Б. Л. КАРВАЦКИЙ

ОБЩАЯ ТЕОРИЯ АВТОТОРМОЗОВ

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ

НБ УДУНТ (ДИТ)

03

Б. Л. КАРВАЦКИЙ

625.25
К-21

ОБЩАЯ ТЕОРИЯ АВТОТОРМОЗОВ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

30

Утверждено
Управлением учебными заведениями
Министерства путей сообщения СССР
в качестве учебного пособия
для студентов втузов железнодорожного транспорта

ПРОВЕРЕНО 1967

Ч
ДИИТ
БИБЛИОТЕКА
ИНВ. №

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
Москва 1947

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

В книге освещается общая теория автотормозов: динамика торможения поезда, расчёты воздушной тормозной магистрали, компрессоров и паровоздушных насосов, а также приводятся характеристика тормозов высокоскоростных поездов и методика стационарных и путевых испытаний автотормозов.

Книга утверждена УУЗ МПС в качестве учебного пособия для втузов железнодорожного транспорта и может быть использована научными работниками и конструкторами при проектировании автотормозов.

Цена книги 14 р.
Переплёт 1 р.

Редактор инж. *В. А. Дробинский*
Техн. редактор *Г. П. Ратнер*

Сдано в набор 21/X 1946 г.
Подписано к печати 25/XII 1946 г.
Формат бумаги 72 × 105¹/₁₆ д. л.
Объём 18³/₄ п. л. Уч.-изд. 26¹/₃ л.
ЖДИЗ 21167. Зак. тип. 2102
А 13015 Тираж 5000 экз.

1-я типография Трансжелдориздата МПС

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

		Стр.
	От автора	6
	Введение	7
§	1. О развитии автотормозного дела .	7
§	2. О расположении материала в книге	8
§	3. Схема и принцип работы автоматических тормозов	8
§	4. Общие предварительные сведения . .	12
	а) Типы диаграмм разных торможений	12
	б) Тормозная сила, тормозной коэфициент и тормозной путь	15
	Глава первая	
	Динамика торможения	
§	5. Основные понятия	16
	а) Определение и содержание предмета	16
	б) Внешние проявления реакций, их величина и характер. Методы исследования	17
	в) Разделение реакций в поезде на статические, квази-статические и динамические .	18
§	6. Тормозные фазы и их значение . . .	19
§	7. Квази-статическая реакция, возникающая в первой фазе торможения	21
§	8. О динамических реакциях, возникающих во второй фазе торможения	25
	а) Общие установки	25
	б) Уравнения динамики заторможенного поезда	26
§	9. Чисто динамические реакции как результат гармонического колебания	32
§	10. Скорость сжатия поезда .	35
	а) Скорость упругой волны	35
	б) Скорость сжатия поезда	38
§	11. Окончательные формулы динамики торможения поезда во второй фазе	39
§	12. Реакции в третьей и четвёртой фазах торможения:	42
	а) «Отдача» . .	42
	б) Область наибольших реакций в поезде . . .	43
	в) Реакции вследствие неравномерного распределения удельной тормозной силы вагонов . .	43
§	13. Основные формулы динамики торможения. Выводы и заключения	48
§	14. Силовые взаимодействия между тормозами и сцепками:	52
	а) Сведения из практики и опыта . .	52
	б) Реакции при торможении поезда, вызываемые наличием свободных зазоров у автосцепок.	53
	в) Теоретическое исследование американской кривой трёхмерного темпа подъёма давления в тормозном цилиндре при экстренном торможении	60
§	15. Давления колёс на рельсы во время торможения:	64
	а) Двухосный вагон .	64
	б) Четырёхосный вагон	65
	в) Силы, действующие на заторможённое колесо, и реакция подшипника	67
	Глава вторая	
	Теория сухого трения в приложении её к вопросам торможения поезда	
§	16. Современное значение сухого трения	73
§	17. Опытные данные по трению тормозных колодок:	75
	а) Общие сведения	75
	б) Коэфициент трения тормозных колодок по опытам Гальтона	75
	в) Коэфициент трения тормозных колодок по опытам Мецкова	76
	г) Коэфициент трения тормозных колодок по американским данным	77
	д) Коэфициент трения тормозных колодок по опытам ЦНИИ	80

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Стр.
е) Зависимость коэфициента трения от начальной продолжительности трения 81
ж) Зависимость коэфициента трения от нагрева тормозной колодки 83
з) Влияние влажности на величину коэфициента трения 83
и) Коэфициенты трения, получаемые по формулам 84
к) Величина износа чугунных тормозных колодок в зависимости от их твёрдости, скорости и нажатия 86
§ 18. Теория трения 88
А. Сущность и механизм процесса трения и превращения его работы в теплоту: 88
а) Общие соображения . . 88
б) Фрикционное сцепление 88
в) Трение 90
Б. Вывод основных уравнений и формул трения 93
В. Анализ и оценка выведенных формул . 103
§ 19. Законы сухого трения и их обоснования 105
а) Законы трения Кулона — Морена и основные положения 105
б) Новые законы сухого трения и выводы, полученные на основании теории и опыта 106
в) Теоретические обоснования законов трения 107
§ 20. Исследование нагрева тормозной колодки и обода колеса во время торможения 111
а) Температурный режим тормозной колодки и обода колеса 111
б) Температурный режим трущейся поверхности обода колеса 121
в) Влияние поверхностного нагрева от трения на обод колеса 130
§ 21. Сцепление колёс с рельсами . . 132
А. Коэфициенты сцепления колёс с рельсами 132
Б. Исследование явлений юза 136
а) Общие сведения 136
б) Сопоставление коэфициентов сцепления при качении и трения при юзе . 139
в) Обстоятельства, при которых создаётся затяжной юз . 140
г) Анализ причин, создающих юз . . . 141
д) Степень устойчивости юза на ходу поезда 149
е) Общее заключение 150
§ 22. Опыт приложения формулы трения (22) к выводу уравнений движения заторможённого поезда 151

Глава третья

Рычажные передачи

§ 23. Основные понятия и определения 161
§ 24. Коэфициенты нажатия тормозных колодок 161
§ 25. Передаточное число рычажной передачи 163
§ 26. Примеры и указания к построению рычажных передач 168
§ 27. Тормозные колодки . 176

Глава четвёртая

Теория воздушной тормозной магистрали

§ 28. Тормозная магистраль и её характеристика 180
§ 29. Теоретическое исследование воздушной и тормозной волны . 188
А. Воздушная волна . 188
а) Общие сведения . . 188
б) Скорость воздушной волны 189
Б. Тормозная волна . 193
а) Общие сведения 193
б) Темпы падения давления в разных точках магистрали 196
в) Определение времени начала действия воздухораспределителя и скорость тормозной волны 202
г) Значение изменения сопротивления движению магистрального поршня для работы тормоза . . . 206
§ 30. Особые случаи разрядки магистрали 207
а) Медленная разрядка магистрали и зависящая от неё «мягкость» тормоза . 207
б) Критическая длина тормозной магистрали и дополнительная разрядка её при торможениях 211
в) Разрядка магистрали при разрыве поезда 213
г) Распределение давления в магистрали при разрыве поезда 215
§ 31. Тормозная воздухопроводная сеть 216
а) Вывод теоретических формул движения воздуха в трубах 216
б) Местные потери давления 222
в) Практические данные о движении воздуха по трубам 223

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Стр

§ 32. Расход воздуха на тормоз 225
а) Расход воздуха в пути на торможение и определение требуемой производительности компрессора 225
б) Определение объёма главного резервуара на локомотиве 231
в) Подсчёт компрессорной установки и трубопроводной сети контрольного пункта для зарядки и испытания автотормозов 232

Глава пятая

Паровоздушные насосы

§ 33. Общие сведения о физических свойствах воздуха 234
а) О состоянии воздуха . . 234
б) О влажности воздуха 238
в) О работе, затрачиваемой на сжатие воздуха . 239
§ 34. Типы паровоздушных насосов, их схемы и работа . 240
а) Общая характеристика паровоздушных насосов . 240
б) Простой насос и тандем насос . . 244
в) Компаунд-насос 247
§ 35. Определение расхода пара и производительности паровоздушных насосов. Сравнительная оценка качества их 250
а) Объёмный коэфициент полезного действия . 250
б) Коэфициент подачи воздуха 251
в) Наивыгоднейший режим работы насоса 255
г) Сравнительная оценка паровоздушных насосов по удельному расходу пара 256
§ 36. О качестве тормозного воздуха 257
а) Общие сведения 257
б) Степень влажности тормозного воздуха 259
в) Некоторые наблюдения из практики 260
г) Какую влажность тормозного воздуха можно считать допустимой . 260
д) Влажность воздуха в главном резервуаре 262
е) Зависимость влажности тормозного воздуха от состояния его в главном резервуаре 264
ж) Меры, применяемые для охлаждения воздуха в главном резервуаре . . 266

Глава шестая

Тормоза для скоростных поездов

§ 37. Значение тормозов и их эксплуатация . . . 268
а) Общие сведения 268
б) Собственное сопротивление скоростного поезда 270
в) Общая характеристика технических условий для скоростных тормозов 271
г) Техника торможения скоростного поезда 271
д) Схема и общая характеристика американского скоростного тормоза (AHSC) 273
е) Дисковые тормоза 276

Глава седьмая

Испытания тормозов

§ 38. Методы стационарных и путевых испытаний тормозов 277
а) Индивидуальные испытания тормозов 279
б) Групповые стационарные испытания тормозов 279
в) Поездные или путевые испытания тормозов 280

Глава восьмая

Некоторые сведения, относящиеся к проектированию тормозных приборов

§ 39. Общая характеристика 289
а) Различного рода уплотнения поршней 289
б) Вывод формул для определения рабочих площадей диафрагмы . . 289
в) Лабиринтовые или безнабивочные уплотнения . . . 293
г) Золотники . . 298
д) Клапаны 299

НБ УДУНТ (ДІІТ)

От автора

Современные железнодорожные поезда немыслимы без эффективной системы автоматических тормозов. Автотормоза играют большую роль в обеспечении безопасности движения поездов. Наряду с этим они дают возможность увеличить вес и скорость поездов и способствуют применению наиболее совершенных систем автоблокировки и пр.

За годы сталинских пятилеток сотни тысяч вагонов были оборудованы автотормозами. Наша промышленность не только успешно справилась с задачей перевода товарных и пассажирских поездов на сплошное автоторможение, но и создала свой тормоз системы Матросова для товарного подвижного состава, эксплуатационные качества которого в основном превосходят тормоза иностранных фирм.

В новой пятилетке транспорт получит 472,5 тыс. грузовых вагонов (в двухосном исчислении) и 6 тыс. пассажирских вагонов.

Пятилетним планом восстановления и развития железнодорожного транспорта предусматривается довести оборудование автотормозами грузового вагонного парка до 93% от общего парка вагонов.

Эта задача, поставленная партией и правительством, обязывает инженеров и конструкторов шире развернуть научно-исследовательскую работу в области тормозостроения. В этой связи разработка теории автотормозной механики приобретает особо важное значение. Это тем более необходимо, что до сих пор в мировой технической литературе вопросы теории тормозного дела или совсем не затрагиваются, или рассматриваются лишь эмпирически.

В предлагаемой читателю книге автор стремился восполнить этот пробел в литературе. Книга представляет собой дальнейшее развитие курса по теории автотормозов, напечатанного впервые в 1938 г. Особенностью её является коренная переработка всего материала на основании опыта и теоретических исследований. Книга составлена на основе учебной программы для втузов железнодорожного транспорта.

В ней особенно подробно изложены главы: 1-я «Динамика торможения поезда», 2-я «Теория сухого трения», 4-я — «Теория воздушной тормозной магистрали» и 5-я «Паро-воздушные насосы».

Автор выражает глубокую благодарность проф. В. Ф. Егорченко, с которым он неоднократно обсуждал наиболее сложные вопросы, возникавшие в процессе работы над книгой, а также за оказанную помощь при пересмотре рукописи.

Все замечания читателей по существу материала настоящей книги автор примет с признательностью.

Карвацкий Б. Л.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ВВЕДЕНИЕ

§ 1. О РАЗВИТИИ АВТОТОРМОЗНОГО ДЕЛА

Распространение и производство автоматических железнодорожных тормозов с начала их возникновения—в 1869 г.—до 1908 г. находилось во всём мире исключительно в руках одной американской фирмы «Акционерное общество Вестингауза». Фирма «Вестингауза», владея множеством скупленных патентов, искусственно задерживала проведение их в жизнь, чтобы воспрепятствовать другой компании овладеть ими.

Научные открытия, новые проекты в области тормозостроения не получали своего практического применения из-за глубочайших общественных противоречий капиталистического общества.

В. И. Ленин в своей известной книге «Империализм, как высшая стадия капитализма» приводит много ярких примеров застоя и загнивания современного капитализма, когда новые изобретения не применяются, а кладутся под сукно.

Фирма «Вестингауза» не была заинтересована в осуществлении новых проектов тормозов, так как новые предложения грозили сократить её прибыли и обесценить вложенные старые капиталы. Отсюда становится понятным, почему в течение почти полувека наблюдался полный технический застой в теории и практике тормозного дела.

Наука о тормозах, занимающих важное место в системе железнодорожного транспорта, сводилась лишь к изучению описания их устройства и действия по руководствам, издаваемым самой фирмой.

Приведём несколько примеров отставания теории от практики.

В одном из отчётов о тормозных испытаниях в Берлингтоне (США) в 1887 г. комиссия отметила, что на основании приблизительных подсчётов сила толчков при торможении возрастает быстрее, чем квадрат числа вагонов в поезде[1].

Из этого видно, что был подмечен важный факт в деле развития и совершенствования тормозов, ибо тип тормоза определяется прежде всего длиной составов поездов, для которых он предназначается. Тем не менее по причине отсутствия теоретических исследований природа и физический смысл этого закона до последнего времени не были выяснены.

В другом отчёте капитана Гальтона об опытах по трению тормозных колодок (1878 г.) находим указания, что несмотря на всю тщательность проведения опытов, не удалось выявить какую-либо закономерность между коэфициентом трения и скоростью, так как «всё время имелись какие-то не поддающиеся учёту погрешности».

Лишь не так давно выяснилось и в настоящее время теоретически вполне подтвердилось, что на величину коэфициента трения влияет не только скорость, но в значительной степени и сила нажатия.

Подобных примеров можно привести не мало. Они достаточно убедительно говорят о необходимости глубокой и своевременной разработки теоретических проблем в области тормозостроения.

---

[1] «Испытания воздушных тормозов». Перевод II издание на русском языке, 1908 г., стр. 129.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Победа социализма в СССР, где восторжествовала плановая система развития народного хозяйства, открыла величайшие возможности для дальнейшего подъёма и расцвета науки и техники. Наше государство затрачивает на научно-исследовательские мероприятия огромные средства. В новой сталинской пятилетке на организацию научно-исследовательской работы только на железнодорожном транспорте капиталовложения составят около 700 млн. рублей.

Для дальнейшего развития железнодорожного транспорта, связывающего в единое целое все многочисленные области и районы нашей страны, необходимо, чтобы каждое его звено совершенствовалось в полном соответствии с прогрессом всей транспортной техники. Одним из таких звеньев являются автотормоза, производство и конструкцию которых нужно неустанно улучшать. Поэтому дальнейшее теоретическое исследование работы автотормозов является нашей первейшей задачей.

§ 2. О РАСПОЛОЖЕНИИ МАТЕРИАЛА В КНИГЕ

Тормозные процессы отличаются сложностью и обычно сопровождаются комплексом разнородных явлений, совокупность которых и даёт наблюдаемый эффект торможения поезда. Чтобы стать на правильный путь научного исследования интересующего нас предмета, в основу положен метод последовательного изучения отдельных механических явлений и их взаимодействия.

Следуя этому методу, представляется целесообразным начинать изучение тормозов с их основной работы воздействия на подвижной состав и с тех деталей, которые в ней принимают непосредственное участие.

В соответствии с поставленной целью необходимо было план данной книги подчинить следующему порядку рассмотрения и изучения любой тормозной системы.

1. Динамика торможения, как исходная теория для разрешения разнообразных вопросов, связанных с торможением поездов, а также вопросов, могущих возникнуть при проектировании тормозных систем.

2. Законы сухого трения и сцепления колёс с рельсами, играющие исключительную роль в вопросах торможения.

Этот раздел имеет важное значение в деле совершенствования тормозных колодок, устранения затяжных юзов и проектирования скоростных тормозов.

3. Силовые устройства — рычажные передачи, тормозные цилиндры и тормозные колодки. Методы их построения и расчёта.

4. Служебная группа приборов — пневматика тормозной магистрали. Работа приборов управления и торможения. Расход воздуха на торможение. Трубопроводы.

5. Подсобные устройства. Тормозные компрессоры. Анализ их работы. Главные резервуары. Качество тормозного воздуха.

6. Испытательные средства для проверки работы тормозов.

7. Проблемные вопросы.

§ 3. СХЕМА И ПРИНЦИП РАБОТЫ АВТОМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ

Предполагается, что читатель достаточно знаком с устройством и действием автоматических тормозов, описанных подробно в элементарных курсах. Однако для полноты и цельности данного теоретического руководства, для унификации понятий автора и читателя в отношении основной схемы устройства и работы тормозов целесообразно дать краткое описание их.

Современные железнодорожные поезда характеризуются, во-первых, большим весом и значительным числом единиц подвижного состава, сцепленных упряжью (имеющей отчасти свободные зазоры, отчасти пружинно-фрикционные устройства), и, во-вторых, сравнительно малым сопротивлением движения поезда (около 2—10 *кг* на 1 *т*) при относительно больших скоростях.

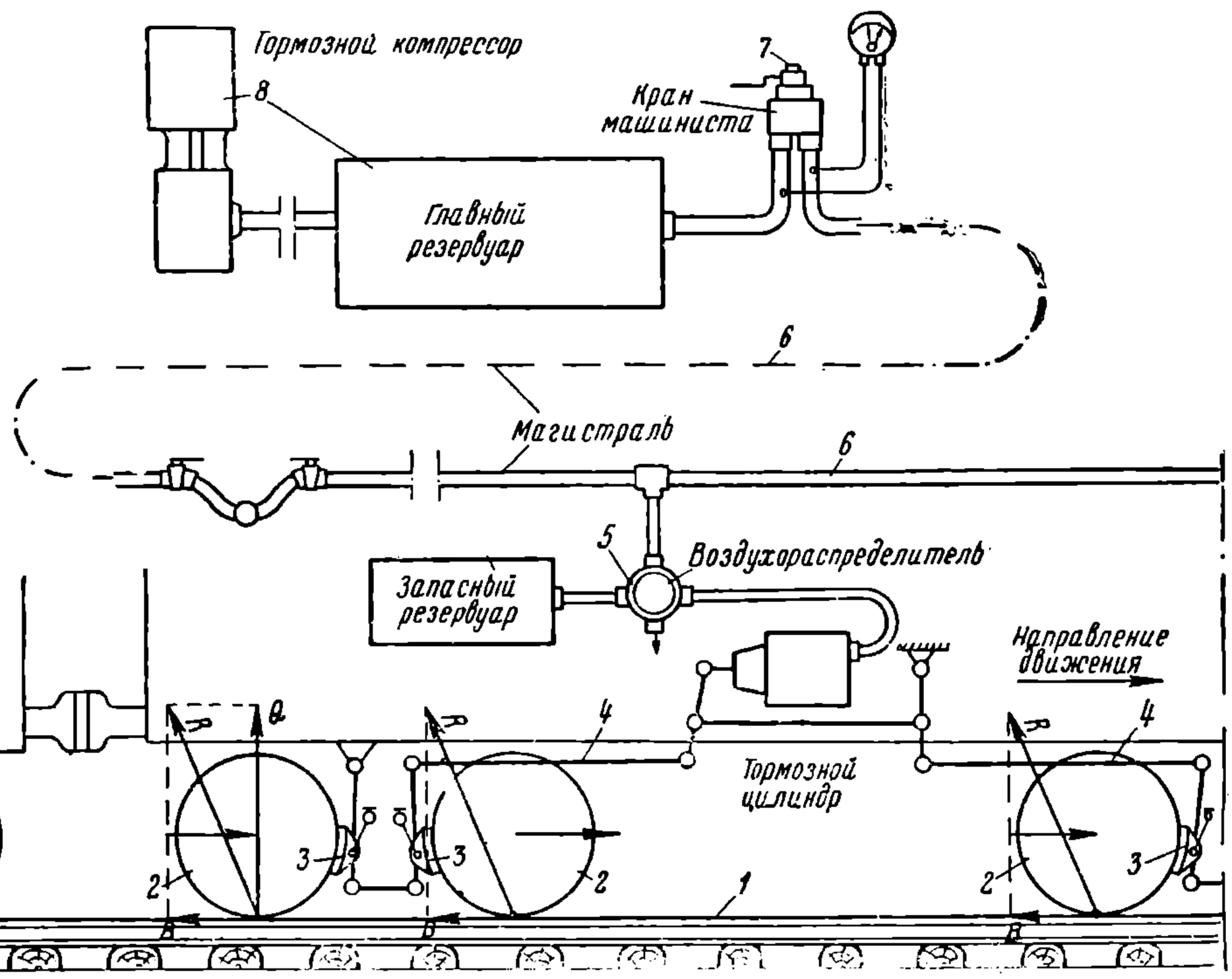
Вследствие этого на каждом поезде необходимо иметь достаточно сильные тормоза, которыми машинист мог бы в случае надобности останавливать поезд

НБ УДУНТ (ДИТ)

перед заградительным сигналом или перед угрожающей опасностью, а также уменьшать скорость при подходе к станции или останавливаться в заранее определённом месте.

На железных дорогах применяются фрикционно-колодочные тормоза сжатого воздуха. Они осуществляют торможение поезда путём использования сил трения, возникающих на поверхностях катания колёс вследствие прижатия к ним тормозных колодок за счёт давления сжатого воздуха на поршни тормозных цилиндров.

Однако все эти приспособления и развиваемые ими силы, будучи внутренними по отношению к подвижному составу, не имели бы сами по себе никакого значения для движения всего поезда, если бы не существовало контакта между колёсами и рельсами. Этот контакт как раз является местом для возникновения задерживающих движение поезда внешних сил.



Фиг. 1. Элементарная схема системы воздушного тормоза

Вот почему при рассмотрении устройства и действия тормозов необходимо учитывать влияние рельсов и колёс, без которых не было бы торможения.

Чтобы вызвать требуемое замедление движения поезда тормозами, приводимыми в действие посредством сжатого воздуха, необходимо, чтобы в этом участвовали следующие восемь основных элементов, показанных условно на схеме фиг. 1.

1. Р е л ь с ы, которые, являясь опорами, создают реакции, уравновешивающие давление колёс. При отсутствии торможения эти реакции Q вертикальны (или почти вертикальны), а в процессе торможения они отклоняются от вертикали в сторону, обратную движению поезда, по причине появления горизонтальных тормозных сил в точках касания колёс с рельсами.

Величина отклонения тем больше, чем сильнее нажимают на колёса тормозные колодки, однако угол этого отклонения не должен быть больше угла трения, или, вернее, угла сцепления колёс с рельсами, во избежание прекращения вращения колёс.

2. К о л ё с а. Прямое назначение их — уменьшать сопротивление движению поезда, но при торможении, т. е. при искусственном увеличении сопротивле-

НБ УДУНТ (ДИТ)

ния вращению колёс, они превращаются в тормозные элементы, создающие на рельсах подвижной упор, направленный против движения.

3. Тормозные колодки. Это самый активный элемент тормозного оборудования в смысле выполняемой работы по увеличению сопротивления вращению колёс. Они совместно с колёсами посредством трения превращают кинетическую энергию движущегося поезда в тепло, рассеиваемое затем в окружающую среду.

4. Рычажные передачи с тормозными цилиндрами служат для преобразования давления воздуха в силы нажатия тормозных колодок на ободы колёс.

5. Воздухораспределители, находящиеся под каждой тормозной единицей, выполняют свою работу в зависимости от производимого машинистом изменения давления воздуха в магистрали. Они распределяют сжатый воздух между магистралью *6*, запасным резервуаром и тормозным цилиндром.

6. Магистраль. Она является главным воздухопроводом для питания всей тормозной системы сжатым воздухом и одновременно с этим служит пневматическим проводником для связи воздухораспределителей с краном машиниста.

7. Кран машиниста. Прибор для управления работой тормозов и для питания сжатым воздухом тормозной системы за счёт постоянного запаса в главном резервуаре.

8. Тормозной компрессор с главным резервуаром служат для заготовки и накопления запаса сжатого воздуха, предназначенного для питания всей тормозной системы.

Рассмотрим в основных чертах действие тормозов в поезде.

При отпущенном состоянии тормозов вся магистраль и связанные с нею посредством воздухораспределителей запасные резервуары наполнены сжатым воздухом, имеющим давление обычно 5 *ат*. Это давление называется поездным, иногда называют его зарядным. Оно поддерживается как в магистрали, так и в запасных резервуарах посредством крана машиниста на одном уровне, несмотря на наличие почти неизбежных утечек. Поддержание этого давления производится автоматически за счёт сжатого воздуха из главного резервуара. Тормозные цилиндры в это время сообщаются через воздухораспределители с атмосферой, и поэтому поршни цилиндров под действием пружин удерживаются в своих крайних исходных положениях. При этом рычаги рычажной передачи, связанные с головками штоков поршней, оттягивают тормозные колодки от колёс, что и соответствует отпущенному состоянию тормозов.

Для торможения поезда надо произвести некоторое понижение давления воздуха в магистрали, причём для малого торможения меньшее, для более сильного — большее. Это понижение давления должно быть произведено определённым темпом, что предусмотрено устройством самого крана машиниста.

Под влиянием падения давления в магистрали воздухораспределители возбуждаются к действию и устанавливают свои распределительные органы таким образом, что на определённый промежуток времени запасные резервуары сообщаются с тормозными цилиндрами. Давления в магистрали и в тормозных цилиндрах находятся в определённой зависимости друг от друга благодаря особому принципу работы воздухораспределителей. Это даёт возможность машинисту регулировать тормозную силу посредством изменения давления в магистрали.

Воздух, заключённый в главном резервуаре на локомотиве, не принимает непосредственно участия в описанных тормозных процессах. Компрессор поддерживает в этом резервуаре давление на 2 —3 *ат* выше, чем в магистрали, во-первых, для пополнения возможных утечек из тормозной сети (это пополнение в одних системах тормозов происходит только при отпущенном состоянии их, а в других и во время процесса торможения), во-вторых, запас воздуха высшего давления нужен для отпуска тормозов после законченного торможения и для восстановительной зарядки запасных резервуаров.

Отпуск тормозов производится обратным порядком, т. е. путём повышения давления в магистрали до 5 *ат*.

