)]:

$$\Delta t = 0{,}27° (7 - 1) \left(\frac{273}{258}\right)^2 = 1{,}88°$$

(при нуле падение температуры по этой формуле равно 1,62°).

Для гарантии дробь округляем до единицы и будем считать, что при протекании воздуха через малые отверстия возможны понижения температуры на 2°. Таким образом, указанное охлаждение устья отверстия может вызвать осадок влаги или снега на нем, если протекающий воздух насыщен, что может служить причиной закупорки отверстия.

Во избежание этого необходимо установить такую предельную границу влажности воздуха, чтобы он при снижениях температуры до 2° не переходил в насыщенное состояние. Эту границу влажности легко определить, воспользовавшись таблицей пара, которая помещена в § 52 (табл. 2).

В таблице показан объемный вес водяного насыщенного пара при разных температурах.

Предположим, что наружная температура воздуха —16° (можно было бы взять и другую, разница в результате будет небольшая).

Смотрим по таблице, какой вес $\lambda_н$ насыщенного пара содержится в 1 $м^3$ при температуре на 2° ниже наружной, т. е. при —18°. Находим $\lambda_н = 0{,}0012$ *кг*. Следовательно, при данной температуре —16° мы не должны допускать содержания водяных паров в 1 $м^3$ тормозного воздуха больше указанного веса.

Чтобы определить процент влажности, находим по нашей таблице, сколько должен весить насыщенный пар при данной температуре —16°. Оказывается, что 0,0014 *кг*/$м^3$, а так как мы не должны допустить содержания его в 1 $м^3$ воздуха больше 0,0012 *кг*, то, следовательно, влажность тормозного воздуха φ не должна быть больше:

$$\varphi \leqslant \frac{0{,}0012}{0{,}0014} \cdot 100 = 86\%.$$

Если бы мы подобный расчет проделали, задавшись другой внешней температурой, например нуль или +16°, то пришли бы почти к такому же выводу, который назовем п е р в ы м. Его можно сформулировать следующим образом:

Е с л и т о р м о з н о й в о з д у х с о д е р ж и т в с е б е в о д я н ы х п а р о в б о л ь ш е 86% т о г о к о л и ч е с т в а, к о т о р о е з н а ч и т с я в т а б л и ц а х н а с ы щ е н н ы х п а р о в с о о т в е т с т в е н н о д а н н о й н а р у ж н о й т е м п е р а т у р е, т о т а к о й в о з д у х я в л я е т с я н е д о б р о к а ч е с т в е н н ы м, а з и м о й о п а с н ы м, т а к к а к м о ж е т б ы т ь п р и ч и н о й з а м е р з а н и я т о р м о з о в.

Этот вывод обязывает нас найти средства, гарантирующие питание тормозной сети воздухом, влажность которого не должна быть больше 86%, независимо от степени влажности воздуха внешней атмосферы и воздуха в главном резервуаре.

§ 57. Влажность воздуха в главном резервуаре

Атмосферный воздух содержит всегда некоторую примесь водяного пара, который при ясном состоянии атмосферы находится в ненасыщенном состоянии, характеризующемся тем, что в данном объеме содержится меньше пара, чем этот объем может заключить при данной температуре (табл. 2 § 52).

НТБ ДНУЖТ

Если же воздух содержит такое количество пара, которое по этой таблице соответствует данной температуре (γ *кг/м*³), то наступает предельное насыщение, при котором считается насыщенным также и воздух.

Насыщенные пары характеризуются тем, что их упругость и удельный вес (вес 1 *м*³) есть функция только одной температуры.

Перегретый пар подобно воздуху отличается некоторой устойчивостью своего состояния при изменениях температуры, давления или объема, но лишь в известных весьма узких пределах, за которыми он переходит в насыщенное состояние. Это видно из представленной диаграммы (фиг. 165), взятой из термодинамики В. Шюле. На этой диаграмме по линии абсцисс отложены давления в *кг/см*², а по линии ординат—температуры в градусах Цельсия. Кривые проведены для разных степеней влажности воздуха.

Возьмем для примера сухой воздух, относительная влажность которого 70% при температуре 20°.

Если этот воздух без изменения его давления охладить до температуры 13°, то он получит точку росы, так как пар из перегретого превратился в насыщенный: влажность воздуха стала 100%. Отыскание этой точки росы показано на диаграмме пунктиром.

Точно так же можно получить точку росы для того же пара, но не путем снижения температуры, а путем повышения давления при неизменной температуре 20°. Тогда точка росы получится при давлении 0,0225 *ата*. Это тоже показано на диаграмме пунктиром.

Из этого последнего обстоятельства видно, что точка росы может получиться не только от охлаждения воздуха, но и от его компрессии. Если эта компрессия достаточно большая, то точка росы может получиться и при несколько повышенной температуре.

Проверим это на примере. Допустим, что температура наружного воздуха —10°, а влажность его 70%. Воздух безусловно сухой: смоченный холст в таком воздухе хотя и замерзнет, но будет сохнуть.

Находим из приведенной выше таблицы пара удельный вес $\gamma_н$, соответствующий температуре —10°. Он равен 0,0022 *кг/м*³. Так как в нашем примере влажность воздуха определена в 70%, то, следовательно, в 1 *м*³ его пара будет содержаться 70% от веса 0,0022, т. е.:

$$\gamma_1 = \frac{0{,}0022 \cdot 70}{100} = 0{,}00154\,кг/м^3. \qquad (2)$$

Этот воздух при помощи насоса сжимается до 9 *ата* и попадает в главный резервуар с повышенной температурой, допустим, +2°.

Определим, во сколько раз удельный вес γ_1 увеличится при сжатии воздуха до 9 *ата* при изменении температуры от —10° до +2°. Для этого воспользуемся уравнением

$$p_1 v_1 = RT_1; \quad p_2 v_2 = RT_2$$

или

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}\frac{p_2}{p_1}.$$

Но так как отношение удельных объемов $\frac{v_1}{v_2}$ равно обратному отношению удельных весов $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$, то:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{T_1 p_2}{T_2 p_1}.$$

До сжатия будем считать давление воздуха условно $p_1 = 1$ *ата*, а после сжатия, как сказано выше, $p_2 = 9$ *ат*. Абсолютная температура наружная $T_1 = 273 - 10 = 263°$, а в главном резервуаре $T_2 = 273 + 2 = 275°$. Подставляя эти цифры в последнюю формулу, получаем:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{263}{275} \cdot \frac{9}{1} = 8{,}6, \qquad (3)$$

НТБ ДНУЖТ

т. е. в 1 $м^3$ воздуха после сжатия до 9 *ата* пара по весу стало больше в 8,6 раза. Поэтому, если выше мы нашли, что до сжатия $\gamma_1 = 0{,}00154$ *кг/м²*, то после сжатия:

$$\gamma_2 = 0{,}00154 \cdot 8{,}6 = 0{,}01324 \text{ кг/м}^3.$$

Но согласно табл. 2 § 52 при температуре +2° в 1 $м^3$ не может поместиться пара больше, чем 0,0054 *кг/м³*. Следовательно, излишек:

$$0{,}01324 - 0{,}0054 = 0{,}00784 \text{ кг/м}^3$$

осядет на дно резервуара в виде воды.

Чем выше температура наружного воздуха и чем больше его влажность, тем скорее накапливается вода в главном резервуаре. С другой стороны, даже при самых низких зимних температурах и при самой малой влажности воздуха, какая только может быть в природе, из пара, попадающего вместе с воздухом в главный резервуар, всегда часть оказывается лишней и осаждается в виде воды или снега.

Можно рассчитать, при какой погоде и сколько скапливается воды в главном резервуаре за поездку.

В примере 1 § 49 мы нашли, что для товарного поезда длиной 100 вагонов с 60 тормозными расход воздуха в 1 час на тормозные и другие операции, включая и утечки воздуха, равен:

$$V_{общ} = V_{ут} + V_{торм} + V_{др} = 48\,800 + 18\,400 + 1\,000 = 68\,200 \text{ л/час}.$$

Возьмем случай наиболее обильного накопления воды в главном резервуаре, например, осенью, во время сырой погоды и туманов, при 100% относительной влажности наружного воздуха. Пусть температура последнего будет 10°.