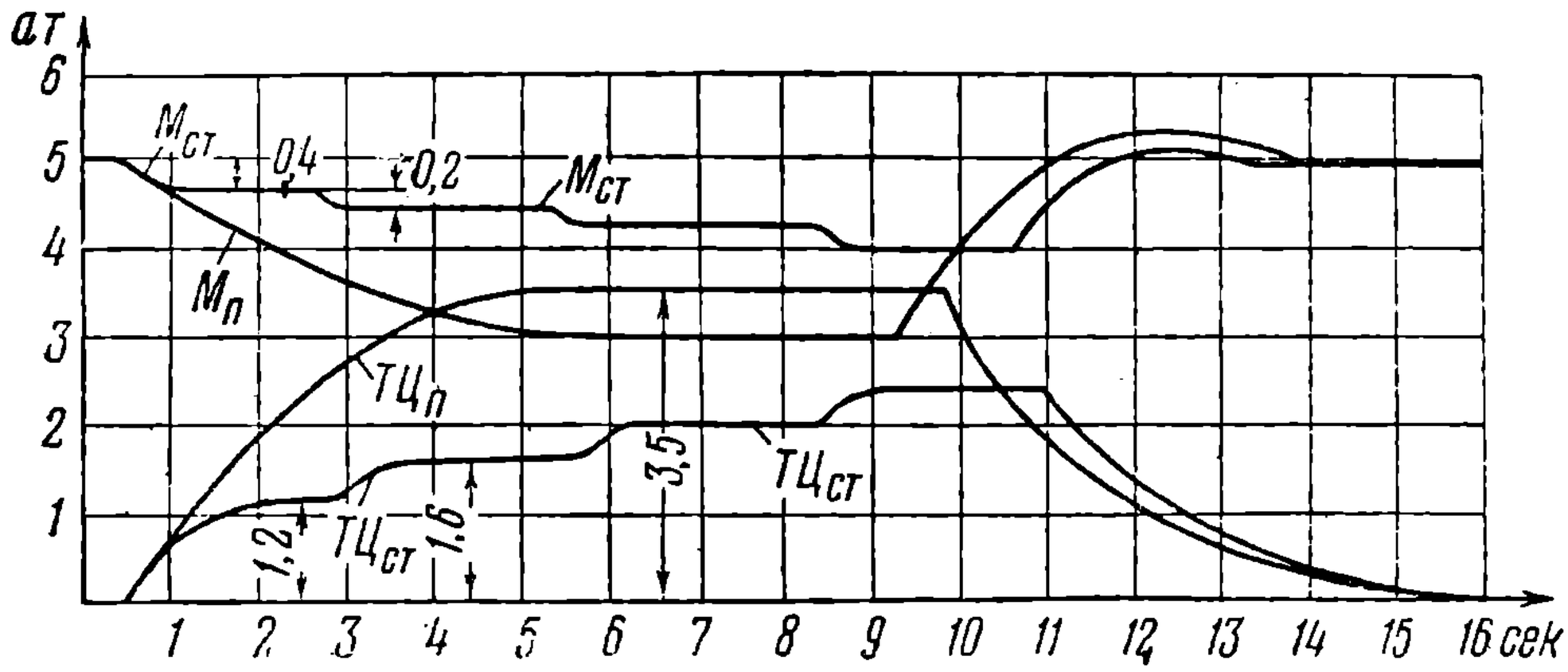
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Все тормоза рассматриваемого типа допускают производить торможение либо небольшими ступенями, либо полностью. Отпуск же ступенями или полный может быть получен только у некоторых типов тормозов, например, Матросова. Другие же дают только один полный отпуск. Те тормоза, которые обладают свойством ступенчатого отпуска, имеют обычно тяжёлый отпуск, т. е. длительный и вялый, в соответствии с медленным подъёмом давления в конце длинной магистрали.

Рассмотренная работа тормозов поясняется диаграммой, изображённой на фиг. 2. На ней показаны изменения давления в магистрали и получающиеся вследствие этого соответственные изменения давления в тормозном цилиндре в функции времени. Диаграмма показывает работу одной тормозной единицы.

При ступенчатом торможении машинист даёт первое снижение давления в магистрали не менее 0,4 *ат* (линия $M_{ст}$).

Следующие ступени снижения давления могут производиться на величину 0,20 и даже 0,15 *ат*, и приборы торможения будут также подчиняться этому снижению, если, конечно, они исправны и достаточно совершенны.



Фиг. 2. Диаграмма полного и ступенчатого торможения

По мере ступенчатого снижения давления в магистрали появляются соразмерные ступенчатые повышения давления в тормозном цилиндре (линия $ТЦ_{ст}$).

В случае полного торможения, когда давление в магистрали будет снижено без задержки на достаточно большую величину (линия $M_п$), давление в тормозном цилиндре поднимается полностью до наибольшей величины, например, до 3,5 или 4,0 *ат*. Больше оно подниматься уже не будет, хотя бы давление в магистрали продолжало снижаться. Поэтому для экономии воздуха при полном служебном торможении не следует снижать его ниже 3,5, если торможение было начато с зарядного давления 5 *ат*. Но если даётся экстренное торможение, то давление в магистрали снижается обычно до нуля путём выпуска из неё воздуха широким отверстием в кране машиниста.

Каждое торможение начинается в поезде с того места, где раньше начало падать давление в магистрали. Нормально падение давления происходит от головы поезда к его хвосту, распространяясь с определённой скоростью.

Такое распространение действия тормоза называется т о р м о з н о й в о л н о й. Величина скорости её при служебных торможениях бывает от 60 до 150 *м/сек*, а при экстренном—от 150 до 250 *м/сек*. Скорость эта определяется как отношение длины поезда ко времени её распространения. Отсчёт времени производится обычно от момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение до момента начала действия тормоза, находящегося в конце поезда.

Надо ещё отметить следующее обстоятельство. Каждый тормоз должен быть, как правило, в известной степени нечувствительным к начальному действию, именно, если в магистрали давление понижается с быстротой около 0,3 *ат* в

НВ УДУНТ (ДИТ)

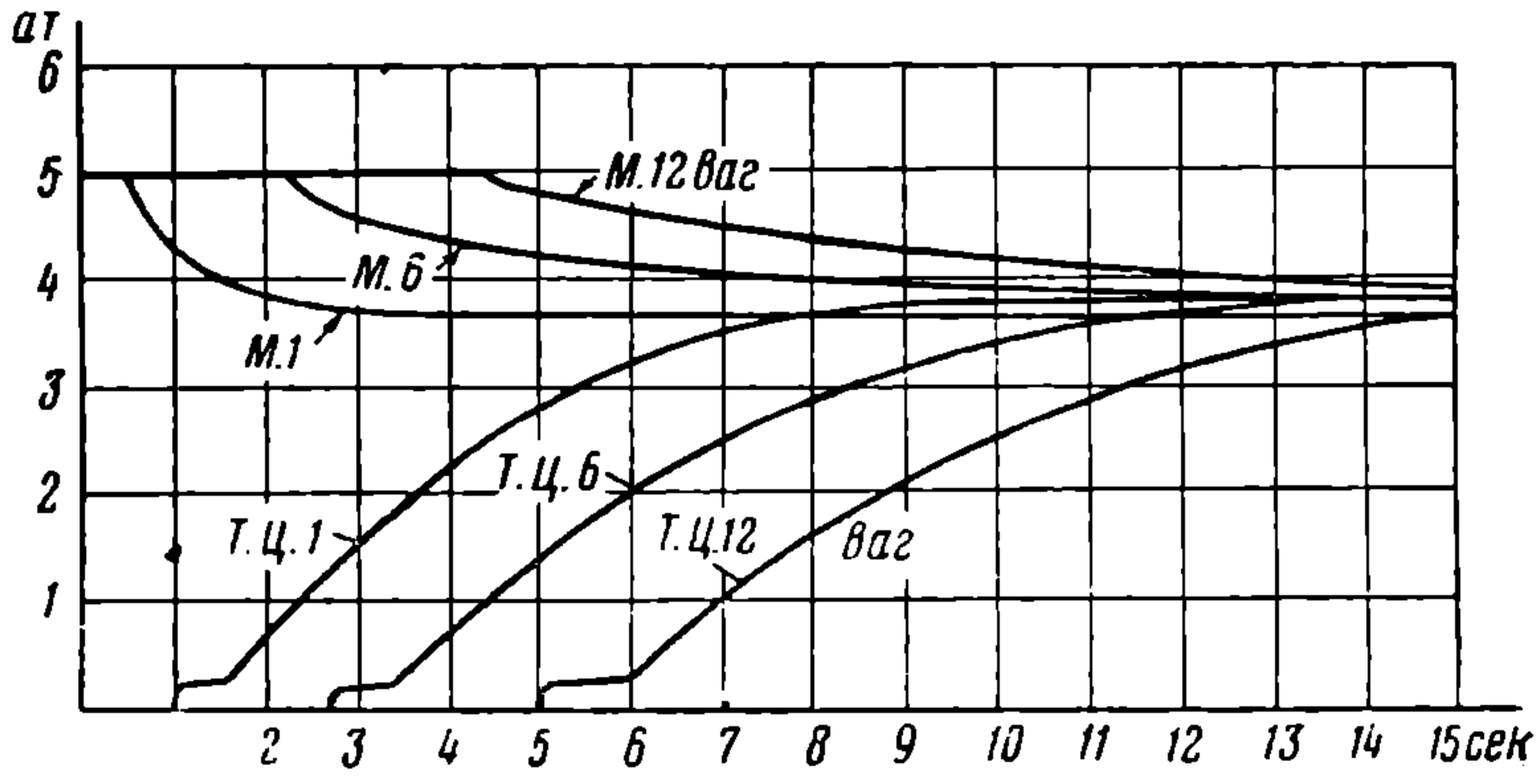
минуту, тормоз не должен реагировать на это падение. Это делается для того, чтобы в условиях эксплуатации медленные изменения давления в магистрали, например, после отцепки паровоза от поезда, не приводили тормоза в действие.

§ 4. ОБЩИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ

а) Типы диаграмм разных торможений

Из всех имеющихся в практике способов торможения рассмотрим три основных: 1) полное служебное, 2) ступенчатое, 3) экстренное. Остальные способы торможения, как то: регулировочные, перетормаживание, экстренное после начатого ступенчатого, комбинируются из этих основных.

В ряде вопросов, возникающих при исследованиях процессов торможения и получаемых от них эффектов, приходится иметь дело с перечисленными выше способами торможения и диаграммами, их изображающими. Поэтому будет не лишним дать некоторые пояснения к ним. Прежде всего надо заметить, что полное служебное торможение является условным. Оно на практике применяется в экстренных случаях лишь тогда, когда данный тип тормоза не приспособлен для экстренного торможения. Такие тормоза используются только в товарных поездах, например тормоза Кунце-Кнорра, Матросова и др.



Фиг. 3. Диаграмма давления в тормозных цилиндрах пассажирского поезда при полном служебном торможении

Обычно они являются медленнодействующими, так как приспособлены к подвижному составу, винтовая стяжка которого (в длинных товарных поездах) не выдерживает напряжений, возникающих при экстренном торможении. С полным переводом подвижного состава на автосцепку в СССР товарные тормоза будут скородействующими.

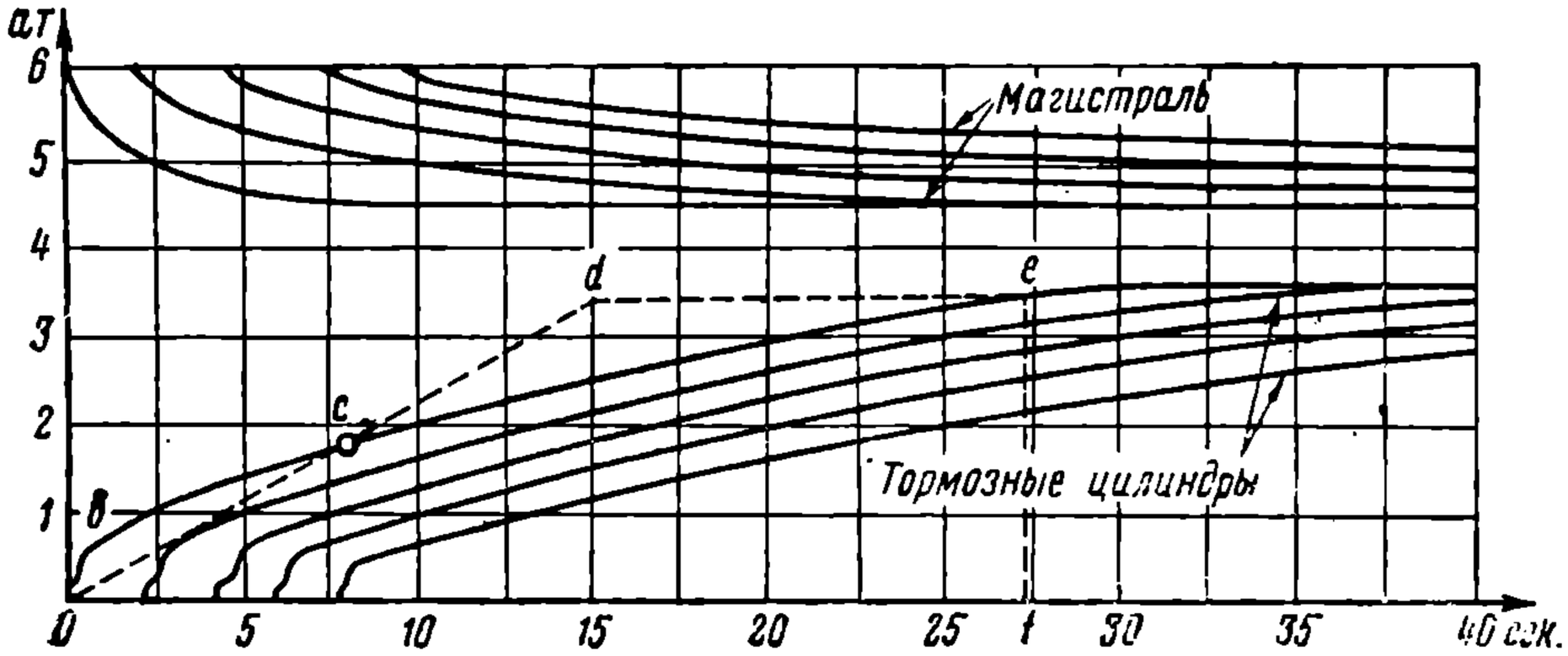
Пассажирские тормоза во всех странах приняты скородействующими, т. е. такими, которые приспособлены давать экстренную дополнительную разрядку тормозной магистрали при экстренном торможении. Последнее в коротких поездах (до 12—15 вагонов) происходит сравнительно плавно даже при довольно быстром наполнении тормозных цилиндров сжатым воздухом.

Если система тормоза рассчитана на экстренное торможение, то, как правило, полное служебное торможение не применяется в эксплуатации ни при каких условиях не только потому, что имеется для быстрых остановок более эффективное экстренное , но и потому, что в этих тормозах служебное торможение имеет чересчур быструю меру наполнения тормозных цилиндров.

Полное служебное торможение производится поворотом ручки крана машиниста на соответственную позицию с таким расчётом, чтобы давление в магистрали снизилось на величину 1,2—1,5 *ат* (фиг. 3 и 4). Этого достаточно, чтобы давление в тормозных цилиндрах достигло максимальной величины.

НТБ УДУТ (ДІІТ)

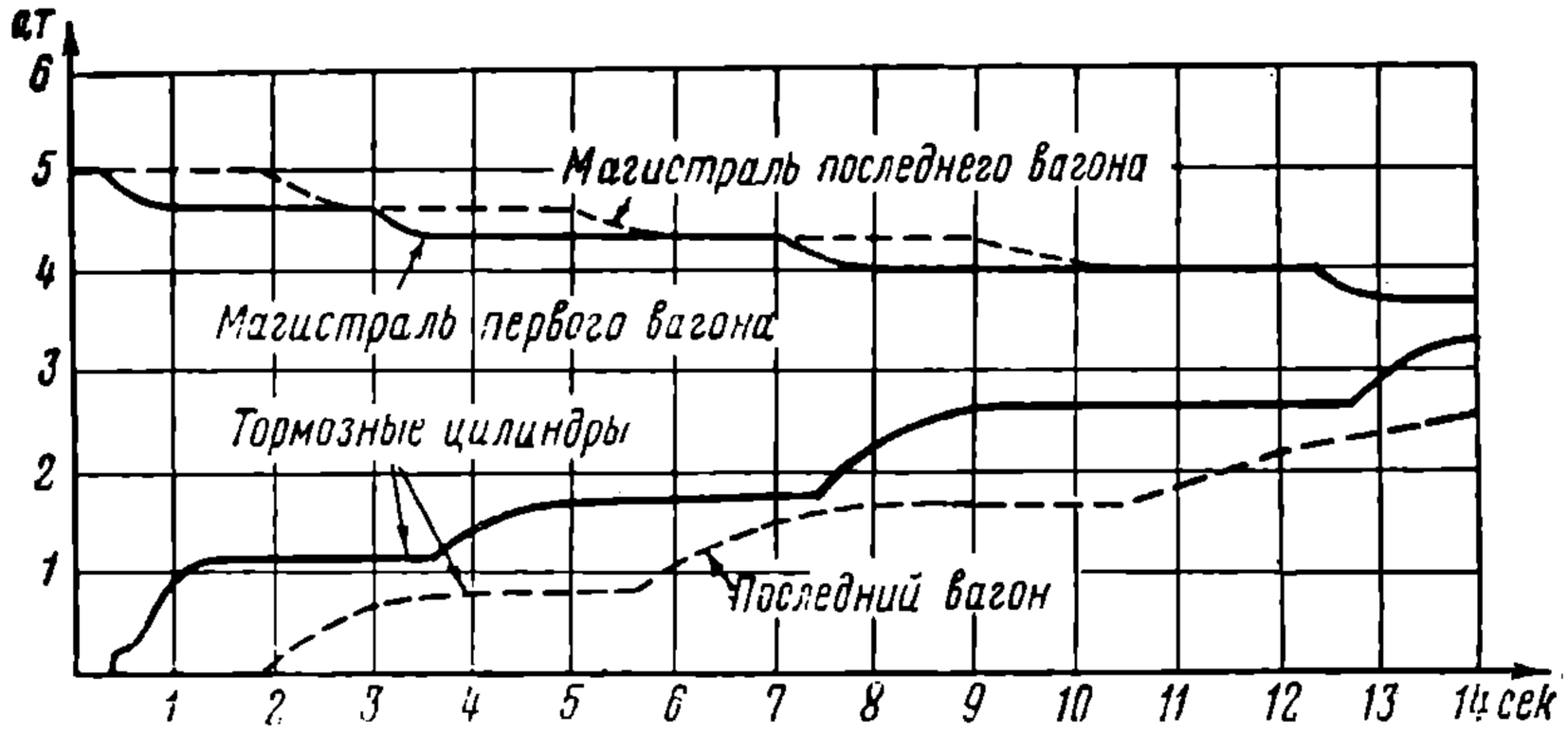
Ступенчатые торможения (фиг. 5). Характер работы тормозов при ступенчатом торможении отличается от полного торможения тем, что машинист не сразу использует весь имеющийся запас тормозной силы, а расходует его частями и с выдержками, создавая требуемое замедление движения поезда. В пассажирских поездах с быстрым подходом к станциям при доброкачественных тормозах даётся две или три ступени торможения. В товарных поездах редко когда приходится давать даже три ступени. В повседневной



Фиг. 4. Диаграмма полного служебного торможения товарного поезда

практике применяется преимущественно ступенчатое торможение и в редких случаях полное или экстренное.

Экстренное торможение (фиг. 6) характеризуется тем, что при быстрой разрядке тормозной магистрали посредством крана машиниста возбуждается на ближайшем к паровозу вагоне ускоритель экстренного торможения воздухораспределителя, который сообщает на короткое время магистраль с тормозным цилиндром или с атмосферой (в тормозах новейшей конструкции). Благодаря этому в первом случае из магистрали в цилиндр попадает широкими



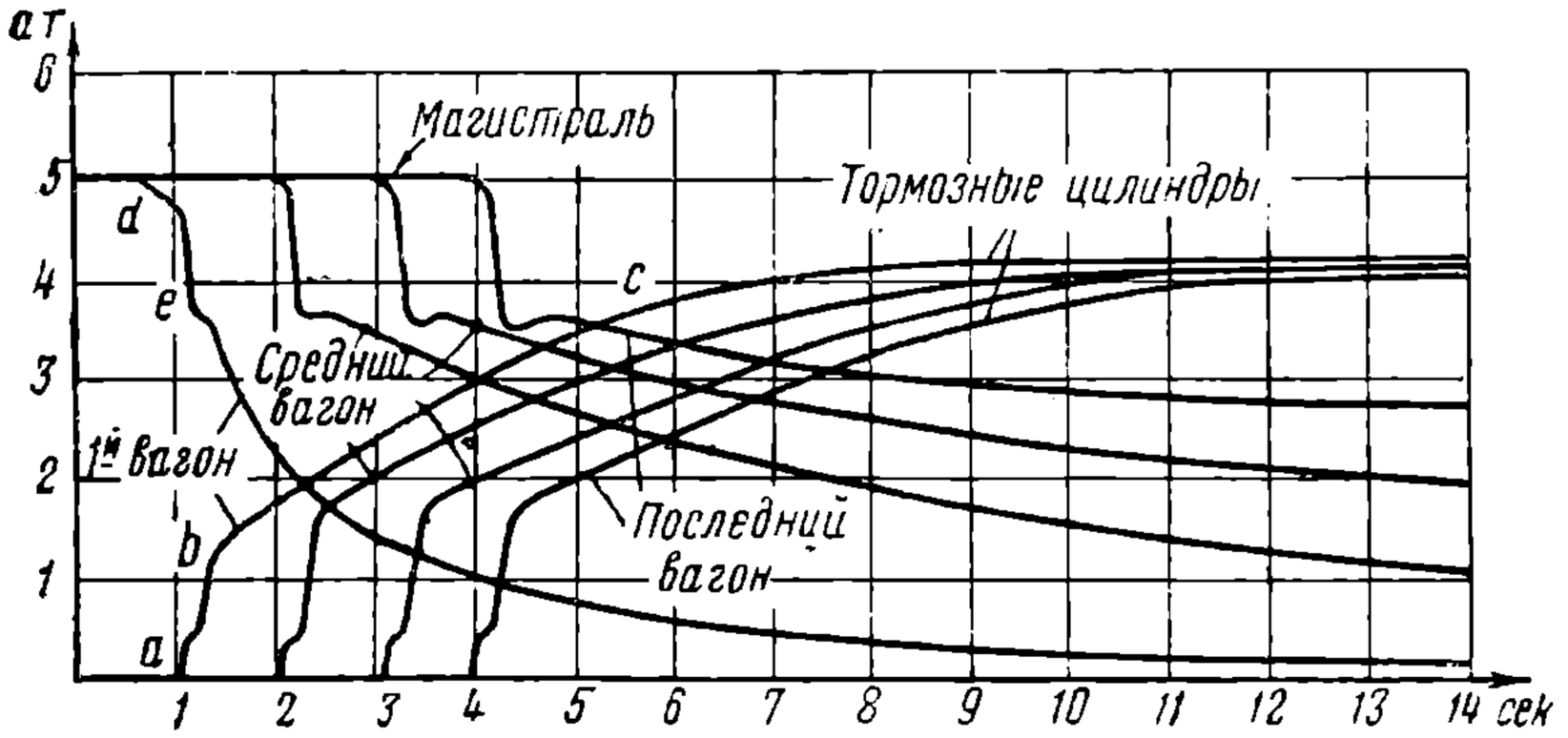
Фиг. 5. Диаграмма ступенчатого торможения в пассажирском поезде

отверстиями некоторое количество воздуха, дающее в нём быстрый подъём давления примерно до 1,0—1,5 *am* (скачок *ab*), и соответственное скачкообразное падение давления в магистрали *de*. Это возбуждает действие тормоза следующего вагона, где повторяется та же картина, и так далее до конца магистрали. Из магистрали, следовательно, резко забирается воздух по месту каждого тормоза, что и даёт чрезвычайно быстрый эффект общего снижения давления в ней, а потому и быстрое начальное действие тормозов.

В американской практике экстренные торможения в длинных товарных поездах осуществляются по особому режиму, показанному на диаграмме фиг. 7. Пояснение значения такого режима даётся в § 14, пункты а и в.