Из табл. 2 § 52 состояния пара находим, что абсолютная влажность (содержание водяных паров в 1 $м^3$) при этой температуре равна $\gamma_1 = 0{,}0093$ *кг/м³*. Если принять, что воздух в главном резервуаре на 8° теплее наружного, то абсолютные температуры того и другого воздуха будут 283 и 291°. Тогда при сжатии воздуха до 8 *ат* или 9 *ата*, считая условно наружное давление за 1 *ата*, по указанной выше формуле (3) имеем:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{283}{291} \cdot 9 = 8{,}75,$$

поэтому:

$$\gamma_2 = 8{,}75\gamma_1.$$

Но мы нашли, что γ_1 равно 0,0093, поэтому:

$$\gamma_2 = 0{,}0093 \cdot 8{,}75 = 0{,}0814;$$

так как при температуре резервуара 18° согласно табл. 2 § 52 в 1 $м^3$ не может содержаться водяных паров больше 0,0154 *г*, то:

$$0{,}0814 - 0{,}0154 = 0{,}066 \text{ г}$$

превращаются в воду.

Общий расход воздуха в 1 час мы установили 68 200, или кругло 68 $м^3$, поэтому осаждается воды:

$$0{,}066 \cdot 68 = 4{,}5 \text{ л/час}.$$

Через 10 час. накапливается до 45 *л* воды. Очевидно, что в сырую погоду каждую поездку необходимо спускать воду. Это необходимо делать и в том случае, если около паровоздушного насоса что-либо парит или между сальниками стекает конденсат по поршневому штоку и т. п.

Если сделать подобный расчет накопления воды в главном резервуаре при влажности наружного воздуха 50%, т. е. при весьма сухой погоде, то получится, что в 1 час осаждается воды не 45, а 22,5 *л*. Таким образом при любых условиях в главном резервуаре всегда имеется вода.

Итак, в главном резервуаре воздух всегда находится в соприкосновении с поверхностью воды, а потому влажность его никогда не бывает ниже 100%.

Отсюда вывод второй: **независимо от состояния внешней атмосферы и от внешних обстоятельств, влияющих на**

НТБ ДНУЖТ

влажность засасываемого компрессором воздуха, воздух в главном резервуаре всегда насыщенный.

Из табл. 2 § 52 насыщенного пара видно, что чем выше температура его, тем больше и удельный вес. Из этого можем сделать третий вывод: чем выше температура воздуха в главном резервуаре, тем больше содержание пара в нем и тем меньше будет осаждаться конденсата на дно резервуара, значит, тем больше будет его перенесено в магистраль.

Чем больше воздух оставит конденсата в главном резервуаре, тем он будет суше в магистрали.

§ 58. Зависимость влажности тормозного воздуха от главного резервуара

Физические условия, влияющие на состояние воздуха в главном резервуаре и воздуха в тормозной сети, различны. Так, на основании выводов второго и третьего относительная влажность воздуха главного резервуара всегда предельная, т. е. стопроцентная, не зависящая ни от каких внешних обстоятельств, но абсолютная влажность, определяемая весовым количеством содержащегося в 1 $м^3$ пара, всецело зависит от температуры его. Эта же температура зависит в свою очередь не только от внешней температуры, но еще и от форсировки работы компрессора, от исправности его, от величины охлаждающих поверхностей нагнетательной трубы и резервуара. Что же касается тормозной магистрали, то ее температура нормально равна внешней атмосферной температуре и потому всегда несколько ниже температуры главного резервуара. Влажность же воздуха в магистрали зависит от количества водяных паров, перешедших из главного резервуара в магистраль, причем, если этих паров окажется слишком много для данной температуры, то они будут пересыщены и могут дать осадок.

Чтобы точно выяснить степень влажности тормозного воздуха, заключенного в тормозной сети, воспользуемся методом последовательного исключения факторов, оказывающих на это влияние.

Предположим сначала, что температура воздуха в главном резервуаре и в магистрали одинакова, т. е. равна атмосферной температуре, но давления различны, например, в главном резервуаре p_1 *ат*, в магистрали p_2 *ат*. При питании последней для пополнения утечек воздуха или при отпуске и зарядке тормоза перепад давления с p_1 на p_2 соответствует расширению воздуха по закону $pv = \text{const}$.

Поэтому удельный объем воздуха в магистрали будет составлять $p_1 — p_2$ от удельного объема в главном резервуаре, а так как содержащиеся в воздухе пары согласно закону Дальтона занимают тот же объем, что и воздух, причем до расширения они при выходе из главного резервуара были в насыщенном состоянии, то ясно, что после расширения при той же температуре они становятся перегретыми. Этот перегрев создает пониженную относительную влажность воздуха φ, которую легко подсчитать. Для этого надо взять из таблицы насыщенных паров (см. выше) удельный вес их $\gamma_н$ при данной температуре и помножить на отношение давления магистрали к давлению главного резервуара.

Это будет пока абсолютное содержание пара в 1 $м^3$ воздуха магистрали, или удельный вес его:

$$\gamma = \gamma_н \frac{p_2}{p_1}.$$

Чтобы получить относительную влажность в процентах, надо взять отношение получившегося удельного веса к тому удельному весу, который должен быть для насыщенного пара той же температуры, и помножить на 100. Получим:

$$\varphi = \frac{\gamma}{\gamma_н} 100 = \frac{\gamma_н \frac{p_2}{p_1}}{\gamma_н} . 100;$$

НТБ ДНУЖТ

$$\varphi = \frac{p_2}{p_1} \; 100. \qquad (4)$$

Итак, при равных температурах воздуха в главном резервуаре и в магистрали относительная влажность последнего, выраженная в процентах, равна отношению абсолютных давлений воздуха в главном резервуаре и в магистрали, помноженному на 100.

Для примера возьмем давление 8 *ат* в главном резервуаре и 5 *ат* в магистрали или, переводя в абсолютные атмосферы, 9 и 6 *ат*. Тогда влажность воздуха в магистрали будет:

$$\frac{6}{9} \cdot 100 = 66\,\%.$$

Если вспомнить наш вывод первый, по которому допускается влажность 85%, то можем заключить, что при этих условиях тормозной воздух получился бы даже суше, чем требуется. Однако в действительности температура воздуха в главном резервуаре всегда выше, чем окружающая атмосферная, причем величина этой разницы зависит от множества причин, например, от усиленной работы насоса, вызванной большими утечками воздуха в сети или вследствие неисправностей его, а также от загрязнения нагнетательной трубы или вследствие малой длины ее и малого охлаждающего эффекта и т. п.

В особенности сильный нагрев воздуха в главном резервуаре получается вследствие употребления укороченных труб между насосом и резервуаром. Благодаря этому нагрев воздуха получается градусов на 20 выше окружающей температуры. Посмотрим, какой влажностью обладает воздух в магистрали при этих условиях:

Примем обозначения:

Для главного резервуара:

p_1 — давление воздуха;

t_1 — температура воздуха;

γ_{t_1} — удельный вес насыщенного пара при температуре главного резервуара.

Для магистрали:

p_2 — давление воздуха;

t_2 — температура воздуха;

γ_{t_2} — удельный вес насыщенного пара при данной температуре магистрали;

γ — удельный вес перегретого пара;

$\varphi_{p_1=p_2}$ — относительная влажность в магистрали при условии равенства давлений в ней и в главном резервуаре;

$\varphi_{t_1=t_2}$ — то же при условии равенства температур;

$\varphi_м$ — относительная влажность воздуха в магистрали при условии разных температур и давлений.