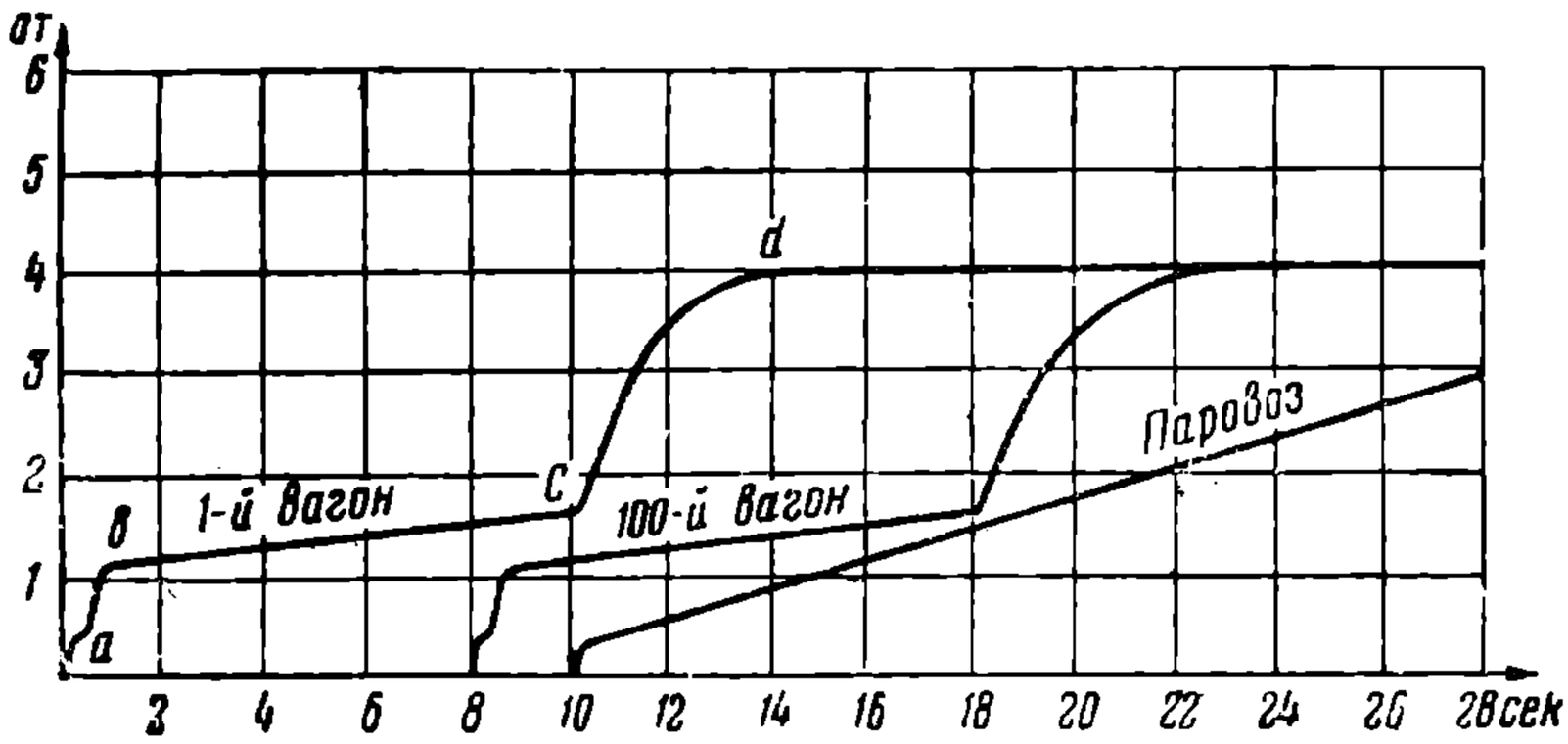
НБ УДУНТ (ДИТ)

Теоретическая диаграмма. Кривые изменения давлений в тормозных цилиндрах являются по преимуществу кривыми выравнивания двух

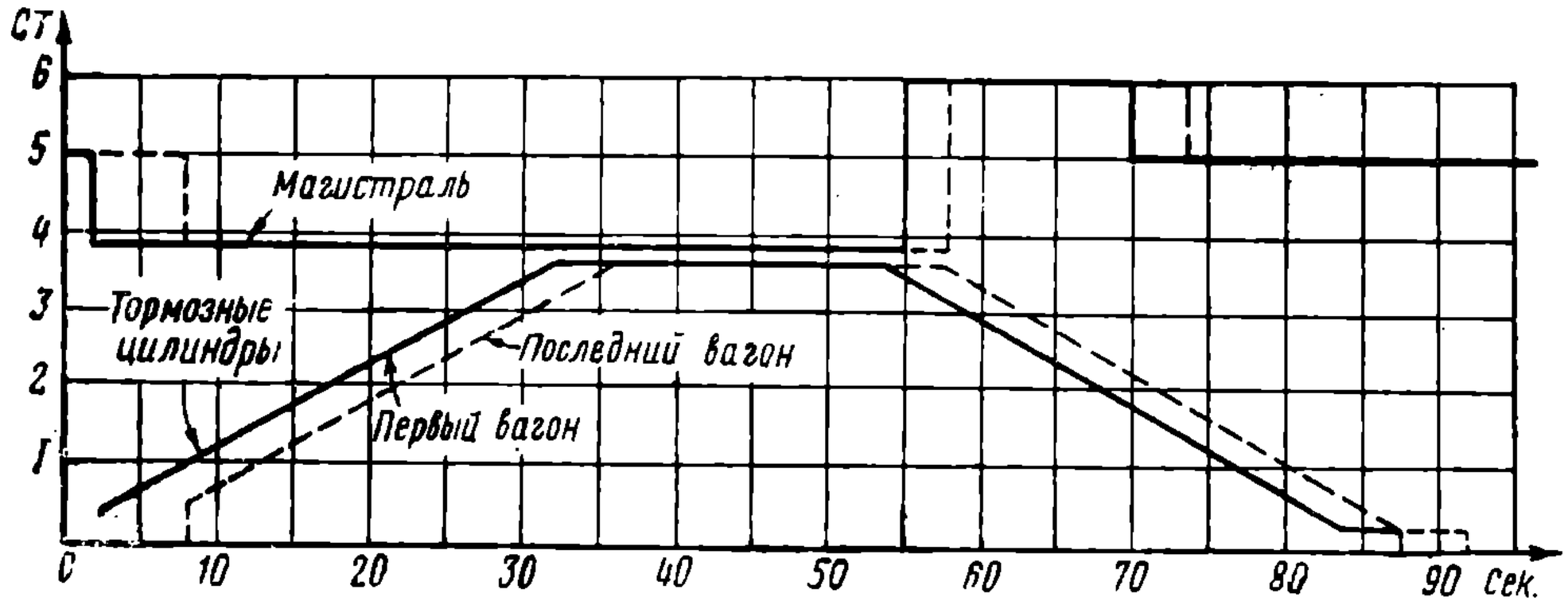


Фиг. 6. Диаграмма экстренного торможения

давлений: в запасных резервуарах и в тормозных цилиндрах, поэтому они являются по форме близкими к логарифмическим кривым.



Фиг. 7. Диаграмма наполнения тормозных цилиндров товарного поезда при экстренном торможении (американский тормоз «АВ»)



Фиг. 8. Идеальная диаграмма торможения и отпуска

Однако в целом ряде случаев для упрощения получаемых формул, изучения общих явлений и характера кривых последние спрямляются и приводятся к виду линейных, как показано на фиг. 8.

НБ УДИТ (ДІІТ)

б) Тормозная сила, тормозной коэфициент и тормозной путь

Тормозная сила b каждой тормозной единицы в поезде (вагона, тендера, локомотива), когда известны сумма сил нажатия тормозных колодок x на её колёса и известен коэфициент трения колодок φ, выражается как

$$b = x\varphi.$$

Но коэфициент трения φ является величиной переменной, зависящей от скорости и от силы нажатия. Если при экстренных и полных торможениях силу нажатия можно считать постоянной максимальной, то по отношению к скорости этого сказать нельзя: при торможении она уменьшается, приближаясь к нулю. Ввиду этого тормозную силу b следует считать как функцию скорости. Поэтому в тяговых расчётах для определения длины тормозного пути требуется интегрирование тормозной силы в пределах заданных скоростей, что выполняется графически или аналитически (см. § 22). При этом берётся сумма всех тормозных сил B поезда, которую можно выразить так

$$\sum b = B = \varphi \sum x.$$

На практике сумму нажатий всех колодок в поезде выражают в тоннах, а тормозную силу в килограммах:

$$B = 1000\,\varphi \sum x \ [кг].$$

Удельная же тормозная сила, т. е. отнесённая к тонне веса поезда, будет

$$b_{уд} = \frac{B}{Q} = 1\,000\,\varphi\,\frac{\sum x}{Q}[кг/т],$$

где Q — вес всего поезда в тоннах.

Отношение $\sum x : Q$ обозначают буквой ϑ и называют «тормозным коэфициентом поезда». Он показывает, следовательно, какая сила нажатия колодок приходится на одну тонну веса поезда.

Тогда вышенаписанная формула принимает такой вид:

$$b_{уд} = 1\,000\,\varphi\vartheta.$$

Согласно Правилам технической эксплуатации наибольшая длина тормозного пути при наибольшей скорости по расписанию на руководящем спуске допускается не более 800 *м*. При выполнении этого правила тормозной путь на горизонтальном профиле получается значительно короче. А так как в поездах число тормозов обычно больше установленного минимума по таблицам ПТЭ, то на площадке он ещё короче, составляя нередко только четверть допускаемой длины при той же максимальной начальной скорости.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ДИНАМИКА ТОРМОЖЕНИЯ

§ 5. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

а) Определение и содержание предмета

Предметом динамики торможения является изучение динамических воздействий на подвижной состав, получающихся в результате работы тормозов, а также выяснение причин, порождающих эти воздействия.

Конкретно динамика торможения состоит в следующем.

Сила нажатия тормозных колодок на колёса в поезде при торможении появляется не одновременно, а последовательно, и увеличивается от нуля до максимума более или менее постепенно. Соответственно этому нажатию развиваются и силы торможения. А так как поезд состоит из отдельных единиц, связанных между собой нежёстко, то, естественно, он подвергается в одних местах динамическому сжатию, а в других — растяжению, в результате чего происходят удары и толчки.

Само собой разумеется, что у поезда, стоящего на месте, торможение не может вызвать никаких реакций в сцепных приборах. Лишь у движущегося поезда, обладающего определённым запасом кинетической энергии, возникает при торможении вся та динамика, которая наблюдается в действительности. Значит, кроме указанной выше причины возникновения реакций, заключающейся в неравномерной и неодновременной работе тормозов в поезде, требуется ещё условие движения поезда, причём не обязательно с большой скоростью: наоборот, чем меньше скорость, тем сильнее будут толчки и удары.

Есть, наконец, и третье непременное условие появления реакций в поезде — это длина его. В коротких поездах реакции слабы и незаметны. Но в длинных поездах величина их может доходить до опасных размеров, угрожающих порчей подвижного состава.

Для большей ясности полезно несколько подробнее выяснить общую картину явлений, происходящих во время торможения.

При торможении движущегося по инерции на горизонтальном пути поезда кинетическая энергия его сразу начинает уменьшаться вследствие замедления. Так как по закону сохранения энергии она не может исчезнуть, а лишь может превратиться в другой вид, то в данном случае посредством катящихся по рельсам колёс она передаётся к трущимся поверхностям тормозных колодок, где преобразовывается в тепло, отдаваемое и излучаемое в конце концов в окружающую атмосферу. Процесс этот протекает в разных местах поезда с различной интенсивностью в зависимости от силы нажатия тормозных колодок.

С другой стороны, тормозные оси в поезде не всегда распределены равномерно и соответственно весовым частям его, а тормозные силы в начале торможения возникают неодновременно. Поэтому отдельные вагоны и части поезда стремятся двигаться с неодинаковыми замедлениями, а именно: с замедлениями, прямо пропорциональными замедляющей силе (сумме тормозной силы и естественного сопротивления), приходящейся на тонну веса вагона или части поезда. Иначе говоря, если бы указанные части поезда одновременно расцепить и предоставить им двигаться изолированно, то они двигались бы с различными замедлениями;

НБ УДИТ (ДІТ)

но в поезде, будучи сцеплены друг с другом, все они вынуждены двигаться с одинаковой общей скоростью и с одинаковым общим замедлением поезда, соответствующими полному весу и полной тормозной силе его. Отсюда уже ясно, что в ударно-сцепных междувагонных приборах должны происходить различные реакции для удержания всех вагонов в их совместном движении. При этом, очевидно, наблюдающиеся в одних местах поезда излишки удельной тормозной силы передаются в места, имеющие недостаточную силу торможения, и выравнивание это происходит за счёт продольных напряжений, возникающих в соответственных местах поезда.

Кроме того, сцепные приборы между вагонами, рамы и хребтовые балки самих вагонов, обладая порознь какими-то коэфициентами упругости, в сумме дают общий коэфициент упругости, который при большой длине поезда и больших силах может вызвать значительные продольные упругие деформации, способствующие появлению гармонических колебаний. Последние, распространяясь по поезду, способны вызвать новые дополнительные реакции.

Кроме этих основных динамических явлений имеются ещё и другие.

У двухосных вагонов тормозная сила, приложенная от рельсов к колёсам, по отношению к центру тяжести всего вагона создаёт опрокидывающий момент. Этот момент перегружает передние оси и разгружает задние. У четырёхосных вагонов разгрузка задних осей тележек происходит в ещё более резкой форме ввиду того, что база тележек небольшая и опрокидывающий момент относительно шкворней получается значительный.

Реакции появляются также при отпуске тормозов, когда поезд находится ещё в движении. При этом динамические явления протекают в обратном порядке и менее резко, так как тормозные силы идут на уменьшение. Толчкам, получающимся при торможении, в этом случае соответствуют рывки при оттормаживании.

На практике, однако, отпуск тормозов в большинстве случаев производится лишь после полной остановки поезда, когда никаких реакций уже быть не может. Если же у остановившегося поезда обнаружатся какие-либо последствия реакций, например, разрыв, то надо полагать, что произошли они в последний момент перед полной остановкой состава.

36107

б) Внешние проявления реакций, их величина и характер. Методы исследования

Во время торможения хотя бы даже медленно движущегося поезда реакции сжатия и отдачи достигают иногда огромной силы, которая приводит к разрыву сцепных приборов, повреждению вагонных рам и балок и даже сходу тележек с рельсов. Известны такие факты.

В 1886 г. в Америке впервые начались эксперименты по оборудованию товарных составов автоматическими тормозами того же типа, которые были установлены на пассажирских поездах. Опыты производились с поездом в 50 четырёхосных вагонов. Однако после первой же поездки от опытов пришлось отказаться, так как при торможении получались настолько большие толчки, что подвижной состав приходил в негодность.

В 1930—1933 гг. производились испытания американского тормоза АВ, которым был оборудован поезд из 150 четырёхосных вагонов. При определении наивыгоднейшего соотношения быстроты наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом и скорости распространения тормозной волны динамометр 149-го вагона от головы поезда зарегистрировал силу удара в 585 *т*, причём произошёл сход с рельсов тележки 135-го вагона. При другом опыте 97-й вагон поднялся над тележками и сплющил передний конец вагона № 98.

Во время опытов над тормозами в СССР на Закавказской железной дороге в 1930 гг. силы реакций в поезде нередко также достигали большой величины. Наблюдались такие случаи. После сделанного однажды полного торможения при скорости 40 *км/ч* комиссия осталась довольна полученными результатами: поезд остановился плавно, без малейшего толчка. Наблюдательные посты в середине и в голове состава тоже сообщили, что никаких реакций не зарегистриро-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

вано. Однако в дальнейшем при осмотре поезда обнаружилось, что он разорван в трёх местах. Причиной этому послужило неравномерное распределение тормозных и нетормозных, гружёных и порожних вагонов в поезде.

Изучение динамики торможения непосредственно на паровозах, на тормозных площадках поездов, в измерительном вагоне при различных скоростях и способах торможения приводит к заключению, что в основном самые сильные и наиболее вредные ударные реакции появляются в поезде вследствие неравномерного и неодновременного действия находящихся в его составе тормозов. Более же глубокий теоретический анализ показывает, что кроме этих главных реакций появляются добавочные реакции от последующих колебательных движений частей поезда, распространяющихся вдоль последнего.

Поэтому в данной книге прежде всего рассматриваются сначала главные реакции, названные по мотивам, указанным ниже, квази-статическими, а затем решается задача о вторых чисто динамических реакциях, после чего те и другие обобщаются.

По вопросам о колебаниях и ударных реакциях в поезде во время его тяги и торможения имеется несколько работ разных авторов.

Большинство из них базируется исключительно на процессах гармонических колебаний в поезде. При этом обстановка идеализируется и поезд уподобляется упругому стержню, как основному виновнику всех динамических реакций. Между тем в действительности продольная упругость поезда имеет лишь относительное значение, допуская определённые деформации его по длине как последствие основной и главной реакции от сжатия или растяжения состава.

Бесспорно, что уподобление поезда упругому стержню; в котором возбуждены гармонические колебания, очень удобно для решения задачи. Но выводы, сделанные при этом допущении, являются второстепенными, если принять во внимание, что в поезде, состоящем из многих единиц, преобладают больше неупругие, чем упругие связи, в особенности в новейших типах автосцепок с фрикционными аппаратами. Поэтому части поезда во время толчков, наталкиваясь друг на друга, превращают большую часть своей кинетической энергии в необратимую энергию тепла, получающегося в результате как непосредственного удара сцепок и частей упряжи, так и искусственно созданного трения в поглощающих аппаратах.

Но было бы ошибочным совсем отвергать наличие упругих колебательных явлений в сжатом или в растянутом поезде при наличии какой-либо возмущающей силы, так как металлические хребтовые балки вагонов, отчасти автосцепки, в каких-то, хотя бы и малых пределах дают упругие деформации, которые в сумме по всей длине поезда могут иметь значительную величину. Ввиду этого при исследовании вопроса о динамике торможения следует сначала выявить все силы, возникающие в поезде при торможении в их статическом виде, и затем уже определить их динамическое проявление. Наконец, следует найти возможные наложения друг на друга местных максимумов сил как статического, так и динамического сжатия или растяжения, предположить возможный случай совпадения их и, таким образом, выявить наибольшую возможную реакцию в поезде.

в) Разделение реакций в поезде на статические, квази-статические и динамические

Известно, что законы действия сил, установленные в статике, часто применяются и в динамике, так как статика считается частным случаем динамики. Это даёт нам возможность квалифицировать одни и те же силы один раз как динамические, другой — как статические, в зависимости от поставленных условий. Действительно, если динамика как наука устанавливает связь между движением и силовыми взаимодействиями тел, то ясно, что силы в этом случае должны фигурировать в качестве динамических, но рассматривая свойства одних только силовых взаимодействий тел без рассмотрения их движения, мы имеем право трактовать силы как статические.

НБ УДУГТ (ДІІТ)

Если внешние силы, действующие на движущийся поезд в продольном направлении, возрастают таким образом, что между ними и внутренними силами продольной деформации поезда в каждый момент имеет место равновесие, то такое приложение внешних сил можно назвать статическим, а самые силы — чисто статическими. Очевидно, такое положение возможно лишь при условии очень медленного равномерного изменения величин действующих сил.

Практически в большинстве случаев тормозные силы вначале развиваются и возрастают быстро. Тогда внутренние силы продольной деформации поезда оказываются меньше сил внешних, так как последние частично направлены на образование кинетической энергии тех частей поезда, которые под их действием пришли в относительное движение. Но те же внутренние и внешние силы становятся равными между собой в момент такого равновесного состояния деформации поезда, когда приращение кинетической энергии частей последнего прекращается и названные силы, следовательно, уже уравновешиваются статически.

Такое состояние в момент указанного равновесия будем называть положением квази-статического равновесия, а самые силы — квази-статическими. Приставка «квази» напоминает, что статическое состояние является всё-таки мнимым. Дело в том, что в системе поезда деформация не остановится на одном положении из-за движения его частей, а будет возрастать до тех пор, пока внутренние силы, увеличивающиеся с ростом деформации, не поглотят всю кинетическую энергию движущихся друг относительно друга частей поезда. Только после этого части поезда приходят к относительному покою. Этот момент прекращения развития продольной деформации поезда назовём положением динамического равновесия, а силы, действующие от момента квази-статического равновесия до момента динамического равновесия, назовём чисто динамическими.

Обобщённые реакции — квази-статические и чисто динамические, — взятые суммарно без разделения, будем называть динамическими, т. е. без приставки «чисто».

Эти определения можно резюмировать в следующем виде.

1. Чисто-статическими реакциями в поезде называются такие, которые создались и установились без дальнейшего изменения.

2. Квази-статическими реакциями во время сжатия поезда будем называть те, которые получаются в момент положения квази-статического равновесия; после этого дальнейшее сжатие происходит уже только за счёт накопившейся к этому моменту кинетической энергии.

3. Чисто динамическими названы те реакции, которые создаются из-за развившейся кинетической энергии к моменту квази-статического равновесия и действуют за пределами этого равновесия.

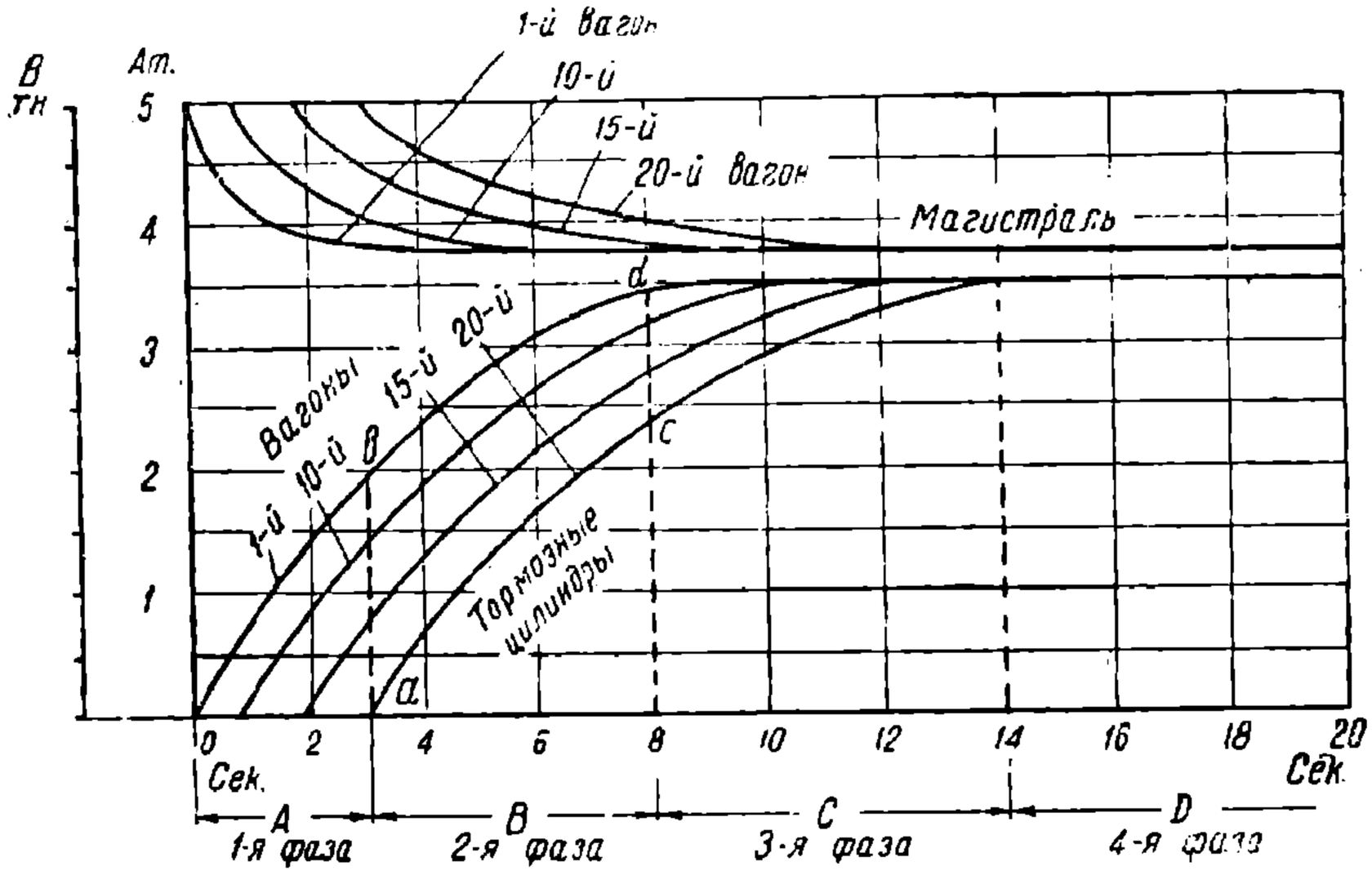
4. Динамическими реакциями наименованы реакции обобщённые, квази-статические и чисто динамические без разделения, т. е. безостановочно следующими одна за другой (возрастая до момента положения динамического равновесия, как это происходит в действительности).

§ 6. ТОРМОЗНЫЕ ФАЗЫ И ИХ ЗНАЧЕНИЕ

Железнодорожные тормоза резко отличаются от всех других тормозов, имеющих не менее широкое применение в различных областях техники, в особенности в автодорожном транспорте. Основное отличие состоит в том, что железнодорожные тормоза представляют собой ряд устройств в системе непрерывно, но нежёстко связанных между собой подвижных единиц в поезде длиной от 400 до 1 000 *м* и более, причём управление всеми тормозами сосредоточено в одном месте и осуществляется изменением давления воздуха в трубе. При таких условиях естественно ожидать некоторой несогласованности работы тормозов в поезде. Эта неодновременность и несогласованность действия отдельных тормозных единиц является, как известно из предыдущего, причиной продольных динамических реакций в поезде.

НБ УДУНТ (ДИТ)

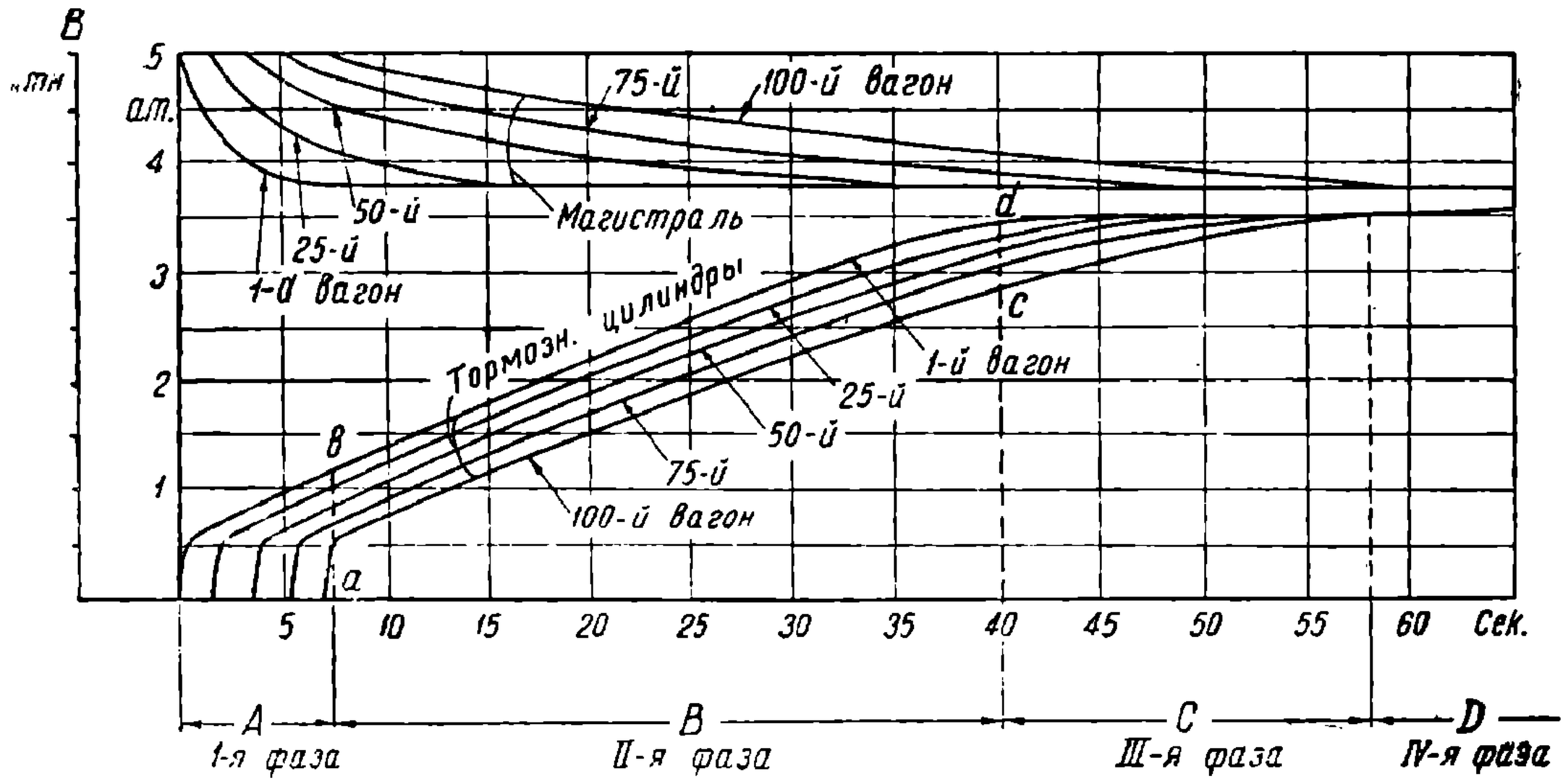
В § 5 указывалось, что для удобства решения задачи динамики торможения мы разбиваем её на две части: в одной рассматриваются только условия и силы, производящие продольную деформацию поезда (без принятия во внимание движения этой деформации), т. е. рассматриваются так называемые квази-статические силовые взаимодействия, в другой устанавливается связь между этими взаимодействиями и движением указанной деформации.