Из выражения (4) относительная влажность воздуха в магистрали, когда температура последней равна температуре главного резервуара, равна:

$$\varphi_{t_1=t_2} = \frac{p_2}{p_1} \qquad (5)$$

Относительная же влажность воздуха магистрали при неравных температурах, но при равных давлениях (например, если при законченной зарядке тормоза оказалось, что давление главного резервуара сравнялось с давлением магистрали), получится:

$$\varphi_{p_1=p_2} = \frac{\gamma_{t_1}}{\gamma_{t_2}} \qquad (6)$$

Для того же, чтобы определить относительную влажность магистрального воздуха, если последний отличается от воздуха в главном резервуаре одновременно температурой и давлением, надо выражения (5) и (6) перемножить:

$$\varphi_м = \varphi_{t_1=t_2} \quad \varphi_{p_1=p_2} = \frac{p_2\gamma_{t_1}}{p_1\gamma_{t_2}} \cdot \qquad (7)$$

НТБ ДНУЖТ

Здесь γ_{t_1} и γ_{t_2} берутся из таблиц насыщенных паров соответственно температурам.

Возьмем пример. Пусть давление в главном резервуаре $p_1 = 9$ *ата* и в магистрали $p_2 = 6$ *ата*. Температура наружного воздуха и магистрали пусть будет $t_2 = -10°$ и температура воздуха в главном резервуаре $t_1 = +6°$.

Соответственно этим температурам находим из табл. 2 § 52 удельные веса: $\gamma_{t_1} = 0{,}0071$ *кг/м*³ и $\gamma_{t_2} = 0{,}0022$ *кг/м*³.

Тогда согласно выражению (7):

$$\varphi_м = \frac{6}{9} \cdot \frac{0{,}0071}{0{,}0022} = 2{,}15,$$

или 215%, тогда как согласно нашему выводу первому влажность воздуха в магистрали не должна быть выше 85%.

Таким образом разница в температурах главного резервуара и магистрали на 16° привела к тому, что воздух в последней пересыщен на 115%, т. е. большая половина содержащегося в нем пара даст осадок снега.

Это явление может иметь место при отсутствии внимания к вопросу охлаждения нагнетаемого в главный резервуар воздуха.

Самой радикальной мерой для охлаждения воздуха служат охлаждающая петля нагнетательной трубы и по возможности развитая площадь поверхности главного резервуара, которые охлаждаются во время движения паровоза наружным воздухом. Но этим способом отнять все тепло компрессии у сжатого воздуха в короткий промежуток времени невозможно. Поэтому возникает вопрос, насколько надо снизить эту температуру и какие размеры для этого должна иметь охлаждающая петля.

Предельную допускаемую разницу температур воздуха главного резервуара и атмосферы можно определить, пользуясь формулой (7) и табл. 1 пара, приведенной в § 52.

В самом деле, если нами было выявлено, что наибольшая влажность воздуха в магистрали допускается не выше 85%, то, следовательно, должно быть соблюдено равенство:

$$\varphi_м = \frac{p_2 \gamma_{t_1}}{p_1 \gamma_{t_2}} = 0{,}85. \qquad (8)$$

Если примем: p_1—давление в главном резервуаре 9 *ата*, p_2—давление в магистрали 6 *ата* и отнесем наше исследование к зимнему времени при температуре, например, $t_2 = -20°$, то по табл. 2 § 52 найдем:

γ_{t_2} — вес 1 *м*³ водяного пара при $-20° = 0{,}0010$ *кг/м*³.

Тогда найдем вес 1 *м*³ пара, который должен быть в главном резервуаре при искомой температуре:

$$\gamma_{t_1} = \frac{0{,}85 \cdot p_1 \cdot \gamma_{t_2}}{p_2} = \frac{0{,}85 \cdot 9 \cdot 0{,}0010}{6} = 0{,}00127 \text{ кг/м}^3,$$

что по той же табл. 2 соответствует температуре —17°.

Точно так же летом, например, при температуре $+14°$ $\gamma_{t_2} = 0{,}012$, тогда:

$$\gamma_{t_1} = \frac{0{,}85 \quad 9 \cdot 0{,}012}{6} = 0{,}0153 \text{ кг/м}^3,$$

что соответствует температуре +18°.

Отсюда видим, что как зимой, так и летом требуется, чтобы температура воздуха в главном резервуаре не была больше, чем на 3—4° выше температуры наружного воздуха, и как крайний случай, когда мы согласимся допустить в магистрали влажность, близкую насыщению, разницу эту можно увеличить до 5°, что видно из формулы (8), если в ней вместо влажности 0,85 подставить 1,00.

НТБ ДНУЖТ

§ 59. Меры, применяемые для охлаждения воздуха в главном резервуаре

Для того чтобы температура воздуха в главном резервуаре не была высокой, надо соблюсти следующие условия:

1. Не допускать продолжительной быстрой работы насоса. Для этого тормозная сеть должна быть достаточно плотной, а насос или компрессор должны быть исправными и достаточно мощными, именно: конструктивная производительность их должна быть в 2—3 раза больше средней часовой потребности воздуха (эта цифра взята из американской практики).

2. Нагнетательная труба должна содержаться в чистоте; образующийся налет на стенках должен удаляться путем отжига, обстукивания и продувки как вредная изоляция тепла и сопротивление движению воздуха вследствие сокращения сечения, вызывающего образование тепла.

3. Главные резервуары должны иметь по возможности большие поверхности. Поэтому лучше ставить их по два и по три и делать удлиненной формы.

4. Нагнетательная труба должна быть такой длины, чтобы образовалась охлаждающая петля с требуемой площадью поверхности охлаждения.

Из всех этих пунктов наиболее важным и эффективным является последний. Если охлаждающая петля недостаточной длины, то температура воздуха в главном резервуаре высокая.

Произведем расчет длины этой трубы.

Надо прежде всего определить средний расход воздуха в 1 час на поддержание утечек и на тормозные операции. Предположим, что этот расход найден. Назовем этот расход через Q *м*³/*час*. Помножив его на удельный вес воздуха (например, на 1,2 *кг*/*м*³ при нуле и 760 *мм* рт. ст.), получим вес его в *кг*/*час*.

Этот воздух при переходе от насоса в резервуар содержит в себе тепло компрессии A калории, которое определится по известной формуле:

$$A = Gc_p(t_1 - t_2)\ кал/час, \tag{9}$$

где: c_p — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении;
t_1 — температура воздуха при входе в нагнетательную трубу;
t_2 — температура воздуха в главном резервуаре.

Это тепло отдается через стенки нагнетательной трубы и главного резервуара окружающей атмосфере. Обозначим величину площади развернутой поверхности нагнетательной трубы через F_1 (диаметр трубы при этом считаем по средней толщине стенок ее), а площадь поверхности главного резервуара — F_2. Тогда известное уравнение теплопередачи примет вид:

1) для нагнетательной трубы:

$$A_1 = k_1F_1(t_{cp} - t_0); \tag{10}$$

2) для главного резервуара:

$$A_2 = k_2F_2(t_2 - t_0), \tag{11}$$

где: k_1 — коэфициент теплопередачи в *кал*/*час* *м*² °С для трубы;
k_2 — то же для главного резервуара;
t_0 — температура наружного воздуха;
t_{cp} — средняя температура внутри нагнетательной трубы, равная $\frac{t_1+t_2}{2}$;
t_2 — температура внутри резервуара.

Для определения коэфициента k берется формула:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{1}{\alpha_н}}, \tag{12}$$

НТБ ДНУЖТ

где $\alpha_{вн}$ и $\alpha_{н}$ — функции скоростей w перемещающихся масс охлаждаемого воздуха внутри нагнетательной трубы и охлаждающего снаружи и функции диаметра трубы по формуле:

$$\alpha = \frac{3w^{0,8}}{d^{0,25}}. \tag{13}$$

Так как от тепла компрессии нам надо отнять согласно выражению (9) A *кал/час* через стенки нагнетательной трубы и главного резервуара, то, очевидно, должно существовать равенство между формулой (9) и суммой (10) и (11);

$$A = A_1 + A_2$$

или

$$Gc_p(t_1 - t_2) = k_1F_1(t_{cp} - t_н) + k_2F_2(t_2 - t_0).$$

Определим из этого уравнения, какая должна быть средняя площадь поверхности нагнетательной трубы по средней толщине стенок ее:

$$F_1 = \frac{Gc_p(t_1 - t_2) - k_2F_2(t_2 - t_0)}{k_1(t_{cp} - t_0)}, \tag{14}$$

откуда уже легко определить длину нагнетательной трубы:

$$L = \frac{F}{\pi(D + \delta)} \tag{15}$$

где $D + \delta$ — средний диаметр, равный внутреннему D плюс толщина стенки трубы δ.