Фиг. 9. Тормозные фазы пассажирского тормоза

Для решения первой части задачи изучим фазы, через которые проходит процесс каждого торможения, предполагая равномерными распределение веса и расстановку тормозных вагонов в поезде.

Для этого рассмотрим диаграммы (фиг. 9 и 10), изображающие возрастание и распространение по поезду давлений в тормозных цилиндрах или, соответственно, возрастание и распространение тормозных сил. На этих диаграммах отмечены следующие четыре характерные фазы.



Фиг. 10. Тормозные фазы товарного тормоза

1-я фаза. Участок *A* показывает, что с момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение начинают последовательно вступать в действие тормоза и достигают конца поезда в течение определённого времени, являющегося временем распространения тормозной волны. В те моменты времени,

НБ УДУНТ (ДИТ)

когда последующие тормоза только начинают своё действие, тормоза предыдущие, ранее вступившие в работу, постепенно всё больше и больше вследствие возрастания давлений в их тормозных цилиндрах увеличивают свою силу, так что к моменту начала действия последнего тормоза тормоза первых вагонов действуют с силами, наибольшими из всех тормозов в поезде в данный момент.

Таким образом, тормоза к концу первой фазы распространяют своё действие по всей длине поезда с силами, постепенно убывающими от головы к хвосту, в пределах, соответствующих разнице давлений воздуха, отмеченной на диаграмме буквами *ab*.

Как увидим после, в этой фазе происходит наибольшее сжатие поезда.

2-я фаза. Во время второй фазы, отмеченной буквой *B*, во всех тормозных цилиндрах поезда давления равномерно возрастают с той разницей, которая успела образоваться к концу 1-й и началу 2-й фазы. В этой фазе поезд остаётся сжатым.

3-я фаза. Во время 3-й фазы (участок *C*) давления в тормозных цилиндрах, от первого вагона и последовательно до конца поезда, начинают выравниваться и, достигая максимальной величины, в конце 3-й фазы становятся одинаковыми во всём поезде.

Если в начале этой фазы поезд был ещё сжат ввиду разницы давлений *cd* в тормозных цилиндрах, то в конце её он приходит в свободное состояние вследствие полного выравнивания этих давлений, следовательно, и отсутствия разницы в тормозных силах. Эта разница устранялась постепенно на протяжении всей 3-й фазы. Сжатые в 1-й фазе сцепные или буферные аппараты и удержанные в этом состоянии во 2-й фазе в 3-й дают последовательную «отдачу», полную или частичную, в зависимости от типа поглощающих аппаратов и свойств автосцепки.

4-я фаза. В 4-й фазе (участок *D*) никакой разницы в действии тормозов нет. Все они дают торможение максимальной силы, которое поддерживается до тех пор, пока поезд не остановится или пока машинист не произведёт отпуска. В 4-й фазе в случае равномерного распределения в поезде удельной тормозной силы никаких реакций в сцепных приборах не будет. При неравномерном распределении произойдут реакции сжатия или растяжения.

§ 7. КВАЗИ-СТАТИЧЕСКАЯ РЕАКЦИЯ, ВОЗНИКАЮЩАЯ В ПЕРВОЙ ФАЗЕ ТОРМОЖЕНИЯ

В данном исследовании приняты следующие обозначения:

$R_{к.\,ст.}$ — квази-статическая реакция в поезде в конце первой фазы торможения;
x — сила нажатия тормозных колодок на все колёса одного вагона;
φ — коэфициент трения колодок;
b — полная тормозная сила вагона;
Δb — неполная тормозная сила вагона;
$\Delta b'$ — избыточная тормозная сила вагона по отношению к инерционной силе его массы;
u — скорость нарастания тормозной силы b в зависимости от подъёма давления в тормозном цилиндре;
$t_ц$ — время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом от нуля до максимального давления;
$t_в$ — время распространения тормозной волны от момента поворота ручки крана машиниста до начала действия тормоза в хвосте поезда;
t_{n-k} — время прохождения тормозной волной остальной части поезда от вагона, порядковый номер которого k, до конца поезда, имеющего n вагонов;
L — полная длина поезда;
l — длина вагона;
w — скорость тормозной волны;
n — число тормозных вагонов в поезде;
n_0 — число всех вагонов в поезде;

НБ УДУНТ (ДИТ)

i — инерционная сила массы вагона, возникающая при общем замедлении поезда.

Предполагается:

1) равномерное распределение удельной тормозной силы;
2) что все вагоны и тормоза однотипные;
3) отсутствие провисания стяжек, а у автосцепок — свободных зазоров;
4) наполнение тормозных цилиндров по диаграмме фиг. 8.

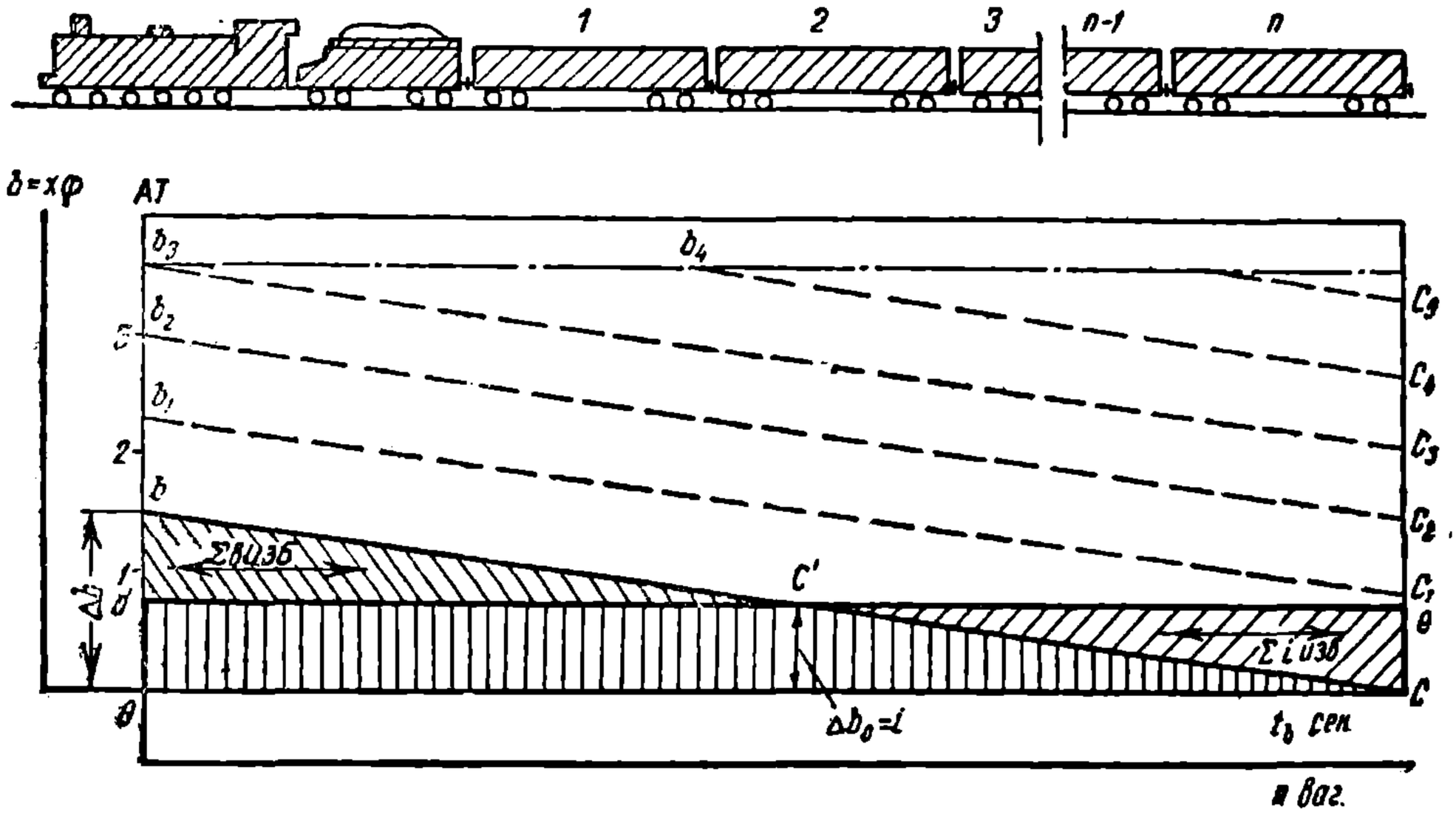
Отклонения от этих условий рассматриваются ниже.

Силовые взаимодействия частей поезда исследуются без учёта движения их, но с учётом влияния только тормозных сил, т. е. решается квази-статическая задача.

Тормозная сила b одного вагона является величиной пропорциональной давлению p воздуха в тормозном цилиндре:

$$b = cp,$$

где c — коэфициент пропорциональности, включающий в себя диаметр поршня, передаточное число рычажной передачи и коэфициент трения тормозных колодок. Величина b является поэтому функцией времени $t_ч$.



Фиг. 11. Эпюра распределения тормозных сил по длине поезда

Пользуясь диаграммой тормозных фаз (фиг. 10), построим эпюру распределения тормозных сил по длине поезда (фиг. 11). В качестве ординат возьмём две шкалы: на одной нанесём масштаб для давлений воздуха в тормозных цилиндрах, а на другой — для тормозных сил b. По направлению абсцисс на одной шкале отложим время распространения тормозной волны $t_в$ для данной длины поезда, а на другой — длину поезда, выраженную числом вагонов n.

Принимаем, что удельная замедляющая сила локомотива равна удельной замедляющей силе вагонов, и заменяем вес локомотива и его тормозную силу эквивалентным числом тормозных вагонов (например тремя). Такое фиктивное удлинение поезда на несколько вагонов оправдывается тем, что кран машиниста не даёт сразу требуемый режим снижения давления при повороте ручки в тормозное положение. Ввиду этого получается некоторая задержка во времени действия первого тормоза в поезде, что не соответствует общей скорости тормозной волны. Фиктивное же удлинение поезда как-раз берёт на себя это время и вместе с тем согласуется с величиной тормозной силы и весом локомотива.

Скорость поезда предполагается такой, что полное служебное или экстренное торможение его проходит через все четыре фазы, прежде чем он остановится.

Проанализируем первую фазу торможения.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

После поворота ручки крана машиниста в тормозное положение тормозная волна через $t_в$ секунд достигает конца поезда. За это же время в тормозном цилиндре первого вагона успевает образоваться некоторое давление, которое даёт определённую тормозную силу

$$\Delta b = u t_в ,$$

где u — есть отношение b: $t_ц$, т. е. скорость нарастания тормозной силы вагона.

Полагая, что $t_в < t_ц$, имеем

$$\Delta b = b \frac{t_в}{t_ц} . \qquad (1)$$

В это же время тормозная сила последнего вагона в поезде равна нулю (так как тормозная волна только достигла этого вагона), и шток поршня тормозного цилиндра только начал трогаться с места, не пройдя ещё своего холостого хода.

Тормозные силы остальных вагонов, будучи меньше Δb и больше нуля, распределяются в убывающем порядке по линейному закону. Называя любую из них $\Delta b_к$, где индекс k показывает порядковый номер вагона от головы поезда, можно величину её определить, если в формулу (1) вместо $t_в$ для всей длины поезда подставить t_{n-k} той только части поезда, которая начинается от вагона k и оканчивается вагоном n, т. е. подставить значение:

$$t_{n-k} = \frac{t_в}{n} (n - k).$$

Тогда получим

$$\Delta b_к = b \frac{t_{n-k}}{t_ц} = b \frac{t_в}{t_ц} \cdot \frac{n-k}{n} \qquad (2)$$

Определим теперь величину тормозной силы всего поезда в конце 1-й фазы торможения как сумму отдельных тормозных сил в поезде.

На основании формулы (2) для одного тормозного вагона составляем выражение для n таких вагонов:

$$\sum \Delta b_к = \sum_{k=0}^{k=n} b \frac{t_в}{t_ц n} (n-k)$$

или, вынося постоянные за знак суммы, имеем

$$\sum \Delta b_к = b \frac{t_в}{t_ц n} \sum_{k=0}^{k=n} (n - k).$$

В правой части равенства под знаком суммы, как мы видим, получается ряд натуральных чисел от $k = 0$ до $k = n$ и поэтому сумма членов его будет:

$$\sum_{k=0}^{k=n} (n - k) = \frac{n(n+0)}{2} = \frac{1}{2} n^2.$$

Подставляя это значение в предыдущее, получаем выражение для искомой величины тормозной силы всего поезда в конце первой фазы:

$$\sum \Delta b_к = \frac{1}{2} bn \frac{t_в}{t_ц} . \qquad (3)$$

Итак, характер и величина тормозной силы поезда в конце первой фазы выявлены.

Теперь, поскольку всякому механическому действию всегда соответствует равное ему противодействие, займёмся изучением этого последнего.

НБ УДУНТ (ДИТ)

В результате торможения появляется замедление движения поезда, и, как следствие этого, инерционное действие I массы всего поезда, равное и противоположное силе всех тормозов, что можно записать в следующем виде:

$$I = \sum_{k=0}^{k=n} \Delta b_к ,$$

полагая, что продольное сжатие поезда к концу первой фазы закончилось. Деля обе части этого равенства на число вагонов n, получаем:

$$\frac{I}{n} = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{k-n} \Delta b_к ,$$

или

$$i = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{k=n} \Delta b_к ,$$

а подставляя в правую часть вместо суммы $\Delta b_к$ её значение из (3), имеем:

$$i = \frac{1}{2} b \frac{t_в}{t_ц}, \qquad (4)$$

что и представлено на эпюре фиг. 11 в виде высоты *od* прямоугольника *odec*.

Из сравнения тормозных сил, расположившихся вдоль длины поезда по закону треугольника, с инерционными силами, расположившимися по закону прямоугольника, видно, что у каждого вагона они вообще не равны друг другу, но так как представляют собой действие и противодействие, то, во-первых, противоположно направлены друг другу и, во-вторых, их алгебраическая сумма для всего поезда равна нулю, т. е. на эпюре площади треугольника *obc* и прямоугольника *odec* равновелики по величине и противоположны по знаку.

Определим, чему равен указанный избыток или недостаток тормозной силы для какого угодно вагона. Для этого возьмём разность выражений (2) и (4)

$$\Delta b_к - i = b \frac{t_в}{t_ц n} (n-k) - \frac{1}{2} b \frac{t_в}{t_ц} ,$$

или заменяя разность $\Delta b_к - i$ одно членом $\Delta b'_к$, получаем:

$$\Delta b'_к = b \frac{t_в}{t_ц} \left(\frac{1}{2} - \frac{k}{n} \right) \qquad (5)$$

Двучлен в скобках можно представить в таком виде,

$$\frac{n-2k}{2n} .$$

При $k = {}^1/_2 n$ он обращается в нуль, при меньшем ${}^1/_2 n$ он положительный и при большем ${}^1/_2 n$ отрицательный. Это показывает, что избыточные тормозные силы в первой половине поезда больше, а во второй половине меньше инерционных, последние во второй половине поезда в сумме являются избыточными над тормозными силами в той же половине поезда и таким образом составляют противодействие всем избыточным тормозным силам над силами инерции в передней части поезда, приводя в целом всё к равновесию. Местом встречи равнодействующих этих сил является середина поезда. Она обозначена на фиг. 11 буквой c' Здесь, собственно, сила квази-статистической реакции достигает максимума.

Чтобы определить величину этой реакции, равной сумме избыточных тормозных сил над инерционными силами в первой половине поезда (изображено на эпюре площадью треугольника *dbc'*), надо взять сумму выражения (5) в пределах от $k = 0$ до $k = \frac{n}{2}$, ибо, как указывалось выше, при этих условиях определяется максимум. Таким образом имеем:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$R_{к.\,ст} = \sum_{к=0}^{к=\frac{n}{2}} \Delta b'_к = b\frac{t_в}{t_ц}\sum_{к=0}^{к=\frac{n}{2}}\left(\frac{1}{2} - \frac{k}{n}\right)$$

или, вынося за знак суммы величину $\frac{1}{n}$, получаем

$$R_{к.\,ст} = b\frac{t_в}{t_ц}\frac{1}{n}\sum_{к=0}^{к=\frac{n}{2}}\left(\frac{n}{2} - k\right)$$

Под знаком суммы находится ряд натуральных чисел от 0 до $\frac{n}{2}$; сумма членов его равна

$$\frac{\left(\frac{n}{2}+0\right)\quad\frac{n}{2}}{2} = \frac{n^2}{8}.$$

Подставляя это значение в предыдущее выражение, находим:

$$R_{к.\,ст} = \frac{1}{8}bn\frac{t_в}{t_ц},$$

или, заменяя b произведением $x\varphi$, получим

$$R_{к.\,ст} = \frac{1}{8}x\varphi n\ \frac{t_в}{t_ц} \qquad (6)$$

Формулу (6) можно представить в другом виде, если произведение xn (силу нажатия тормозных колодок у одного вагона на число вагонов) заменить произведением $Q\vartheta$, т. е. произведением веса поезда на его тормозной коэфициент (см. § 4); получаем:

$$R_{к.\,ст} = \frac{1}{8}Q\vartheta\varphi\frac{t_в}{t_ц} \qquad (7)$$

Если в поезде не все вагоны тормозные, но распределены они равномерно, то в этом случае n в формуле (6) должно означать число тормозных вагонов с приходящимися на их долю нетормозными вагонами.

Как было выяснено выше, $R_{к.\,ст}$ [формула (6)] становится наибольшей в тот момент, когда тормозная волна достигает хвоста поезда, т. е. через время $t_в$ после поворота ручки крана машиниста в тормозное положение. Поэтому, обозначая время появления квази-статической реакции (6) буквой $t_{к.\,ст}$, можем написать, что

$$t_{к.\,ст.} = t_в\ . \qquad (8)$$

Первая фаза торможения, в сущности, является самой важной в образовании реакций. В этой фазе поезд получает сжатие и в таком состоянии переходит во вторую фазу, в течение которой квази-статические силы могут находиться в равновесии. Но если эти силы получились в результате быстрого сокращения длины поезда или относительного перемещения его масс, то равновесное состояние окажется неустойчивым, и потому во второй фазе начнут возникать колебательные движения.

§ 8. О ДИНАМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЯХ, ВОЗНИКАЮЩИХ ВО ВТОРОЙ ФАЗЕ ТОРМОЖЕНИЯ

а) Общие установки

В первой фазе торможения на поезд действуют всё время силы, которые его сжимают, причём эти силы непрерывно увеличиваются, пока не достигнут максимума на границе перехода от первой фазы ко второй. Вполне очевидно,

НБ УрГУПС (ДГТ)

что в это время никаких колебательных движений в системе поезда не может быть. Эти движения появляются лишь тогда, когда исчерпывается вся движущая энергия и установится равновесный центр, относительно которого и начинается вся динамика колебательных движений. Величина амплитуды этих колебаний зависит от той скорости, с какой движущиеся массы приходят к равновесному центру, а так как все эти условия создаются в конце первой фазы и затем поддерживаются в течение второй фазы, то отсюда делаем вывод, что вторая фаза характеризуется динамикой колебательных движений.

Если сцепные приборы снабжены фрикционными поглощающими аппаратами, то значительная часть кинетической энергии начинающегося колебательного движения превращается в работу трения, и получается движение апериодическое, заканчивающееся быстрым затуханием и возвращением масс поезда в положение равновесия.

б) Уравнения динамики заторможенного поезда

В § 7 нами было выяснено, что в конце первой фазы торможения поезд сжимается квази-статической силой, величина которой определяется формулой (6)

$$R_{к.\,ст} = \frac{1}{8}\, x\varphi n\, \frac{t_в}{t_ц}\,.$$

После этого дальнейшее приращение силы прекращается. Но так как при сжатии поезд укорачивался с определённой скоростью, то его массы, придя в положение квази-статического равновесия, не останавливаются, а по инерции продолжают двигаться ещё некоторое время за пределами указанного равновесия и сжимают поезд ещё больше. Наконец они останавливаются под действием реакции внутренних сил поезда.

Это добавочное инерционное сжатие поезда, как указывалось выше, мы будем называть чисто динамическим ($R_{ч.\,дин}$).

Если поезд из n вагонов получил во время торможения во второй фазе максимальное укорочение своей длины χ_n, то надо считать, что эта величина является суммой двух следующих величин: укорочения y_n, соответствующему квази-статическому сжатию, и укорочению z_n — чисто динамическому сжатию. То же самое надо сказать по отношению к каждой части поезда, рассматриваемой от головы до какого-нибудь вагона в нём, порядковый номер которого k, что можно записать в следующем виде, переходя от вагона к вагону:

$$\left.\begin{aligned} \chi_1 &= y_1 + z_1;\\ \chi_2 &= y_2 + z_2;\\ &\cdot\\ \chi_k &= y_k + z_k;\\ \chi_n &= y_n + z_n \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

Наиболее характерным признаком укорачивания поезда вследствие его сжатия является уменьшение расстояний между торцевыми стенками смежных вагонов, т. е. уменьшение междувагонных пространств. В нормальном свободном состоянии поезда, когда он не сжат, а сцепные аппараты находятся лишь в соприкосновении друг с другом без зазора, или, как принято говорить, «без люфта», при однотипных вагонах все междувагонные пространства можно считать одинаковыми.

Обозначим расстояние между торцевыми стенками или между буферными брусьями в междувагонном пространстве буквой λ.

Тогда полную длину вагона в поезде вместе с автосцепками (или буферами) можно считать равной сумме, состоящей из длины кузова или рамы вагона плюс λ. Назовём эту сумму буквой l. Если затем все вагоны в поезде снабдить порядковой нумерацией, то и междувагонные пространства получат ту же нумерацию, счи-

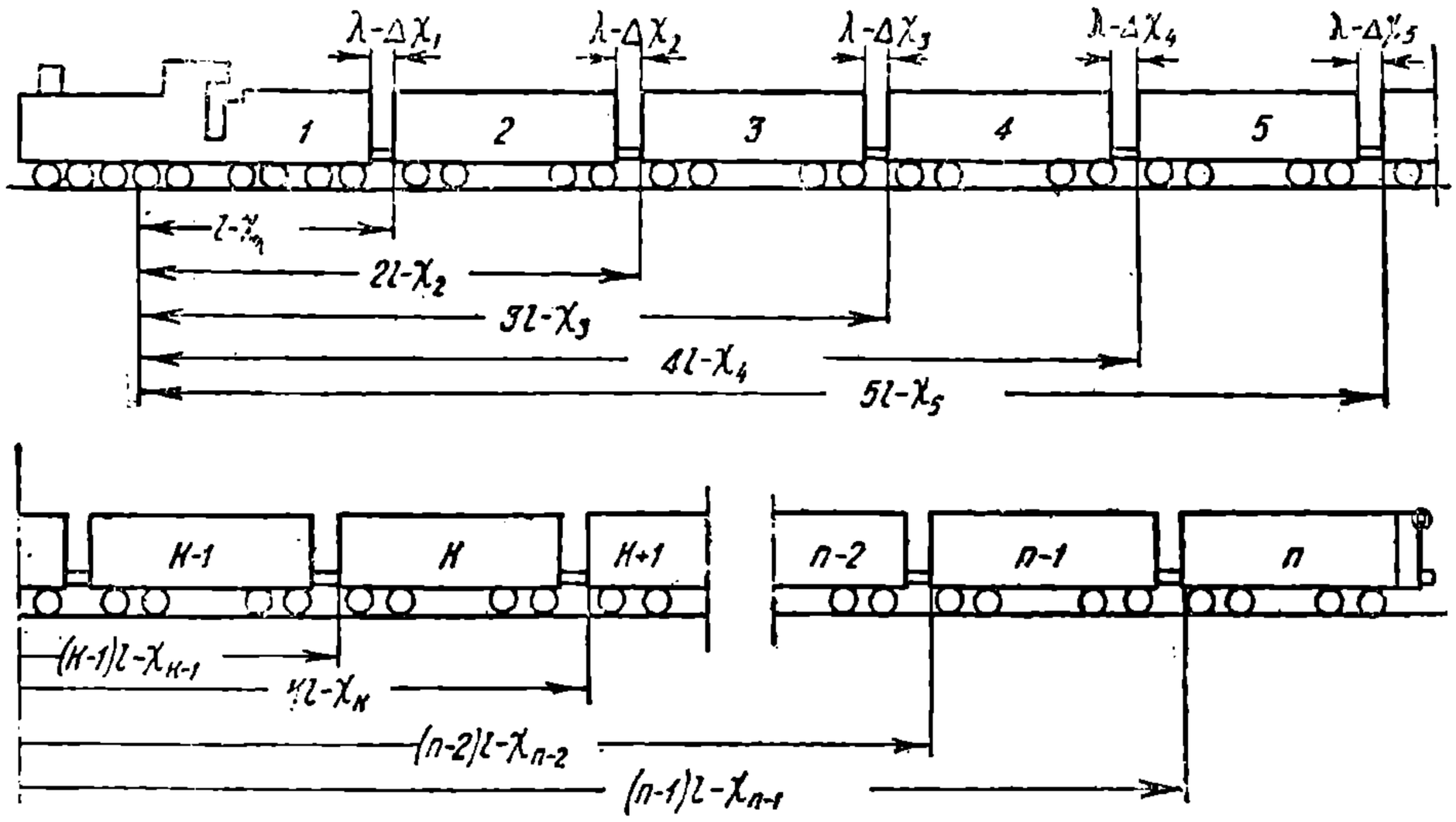
НБ УДУНТ (ДІІТ)

тая, что к каждому вагону относится то пространство, которое находится сзади его по ходу поезда. Наконец примем во внимание, что когда происходит сжатие поезда под действием неравномерно распределённых тормозных сил, то междувагонные пространства уменьшаются не на одинаковую величину Δx, что можно выразить для каждого из них в порядке нумерации, как разности

$$\lambda - \Delta\chi_1, \lambda - \Delta\chi_2, \ldots \lambda - \Delta\chi_\kappa .$$

Таким образом, во второй фазе торможения получим (при указанных обозначениях) следующие расстояния от переднего конца поезда до любого номера вагона в порядке их нумерации (фиг. 12):

$$\left.\begin{array}{l} l - \chi_1 \\ 2l - \chi_2 \\ \cdot \quad\quad \cdot \\ nl - \chi_n \end{array}\right\}, \tag{10}$$



Фиг. 12. Разбивка длины поезда на элементы

где надо считать:

$$\left.\begin{array}{l} \chi_1 = \Delta\chi_1 \\ \chi_2 = \Delta\chi_1 + \Delta\chi_2 \\ \cdot \quad\quad \cdot \quad\quad \cdot \quad\quad\quad\quad \cdot \\ \chi_n = \Delta\chi_1 + \Delta\chi_2 + \ldots + \Delta\chi_n \end{array}\right\} \tag{11}$$

Рассматривая в отдельности какой-нибудь вагон k вместе со смежными с ним вагонами $k-1$ и $k+1$ (фиг. 13), мы видим, что на него действуют следующие силы:

Δb_k — неполная тормозная сила вагона, как сумма тормозных сил его колёс в точках касания их с рельсами;

I_k — инерционная сила массы вагона возникающая при общем замедлении поезда;

P_{k-1} — сила реакции сжатия между вагонами $k-1$ и k (как внешняя по отношению к вагону k, направлена в сторону тормозной силы);

P_{k+1} — сила реакции сжатия между вагонами k и $k+1$ (как внешняя по отношению к вагону k, направлена в сторону обратную тормозной силе).