Пример. Не вдаваясь в подробный расчет расхода воздуха на торможение и утечки, воспользуемся готовыми данными из «Тормозного справочника» около 56 *м³/час* или при удельном среднем весе 1,2 — $G \approx 67$ *кг*.

Для формулы (14) нам надо еще знать площадь поверхности главных резервуаров. Предполагая на товарном паровозе два таких резервуара и беря размеры их по «Тормозному справочнику», получаем, что полная поверхность их равна:

$$F_2 = 10\ м^2.$$

Наружную температуру примем:

$$t_0 = 0°.$$

Температура сжатого воздуха у клапанов по выходе из насоса при средней форсировке его по опытным данным равна:

$$t_1 = 250°.$$

Температуру в главном резервуаре согласно нашим выводам нельзя допускать выше температуры наружного воздуха более чем на 5°. Поэтому примем ее равной

$$t_2 + 5°.$$

Средняя температура (посредине длины нагнетательной трубы) будет:

$$\frac{250 + 5}{2} = 127,5°.$$

Коэфициенты теплопередачи стенок нагнетательной трубы k_1 и главного резервуара k_2 согласно расчету по формулам (12) и (13) равны:

$$k_1 = 10\ кал/час\ м^3\ °C;$$

$$k_2 = 30\ кал/час\ м^3\ °C.$$

НТБ ДНУЖТ

Наконец, теплоемкость воздуха при постоянном давлении по данным термодинамики равна:

$$c_p = 0{,}24 \ \ кал/м^3 \ ^\circ C.$$

Подставляя все эти данные в формулу (14), получим требуемую площадь поверхности нагнетательной трубы:

$$F_1 = \frac{67 \cdot 0{,}24(250 - 5) - 30 \cdot 10(5 - 0)}{10(127{,}5 - 0)} = 1{,}91 \ \ м^2.$$

Длина же трубы найдется из формулы (15):

$$L = \frac{F}{\pi(D + \delta)}.$$

Если возьмем нагнетательную трубу для тандем-насоса диаметром 31,7 *мм* и $\delta = 3$ *мм*, переведя размеры в метры, получим:

$$L = \frac{1{,}91}{3{,}14(31{,}7 + 3) \quad 1\,000} = 18 \ м.$$

Если бы мы расчет произвели при другой внешней температуре, выше или ниже нуля, то оказалось бы, что результаты получатся почти те же, именно, что длина охлаждающей петли должна быть около 18 *м*.

Расчет также показывает, что для компаунд-насоса требуется почти та же длина, и это понятно, потому что она определяется главным образом расходом воздуха на утечки и торможение, а не типом насоса, тем более, что в том и другом насосе воздух сжимается двумя ступенями.

Заключение

Это теоретическое исследование влажного режима тормозного воздуха открывает нам ряд новых положений, которые до сих пор совсем не были известны или трактовались неправильно. Мы теперь видим, что влажность воздуха в магистрали не зависит от влажности засасываемого компрессором воздуха.

Из этой же теории выявились важные значения главного резервуара и значения высоты давления воздуха в нем, температуры его и размеров поверхности: чем поверхность резервуаров больше, чем выше давление воздуха в нем, чем длиннее нагнетательная охлаждающая петля, тем суше будет тормозной воздух.

Приказ № 172/Ц 1935 г. требует четкой, бесперебойной работы автоматических тормозов.

Выполнение главнейших положений, выведенных из данной теории, будет одним из условий для его выполнения.

Автоматчики должны следить за тем, чтобы стенки нагнетательных труб внутри были чисты, а машинисты должны держать всегда давление в главных резервуарах 8 *ат*, а в магистрали 5 *ат*, что одновременно нужно и для правильного отпуска тормоза.

Воду из главных резервуаров необходимо выпускать настолько часто, чтобы там не скапливалось ее более 50 *л*; в сырую погоду каждую поездку, а в сухую — не реже чем через 2—3 поездки.

Все перечисленные меры повышают качество тормозного воздуха, что в свою очередь повышает качество работы тормозов.

НТБ
ДНУЖТ

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕМЫ И УРАВНЕНИЯ ПНЕВМАТИКИ

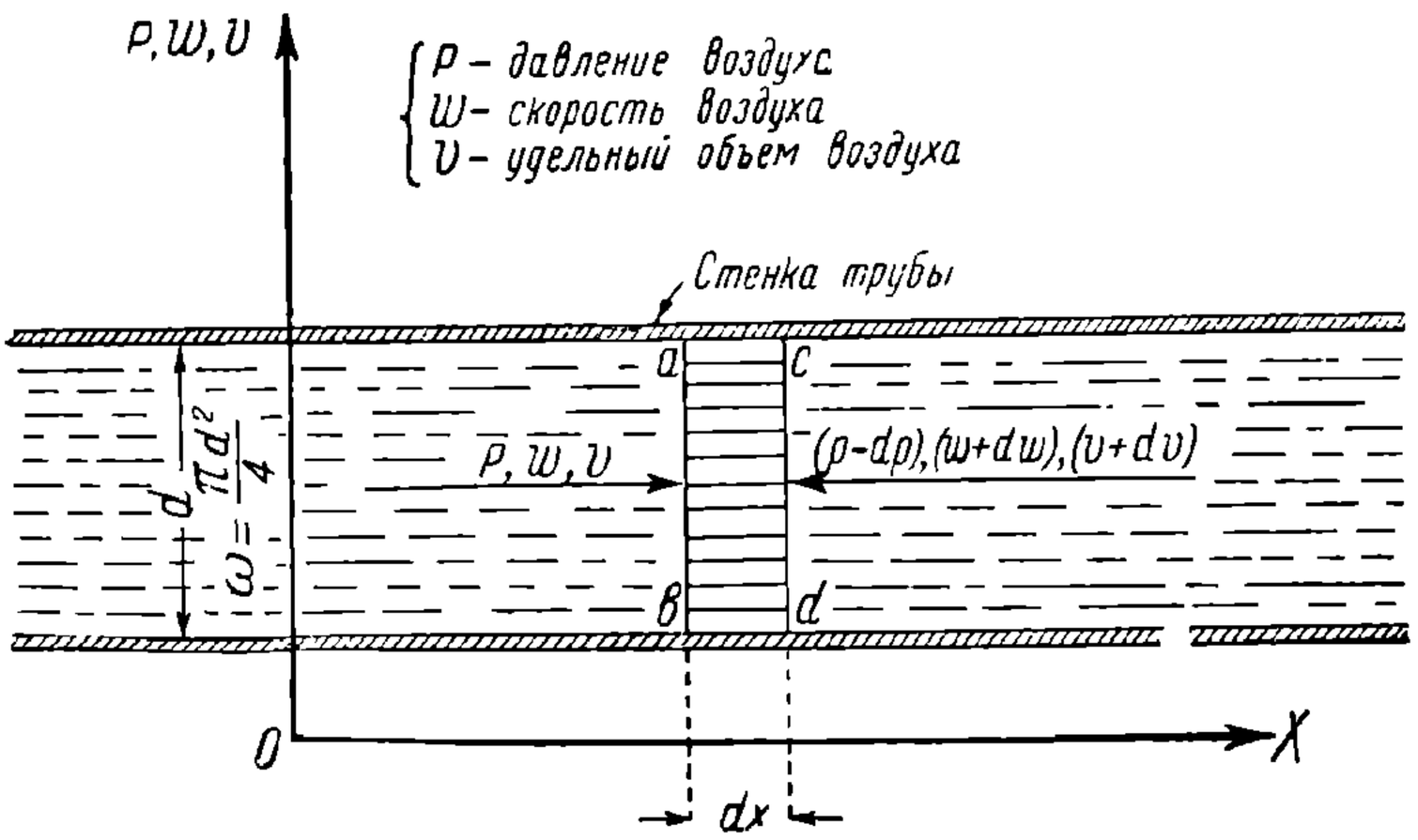
В соответствии с характером изложения некоторых мест данной теории тормозов приходилось касаться законов пневматики, т. е. кинетики воздуха в замкнутых пространствах, и пользоваться не только основными положениями термодинамики газов, но также положениями из области аэро- и газодинамики, которые мы назовем просто динамикой воздуха, или пневматикой.

Особенно плодотворными для изучения вопросов динамики воздуха являются теоремы Эйлера, Бернулли и Борда, выводы которых мы считаем необходимым дать ниже, хотя бы в сокращенном виде.

§ 60. Уравнения одноразмерного движения воздуха по Эйлеру

В задачах пневматики движение воздуха приходится относить только к одной геометрической координате, за которую может быть взята, например, ось трубы канала, отверстия, струи и т. п. Ввиду этого вывод такой одноразмерной формулы Эйлера значительно упрощается.

Рассмотрим внутри движущегося воздуха по направлению OX элементарный объем любой геометрической формы, например, цилиндр бесконечно малой длины dx (фиг. 193) и произвольной площади поперечного сечения ω; в частности, эта площадь ω может быть равна всей площади поперечного сечения трубы или струи, и тогда элементарный цилиндр целесообразнее назвать слоем. Объем такого слоя будет $dv = \omega dx$, а вес его $dG = \gamma dv$, где γ — удельный вес воздуха. Далее предполагаем, что в любом поперечном сечении воздушного потока скорость, давление и температура не меняются, но они могут изменяться с переходом от сечения к сечению потока. Выясним, какие силы действуют на выделенный нами элементарный слой при его движении вместе с остальным воздухом.



Фиг. 193. Движение элементарного объема воздуха в трубе.

Из внешних сил, приложенных к слою, мы имеем только вес dG и сопротивление трения T Затем к нему приложены силы, происходящие от внутреннего давления p в воздухе. О силах же инерции будет сказано далее. Весом γ мы безусловно можем пренебречь, ибо в трубах, каналах, резервуарах и в других местах тормозной сети глубина потоков в отвесном направлении настолько незначительна, что давления, производимые тяжестью его на дно, выражаются едва десятитысячными долями атмосферы. Поэтому вес воздуха мы в уравнение не вводим. Стало быть, для рассмотрения

НТБ ДИУЖТ

у нас остаются пока давление воздуха p и сила трения T. Сила давления всегда перпендикулярна к поверхности, на которую она действует, поэтому все силы давления на боковые поверхности цилиндра будут взаимно уравновешиваться, но давления на перпендикулярные к оси торцевые поверхности цилиндра не будут уравновешиваться, поскольку в потоке с переходом от сечения к сечению его вообще состояние воздуха меняется. Силы, получающиеся в результате этих неуравновешенных давлений, могут быть представлены как $p\omega$ и $-(p-dp)\omega$, где знак минус относится к тому основанию, на которое давят соседние слои воздуха в направлении, обратном движению. При этом dp является изменением давления на длине цилиндра dx. Принимая же последнюю длину за величину постоянную, мы можем написать:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x}\, dx.$$

Тогда сумма проекций на ось X сил давлений, действующих слева и справа на элементарный цилиндрический слой воздуха на торцевые его площади ω и ω, получится равной:

$$p\omega - \left(p - \frac{\partial p}{\partial x}\, dx\right)\omega = \frac{\partial p}{\partial x}\, dx, \tag{1}$$

а так как $dx\omega$ равно объему слоя dv, то:

$$p\omega - \left(p - \frac{\partial p}{\partial x}\, dx\right)\omega = \frac{\partial p}{\partial x}\, dv. \tag{2}$$

Сила трения dT внутри рассматриваемого элементарного слоя воздуха распространена в массе всего воздуха, поэтому ее причисляем к объемным силам, а выражая ее через некоторый коэфициент трения R, отнесенный к единице объема, как это принято для газов (а не к единице нормального давления, как для твердых тел), получим:

$$-dT = -R dv. \tag{3}$$

Эта сила трения взята с отрицательным знаком, так как направлена против движения.

Кроме рассмотренных сил давления и трения мы должны еще учесть силу инерции, которая приложена к центру тяжести рассматриваемого элементарного слоя. Ее величина равна произведению массы слоя на ускорение. Эту силу берем с положительным знаком, так как она направлена в сторону движения слоя. Называя ее через I, имеем:

$$I = dm\, \frac{dw}{dt},$$

где: m — масса слоя,
w — скорость его,
t — время.

Или, выражая массу через удельный вес (через вес единицы объема воздуха) и через элементарный объем dv, имеем:

$$I = \frac{\gamma}{g}\, dv\, \frac{dw}{dt}. \tag{4}$$

По принципу д'Аламбера в каждый данный момент все приложенные к телу силы уравновешиваются с силами инерции. Следовательно, сумма силы давления по выражению (2), силы трения по выражению (3) и силы инерции по выражению (4) должна быть равна нулю:

$$\frac{\partial p}{\partial x}\, dv - R dv + \frac{\gamma}{g}\, \frac{dw}{dt}\, dv = 0.$$

Для упрощения этого выражения разделим его на $\frac{\gamma}{g} dv$. Имеем:

$$\frac{g}{\gamma}\, \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{Rg}{\gamma} + \frac{dw}{dt} = 0.$$

НТБ ДНУЖТ

Здесь $\frac{\gamma}{g}$ — масса 1 $м^3$ воздуха, соответствующая данной точке воздушной струи. Назовем ее плотностью и обозначим через ρ. Тогда последнее выражение можно написать в такой форме:

$$\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dx}=\frac{1}{\rho}R-\frac{dw}{dt} \tag{5}$$

Это уравнение движения воздуха в трубе. Но им еще нельзя непосредственно пользоваться и вот почему: производная $\frac{dw}{dt}$ представляет собой ускорение частиц движущегося в канале или трубе воздуха, но мы знаем из предыдущего, что эти частицы меняют свои скорости не только с переходом от сечения к сечению, но и с течением времени, следовательно, скорость w частицы является функцией двух независимых переменных: расстояния x и времени t. Поэтому первая производная скорости по времени, т. е. ускорение $\frac{dw}{dt}$, содержит в себе две неявно независимые переменные: x и t. Очевидно, что эта производная должна быть выражена как полная в виде суммы частных производных по x и t. Эйлер именно и дал такое преобразование уравнения (5), которое состоит в том, что производная скорости по времени $\frac{dw}{dt}$, т. е. ускорение, представляется как полная производная в следующем виде:

$$\frac{dw}{dt}=\frac{\partial w}{\partial t}+\frac{\partial w}{dx}\frac{dx}{dt}$$

но

$$\frac{dx}{dt}=w,$$

поэтому

$$\frac{dw}{dt}=\frac{\partial w}{\partial t}+w\frac{\partial w}{\partial x}, \tag{5a}$$

где скорость w отнесена к той точке пространства, которая соответствует времени t.

Если теперь подставить результаты уравнения (5а) в уравнение (5), то получим:

$$\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dx}=\frac{1}{\rho}R-\frac{\partial w}{\partial t}-w\frac{\partial w}{\partial x}. \tag{6}$$

Это уравнение очевидно относится к неустановившемуся течению, которое в одном и том же сечении трубы меняет свою скорость.

Для установившегося же течения воздуха, т. е. когда в одном и том же сечении по всей площади скорость его $w=\text{const}$ и частная производная $\frac{\partial w}{\partial t}=0$, уравнение (6) принимает следующий окончательный вид в форме Эйлера:

$$\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dx}=\frac{1}{\rho}R-w\frac{dw}{dx}, \tag{7}$$

где: R — объемный коэфициент трения воздуха;
p — давление воздуха в данной точке;
w — скорость воздуха в той же точке;
x — расстояния вдоль трубы;
ρ — масса 1 $м^3$ воздуха в данной точке $\left(\frac{\gamma}{g}\right)$.