Паровоз, находящийся в голове поезда, назовём № 1. Спереди он не испытывает никаких реакций, а сзади между ним и следующим за ним вагоном № 2

НВ УДУНТ (ДИТ)

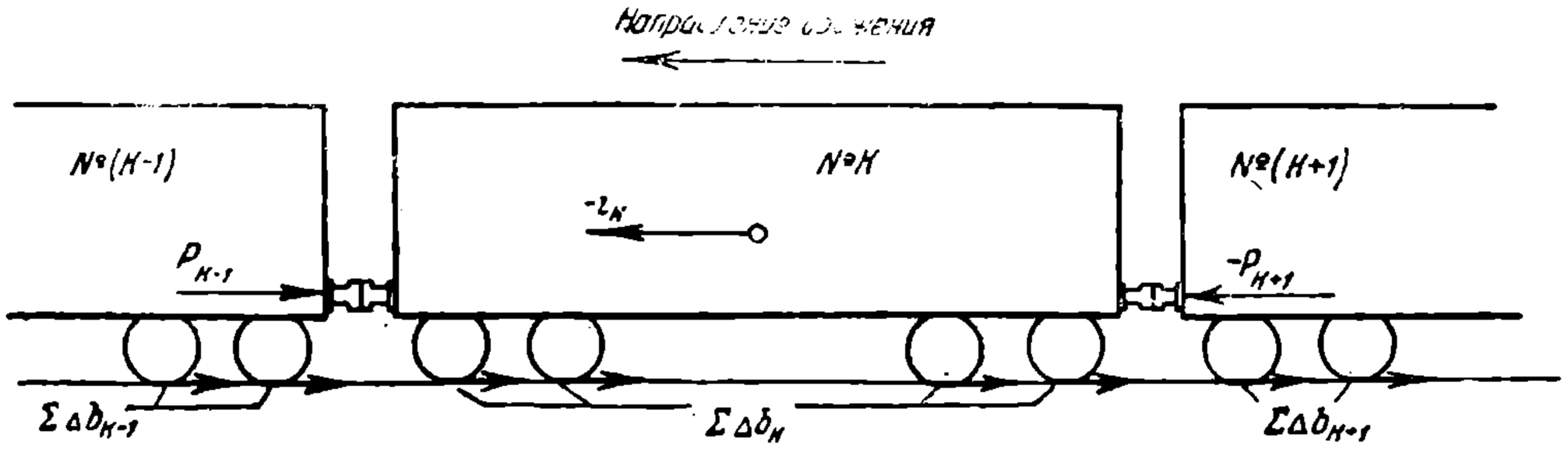
возникает реакция. Все следующие вагоны, за исключением последнего в хвосте поезда, как и вагон № 2, испытывают реакции с обеих сторон.

Имея эти данные, можно приступить к выводу уравнений динамики заторможённого поезда. Придадим этим уравнениям вид уравнений статики, введя в них силы инерции i, со значками внизу, указывающими, к какому номеру вагона относятся эти силы.

На основании фиг. 13 мы уже знаем, какие силы действуют на каждый вагон, поэтому можно составить столько уравнений динамики, сколько имеется вагонов в поезде, включая и паровоз:

$$\left.\begin{aligned} i_1 &= \Delta b_1 - P_1 \\ i_2 &= \Delta b_2 + P_1 - P_2 \\ i_3 &= \Delta b_3 + P_2 - P_3 \\ &\dots\dots\dots\dots \\ i_k &= \Delta b_k + P_{k-1} - P_k \\ &\dots\dots\dots\dots \\ i_{n-1} &= \Delta b_{n-1} + P_{n-2} - P_{n-1} \\ i_n &= \Delta b_n + P_{n-1}. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Исследуем силы, входящие в эти уравнения.



Фиг. 13. Силы, действующие на вагон во время торможения

Инерционные силы i_1, i_2... Их можно рассматривать состоящими для каждого вагона из двух слагаемых: первое слагаемое нам уже известно из § 7 — это одна энная часть от всей инерционной силы поезда I; второе слагаемое — это добавочная инерционная сила, возникшая из-за местного перемещения вагона относительно других вагонов (ввиду появившегося колебательного движения частей поезда от толчка или нажима неодинаково затормозившихся вагонов). Величину этого динамического перемещения (в ту или другую сторону) назовём через $\pm z$, предполагая, что оно совершается за время t сек. Тогда можно написать

$$i_k = \frac{I}{n} \pm \frac{q}{g}\frac{d^2z}{dt^2}, \qquad (13)$$

где q — вес вагона, а $\frac{q}{g}$ — масса его.

Тормозные силы Δb_1, Δb_2 ., как было выяснено в § 7, имеют в конце первой и в течение всей второй фазы для каждого вагона различную величину в убывающем порядке от головы поезда к его хвосту, в то время, как обратно действующие инерционные силы, возникшие не от толчков, а от замедления хода поезда, равномерно распределены и имеют величину для каждого вагона, равную $\frac{I}{n}$.

Следовательно у каждого вагона имеется какой-то избыток или недостаток тормозной силы по сравнению с инерционной. Обозначая его через $\Delta b'_k$ для какого-нибудь вагона k, имеем:

НБ УДУЦТ (ДІІТ)

$$\Delta b_k' = \Delta b_k - \frac{I}{n}$$

Отсюда тормозная сила этого вагона будет:

$$\Delta b_k = \frac{I}{n} + \Delta b_k' \tag{14}$$

Силы реакций P_1, $P_2 \ldots P$ создают продольный нажим на сцепленные приборы и хребтовые балки вагонов. Считая те и другие в некоторой степени упругими, дадим им какой-то общий коэфициент жёсткости c, который можно определить из характеристики автосцепки.

Значит, если части поезда от паровоза до первого, второго и т. д. вагона вследствие сжатия состава получают некоторые уменьшения длины на величины χ_1, χ_2, χ_k . χ_n (фиг. 12), то, следовательно, упругие силы между вагонами будут:

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= c\chi_1 \\ P_2 &= c\chi_2 \\ &\cdot \\ P_k &= c\chi_k \\ &\cdot\ \cdot \\ P_n &= c\chi_n \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

Подставляя в уравнение (12) указанные значения i, Δb и P из (13), (14), (15), получаем следующие выражения:

$$\frac{I}{n} \pm \frac{q}{g}\frac{d^2z_1}{dt^2} = \frac{I}{n} + \Delta b_1' - c\chi_1;$$

$$\frac{I}{n} \pm \frac{q}{g}\frac{d^2z_2}{dt^2} = \frac{I}{n} + \Delta b_2 + c\chi_1 - c(\chi_2 - \chi_1);$$

$$\frac{I}{n} \pm \frac{q}{g}\frac{d^2z_3}{dt^2} = \frac{I}{n} + \Delta b_3' + c(\chi_2 - \chi_1) - c(\chi_3 - \chi_2);$$

$$\frac{\cdot}{I} \pm \frac{q}{g}\frac{\cdot}{d^2z_k} = \frac{I}{n} + \Delta b_k' + c(\chi_{k-1} - \chi_{k-2}) - c(\chi_k - \chi_{k-1});$$

$$\frac{\cdot}{I} \pm \frac{q}{g}\frac{\cdot}{d^2z_{n-1}} = \frac{\cdot}{I} + \Delta b_{n-1}' + c(\chi_{n-2} - \chi_{n-3}) - c(\chi_{n-1} - \chi_{n-3});$$

$$\frac{I}{n} \pm \frac{q}{g}\frac{d^2z_n}{dt^2} = \frac{I}{n} + \Delta b_n' + c(\chi_{n-1} - \chi_{n-2}) - c(\chi_n - \chi_{n-1}).$$

Преобразуем эти уравнения следующим образом.

1. После сокращения левых и правых частей на $\frac{I}{n}$, оставляем в левых частях только минусы на том основании, что нас интересуют лишь те силы, которые по знаку совпадают с тормозными силами, ибо при совместном с ними действии они увеличивают реакцию, максимум которой нам следует определить. Значит член $\frac{q}{g}\frac{d^2z}{dt^2}$, будучи поставлен в правой части, должен при этом условии быть одного знака с силой $\Delta b'$, т. е. с плюсом, а потому в левой части он берётся с минусом.

2. Все χ, обозначающие общее укорочение частей поезда от головы до данного вагона, заменим согласно (9) на сумму $y + z$, где y — укорочение, происшедшее от квази-статических сил, а z — укорочение от чисто динамических сил.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Вводя эти значения в последние уравнения и группируя отдельно *y*-ки и *z*-ты, получаем:

$$\left.\begin{aligned}
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_1}{dt^2} &= \Delta b_1' - cy_1 - cz_1;\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_2}{dt^2} &= \Delta b_2' + cy_1 - c(y_2 - y_1) + cz_1 - c(z_2 - z_1);\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_3}{dt^2} &= \Delta b_3' + c(y_2 - y_1) - c(y_3 - y_2) + c(z_2 - z_1) - c(z_3 - z_2);\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_k}{dt^2} &= \Delta b_k' + c(y_{k-1} - y_{k-2}) - c(y_k - y_{k-1}) + c(z_{k-1} - z_{k-2}) - \\
&\quad - c(z_k - z_{k-1});\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_{n-1}}{dt^2} &= \Delta b_{n-1}' + c(y_{n-2} - y_{n-3}) - c(y_{n-1} - y_{n-2}) + c(z_{n-2} - z_{n-3}) - \\
&\quad - c(z_{n-1} - z_{n-2});\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_n}{dt^2} &= \Delta b_n' + c(y_{n-1} - y_{n-2}) - c(y_n - y_{n-1}) + c(z_{n-1} - z_{n-2}) - \\
&\quad - c(z_n - z_{n-1}).
\end{aligned}\right\} \quad (16)$$

В каждом из этих уравнений в правой части имеется избыточная сила торможения $\Delta b'$ и двучлены, содержащие *y*-ки, которые обозначают величины сжатия или растяжения сцепных аппаратов в междувагонных пространствах от той же силы. Поэтому, если в каждом из уравнений (16) возьмём алгебраическую сумму всех *y*-ков, помноженных на коэфициент жёсткости сцепных приборов c, то эта сумма должна быть равна, а по знаку противоположна тормозной избыточной силе $\Delta b'$ данного вагона, величина которой входит в ту же правую часть уравнения.

Отсюда заключаем, что в каждом из уравнений (16) все члены, содержащие *y*-ки, должны сократиться с $\Delta b'$, а останутся только члены с z, обозначающие величины сокращения длины поезда для данного междувагонного пространства исключительно только от колебательных движений частей поезда друг относительно друга, динамику которых мы в этом параграфе выясняем.

После указанных сокращений уравнения (16) напишутся в следующем виде:

$$\left.\begin{aligned}
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_1}{dt^2} &= -cz_1\\
-\frac{d}{g}\frac{d^2z_2}{dt^2} &= 2cz_1 - cz_2\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_3}{dt^2} &= 2cz_2 - cz_1 - cz_3\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_{n-1}}{dt^2} &= 2cz_{n-2} - cz_{n-1} - cz_{n-3}\\
-\frac{q}{g}\frac{d^2z_n}{dt^2} &= 2cz_{n-1} - cz_n - cz_{n-2}
\end{aligned}\right\} \quad (17)$$

Эти уравнения ввиду отсутствия в них тормозных сил, очевидно, относятся ко всем вагонам как тормозным, так и нетормозным.

Складывая левые и правые части уравнений (17) и произведя соответствующее сокращение, получим сумму чисто динамических реакций для всего поезда

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$-\frac{q}{g}\sum_{1}^{n}\frac{d^2z}{dt^2}=cz_{n-1}-cz_n\ .$$

Здесь cz_n равно нулю, так как значок n показывает, что толчок относится к междувагонному пространству за последним вагоном в поезде, которое, в сущности, отсутствует, т. е. последнее уравнение можно написать так:

$$-\frac{q}{g}\sum_{1}^{n}\frac{d^2z}{dt^2}=\frac{c}{n_0}z_{n-1}\ . \qquad (18)$$

Здесь коэфициент жёсткости c взят для одной пары сцепных аппаратов и уменьшен в n раз ввиду того, что относится ко всей длине поезда, состоящего из n вагонов и получившего укорочение от сжатия на величину z_{n-1}. Иначе говоря, c есть условная мера, показывающая число киллограммов, необходимое для сжатия на один метр одной пары сцепных аппаратов. Величина c поэтому обратно пропорциональна числу пар аппаратов, т. е. числу вагонов.

Из этого следует, что от чисто динамической реакции наибольший удар приходится на последний вагон.

Последний вагон, получив толчок, выражающийся формулой (18), отбрасывается, но так как сцепка задерживает его, то всю полученную энергию удара (при совершенно упругих сцепных приборах) он превращает в оттяжку, которая в виде отражённой от конца поезда волны возвращается обратно к голове поезда, где получает новое отражение. На практике эта картина проявляется лишь частично ввиду не вполне упругих ударных и сцепных приборов поезда, а тем более при наличии фрикционных поглощающих аппаратов.

Явление концевого удара в поезде сходно с тем, какое демонстрируется в физических кабинетах на приборе, представляющем собой ряд подвешенных упругих шаров (например, из слоновой кости), находящихся в соприкосновении друг с другом. Если отвести крайний шар и отпустить его, то от этого удара упругая волна пробежит через все шары и, достигнув последнего шара, отбросит его почти на ту же высоту, с какой был пущен первый шар. Поднявшись до предельной высоты, отброшенный шар возвратится обратно и своим ударом вызовет отражённую волну, которая, достигнув первого шара, отбросит его снова почти на ту же высоту и т. д. Точно так же, если отвести два или три крайних шара и пустить их, то на другом конце ряда после удара отбрасываются тоже два или три шара, т. е. отбрасывается масса, равная массе ударяющей.

Таким образом приходим к выводу, что создавшаяся в голове поезда по закону треугольника преобладающая тормозная сила с центром действия её на одной трети передней половины поезда от головы даёт толчок, который передаётся через весь поезд, отбрасывая в хвостовой части его группу вагонов, масса которых равна массе вагонов, давших нажим в голове; при этом центр отбрасывающей силы будет находиться на одной трети половины поезда от хвоста его.

Подробнее о месте действия динамической реакции говорится ниже в § 10-б.

Уравнение (18) показывает, что удар на хвостовой вагон передаётся с силой, равной произведению коэфициента жёсткости c сцепных приборов и хребтовых балок на величину динамического сжатия всего поезда z_{n-1}. Последнее на основании (9) равно $\chi_{n-1}-y_{n-1}$, т. е. равно полной величине сжатия поезда за вычетом квази-статического сжатия от силы реакции (6), получающегося в конце первой фазы, после чего к нему добавляется чисто динамическое сжатие; таким образом, во второй фазе имеет место полное сжатие поезда на величину χ_{n-1}. На практике при испытании тормозов эти явления отмечаются при помощи особых измерительных приспособлений. Так, в США при испытании тормозов применяются специальные краскопульты, укрепляемые под вагонами в нескольких местах поезда: (в голове, в середине и хвосте поезда). Они связаны между

НБ УАЖТ (ДИТ)

собой электрически, так что в нужный момент одновременно выбрасывают на рельсы тонкие струи различной по цвету краски. Это даёт возможность определять величину сокращения длины поезда в разные моменты торможения.

§ 9. ЧИСТО ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ КАК РЕЗУЛЬТАТ ГАРМОНИЧЕСКОГО КОЛЕБАНИЯ

Из предыдущего анализа явлений динамики заторможенного поезда можно усмотреть, что вагоны, представляющие собой отдельные массы, подвергающиеся воздействию упругих сил, должны в конечном итоге подчиняться законам синусоидальных колебательных движений. В таком случае уравнение (18) должно выражать собой гармонические колебания. Чтобы убедиться в этом, преобразуем его в типовое уравнение для этих колебаний. Из (18) следует, что динамическое сжатие всего поезда на величину z_{n-1} (без учёта квази-статического сжатия y_{n-1}) получалось в результате сокращения каждого междувагонного пространства, и надо полагать, что каждый из вагонов при их одинаковых массах и жёсткостях автосцепок будет иметь равные перемещения Δz и поэтому одинаковые ускорения $\frac{d^2z}{dt^2}$

Поэтому, при наличии в поезде n_0 вагонов перемещение каждого вагона Δz может быть найдено, если разделить величину чисто динамического укорочения z_{n-1} на число вагонов n_0:

$$\Delta z = \frac{z_{n-1}}{n_0} \tag{19}$$

Точно так же, полагая, что ускорение одного вагона равно $\frac{d^2z}{dt^2}$, для n вагонов получим:

$$\sum_1^n \frac{d^2z}{dt^2} = n_0 \frac{d^2z}{dt^2}\,. \tag{20}$$

Подставляя в уравнение (18) найдённое значение из выражения (20) и деля его на $-\frac{q}{g}$, имеем

$$n_0 \frac{d^2z}{dt^2} = -\frac{g}{q} c \frac{z_{n-1}}{n_0}\,.$$

Называя массу одного вагона $\frac{q}{g}$ буквой m, а общее укорочение поезда z_{n-1} буквой Z, получаем более простое уравнение:

$$n_0 \frac{d^2Z}{dt^2} = -\frac{c}{mn_0} Z.$$

Деля обе части на n_0 и замечая, что произведение mn_0 (массы одного вагона на число вагонов) равно массе всего поезда M, составляем диференциальное уравнение второго порядка без последнего члена:

$$\frac{d^2Z}{dt^2} + \frac{c}{Mn_0} Z = 0. \tag{21}$$

Уравнение (21) можно рассматривать как уравнение гармонического колебательного движения, если c: Mn_0 по своему измерению соответствует измерению квадрата круговой частоты, которую назовём ω^2 ($1/_{сек^2}$).

Действительно:

c — коэфициент жёсткости сцепных приборов в *кг/м*;

M — масса поезда в *кг/м/сек*^{2};

n_0 — число всех вагонов в поезде (тормозных и нетормозных).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Общее измерение c/M будет $\frac{кг/м}{кг/м/сек^2} = \frac{1}{сек^2}$

Поэтому

$$\frac{c}{Mn_0} = \omega^2, \tag{22}$$

Напишем уравнение (21) в виде типового уравнения гармонических колебаний

$$\frac{d^2Z}{dt^2} + \omega^2 Z = 0. \tag{23}$$

Как известно, общий интеграл этого уравнения есть

$$Z = A\cos\omega t + B\sin\omega t, \tag{24}$$

что нетрудно проверить, составив первую и вторую производные

$$Z' = -A\omega\sin\omega t + B\omega\cos\omega t,$$

$$Z'' = A\omega^2\cos\omega t - B\omega^2\sin\omega t,$$

или

$$Z'' = \frac{d^2Z}{dt^2} = -\omega^2(A\cos\omega t + B\sin\omega t),$$

а так как в скобках оказалось выражение (24), то выражая его через Z, имеем:

$$\frac{d^2Z}{dt^2} + \omega^2 Z = 0,$$

т. е. уравнение (23).

Постоянные A и B в уравнении (24) определяются из начального условия для чисто динамической реакции. Именно, в момент времени $t = 0$, когда квазистатическое сжатие поезда только что закончилось, достигнув своего равновесного максимума, и переход к дальнейшему сжатию поезда от инерционного толчка не начался, величина чисто динамического укорочения Z в этом случае равна нулю, следовательно

$$Z = A\cos\omega t + B\sin\omega t = 0,$$

а так как в этот момент и $t = 0$,
то

$$\cos\omega t = 1,$$

$$\sin\omega t = 0,$$

поэтому и

$$A = 0. \tag{25}$$

К моменту $t = 0$ сдвигающиеся массы поезда приобретают некоторую относительную скорость (в противном случае не было бы никакого колебательного движения), называя которую для любого места в поезде буквой v, имеем

$$\frac{dZ}{dt} = v.$$

Подставляя сюда вместо Z его значение из (24), получаем

$$\frac{dZ}{dt} = -A\omega\sin 0 + B\omega\cos 0,$$

т. е.

$$v = B\omega,$$

$$B = \frac{v}{\omega}. \tag{26}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя найденные значения постоянных A и B из (25) и (26) в уравнение (24), получаем окончательно уравнение, для исследования всех моментов чисто динамической реакции в поезде, именно:

$$Z = \frac{v}{\omega} \sin \omega t. \tag{27}$$

В нём согласно (22)

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{Mn_0}}, \tag{28}$$

поэтому

$$Z = v \sqrt{\frac{Mn_0}{c}} \sin t \sqrt{\frac{c}{Mn_0}}, \tag{29}$$

где Z — общее укорочение поезда под действием добавочного чисто динамического толчка;
v — относительная скорость укорочения поезда;
M — масса поезда;
n_0 — число вагонов в поезде;
c — коэфициент жёсткости двух сцепных приборов;
t — время в секундах.

Величина Z по (29) является периодической. Это значит, что в процессе общего сжатия поезда вдоль него проходят волны колебательных движений, которые, имея определённую длину и охватывая ряд вагонов в любом месте поезда, то усиливают, то ослабляют их сжатие, что в сумме даёт общее периодическое изменение величины Z.

Наиболее сильная чисто динамическая реакция в поезде получится тогда, когда величина сжатия поезда Z достигнет в некоторый момент максимума. Этот момент по формуле (29) наступает тогда, когда $\sin t \sqrt{\frac{c}{Mn_0}}$ равен единице, ибо во все другие моменты он меньше единицы. Отсюда следует, что:

$$Z_{max} = v \sqrt{\frac{Mn_0}{c}}. \tag{30}$$

Максимальная сила чисто динамической реакции может быть найдена путём помножения величины максимального укорочения поезда (30) на продольную жёсткость всего поезда. Если известна жёсткость автосцепки вместе с хребтовой балкой или буферов вместе с рамой одного вагона, названная нами c, то для n_0 вагонов, т. е. для всего поезда, эта жёсткость будет обратно пропорциональной. Поэтому, называя упомянутую выше реакцию буквой $R_{ч.дин.}$, получаем

$$R_{ч.\,дин.} = \frac{c}{n_0} v \sqrt{\frac{Mn_0}{c}},$$

что после сокращений и замены массы поезда M произведением mn_0, т. е. массы одного вагона на число их, даёт:

$$R_{ч.\,дин.} = v \sqrt{mc}. \tag{31}$$

Здесь m и c известны. Что же касается величины относительной скорости сталкивающихся масс поезда v, то пока она является неизвестной. Её мы узнаём ниже, в § 10.

Нас интересует ещё время появления максимальной чисто динамической реакции.

Период полного гармонического колебания, совершающегося с круговой частотой ω, равен

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Но так как ω по (22) равно $\sqrt{\frac{c}{Mn_0}}$, то

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{Mn_0}{c}}. \qquad (32)$$

Нам важно знать тот момент периода, когда сжатие вагонов получает наибольшую величину от действия одного лишь колебательного движения; оно начинается, как только квази-статическое сжатие по формуле (6) закончится, дойдя до своего равновесного положения в конце первой фазы. С этого момента следует вести отсчёт времени колебательного движения. Последнее состоит в том, что вагоны продолжают по инерции сжиматься до тех пор, пока не израсходуется вся их кинетическая энергия. После этого они задерживаются и затем возвращаются к исходному начальному положению, проходя его с максимальной скоростью.

Поэтому, чтобы определить, через какое время происходит первое максимальное чисто динамическое сжатие, надо период (32) разделить на четыре. Называя эту четверть периода буквой τ_{max}, что обозначает число секунд до наступления максимального сжатия, и подставляя вместо π его числовое значение 3,14, получаем:

$$\tau_{max} = 1{,}57\, n_0 \sqrt{\frac{m}{c}} \qquad (33)$$

В этой формуле все величины известны или их можно получить из соответственных источников (вес вагона, характеристика автосцепки, число вагонов).

Чтобы определить полное время $t_{общ}$ с учётом времени квази-статического сжатия, надо взять сумму времён появления максимума квази-статического сжатия и появления вслед за ним чисто динамического сжатия, т. е. взять сумму (8) и (33). Обозначая это суммарное время через $t_{общ}$, получаем:

$$t_{общ} = \tau_{max} + t_в \qquad (34)$$

§ 10. СКОРОСТЬ СЖАТИЯ ПОЕЗДА

а) Скорость упругой волны

Под скоростью сжатия поезда подразумевается скорость сокращения его длины при сжатии или, иначе говоря, это есть относительная скорость сближения паровоза, находящегося в голове поезда, и вагона, находящегося в хвосте его. В частном случае по ходу решения задачи может понадобиться определить скорость сжатия по сближению не концов поезда, а каких-нибудь вагонов внутри него, что будет особо оговариваться.

При исследовании явлений сжатия поезда под действием толчка на одном его конце будем считать, что поезд следует с некоторой скоростью и все действующие на него силы, в том числе и силы сопротивления, находятся в динамическом равновесии. Поэтому на основании закона независимости действия сил появление нового толчка даст новое независимое движение, которое в абсолютно упругой системе распространилось бы на всю систему. Предположим для начала, что такому условию удовлетворяет рассматриваемый поезд.

Кроме того, при данном исследовании принимаются во внимание лишь относительные перемещения вагонов внутри состава поезда, например, относительно его центра тяжести, оставляя без внимания общее движение его относительно рельсового пути.