§ 61. Теорема Бернулли

Уравнение Бернулли является основным уравнением гидравлики и выводится обычно в такой форме, которая соответствует несжимаемой жидкости.

Для нашей цели этому уравнению необходимо придать такую форму, чтобы им можно было пользоваться в применениях к задачам пневматики, где встречаются

НТБ ДНУЖТ

различные изменения состояния воздуха в зависимости от характера процесса. Например, если, как это часто бывает на практике, имеется достаточный приток аккумулированного тепла от большой массы и большой площади, соприкасающихся с воздухом поверхностей труб или каналов при медленном движении этого воздуха, то состояние последнего во время перемещения от места к месту изменяется почти изотермически. Наоборот, когда воздух течет очень быстро, то, приобретая большую скорость, тратит на это внутреннюю тепловую энергию, не успевая отнимать от окружающих стенок тепло, а выделяет его почти исключительно из себя, охлаждаясь; такой процесс практически можно считать адиабатическим. Конечно, могут быть и промежуточные, политропические, процессы.

Если при всех этих процессах учесть все привходящие обстоятельства для одного и того же количества изменяющего свое состояние воздуха, как то: приток или отнятие тепла, трение струи о стенки и внутри ее и пр., то, очевидно, можно составить на основании принципа сохранения энергии такую алгебраическую сумму всех видов энергий, которая будет величиной постоянной. Например, 1 *кг* воздуха, начинающего свое движение от точки *O*, заключает в себе запас энергии в количестве *A*. Придя в точку *1*, он, предположим, получил приток энергии извне в количестве B_1 и израсходовал, т. е. потерял, C_1, а придя в следующую точку *2*, он в сумме получил приток энергии уже в количестве B_2 и расход в количестве C_2 и т. д. Следовательно, можно написать:

$$A + B_1 - C_1 = D_1,$$
$$A + B_2 - C_2 = D_2,$$
$$\cdot \quad \cdot \quad \cdot$$
$$A + B_n - C_n = D_n$$

или

$$D_1 - B_1 + C_1 = A,$$
$$D_2 - B_2 + C_2 = A,$$
$$\cdot \quad \cdot \quad \cdot$$
$$D_n - B_n + C_n = A$$

или вообще

$$D_n + (-B_n) + C_n = \text{const.}$$

Это последнее выражение собственно и есть уравнение Бернулли в самом общем виде, которое словами можно так прочесть: в 1 *кг* находящегося в струйном движении воздуха алгебраическая сумма всех видов несомой им энергии *D* с учетом притекающего извне количества (со знаком минус) — *B* и расходуемого в среду и на сопротивления (со знаком плюс) + *C* является величиной постоянной для любого сечения потока.

Виды энергии могут быть следующие: тепло, скоростной напор, работа давления, работа трения и др., приведенные к одному механическому или термическому эквиваленту.

Формула Бернулли в пригодном для вычисления виде выводится обычно из уравнений живых сил движущейся струи воздуха. Но проще ее вывести из эйлеровского уравнения (7); это тем более удобно, что таковое уравнение выше уже выведено в § 60:

$$\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dx} = \frac{1}{\rho}R - w\frac{dw}{dx}, \qquad (7)$$

где: ρ — масса 1 $м^3$ воздуха;
p — давление воздуха в данном сечении потока его;
x — путь, пройденный воздухом;
R — сопротивление движению от трения 1 $м^3$ воздуха;
w — скорость воздуха в данном сечении потока.

В уравнении (7) выразим удельную массу ρ через вес γ 1 $м^3$ воздуха и через ускорение силы тяжести g, т. е.

$$\rho = \frac{\gamma}{g}$$

НТБ ДНУЖТ

и затем, разделив все уравнение на g и умножив на dx, получаем:

$$\frac{dp}{\gamma}+\frac{w}{g}dw-\frac{1}{\gamma}Rdx=0.$$

Заменяем далее в последнем выражении обратную величину удельного веса $\frac{1}{\gamma}$ удельным объемом v и интегрируем его; имеем:

$$\int_{p_1}^{p_2}vdp+\frac{1}{g}\int_{w_1}^{w_2}wdw-vR\int_{x_1}^{x_2}dx=0,$$

где $\int_{p_1}^{p_2}vdp$ — внешняя работа одного из термодинамических процессов: изотермического, адиабатического или политропического;

$\frac{1}{g}\int_{w_1}^{w_2}wdw$ — кинетическая энергия (живая сила), приобретенная 1 *кг* воздуха

$$\left(\frac{w_2^2-w_1^2}{2g}\right),$$

$vR\int_{x_1}^{x_2}dx$ — работа сопротивления трения на данном участке пути 1 *кг* воздуха, ибо сопротивление R относится к единице объема. Эту работу можно заменить высотой H, с которой должен упасть груз 1 *кг* (вес воздуха 1 *кг*).

Вводя эти значения в последнее уравнение, получаем окончательный его вид:

$$\int_{p_1}^{p_2}vdp+\frac{w_2^2-w_1^2}{2g}+H=0. \qquad (8)$$

Это и есть уравнение, соответствующее теореме Даниила Бернулли, известной с 1738 г. из гидравлики, где для капельной жидкости $v=\text{const}$ и потому первый член для нее представляет собой $(p_2-p_1)\,v=\frac{p_2-p_1}{\gamma}$.

В уравнении (8) первый член поставлен в виде нерешенного интеграла, так как значение его зависит от характера физического процесса, при котором происходит движение струи воздуха. Если предположить, что γ меняется мало, то принимают приближенно $\gamma=\text{const}$ (изохорический процесс), например, при очень малых перепадах давлений (порядка не более 0,2 *ат*) на 1 *пог м* трубы или 0,1 *ат* по обе стороны отверстия в стенке сосуда, разделяющей объемы воздуха различных давлений, тогда найдем, что:

$$\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma}=\frac{p_2-p_1}{\gamma}. \qquad (9)$$

При медленных скоростях воздуха в присутствии больших теплоемких масс процесс можно считать изотермическим. Тогда, как известно из формулы Клапейрона:

$$v=\frac{RT}{p},$$

где T — абсолютная температура.

Значит:

$$\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma}=RT\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{p}=2{,}3\,RT\lg\frac{p_2}{p_1}; \qquad (10)$$

вместо RT можно поставить p_1v_1 или p_2v_2.

НТБ ДНУЖТ

Если процесс адиабатический, который всегда имеет место, когда воздух течет очень быстро, или если процесс политропический при меньших скоростях, то для v можно воспользоваться формулой Пуансона:

$$\gamma = \alpha p^{\frac{1}{\kappa}}, \tag{10a}$$

здесь $\alpha = \frac{1}{p v^{\frac{1}{\kappa}}}$ причем $\frac{1}{k}$ равно:

1) для адиабатического процесса $\frac{1}{1{,}41} = 0{,}71$;

2) для изотермического единице;

3) для политропического между этими двумя цифрами.

Коэфициент α определится, если известны хотя бы в одной какой-нибудь точке струи (например, в начале ее) давление p и удельный объем v или вообще две величины из четырех следующих p, v, γ, t (где t — температура), так как из них всегда можно получить требуемое произведение $pv^{\frac{1}{\kappa}}$.

Итак, подставляя под знак интеграла вместо γ значение его из выражения (10а), решаем этот интеграл между пределами p_1 и p_2:

$$-\frac{1}{\alpha}\int_{p_1}^{p_2} p^{\frac{1}{\kappa}}\,dp = -\left|\frac{p^{1-\frac{1}{\kappa}}}{\alpha\left(1-\frac{1}{k}\right)}\right|_{p_1}^{p_2} = -\frac{p_2^{1-\frac{1}{\kappa}} - p_1^{1-\frac{1}{\kappa}}}{\alpha\left(1-\frac{1}{k}\right)}$$

Или, замечая, что при адиабатическом процессе:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\right)^k,$$

то

$$\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma} = \frac{k}{k-1}\frac{p_2}{\gamma_1}\left[1-\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1-\frac{1}{\kappa}}\right];$$

так как мы будем иметь дело всегда только с воздухом, для которого $k = 1{,}4$, то:

$$\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma} = 3{,}5\frac{p_1}{\gamma_1}\left[1-\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0{,}29}\right], \tag{11}$$

причем можно заменить по формуле Клапейрона $\frac{p_1}{\gamma_1}$ через RT, а также можно подставить $\frac{1}{v_1}$ вместо γ_1.

Для политропического процесса вместо k берется m, где:

$$1{,}4 > m > 1.$$

Для сухого воздуха $R = 29{,}27$, для влажного — по формуле (5) §52, пункта «в» главы девятой.

Таким образом в зависимости от обстоятельств подставляется в формулу (8) вместо интеграла одно из выражений формул (9), (10) или (11).

§ 62. Теория удара воздушного потока по теореме Борда

Среди различных видов потерь энергии струей движущегося воздуха довольно важное значение имеет потеря на удар.

НТБ ДНУЖТ

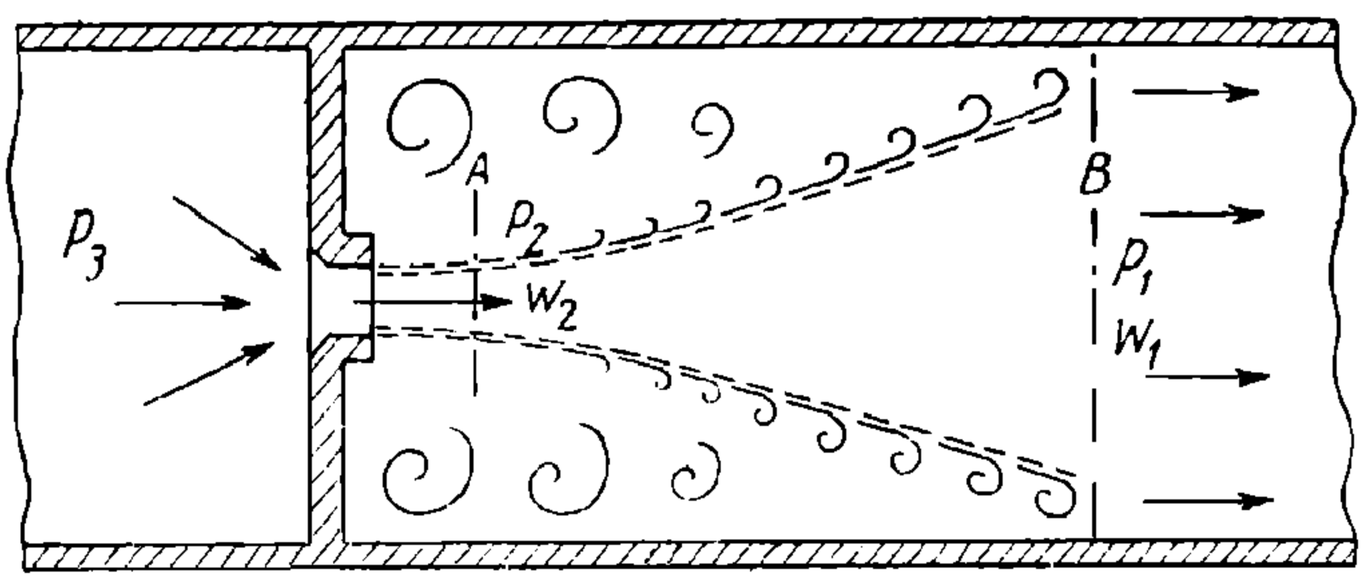
В пневматике ударом называется сталкивание вследствие нагона или встречного движения двух масс воздуха, относительная скорость сближения которых более или менее значительная; скорость каждой массы воздуха при этом относительно стенок труб может быть, следовательно, одного или противоположного направления относительно скорости другой массы воздуха.

Несмотря на то, что сжатый воздух обладает упругостью, в явлениях удара потеря его живой силы происходит так же, как и в случае удара неупругих тел. Это понятно, так как воздух проявляет свои упругие свойства лишь тогда, когда происходит изменение его объема, но в самой среде воздуха сохраняется свобода перемещения частиц его ввиду отсутствия восстановительной связи между частицами, когда происходит изменение положения этих частиц.

При сталкивании двух масс воздуха проявляются инертные, вихревые и тепловые эффекты, которые затем рассеиваются, что и составляет потери.

Глубоких исследований и опытов относительно трения и явлений удара сжатого воздуха вообще мало по сравнению с тем богатым материалом, какой имеется в области гидравлики. Для воздуха имеются, правда, исследования и теории в связи с развитием авиации, но они относятся лишь к атмосферному воздуху, тогда как в пневматике имеются большей частью высокие давления ограниченной массы воздуха, текущего по определенным путям в каналах, трубах и рабочих объемах.

По поводу потерь, получающихся при разрывах струй воздуха и при ударах, имеются общие соображения, которые дал Борда (см. проф. Н. Е. Жуковский «Теоретические основы воздухоплавания», 1925 г., стр. 24). В своих выводах он опирается на следующую теорему Карно об ударе «если в какую-либо систему врывается другая система и скорость последней, затухая, принимает скорость первой, то часть кинетической энергии при этом теряется в количестве, равном энергии потерянных скоростей».



Фиг. 194. Явления удара воздушного потока.

Для пояснения этой теории представим себе трубу (фиг. 194), в которой движется воздух с определенной скоростью w_1. Положим, что в этот воздух врывается струя под сильным напором через небольшое отверстие со скоростью w_2, причем эта скорость значительно больше, чем w_1. Тогда ворвавшаяся струя, пробивая себе путь в среде окружающего воздуха, уменьшает свою скорость, постепенно завихряется по краям, расширяется конусом и в конце концов на некотором расстоянии от истока принимает скорость основного потока воздуха в трубе. При этом кинетическая энергия струи трансформируется: отчасти она сохраняется в виде скоростной энергии, соответствующей установившейся скорости, отчасти переходит в потенциальную, повышая вокруг давление, некоторая же часть расходуется на трение скольжения струи в основном потоке, превращаясь в тепло, наконец, часть переходит в вихревое движение.

Возьмем на рассматриваемой струе два сечения: A и B (фиг. 194), причем сечение B на таком расстоянии от устья, где уже установилось давление p_1 и скорость w_1 основного потока в трубе. Надо принять во внимание, что если струя выходит под напором большого избыточного давления p_3, величина которого превосходит более чем в 2 раза величину давления p_1 той среды, в которую вытекает воздух, то в сечении отверстия устанавливается критическое давление, равное 0,53 p_3, которое затем на некотором расстоянии от конца насадки снижается до давления среды.

В промежутке между сечениями A и B происходит и заканчивается явление удара, состоящее в том, что благодаря большой разности скоростей между струей и основным потоком образуется поверхностная граница скользящего разрыва, на которой происходит трение воздуха о воздух, вследствие чего получаются по всей трущейся поверхности срывы струй и вихри.

НТБ ДНУЖТ

Поэтому, прилагая на участке AB уравнение Бернулли (8) с заменой в нем третьего члена H, представляющего собой потерянную энергию на трение о стенки трубы, живой силой потерянных скоростей по теореме Карно, выражающей потерю на удар, получим уравнение в форме Борда, в котором левая часть относится к сечению A, а правая — к сечению B:

$$\int_{p_2} v dp + \frac{w_2^2}{2g} = \int_{p_1} v dp + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{(w_2 - w_1)^2}{2g}.$$

В левой части отсутствует член, определяющий сопротивление, так как считается, что в сечении A только начинается потеря, и она достигает своего максимума в сечении B, соответствующем потере скорости $w_2 - w_1$. По этой теореме считается, что удельный объем v остается величиной постоянной (это не совсем отвечает действительности). Ввиду этого вместо интегралов в последнем выражении можно подставить в левой части $\frac{p_2}{\gamma}$ и в правой $\frac{p_1}{\gamma}$; тогда это уравнение можно переписать в таком виде:

$$p_2 v + \frac{w_2^2}{2g} = p_1 v + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{(w_2 - w_1)^2}{2g}$$

или

$$v(p_1 - p_2) = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{(w_2 - w_1)^2}{2g},$$

где $w_2 - w_1$ — потерянная скорость, а $\frac{(w_2 - w_1)^2}{2g}$ — потерянная энергия на удар.