Предположим, что у находящегося во главе поезда локомотива возникла тормозная сила, постепенно возрастающая от нуля до максимума в определённый промежуток времени. Начавшееся замедление движения локомотива создаёт при этом нажим на идущий за ним поезд и таким образом зарождается начало

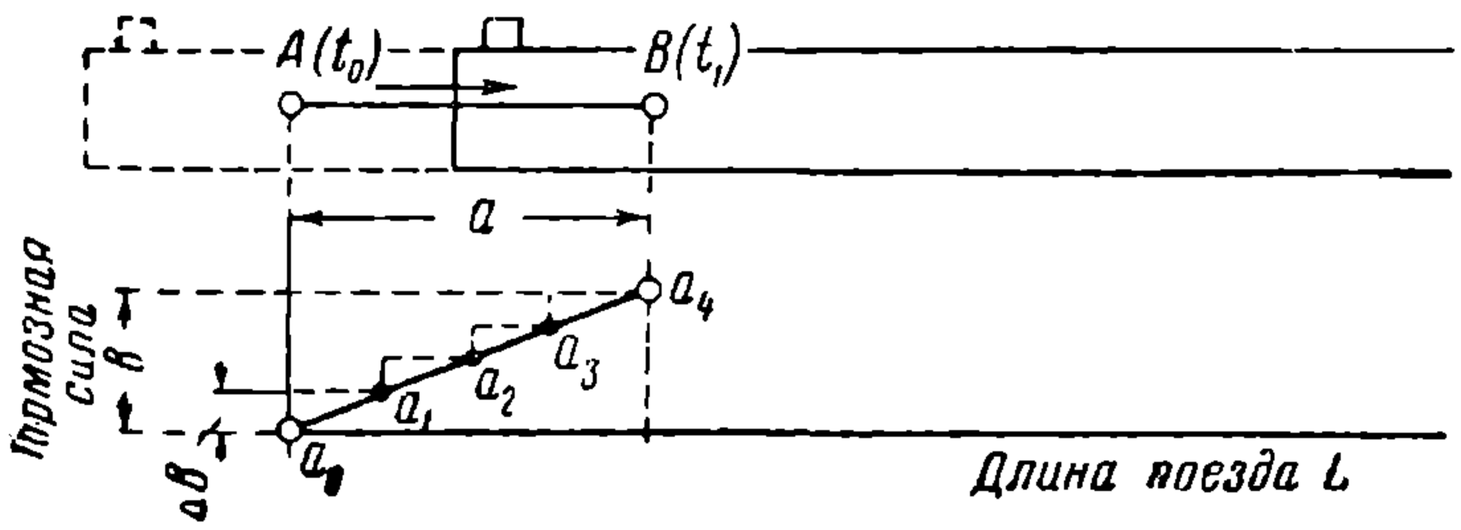
НБ УИИТ (ДИТ)

сжатия, которое с какой-то скоростью распространяется вдоль поезда. Проанализируем это явление подробнее.

Если в некоторый момент времени t_0 центр тяжести локомотива находится в точке A (фиг. 14), то в последующий момент времени t_1, когда тормозная сила локомотива достигнет максимальной величины, центр тяжести паровоза вследствие сжатия поезда переместится (по отношению к центру тяжести поезда) на некоторую величину a, перейдя в точку B. Для дальнейших рассуждений не имеет значения закон возрастания тормозной силы, так как нас интересует не характер процесса происходящего сжатия, а лишь скорость, с какой распространяется вдоль поезда начавшееся сжатие в первый момент его появления.

Поэтому допустим, что тормозная сила локомотива возрастает по линейному закону $a_0 a_4$. Если бы совершенно отсутствовали сопротивления при относительных перемещениях вагонов, то при первом появившемся нажиме паровоза упругая волна сжатия распространилась бы вдоль всего поезда до конца его уже при самой незначительной величине тормозной силы Δb.

Если же предположить наличие некоторых сопротивлений, то упругая волна может дойти до конца поезда лишь при условии, что Δb будет не меньше суммы



Фиг. 14. Сжатие поезда под действием тормозной силы паровоза

всех этих сопротивлений. Будем, однако, для начала рассматривать идеальные условия, позволяющие брать величину Δb сколь угодно малой. Эта сила будет создавать упругую волну сжатия, состоящую в том, что получившееся от этой силы уменьшение первого междувагонного пространства на величину Δx передаётся ко второму вагону, где создаётся такое же уменьшение второго междувагонного пространства на ту же величину Δx, которое в свою очередь передаётся третьему вагону и т. д., последовательно с некоторой скоростью по направлению к хвосту поезда.

Вслед за первой рассмотренной ступенью тормозной силы Δb_1 мы можем себе представить вторую Δb_2, затем третью. Все эти последующие ступени нарастания тормозной силы будут точно так же, как и первая ступень, служить источником образования новых волн упругих сжатий, распространяющихся ввиду общности условий с такими же скоростями. Приходя к пределу, мы должны принять рассматриваемые ступени тормозной силы локомотива Δb_1, Δb_2 бесконечно малыми, и тогда весь рассматриваемый прерывистый процесс превращается в непрерывный. Но как в том, так и в другом случае нас интересует скорость лишь начальной, идущей впереди всех, упругой волны сжатия поезда при первом же появлении тормозной силы.

Поэтому, если принять во внимание лишь первый импульс силы толчка паровоза о вагоны, возникший в момент времени t, то в момент $t+\Delta t$ часть поезда ak (фиг. 15) при скорости упругой волны W будет сжата на длине

$$\overline{ak} = W\Delta t. \tag{35}$$

Остальная же часть поезда от k до его конца ещё будет оставаться в своём первоначальном свободном состоянии.

Поскольку мы анализируем результат действия лишь первого импульса тормозной силы, причём этот импульс можем себе представить в пределе сколь угодно малым, то при дальнейшем движении получившейся от него упругой волны сжатая уже часть ak будет перемещаться за этой волной как одно целое ввиду

НБ УДУНТ (ДИТ)

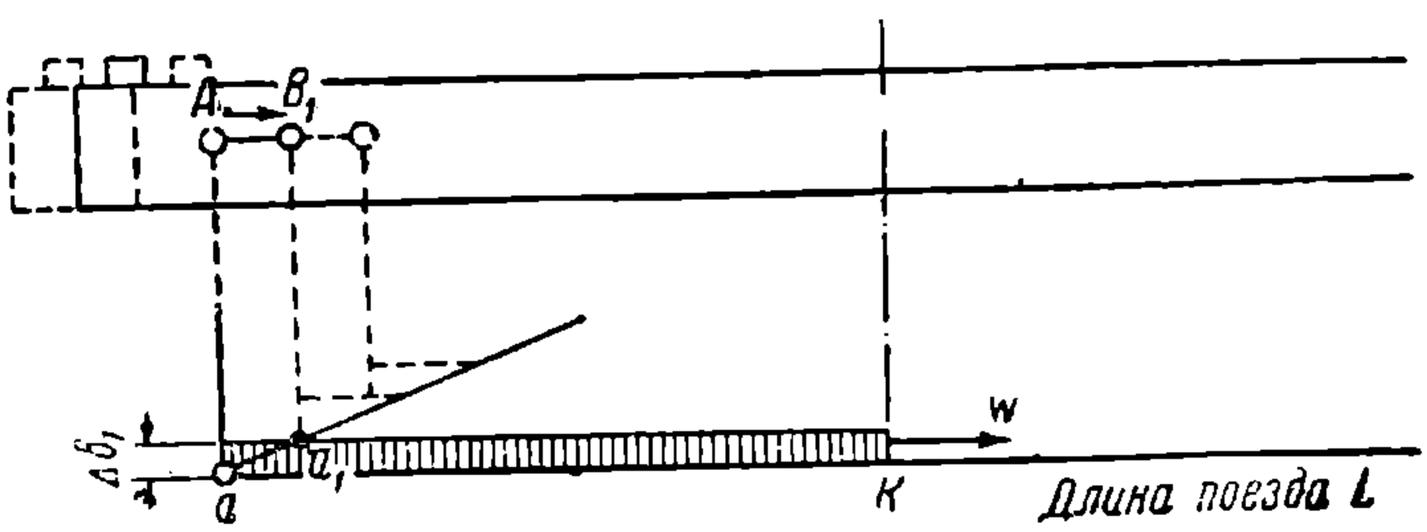
продолжающегося сжатия следующей части поезда. Следовательно, мы можем принять, что при этом движении всей части ak она в целом имеет какую-то общую скорость (заметим, что при бесконечно малом импульсе величина ak является тоже бесконечно малой). Поэтому, чтобы найти скорость перемещения этой части, достаточно найти скорость первого вагона.

Если в части ak имеется k вагонов (k может быть теоретически и дробью) и каждое междувагонное пространство при сжатии этой части укоротилось на $\frac{\Delta b}{c}$ метров, где Δb — величина тормозной силы, а c — коэфициент жёсткости сцепок, то полное укорочение части ak будет:

$$a = \frac{\Delta b}{c} k.$$

На эту величину переместился передний конец поезда, т. е. первый вагон за промежуток времени Δt. Переходя же к пределу, получим скорость этого перемещения

$$v_0 = \frac{da}{dt} = \frac{d\left(\frac{\Delta b}{c} k\right)}{dt} \tag{36}$$



Фиг. 15. Сжатие поезда под действием импульса силы торможения

Величину в скобках выразим в функции времени. Обозначая длину одного вагона вместе с междувагонным пространством буквой l и принимая во внимание равенство (35), можно длину ak, состоящую из k вагонов (фиг. 15), представить как

$$\overline{ak} = lk = W\Delta t,$$

откуда

$$k = \frac{W\Delta t}{l}. \tag{37}$$

Поэтому числитель в правой части уравнения (36) получит следующее преобразование

$$d\left(\frac{\Delta b}{c} k\right) = d\left(\frac{\Delta b}{c}\ \frac{W\Delta t}{l}\right) = \frac{\Delta b}{c} \cdot \frac{W}{l} dt.$$

Подставляя это значение в уравнение (36) и сокращая числитель и знаменатель правой части на dt, получаем:

$$v_0 = \frac{\Delta b W}{cl}. \tag{38}$$

Такую относительную скорость имеют все вагоны, принадлежащие части поезда ak, через время Δt после возникновения тормозной силы Δb у локомотива.

Применим закон количеств движения к перемещению части поезда ak. Общее уравнение согласно этому закону будет:

$$mkv = \Delta b \cdot \Delta t.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Подставляя сюда вместо k и v их значения из (37) и (38), получаем:

$$m\,\frac{W\Delta t}{l}\,\frac{\Delta bW}{cl}=\Delta b\,\Delta t,$$

что после сокращений даёт:

$$\frac{mW^2}{l^2c}=1,$$

откуда и находим искомую скорость упругой волны:

$$W=l\sqrt{\frac{c}{m}}\,. \tag{39}$$

б) Скорость сжатия поезда

Термин «скорость сжатия поезда» не вполне определённый, если не указать, к какой части поезда он относится. При симметричном сжатии с обоих концов поезда вагоны приближаются к его центру тяжести с разными скоростями: наибольшую скорость имеют крайние вагоны, все остальные имеют меньшие скорости. Если известна скорость, с которой голова или хвост поезда двигаются к середине поезда вследствие его укорачивания от происходящего сжатия, то этого достаточно, чтобы определить относительную скорость любого другого вагона. Поэтому займёмся нахождением скорости, с которой передний конец поезда, т. е. локомотив, приближается к середине состава, когда поезд под действием тормозных сил укорачивается.

Эта скорость при торможении одним локомотивом уже найдена выше и выражается формулой (38)

$$v_0=\frac{\Delta bW}{cl}\,,$$

из которой следует, что v_0 тем больше, чем больше ступень тормозной силы Δb. Поэтому, чтобы определить наибольшую скорость сжатия от действия тормоза одного лишь локомотива, подставим в последнюю формулу полную тормозную силу b, а также вместо W подставим его значение из (39). Получаем

$$v_0=b\sqrt{\frac{1}{cm}}\,. \tag{40}$$

Обычно торможение поезда производится не одним локомотивом в голове, а приведением в действие всех тормозов в поезде. При этом, как нам уже известно из предыдущего, в конце первой фазы торможения создаётся перевес тормозных сил в передней половине поезда над такими же силами во второй половине, дающий квази-статическую реакцию, выражающуюся формулой (6)

$$R_{к.\,ст.}=\frac{1}{8}\,x\varphi n\,\frac{t_в}{t_ц}$$

Но эта сила не является сосредоточенной, закон её распределения в первой половине поезда выражается треугольником bcf (фиг. 16). Поэтому центр действия этой силы будет на расстоянии одной трети bf от переднего конца поезда. Скорость же перемещения этого центра, следовательно и данной силы, будем считать скоростью сжатия поезда.

Пусть при сжатии поезда передний конец его переместился на величину a, тогда точка o_1, перейдя в положение o_2, переместится на величину d. Из фиг. 16 следует, что

$$a=L_{св}-L_{сж}$$

и

$$d=\frac{1}{3}\,L_{сж}+a-\frac{1}{3}\,L_{св},$$

или

$$d=\frac{1}{3}\,L_{сж}+L_{св}-L_{сж}-\frac{1}{2}\,L_{св},$$

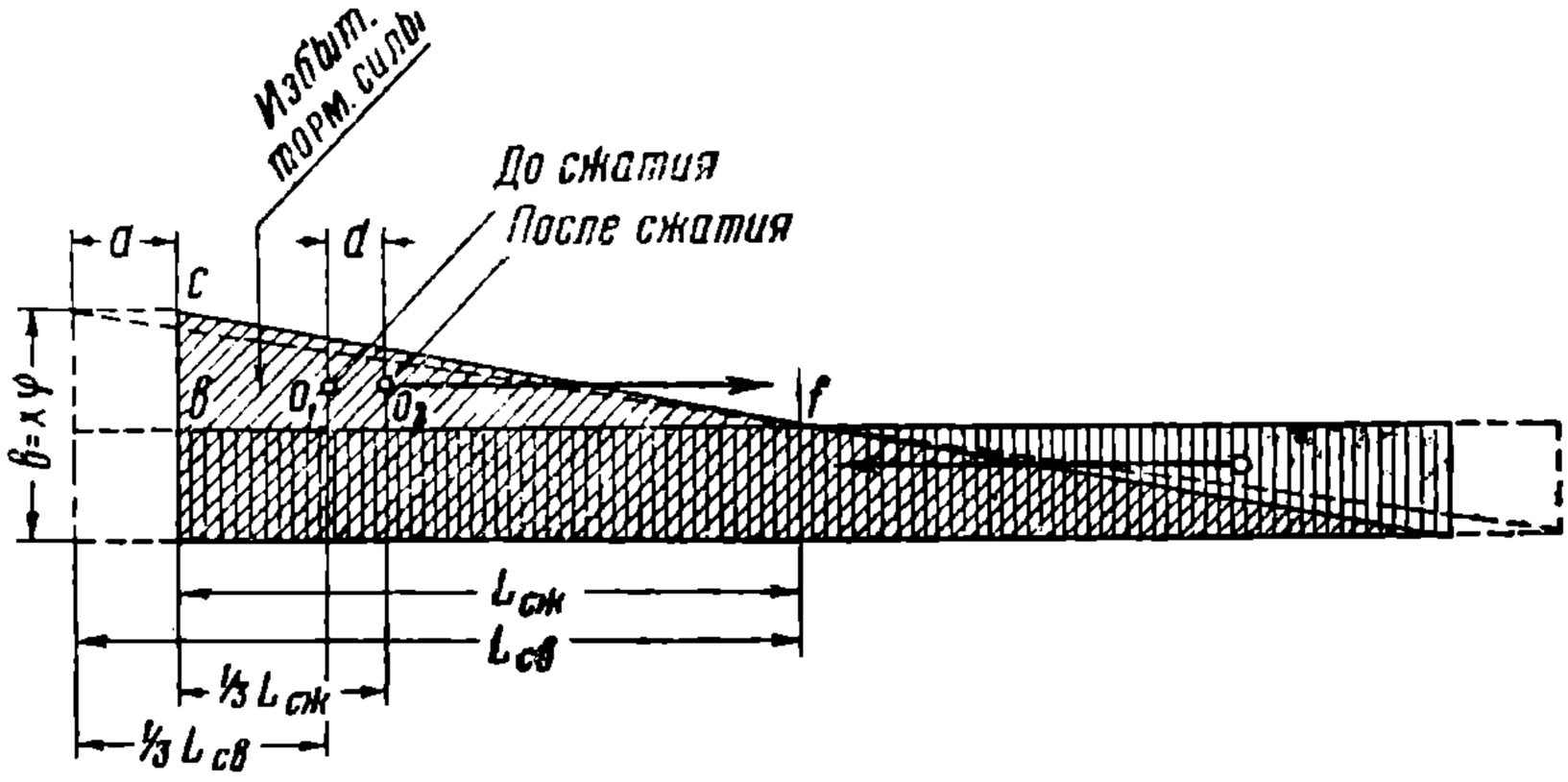
НБ УДУНТ (ДІІТ)

получаем

$$d = \frac{2}{3}(L_{св} - L_{сж}) = \frac{2}{3}a.$$

Отсюда заключаем, что скорость v_1 точки o_1 при сжатии поезда равна $^2/_3$ от скорости v_o переднего конца поезда.

Так как в формуле (40) не фигурирует число вагонов, то можно условно считать точку o_1, в которой сосредоточена сила $R_{к.\,ст.}$, фиктивным передним концом поезда с той только разницей, что скорость сжатия поезда в этой точке будет составлять $^2/_3$ от скорости самого переднего конца его.



Фиг. 16. Эпюра сил, сжимающих поезд

Тогда формулу (40) можно написать в следующем виде:

$$v_1 = \frac{2}{3}R_{к.\,ст.}\sqrt{\frac{1}{cm}}. \qquad (41)$$

Это и есть искомая скорость сжатия поезда.

§ 11. ОКОНЧАТЕЛЬНЫЕ ФОРМУЛЫ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ПОЕЗДА ВО ВТОРОЙ ФАЗЕ

Формула (31) чисто динамической реакции, выведенная в § 9

$$R_{ч.\,дин.} = v\sqrt{mc}, \qquad (a)$$

нуждалась в выяснении величины v —относительной скорости сжатия поезда.

В § 10 формулами (40) и (41) эта скорость была вполне определена:

1) при торможении одним паровозом:

$$v_0 = b\sqrt{\frac{1}{mc}}; \qquad (b)$$

2) при торможении всего поезда:

$$v_1 = \frac{2}{3}R_{к.\,ст.}\sqrt{\frac{1}{mc}}, \qquad (c)$$

причём $R_{к.\,ст.}$ берётся по формуле (6)

$$R_{к.\,ст.}\frac{1}{8} = x\varphi n\frac{t_в}{t_ц}, \qquad (d)$$

или по формуле (7)

$$R_{к.\,ст.} = \frac{1}{8}Q\vartheta\varphi\frac{t_в}{t_ц}. \qquad (e)$$

Чтобы получить формулу чисто динамической реакции, надо в формуле (a) заменить v его значением:

НБ УДУНТ (ДИТ)

1) при торможении одним паровозом — значением из (b) и тогда получим

$$R_{ч.\ дин.} = b; \tag{42}$$

2) при торможении всего поезда — значением из (c) и (d)

$$R_{ч.\ дин.} = \frac{1}{12}\, x\varphi n\, \frac{t_в}{t_ц} \tag{43}$$

Для получения формулы полной реакции в поезде при торможении надо взять сумму квази-статической и чисто динамической реакций.

При торможении одним паровозом квази-статическая реакция, очевидно, будет равна тормозной силе его b, получающейся в течение периода нарастания этой силы. После этого образуется чисто динамическая реакция, которая, как мы видим из формулы (42), равна силе b.

Поэтому полная динамическая реакция при торможении одним паровозом будет $b + b$, т. е.

$$R_{пар} = 2b. \tag{44}$$

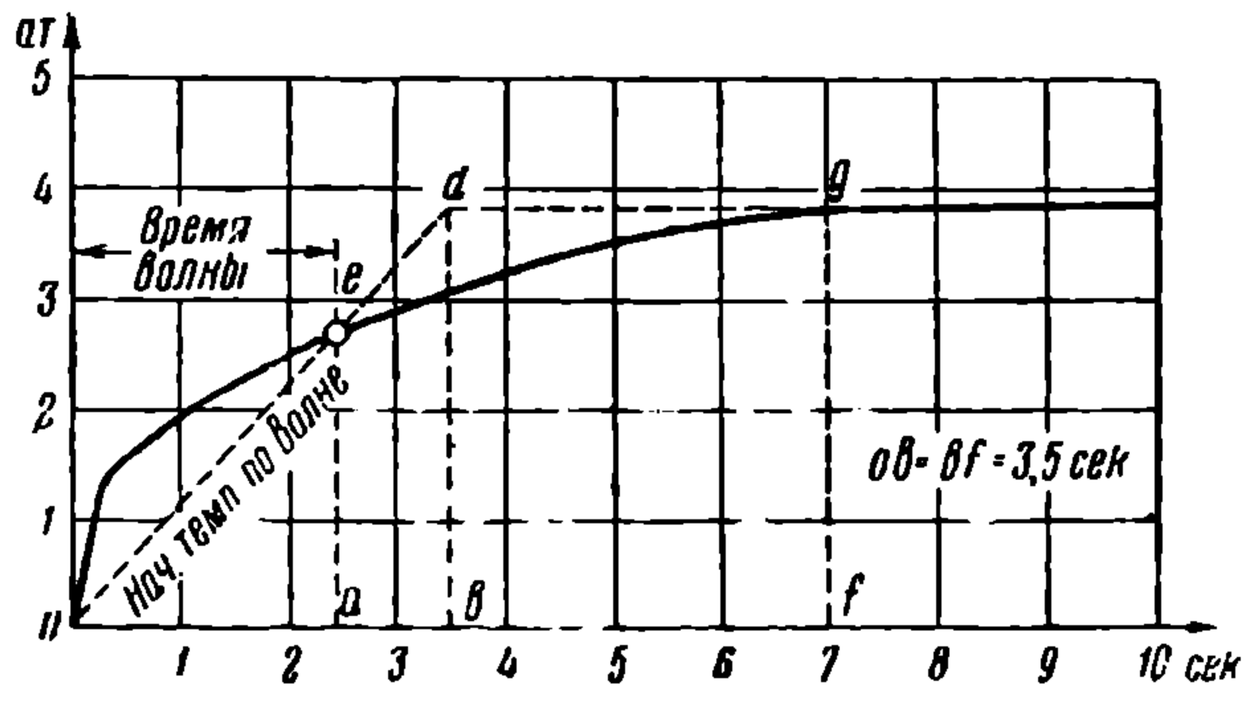
Это, между прочим, есть общеизвестное динамическое явление. Например, из теоретической механики известно, что внезапно приложенная сила к торцу упругого стержня вызывает его продольное сжатие, равное сжатию при двойной такой силе, но действующей статически.

При торможении всего поезда полная динамическая реакция будет равна квази-статической реакции (6) плюс чисто динамическая реакция (43) или

$$R_{дин.} = \frac{5}{24}\, x\varphi n\, \frac{t_в}{t_ц} \tag{45}$$

Чтобы эта формула была вполне пригодна для практического приложения, необходимо внести в неё взятую из опыта поправку, состоящую в следующем.

При выводе данной формулы время $t_ц$ наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до максимального давления бралось из идеальной диаграммы фиг. 8. В действительности же подъём давления в цилиндрах происходит по криволинейному закону (например, фиг. 3 и 4). Из этого следует, что в действительности подъём давления, а следовательно, и нарастание тормозной силы вначале происходит быстрее, чем под конец. А так как квази-статическая реакция получает максимум в тот момент, когда тормозная волна достигнет хвоста поезда (а в это время наибольшая сила торможения первого вагона соответствует давлению e в тормозном цилиндре) (фиг. 17 и 18), то ясно, что время $t_ц$ в этом случае должно рассчитываться по линии od. Это значит, что в формуле (45) время $t_ц$ надо отсчитывать не по of, равному по фиг. 4 (стр. 13) 27 сек., а по od, равному 15 сек., для товарного тормоза. Соответственно для пассажирского тормоза по фиг. 17 и 18 вместо 9 сек. при служебном и 7 сек. при экстренном торможении надо брать 4,5 и 3,5 сек., т. е. в формуле (45) $t_ц$ умножить на поправочный коэфициент 0,5. Сделав это, получаем окончательную формулу полной динамической реакции (квази-статическую плюс чисто динамическую);



Фиг. 17. Начальный темп подъёма давления в тормозном цилиндре при служебном торможении

$$R_{дин.} = \frac{5}{12}\, x\varphi n \frac{t_в}{t_ц} \tag{46}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Эта формула достаточно близко приближается к опытным данным, поэтому принимаем её за основную[1]. Из неё можно получить ещё три вида формул, которые в некоторых случаях могут оказаться более удобными для анализа явлений или для подсчётов.

Так, если время тормозной волны выразить через

$$t_в = \frac{ln}{w},$$

то получим:

$$R_{дин.} = \frac{5}{12} x\varphi n^2 \frac{l}{wt_ц}. \qquad (47)$$

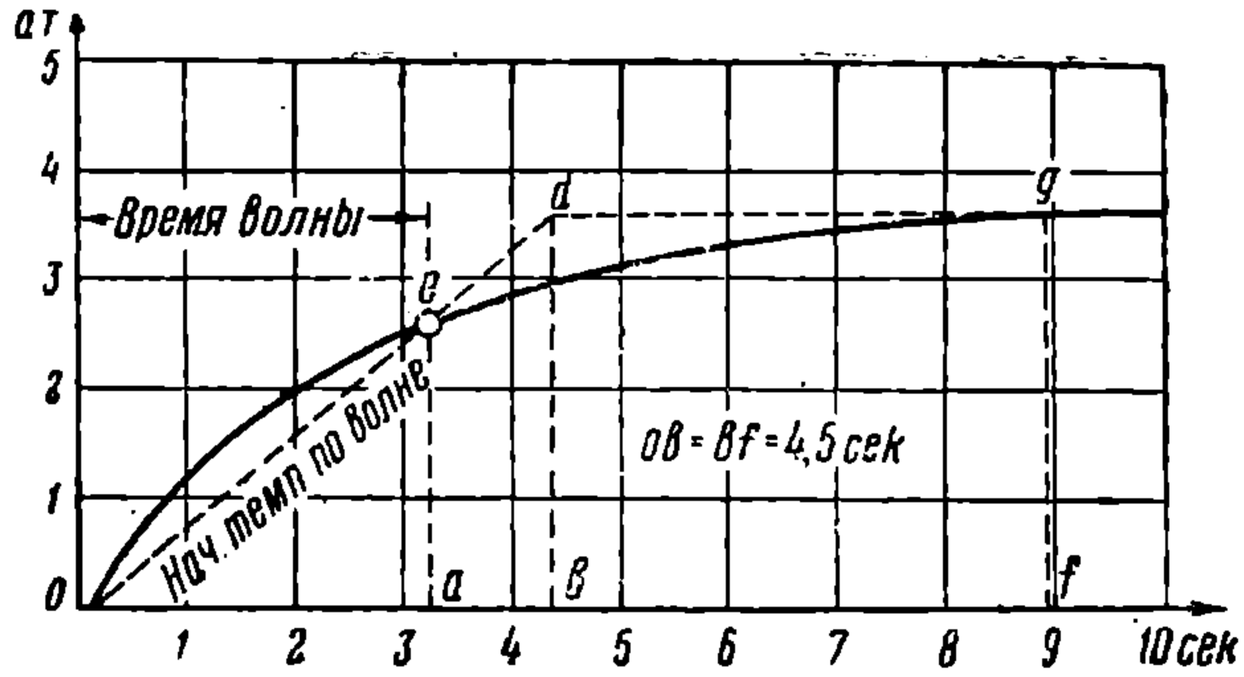
Здесь предполагается, что все вагоны тормозные.