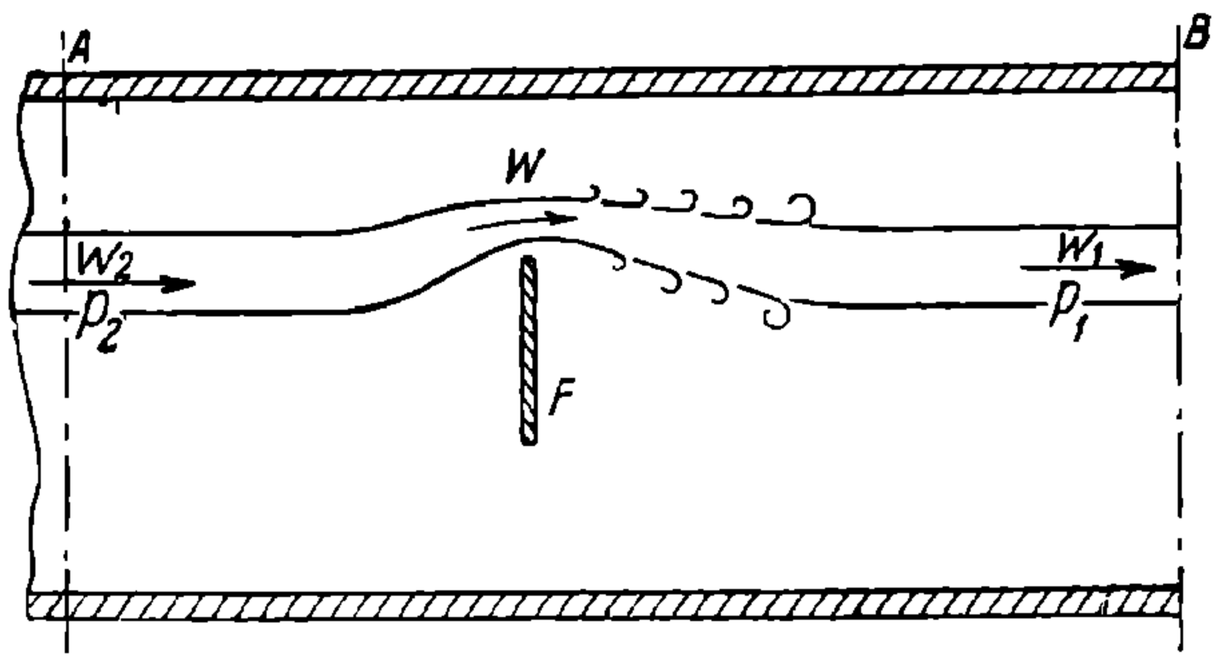
Для практических приложений при небольших разностях давлений $p_1 - p_2$ и замене удельного объема v удельным весом γ уравнение приводится к такому виду:

$$p_1 - p_2 = \frac{\gamma}{2g}[w_2^2 - w_1^2 - (w_2 - w_1)^2];$$

$$p_1 - p_2 = \frac{\gamma}{19{,}6} w_1 (w_2 - w_1). \qquad (12)$$

При больших разностях давлений γ не является величиной постоянной, и тогда интегралы в уравнении Бернулли надо брать в соответствии с характером процесса: изотермическим или политропическим, как указано в § 61.

Пример. Вообразим, что в трубе, площадь поперечного сечения которой равна Ω, находится преграда F (фиг. 195) с площадью ω. В трубе движется воздух слева направо. Из всей массы воздуха выделим мысленно струю, огибающую преграду. Из таких струй слагается весь поток между преградой и стенкой трубы. На основании постоянства расхода при установившемся движении скорости воздуха w_1 и w_2 равны между собой на обоих сечениях трубы A и B, достаточно удаленных от преграды. Тогда секундные расходы воздуха на левом и на правом сечениях будут одни и те же. Но внутри между этими сечениями благодаря препятствию будет иметь место явление удара по теореме Борда с потерей скоростей. Без преграды, естественно, движение воздуха было бы скорее, и расход его был бы больше.



Фиг. 195. Приложение теоремы Борда.

Пусть давление в левом сечении будет больше, чем в правом:

$$p_2 > p_1.$$

Эта разница, если не принимать во внимание трения о стенки трубы (его можно учесть особо), получается благодаря тому, что воздух при движении около преграды потерял часть своей энергии, т. е. произошла потеря на удар.

НТБ ДНУЖТ

Для установления зависимости между p_2 и p_1 рассмотрим подробнее, как отдельные струйки обтекают пластинку.

Около краев пластинки получается наибольшее сжатие струй, и воздух здесь будет течь с наибольшей скоростью w. За пластинкой струйки устремляются в текущий со скоростью w_1 поток и сами затем принимают эту скорость. Значит, на этом участке происходит удар, вызывающий потерю напора, равную $\frac{(w_2 - w_1)^2}{2g}$.

Если написать уравнение Борда для участка между сечениями A и B, то получим:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + \frac{(w - w_1)^2}{2g}.$$

Но выше мы уже указывали, что благодаря постоянству расхода $w_2 = w_1$ (на длине AB удельные веса воздуха приблизительно постоянны). Поэтому:

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = 0,$$

а тогда:

$$p_2 - p_1 = \frac{\gamma}{2g}(w - w_1)^2 = \frac{\gamma}{2g} w_1^2 \left(\frac{w}{w_1} - 1\right)^2 \qquad (13)$$

Отсюда и определяется зависимость между p_2 и p_1. Что же касается значения скорости w в наиболее узком месте между пластинкой F и стенками трубы, то ее можно выразить через скорость $w_2 = w_1$ самого потока, пользуясь условием постоянства расхода, т. е. что количество воздуха, протекающего через данное узкое сечение, такое же, как и через сечение A и B.

Так, объем воздуха, протекающего через сечение A или B, равен $w_1\Omega$ или $w_2\Omega$, ибо $w_1 = w_2$. В месте же наибольшего сжатия в плоскости пластины F или чуть дальше за ней по направлению течения объем протекающего воздуха будет w $(\Omega - \omega)$, где ω — площадь пластинки. Строго говоря, этот расход надо помножить еще на коэфициент υ:

$$\nu w (\Omega - \omega),$$

так как в этом сечении будет иметь место некоторое косое движение воздуха, дающее добавочное сжатие струи вследствие центробежной силы, ν можно принять 0,8. Тогда:

$$w_1 \Omega = 0{,}8\, w (\Omega - \omega),$$

откуда

$$\frac{w}{w_1} = \frac{\Omega}{0{,}8\,(\Omega - \omega)}. \qquad (14)$$

Если бы мы захотели узнать, какое давление испытывает при этом пластина F, то должны рассуждение повести следующим образом: на выделенную массу воздуха извне действует слева направо разность пневматических давлений, равная:

$$(p_2 - p_1)\Omega.$$

Но эта разность создалась исключительно благодаря наличию препятствия в виде пластины F, иначе не получилась бы данная скорость движения $w_1 = w_2$ (напомним, что мы предположили полное отсутствие каких-либо сопротивлений трения). Значит, этой разности пневматических давлений противодействует только пластинка в виде реакции R (действие равно противодействию). Поэтому искомая сила сопротивления пластинки равна:

$$R = (p_2 - p_1)\Omega;$$

если сюда вместо $p_2 - p_1$ поставить из выражения (13) его значение, то получим:

$$R = \Omega \frac{\gamma}{2g} w_1^2 \left(\frac{w}{w_1} - 1\right)^2 \qquad (15)$$

При этом отношение $\frac{w}{w_1}$ берем из выражения (14)

ДИИТ
БИБЛИОТЕКА
НТБ ДНУЖТ

Сканировала Сидорчик Е.В.

НТБ
ДНУЖТ