Далее, в формуле (46) произведение xn, т. е. силы нажатия тормозных колодок одного вагона на число тормозных вагонов в поезде, можно выразить через тормозной коэфициент

$$xn = Q\vartheta.$$

Подставляя это в (46), имеем:

$$R_{дин.} = \frac{5}{12} Q\vartheta\varphi \frac{t_в}{t_h} \qquad (48)$$



Фиг. 18. Начальный темп подъёма давления в тормозном цилиндре при экстренном торможении

Наконец, заменяя φ, как функцию скорости, значением её по формуле (22) (стр. 103)

$$\varphi = \frac{12}{V + 40},$$

где V — скорость поезда в *км/час*, можно формулу (47) представить в таком виде:

$$R_{дин.} = \frac{5Q\vartheta n_0 l}{(V + 40) wt_ц}, \qquad (49)$$

где n_o — число всех вагонов в поезде (тормозных и нетормозных).

Время возникновения максимальной величины динамической реакции в поезде, считая от момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение, согласно (33) и (34) будет

$$t_{дин.} = t_в + 1{,}57\, n \sqrt{\frac{m}{c}},$$

а так как

$$m = \frac{q}{9{,}8},$$

где q — вес одного вагона, то

$$t_{дин.} = t_в + 0{,}5\, n \sqrt{\frac{q}{c}} \text{ сек.} \qquad (50)$$

Коэфициент жёсткости c комплекта буферов или автосцепок в одном междувагонном пространстве можно принять равным для четырёх буферов — 50 000 *кг/м*, а для двух автосцепок — 1 000 000 *кг/м*.

---

[1] Проверено во время опытов с длинносоставным пассажирским поездом на участке Смоленск—Орша в 1940 г. при испытании тормозов Вестингауза с ускорителями Шавгулидзе.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

До сих пор предполагалось, что поезд по весу и расположению в нём тормозов является однородным. В следующем параграфе рассматриваются реакции, возникающие от неравномерного распределения в нём удельной тормозной силы, что получает своё самостоятельное значение в четвёртой фазе торможения.

В формуле (47) прежде всего обращает на себя внимание то обстоятельство, что сила реакции пропорциональна квадрату числа тормозных вагонов и даже несколько больше, так как скорость тормозной волны, незначительно уменьшающаяся с увеличением числа вагонов, стоит в знаменателе.

Эти зависимости были отмечены и запротоколированы ещё в 1887 г. Комиссией при испытании товарных тормозов в США[1], однако до последнего времени теоретически подтверждены не были.

Когда же торможение производится во время свободного движения поезда (по инерции) и у автосцепок отсутствуют зазоры (ввиду того, что локомотив, имея большее сопротивление движению, чем вагоны, удерживает их в слегка сжатом виде), то формула (49) наиболее полно выражает явление реакции и выявляет семь факторов, обусловливающих её:

$$V,\ Q,\ \vartheta,\ n,\ l,\ w,\ t_ц\ .$$

Исследование торможения растянутого поезда, когда у автосцепок имеются свободные зазоры, например, тотчас же после закрытия регулятора, рассматривается ниже в § 14в.

Указанная выше формула по отношению к тормозам включает в себя, можно сказать, всю тормозную механику. Она раскрывает природу реакций в поезде. Она показывает, что создание совершенного тормоза, который бы обладал лёгкой управляемостью, максимальной эффективностью, осуществлял бы плавные торможения, гармонируя с работой автосцепки, представляет собой чрезвычайно трудную задачу, требующую длительных исканий.

§ 12. РЕАКЦИИ В ТРЕТЬЕЙ И ЧЕТВЁРТОЙ ФАЗАХ ТОРМОЖЕНИЯ

а) «Отдача»

Переходим от исследования реакций во второй фазе к анализу реакций в третьей и четвёртой фазах торможения.

В третьей фазе происходит «отдача» той реакции сжатия, которая образовалась в первой фазе и удерживалась во время второй фазы, независимо от наличия колебательных движений частей поезда. В сущности, третья фаза характеризуется тем, что потенциальная энергия сжатия поглощающих упряжных аппаратов отдаётся обратно, хотя с определёнными потерями.

Происходит это потому, что давления в тормозных цилиндрах выравниваются, следовательно выравнивается и распределение удельной тормозной силы по поезду. Поэтому упряжные аппараты получают возможность произвести отдачу в определённом процентном отношении к воспринятой ранее при сжатии поезда энергии.

Очевидно подобно тому, как при возникновении реакции сжатия в первой фазе, максимальная сила сжатия поезда получилась в конце её, точно также при отдаче, максимальная сила растяжения поезда обнаружится в конце третьей фазы и будет проявляться динамически в начале четвёртой фазы, что может быть причиной образования большой разрывной силы.

Отсюда заключаем, что величина указанной силы будет состоять из квазистатической реакции по формуле (6) и динамической по формуле (45), что в сумме приводит к формуле (46); обозначая коэфициент отдачи поглощающего аппарата буквой ξ, получаем из формулы (46) следующую величину возможной силы отдачи

$$R_{отд.} = \frac{5}{12}\xi x \varphi n \frac{t_в}{t_ц}\ .$$

---

[1] «Испытания воздушных тормозов». Перевод и издание на русском языке, 1908 г., стр. 129.

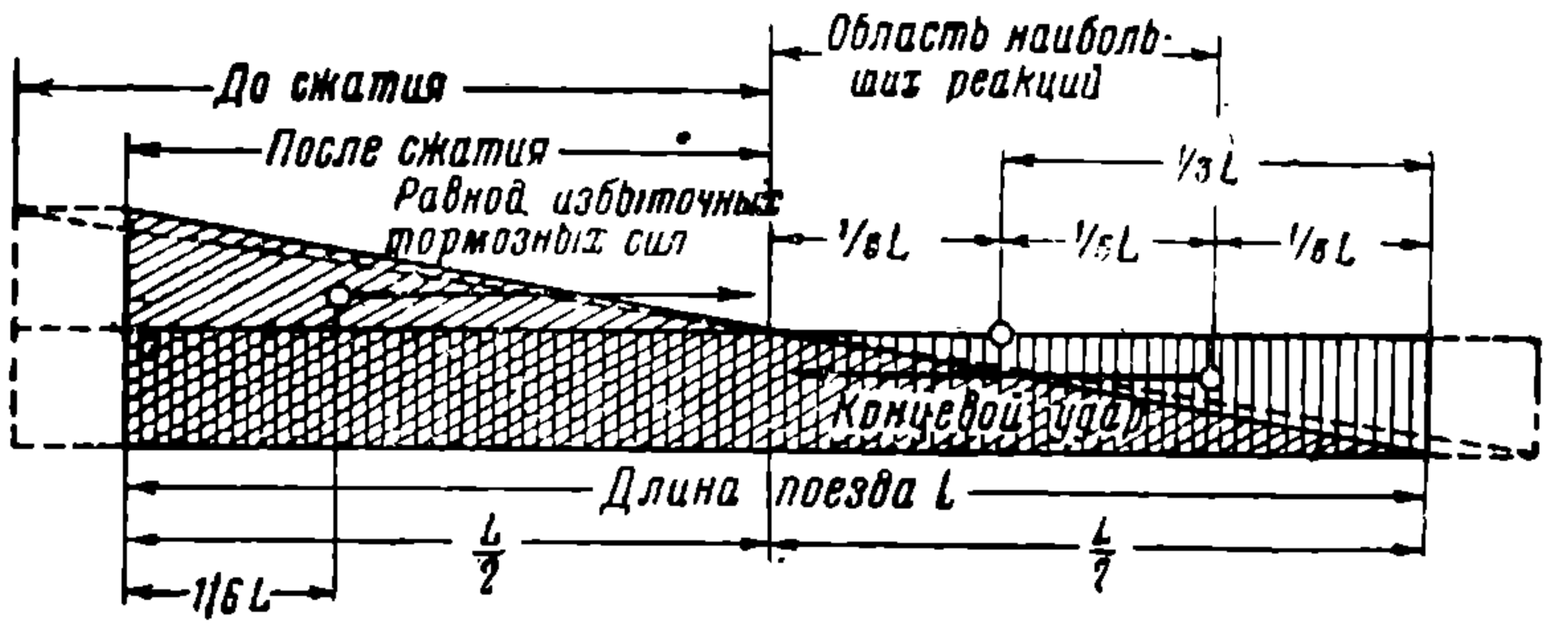
НБ УДУНТ (ДІІТ)

На практике $\xi \approx 0{,}5$, тогда

$$R_{отд.} = 0{,}2\, x\varphi n \frac{t_в}{t_ц} \qquad (51)$$

б) Область наибольших реакций в поезде

Из § 7 и 8 мы знаем, что наибольшая сила сжатия поезда в конце первой фазы торможения находится в середине его и что при таком сжатом состоянии происходит динамическое накопление добавочной силы сжатия во второй фазе, передающееся от переднего к заднему концу поезда. Так как задний конец является свободным, то в нём (по закону передачи удара через прямолинейный ряд упругих тел) возникает динамическая реакция такой же массы и с центром действия её на таком же расстоянии от заднего конца, как и ударяющая масса со своим центром действия на переднем конце, т. е. та масса, которая вследствие избытка тормозных сил создаёт нажим, передающийся с некоторой скоростью к заднему концу. Предполагая равномерное распределение удельных тормозных сил, мы получаем уже известную нам эпюру, изображённую на фиг. 18а, на которой указаны точки приложения равнодействующей избыточных тормозных сил в передней половине поезда и сил реакции в конце его.



Фиг. 18а. Выявление места наибольших реакций

Так как избыточные тормозные силы распределяются по закону треугольника, то равнодействующая их приложена в точке, находящейся от паровоза на расстоянии одной трети половины длины поезда или одной шестой всей его длины. Симметрично на расстоянии одной шестой длины поезда от заднего конца расположена и точка приложения равнодействующей силы концевой реакции.

Если же вспомнить, что наибольшая квази-статическая реакция, как указывалось ранее, находится в середине поезда, то приходим к заключению, что область между серединой и одной шестой длины поезда от заднего конца является наиболее опасной в отношении ударных и разрывных реакций. Центр же этой области, как это видно из фиг. 18а, находится на расстоянии одной трети длины поезда от его заднего конца и характеризуется наиболее сильными толчками. Из практики также хорошо известно, что самое беспокойное место в поезде находится в одной трети от конца.

в) Реакции вследствие неравномерного распределения удельной тормозной силы вагонов

Теперь обратимся к исследованию реакций в четвёртой фазе торможения, возникающих вследствие неодинаковой удельной тормозной силы вагонов.

Когда поезд составлен из вагонов различного веса или из групп тяжёлых и лёгких вагонов, а тормоза расположены не соответственно этим вагонам, т. е. удельная тормозная сила вагонов неодинакова, то при торможении в разных местах поезда появляются растягивающие или сжимающие реакции. Они достигают наибольшей величины тогда, когда тормозные силы дойдут до своего максимума.

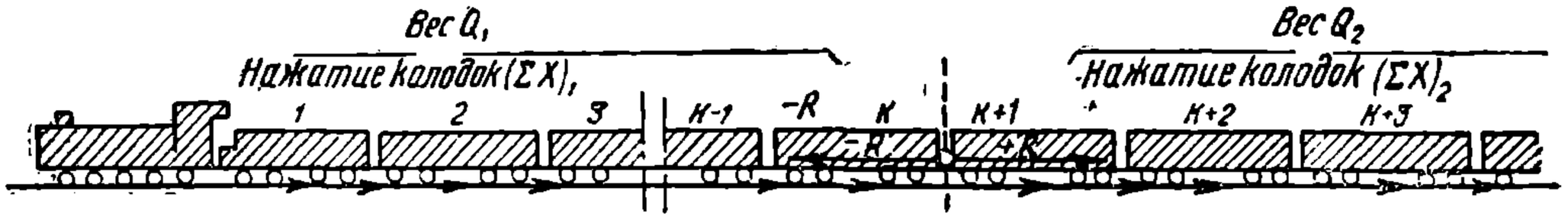
НТБ УЭИТ (ДИТ)

Это соответствует четвёртой фазе торможения. Характер их статический, так как установившиеся продольные силы натяжения и сжатия остаются относительно центра тяжести поезда неподвижными.

Для установления этих реакций в любом месте поезда воспользуемся методом проф. В. Ф. Егорченко «Определение силы по сцепному прибору» путём мысленного разделения поезда на две части и составления уравнения для каждой из них. («Тяговые расчёты», Трансжелдориздат, 1934 г., §§ 54 и 55).

Предположим, что в поезде, состоящем из n вагонов, требуется определить величину и знак реакции между вагонами, имеющими порядковый номер k и $k+1$ (фиг. 19).

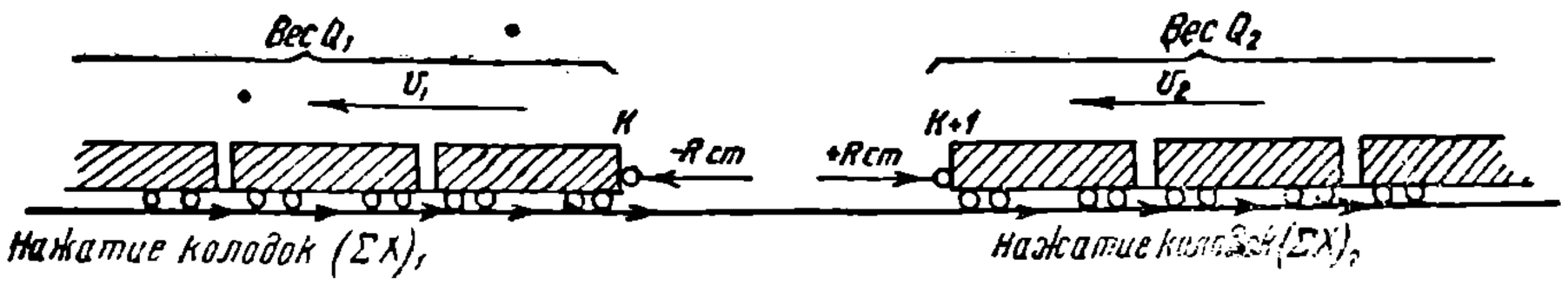
Обозначая абсолютную величину искомой реакции через R, на основании принципа: «действие равно и прямо противоположно противодействию», мы можем представить эту реакцию двузначно в виде двух сил с разными знаками,



Фиг. 19. Реакция в поезде между вагонами k и $k+1$

причём одна сила будет относиться к действию левой части поезда на правую, а другая к действию правой части на левую. Какие знаки должны иметь эти силы нам пока неизвестно. Ясно только то, что эти знаки противоположны. Обозначим поэтому их произвольно, считая, что при окончательном решении задачи знаки этих сил выяснятся. Условимся считать силу с плюсом ту, которая направлена в сторону тормозных сил, т. е. против движения поезда. Тогда другая сила, как обратная, будет с минусом.

Итак, согласно фиг. 19 силу $+R$ можно считать происходящей от действия левой части поезда на правую, а силу $-R$ возникающей от действия правой части на левую. Очевидно, эти силы при указанном предположении будут силами, сжимающими сцепные приборы, т. е. поезд в этом месте предполагается в сжатом состоянии вследствие неравномерно расположенных тормозов при установившемся торможении.



Фиг. 20. Разделение поезда по месту искомой реакции

Разделим мысленно поезд на две части по месту искомой реакции между вагонами k и $k+1$, как показано на фиг. 20, с оставлением при них соответственных по знаку и величине внешних по отношению к ним сил реакции и составим для каждой части уравнение движения. Примем такие обозначения:

X_1 — сумма нажатий тормозных колодок в левой части поезда;
X_2 — сумма нажатий тормозных колодок в правой части поезда;
Q_1 — вес левой части поезда;
Q_2 — вес правой части поезда;
φ — коэфициент трения тормозных колодок при данной скорости;
v_1 — предполагаемая скорость левой части поезда в изолированном состоянии после отделения её от правой части;
v_2 — то же по отношению к правой части;
v — скорость поезда в сцепленном виде обеих частей;
R — реакция в сцепных приборах между вагонами k и $k-1$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тогда уравнения движения будут:
для левой части поезда:

$$\frac{Q_1}{g}\frac{dv_1}{dt} = X_1\varphi - R;$$

для правой части

$$\frac{Q_2}{g}\frac{dv_2}{dt} = X_2\varphi + R$$

или, разделив обе части на $\frac{Q_1}{g}$ и соответственно на $\frac{Q_2}{g}$

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{X_1\varphi - R}{Q_1}\,g,$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{X_2\varphi + R}{Q_2}\,g.$$

Но в действительности обе части поезда следуют нераздельно с одинаковой скоростью v, т. е.:

$$v_1 = v_2 = v.$$

Следовательно, левые и правые части последних двух уравнений в этом случае равны друг другу, а именно:

$$\frac{X_1\varphi - R}{Q_1} = \frac{X_2\varphi + R}{Q_2}$$

Откуда и находим искомую статическую реакцию:

$$R = \varphi\,\frac{X_1Q_2 - X_2Q_1}{Q_1+Q_2}.$$

Так как эта формула выведена для случая сжатия в данном месте поезда, то если при расчёте результат получится положительный, это означает, что предположение было правильное и в данном месте действительно происходит сжатие поезда. Если же результат получится отрицательный, то это показывает, что поезд испытывает в данном месте не сжатие, а растяжение.

Формула эта достаточно проста и удобна для применения на практике. Но её можно преобразовать и представить в ещё более упрощённом виде.

Обозначая сумму сил нажатий тормозных колодок во всём поезде X, а в части передней половины поезда до вагона k через $X_1 = X_к$, имеем:

$$X_2 = X - X_к.$$

Подставляя значение X_2 в формулу (51), получаем:

$$R_{cm} = \varphi\,\frac{X_к(Q_1+Q_2) - XQ}{Q_1+Q_2}$$

Заменяя здесь сумму весов обеих частей поезда $Q_1 + Q_2$ весом всего поезда Q, а Q_1 беря со значком k, как вес поезда до вагона k, получаем

$$R_{cm} = \varphi\left(X_к - \frac{X}{Q}Q_к\right)$$

Отношение $X : Q$ называют в тяговых расчётах тормозным коэфициентом и обозначают через ϑ (см. § 4б на стр. 15).

Подставляя его в последнюю формулу, получаем

$$R_{cm} = \varphi\,(X_к - Q_к\vartheta). \qquad (52)$$

Формула (52) показывает, что реакция в любом месте поезда равна произведению коэфициента трения тормозных колодок (при данной скорости) на разность между действительным нажатием тормозных колодок в передней части поезда до вагона

НБ УрГУПС (ДИТ)

k и расчётной величиной нажатия, вычисленной по тормозному коэфициенту поезда.

Если формула (52) даёт результат с плюсом, то, как уже указывалось, это значит, что в данном месте имеется реакция сжатия. Если же с минусом, — то реакция растяжения.

Определим ещё, при каких условиях реакция (52) приобретает максимальную величину. Очевидно, это будет тогда, когда двучлен в скобках даст наибольшую разность, т. е. когда $X_к$ будет наибольшим, а $Q_к \vartheta$ — наименьшим. Для того чтобы $X_к$ было наибольшим, необходимо, чтобы все k вагонов были тормозные, а чтобы $Q_к \vartheta$ было наименьшим, надо чтобы ϑ было наименьшим. Остаётся выяснить для этих случаев величину k тормозных вагонов, считая, что все остальные вагоны нетормозные.

Замечаем, что:

$$X_к = xk;\ Q_к = qk;\ \vartheta = \frac{xk}{qn}.$$

При этих данных двучлен в скобках формулы (52) выразится так:

$$\left(xk - xk^2 \frac{1}{n}\right).$$

Чтобы найти максимум этой величины, берём производную по k и приравниваем нулю:

$$x - 2k \frac{x}{n} = 0,$$

откуда $k = \frac{1}{2} n$.

Итак, максимум реакции получается тогда, когда в поезде одна из половин вся тормозная, а другая нетормозная, т. е. в формуле (52) вместо значка k надо подставить $\frac{n}{2}$, где n — число вагонов в поезде.

Тогда величина этой реакции определится из формулы:

$$R_{max} = \varphi (X_{n/2} - Q_{n/2} \vartheta). \qquad (52')$$

Тормозной коэфициент ϑ представляет собой отношение суммы сил нажатия тормозных колодок в поезде к весу поезда. В данном случае

$$\vartheta = X_{n/2} : Q,$$

тогда

$$R_{max} = \varphi X_{n/2} \left(1 - \frac{Q_{n/2}}{Q}\right),$$

где $Q_{n/2}$ — вес половины поезда, а Q — вес всего поезда, поэтому:

$$R_{max} = 1/2\, \varphi X_{n/2}.$$

Но так как сумма нажатий всех тормозных колодок в правой половине поезда

$$X_{n/2} = \frac{1}{2} xn,$$

где x — относится к нажатию колодок на одном вагоне, то последняя формула может быть написана так:

$$R_{max} = \frac{1}{4} \varphi xn. \qquad (52'')$$

Время появления статической реакции (назовём его через $t_{ст}$) во всём поезде, очевидно, настанет лишь после того, как закончится наполнение последнего тормозного цилиндра сжатым воздухом. Это время теоретически складывается из времени тормозной волны и времени наполнения тормозного цилиндра

$$t_{ст} = t_в + t_ц. \qquad (53)$$

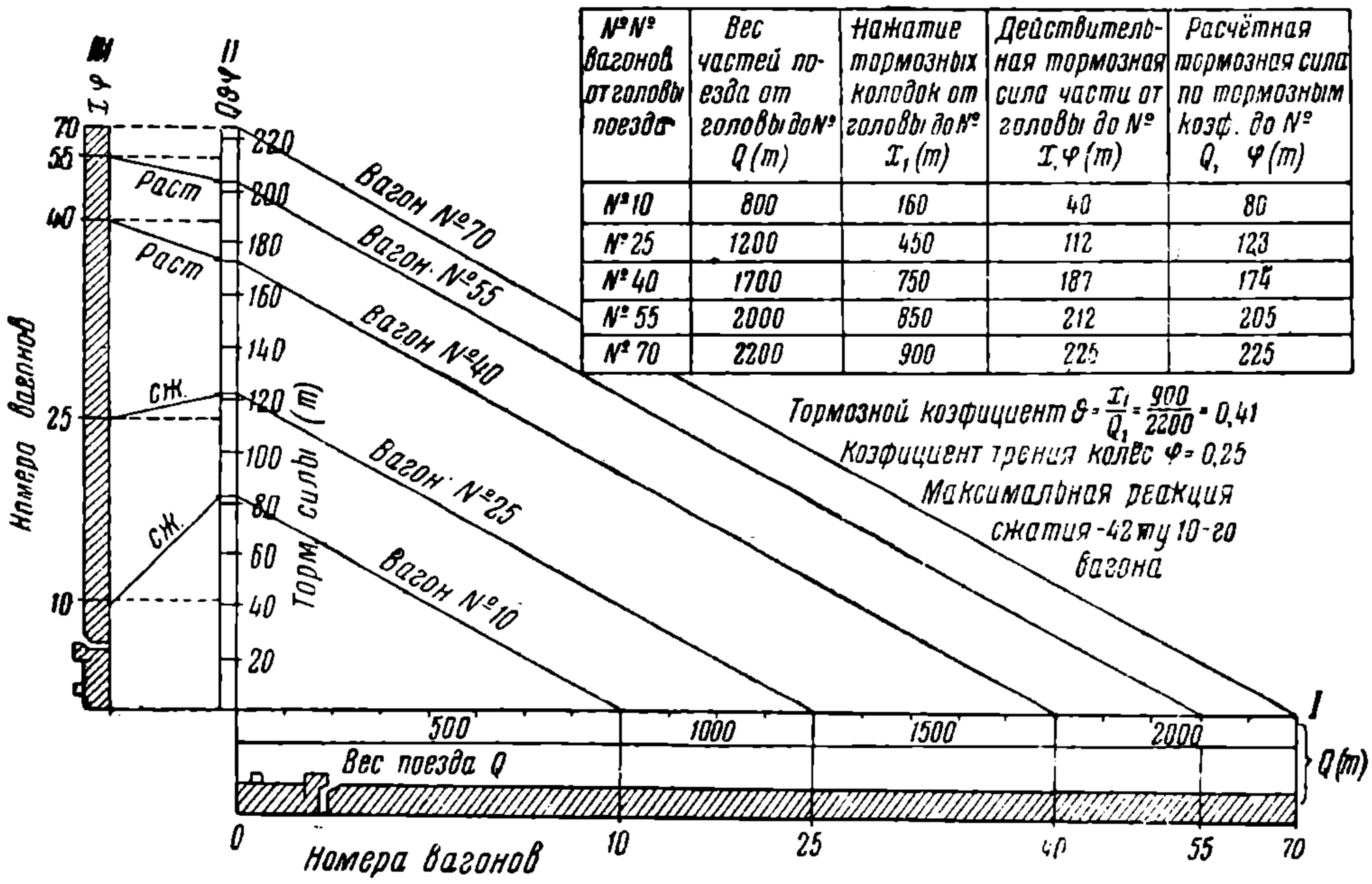
НБ УДУТ (ДИИТ)

В действительности оно немного больше, так как в хвосте поезда $l_ц$ затягивается, т. е. оно больше, чем в голове.

Тормозной коэфициент поезда определяется из справки, выдаваемой машинисту после пробы тормозов. Точно так же подсчитывается действительное нажатие головной части поезда до данного вагона. Вес этой части также может быть определён по документам на вагоны поезда.

Таким образом, формула (52) служит для определения реакции в любом месте поезда. Но если требуется найти место в поезде, где реакция имеет наибольшую величину сжатия или растяжения, то это представляется задачей более сложной. В этом случае следует разделить поезд на некоторое число равных частей, например пять, и для каждой части определить реакцию, а затем из сопоставления цифр найти приблизительно требуемое место.

№№ вагонов от головы поезда	Вес частей поезда от головы до № Q (m)	Нажатие тормозных колодок от головы до № Σ_1 (m)	Действительная тормозная сила части от головы до № $\Sigma\varphi$ (m)	Расчётная тормозная сила по тормозным коэф. до № Q, φ (m)
№ 10	800	160	40	80
№ 25	1200	450	112	123
№ 40	1700	750	187	174
№ 55	2000	850	212	205
№ 70	2200	900	225	225



Фиг. 21. Графическое определение статических реакций в поезде

Коэфициент трения тормозных колодок надо относить к меньшим скоростям, когда он имеет величину большую. Вообще можно его принимать равным 0,25.

Кроме того надо учитывать профиль пути. Если полное торможение товарного поезда произведено на горизонтальном пути со скорости, например, 40 *км/ч*, то остановка поезда происходит раньше, чем давления в тормозных цилиндрах достигнут наибольшей величины. Поэтому величину реакции по формуле (52) надо уменьшить примерно на 20%, а при скоростях 30 и 20 *км/ч*— на 30%.

Более наглядно эта задача решается графически.

Строятся три масштаба (фиг. 21): один горизонтальный, по которому откладывается вес поезда или вес его частей в тоннах, от головы до определённых номеров вагонов, другие два масштаба вертикальные: один для $Q\vartheta\varphi$, т. е. для тормозной силы, определяемой по тормозному коэфициенту, и другой для $X\varphi$, т. е. для тормозной силы, определяемой по действительному нажатию тормозных колодок. Полная тормозная сила по обоим масштабам для всего поезда одинакова, поэтому высоты масштабов равны, но внутри масштаба эти силы неодинаковы; именно, по тормозному коэфициенту они предполагаются равномерно распределёнными по всему поезду, а по действительному нажатию колодок они могут быть и неравномерно распределёнными.

НТБ УДУТ (ДИТ)

Вес частей поезда с горизонтального масштаба I переносится по принципу пропорционального деления на масштаб вертикальной тормозной силы II по соответствующему тормозному коэфициенту. По вертикальному масштабу III вес частей поезда откладывается путём прямого сноса, с масштаба II—подсчитанные тормозные силы по действительному нажатию тормозных колодок для тех же частей поезда. Расхождения в отметках тормозных сил до данных номеров вагонов на обоих вертикальных масштабах покажут величину реакций, причём если действительная тормозная сила окажется больше, чем сила, определяемая по тормозному коэфициенту, то в этом месте имеется сжатие поезда, а если наоборот, —то растяжение. Если же окажутся равными, то реакция отсутствует. Наглядно представлено это наклонными линиями.

Фиг. 21 построена для поезда, вес которого и нажатия тормозных колодок указаны в таблице на ней же.

Тормозной коэфициент поезда: $\vartheta = 900 : 2\,200 = 0{,}41$.

Из фиг. 21 видно, что у 10-го вагона реакция сжатия будет $80-40 = 40$ *m*, у 40-го вагона реакция растяжения составит $187-174 = 13$ *m* и т. д.

То же самое получится и по формуле (52).

§ 13. ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ. ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЯ

Когда торможение поезда происходит полностью через все четыре фазы, то поезд претерпевает последовательно продольные динамические и статические реакции, характер и величина которых выражается формулами, помещёнными в табл. 1 с ссылкой на параграфы и номера, где они были выведены. При выводах формул динамических реакций предполагалось равномерное распределение удельной тормозной силы по поезду, что, впрочём, на практике в большинстве случаев подтверждается.

Кроме того, предполагалось, как было уже указано ранее, отсутствие свободных зазоров у автосцепок. Реакции, вызываемые наличием зазоров, рассматриваются особо в § 14-б.

Значения букв, входящих в правые части формул, следующие:

X_k — сумма сил нажатия всех тормозных колодок в части поезда от его головы до вагона k, в *m*;
x — сумма сил нажатия всех тормозных колодок у одного вагона в *m*;
Q — вес поезда в *m*;
Q_k — вес части поезда от головы до вагона k в *m*;
q — вес вагона в *кг*;
c — коэфициент жёсткости двух сцепных приборов в *кг/м*;
n — число тормозных вагонов в поезде;
n_0 — число всех вагонов в поезде (тормозных и нетормозных);
l — длина вагона в *м*;
w — скорость тормозной волны в *м/сек*;
$t_в$ — время распространения тормозной волны в секундах;
$t_ц$ — время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом от нуля до максимального давления в секундах;
ϑ — тормозной коэфициент поезда;
V — скорость поезда в *км/час*;
φ — коэфициент трения тормозных колодок;
b — тормозная сила паровоза.

Указанные выше формулы относятся к 1-й, 2-й и 4-й фазам торможения.

Реакции 1-й и 2-й фаз торможения зависят преимущественно от качества и характеристики применяемого тормоза. Они наиболее полно выражаются формулой (49).

Реакции 3-й и 4-й фаз сливаются в другую группу реакций, имеющей характер отдачи, сила которой в значительной степени зависит от системы упряж-

НБ УДУНТ (ДИИТ)

Таблица 1

Сводка основных формул динамики торможения

§	№ форм.	Вид формулы	Значение формулы
7	6	$R_{к\cdot\ ст\cdot} = \frac{1}{8} x \varphi n \frac{t_в}{t_ц}$	Квази-статическая реакция в конце первой фазы торможения
7	8	$t_{к\cdot\ ст\cdot} = t_в$	Время в секундах появления квази-статической максимальной реакции, считая от момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение
10	39	$W = l \sqrt{\frac{c}{m}}$	Скорость упругой волны вдоль поезда при толчке
10	41	$v_1 = \frac{2}{3} R_{к\cdot\ ст\cdot} \sqrt{\frac{1}{cm}}$	Скорость сжатия (*м/сек*)
11	44	$R_{пар} = 2b$	Полная динамическая реакция при торможении одним паровозом
11	46	$R_{дин\cdot} = \frac{5}{12} x \varphi n \frac{t_в}{t_ц}$	Полная динамическая (чисто динамическая плюс квази-статическая) реакция во второй фазе торможения поезда
11	47	$R_{дин\cdot} = \frac{5}{12} x \varphi n^2 \frac{l}{wt_ц}$	Та же формула (46), но преобразована по скорости тормозной волны. (Все вагоны в поезде тормозные)
11	48	$R_{дин\cdot} = \frac{5}{12} Q \vartheta \varphi \frac{t_в}{t_ц}$	Та же формула (46), но преобразована по тормозному коэфициенту
11	49	$R_{дин\cdot} = \frac{5 Q \vartheta n_0 l}{(V+40) wt_ц}$	Та же формула (46), но преобразована по тормозному коэфициенту и по коэфициенту трения в функции от скорости $(V + 40)$
11	50	$t_{дин\cdot} = t_в + 0{,}5 n \sqrt{\frac{q}{c}}$	Время появления общей динамической реакции во второй фазе торможения
12	51	$R_{отд\cdot} = 0{,}2 x \varphi n \frac{t_в}{t_ц}$	Реакция отдачи (при коэфициенте отдачи поглощающего аппарата $\xi=0{,}5$)
12	52	$R_{ст\cdot} = \varphi (X_к - Q_к \vartheta)$	Статическая реакция по сцепному прибору в междувагонном пространстве за вагоном *к* (от неравномерности распределения веса и расположения тормозов в поезде)
12	52′	$R_{max} = \varphi (X_{n/2} - Q_{n/2} \vartheta)$	Та же реакция (52), как максимум в середине поезда при условии, что в первой половине все вагоны тормозные, а во второй—нетормозные
12	52″	$R_{max} = \frac{1}{4} \varphi x n$	
12	53	$t_{ст} = t_в + t_ц$	Время появления статической реакции из-за неравномерного расположения тормозов, от момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение

НБ УДУНТ (ДІТ)

ных приборов и от условий размещения тормозных единиц в поезде при его формировании.

Из формулы (46) видно, что сила реакции увеличивается с увеличением коэфициента трения φ, который, как известно, возрастает с уменьшением скорости поезда. Следовательно, если при больших скоростях можно делать смелые торможения, давая большую первую ступень, то при малых скоростях надо быть более осторожным и производить торможения малыми ступенями.

Качество той или иной системы тормоза оценивается по двум важным признакам: по скорости тормозной волны (чем она больше, тем тормоз лучше) и по величине времени наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до полного рабочего давления, обычно 3,5 *ат* (чем оно меньше, тем лучше) при условии, конечно, что сила реакции не превышает допускаемой величины. Первое условие достигается принципом работы данного тормоза; второе является как бы производным первого: время наполнения тормозного цилиндра должно соответствовать скорости тормозной волны.

Возьмём, например, пассажирский поезд, характеристика которого следующая:

$n_0 = 24$ четырёхосным вагонам, включая паровоз, принятый за 3 вагона;
l — длина вагона 25 *м*;
Q — вес поезда 1120 *т*;
ϑ — тормозной коэфициент поезда 0,5;
w — скорость тормозной волны 100 *м/сек* (тормоз Вестингауза в длинносоставном поезде);
$t_ц$ — время наполнения тормозного цилиндра 8 сек.;
$R_{дин}$ — допускается динамическая реакция 15 *т* при скорости $V = 15$ *км/час*.

Нужно проверить, может ли выполнить последнее условие данный тормоз. Для решения задачи воспользуемся формулой (49):

$$R_{дин} = \frac{5Q\vartheta n_0 l}{(V + 40)\, w t_ц},$$

подставляя данные, получаем:

$$R_{дин} = \frac{5 \cdot 1\,120 \cdot 0{,}5 \cdot 24 \cdot 25}{(15 + 40)\,100 \cdot 8} \approx 38 \ т.$$

Тормоз не выдерживает настоящее условие, так как даёт реакцию, которая превосходит заданную более чем в два раза.

Поставим в тот же поезд другой пассажирский тормоз, у которого:

$$w = 180 \ м/сек,$$

$$t_ц = 12 \text{ сек.}$$

Соответственно имеем:

$$R_{дин} = \frac{5 \cdot 1\,120 \cdot 0{,}5 \cdot 24 \cdot 25}{(15 + 40) \cdot 180 \cdot 12} \approx 14 \ т.$$

Этот тормоз уже удовлетворяет поставленному условию в отношении величины реакции, но зато время наполнения тормозного цилиндра у него на 4 сек. больше, чем у тормоза Вестингауза. Преследуя цель ускорить время $t_ц$, тормоз делают двухрежимным: для коротких поездов (менее 15 вагонов) рукоятка воздухораспределителя ставится на первый режим, при котором тормозной цилиндр наполняется за 7—8 сек. Для поездов средней длины (до 20 вагонов) пользуются вторым режимом, время $t_ц$ которого составляет 12 сек.

До введения более совершенных тормозов Министерство путей сообщения издало приказ, который предписывает в длинносоставных пассажирских поездах, например, при 18 и более вагонах, во избежание получающихся при торможении сильных толчков включать тормоза Вестингауза через один вагон. Такое мероприятие уменьшает тормозной коэфициент ϑ вдвое. Согласно формуле (49) реакция благодаря этому уменьшается тоже вдвое, т. е. вместо полученной

НБ УрГУПС (ДИТ)

выше по расчёту 38 m она будет 19 m. Однако тормозные пути при этом увеличиваются.

Рассмотрим ещё формулу (52) статической реакции от неравномерности распределения тормозов в поезде

$$R_{ст} = \varphi (X_к - Q_к \vartheta).$$

Пример для товарного поезда был приведён в § 12 в виде таблицы и графического решения. Рассмотрим теперь пример для пассажирского поезда.

Когда тормоза всех вагонов включены, то распределение удельной тормозной силы в поезде равномерное и поэтому при торможении никакой статической реакции не будет. Посмотрим, какое это имеет значение, например, при выключении одного тормоза в передней половине поезда, характеристика которого для данного случая пусть будет следующая: вес поезда $Q = 880$ m, вес одного вагона 40 m, нажатие колодок у одного вагона — 20 m, число вагонов 19 + эквивалент паровоза 3 вагона, всего — 22.

В передней половине поезда включено тормозных вагонов 10, в задней — 11, всего 21 тормозных и один нетормозной вагон.

Тормозной коэфициент $\vartheta = 21 \cdot 20 : 880 = 0{,}48$; коэфициент трения тормозных колодок при малой скорости равен 0,2.

Определяем величину реакций по формуле (52):

$$Q_к = 11 \cdot 40 = 440,$$

$$X_к = 10 \cdot 20 = 200.$$

Имеем

$$R_{ст} = 0{,}2\ (10 \cdot 20 - 11 \cdot 40 \cdot 0{,}48) = -2\ m.$$

Итак, выключение одного тормоза в голове поезда даёт реакцию растяжения около 2 m. Каждая следующая выключенная тормозная единица в той же части поезда будет увеличивать реакцию еще на такую же величину. При выключении одинакового числа тормозных единиц в передней и задней половинах поезда реакция отсутствует. Выключение тормоза только во второй половине поезда даёт реакцию сжатия около 2 m.

Нас интересует главным образом середина поезда ввиду того, что динамические реакции здесь имеют наибольшую величину на сжатие и возможную отдачу в третьей фазе торможения. Последняя совместно со статической реакцией растяжения может дать величину, превосходящую допускаемую.

При абсолютно упругих сцепках и буферах сила отдачи в третьей фазе полностью равнялась бы силе динамической реакции во второй фазе. Но так как упряжные приборы не только не обладают абсолютной упругостью, но даже снабжаются фрикционными приспособлениями для поглощения части энергии удара, то сила отдачи равна лишь части динамической реакции, в среднем около половины её.

Формулы (46) и (52) динамической и статической реакций содержат в правой части величины x и X сил нажатия тормозных колодок у вагона и у всего поезда. Чем больше эти силы, тем больше величина реакции. Из этого следует практическое правило: при ступенчатом торможении в длинносоставных пассажирских поездах не надо делать слишком большие ступени торможения, а достаточно соблюдать большие выдержки во времени между ступенями.

Кроме того, рекомендуется начинать торможение (в зависимости от скорости и профиля пути) на достаточно большом расстоянии от места требуемой остановки поезда. Тогда можно не торопясь выдерживать интервалы между ступенями. Тормозная сила уже сама по себе заметно возрастает вследствие замедления движения поезда, так как коэфициент трения с уменьшением скорости увеличивается При ступенчатом торможении необходимо это учитывать.

Рассматривая различные виды реакции, мы заменяем паровоз эквивалентным числом вагонов. Следует однако обратить внимание на то, что паровоз в голове поезда является большой сосредоточенной массой и большой общей тормозной

УДУНТ НБ (ДІТ)

силой, которая, создавая первый толчок, даёт динамическую реакцию, согласно формуле (44), равную $2b_{пар}$. Эта реакция с определённой скоростью достигает хвостовой части поезда, где последние вагоны в количестве массы, равной массе паровоза, отбрасываются, давая сильный рывок. Во избежание этой реакции рекомендуется создавать такие условия, при которых паровозный тормоз начинал своё действие позже, чем тормоза ближайших к паровозу вагонов, и развивал тормозное усилие медленнее (в товарных длинных поездах в большей степени, а в пассажирских в меньшей).

Все рассматриваемые здесь формулы выводились в предположении отсутствия потерь на трение и поглощение энергии фрикционными аппаратами. Но так как в действительности они имеются, то выясним их влияние на величину той или иной реакции.

Все динамические и статические реакции достигают своего максимума в одинаковой мере как в предположении вполне упругих, так и не вполне упругих условий, ибо энергия, вызывающая реакцию, в обоих случаях хотя и по-разному превращается в другую форму. Например, при вполне упругих условиях в потенциальную энергию сжатия, которая в любой момент способна возвратиться полностью в виде «отдачи»; при не вполне упругих условиях часть энергии сжатия превращается в тепловую энергию вследствие удара и трения, а остальная часть — в потенциальную. Из этого следует, что выведенные формулы для определения реакций остаются в силе для любых случаев.

§ 14. СИЛОВЫЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕЖДУ ТОРМОЗАМИ И СЦЕПКАМИ

а) Сведения из практики и опыта

Реакции, появляющиеся при торможении, создают определённые напряжения в сцепных ударно-тяговых приборах и в хребтовых балках вагонов. Основную нагрузку выдерживают, конечно, сцепные приборы. Поэтому характер реакции при торможении зависит не только от свойств и системы тормоза, но также от типа ударно-тяговых аппаратов.

Весьма большим препятствием для применения тормозов является наличие в поезде винтовой стяжки, которая при силе в 50 *т* уже обрывается, а при 25-*т* усилии настолько деформируется, что винт перестаёт работать. В пассажирских поездах, длина которых не превышает 400 *м* (14—15 четырёхосных вагонов), винтовая стяжка ещё допускает применение скородействующих тормозов; но при длинных поездах приходится использовать медленно действующие тормоза, дающие более плавное торможение. В противном случае винтовую стяжку необходимо заменять автосцепкой или же предусматривать достаточно совершенные амортизаторы, поглощающие удары и толчки во время торможений.

Важную роль при торможении поезда играет наличие свободных зазоров у автосцепок в том, конечно, случае, когда торможение производится в момент растянутого состояния поезда, например, при открытом регуляторе или сейчас же после его закрытия.

Во всяком случае успех торможения зависит от свойства тормозов (главным образом в отношении скорости тормозной волны), а также от длины составов, для которых предназначаются тормоза, и от характеристики сцепных приборов. Необходимо подбирать и устанавливать определённое время наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом как при служебных торможениях, так и при экстренных, причём в последнем случае должно быть обращено внимание также и на диаграмму наполнения, характер которой играет большую роль в отношении плавности торможения.

При экстренном торможении применяемый у нас скородействующий тормоз Вестингауза даёт такую диаграмму: быстрый, скачкообразный подъём начального давления до 2 *ат*, а затем переход на медленное питание в течение 6—7 сек. (см. фиг. 6 на стр. 14). В коротких поездах (не более 15 четырёхосных вагонов) это даёт

НБ УДУЭТ (ДИТ)

благоприятный результат в том отношении, что сразу создаётся небольшое быстрое торможение, которое в свою очередь вызывает соответственное сжатие поезда при продолжающемся сравнительно медленном нарастании давления в тормозных цилиндрах. Эта диаграмма получилась в результате применения ускорителей, дающих сильную дополнительную разрядку магистрали. В более длинных поездах время распространения тормозной волны увеличивается и сила реакции согласно формуле (46) (табл. 1) выходит за пределы допускаемой величины. В этом случае для уменьшения реакции прибегают к увеличению времени наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом; но в скородействующем тормозе Вестингауза ввиду особого принципа его работы непосредственно выполнить этого нельзя, и приходится вносить сложные коррективы или изменять конструкцию. Кроме того, затяжное наполнение тормозных цилиндров ведёт к увеличению длины тормозного пути, т. е. к снижению самого главного качества тормоза.

Вопрос этот ещё более усложняется при применении автосцепок с двуступенчатым ходом фрикционных поглощающих аппаратов и наличием свободных зазоров между контурами зацепления. Чтобы получить наиболее эффективную систему тормоза с малым временем наполнения тормозных цилиндров, но дающим плавные торможения, необходимо тормоз построить так, чтобы режим его работы соответствовал режиму работы поглощающих аппаратов автосцепок, чтобы реакции во время торможения носили характер безударный, плавно нарастающий. Другими словами, работа автотормозов и действие поглощающих аппаратов автосцепок должны быть строго координированы.

Найти, однако, такой режим работы тормозов практически оказалось задачей довольно трудной. В 1930—1931 гг. в США были поставлены специальные опыты с целью найти наилучший тип кривой наполнения тормозных цилиндров.

Из большого числа испытывавшихся вариантов кривых наполнения тормозных цилиндров при экстренном торможении с поездами из 100 и более четырёхосных порожних вагонов была признана удовлетворительной с точки зрения умеренных ударных реакций (при критической скорости в 32 *км/час*) — кривая, показанная на фиг. 7. Она состоит из следующих элементов: 1) быстрое повышение давления в тормозном цилиндре *ab* до 1,1 *am*; 2) последующая 8- или 10-секундная задержка *bc* при медленном темпе подъёма давления до 1,5—1,6 *am* (в это время происходит сжатие поезда); 3) дальнейшее быстрое окончательное повышение до величины давления, соответствующего полному торможению *cd*, что является безопасным, поскольку поезд уже сжат.

Весь этот процесс продолжается у тормоза одного вагона 12—14 сек., а у тормозов всего поезда в зависимости от длины последнего 18—22 сек. (если скорость тормозной волны не меньше 220 *м/сек*).

Одновременно с установлением типа кривой наполнения тормозного цилиндра было признано необходимым ввести для паровоза задержку начала торможения на 10 сек. и замедленный темп наполнения тормозного цилиндра в 30 сек. по формуле обычной диаграммы.

Выше указывалось, что опыты производились при критической скорости 32 *км/ч*. Эта скорость названа критической потому, что при меньших скоростях поезд останавливается раньше, чем успевает закончиться процесс наполнения тормозного цилиндра, а при больших скоростях коэфициент трения тормозных колодок становится меньшим. В том и другом случае сила реакции уменьшается.

б) Реакции при торможении поезда, вызываемые наличием свободных зазоров у автосцепок

У автосцепок при растянутом поезде имеются свободные зазоры, величина которых достигает до 40 *мм* на вагон. Зазоры допускают относительные движения вагонов без участия поглощающих аппаратов; ввиду этого при торможении поезда происходят его сжатие и сокращение длины сначала за счёт исчезновения зазоров, а потом уже за счёт сжатия поглощающих аппаратов.

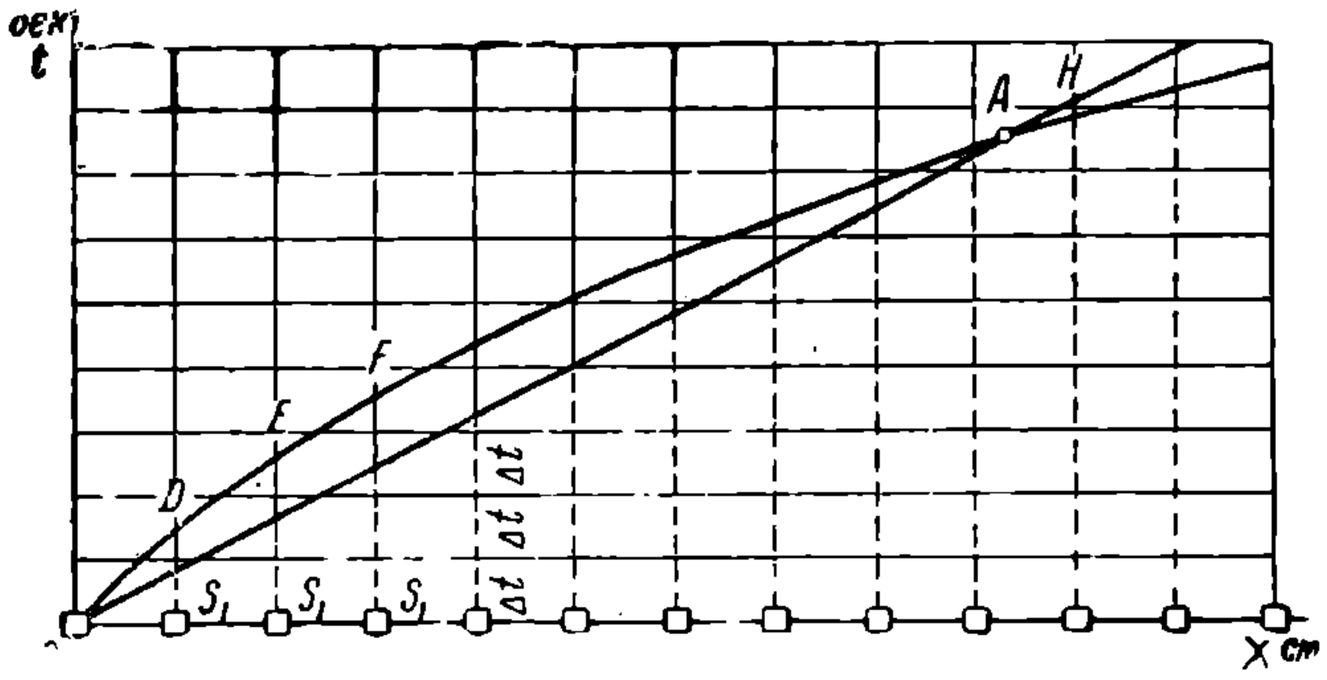
НБ УДЗИТ (ДИТ)

В большинстве случаев торможение производится при закрытом регуляторе и установившемся движении поезда по инерции. В этом случае можно считать, что зазоры отсутствуют благодаря тому, что локомотив, имея большее сопротивление, чем вагоны, держит их в слегка сжатом состоянии.

Если же торможение поезда производится при открытом регуляторе, т. е. во время тяги локомотива, или сейчас же после прекращения тяги, или на ломаном профиле (пути), когда можно ожидать наличие больших зазоров у автосцепок, то, естественно, реакции в поезде будут сильнее, чем тогда, когда отсутствуют зазоры.

Выведенные выше формулы, перечисленные в табл. 1, не учитывают наличие зазоров у автосцепок, и выявляют факторы, относящиеся главным образом к тормозной системе. Для учёта же влияния наличия зазоров автосцепок на увеличение реакций в поезде сделаем дополнительный анализ.

Для этого воспользуемся теорией О. Р. Викандера «Действие тягового (упряжного) аппарата в длинных поездах»[1].



Фиг. 21а. Диаграмма относительного движения вагонов при наличии зазоров в сцепках при торможении

В начале торможения, когда первыми начинают затормаживаться головные вагоны, зазоры в их сцепках постепенно уменьшаются, пока в конце концов совершенно не исчезнут, что даст некоторый толчок.

В дальнейшем будем предполагать, что каждый вагон, воспринявший такой толчок, начинает с этого момента двигаться дальше с общей одинаковой скоростью вагонов, которые дали ему этот толчок.

Обратимся к диаграмме, изображённой на фиг. 21а. На горизонтальной оси квадратиками обозначены вагоны. Эти вагоны отделены друг от друга допускаемыми у автосцепок свободными зазорами s_1.

По вертикальной оси Ot отложено время в секундах, начиная от момента начала торможения. Прямая OA характеризует собой распространение в поезде тормозной волны по линейному закону в функции времени. Ординаты, изображённые пунктиром, показывают время, протекшее от момента начала действия тормоза первого вагона до начала действия тормоза данного вагона. Когда же тормозное усилие Δb достигнет рассматриваемого вагона, оно вызовет его относительное замедление, которое обозначим буквой a. Это движение, по отношению к движению незаторможенных ещё вагонов, изображено на диаграмме кривой ODA, построенной по формуле пути при замедленном движении:

$$\chi = \frac{1}{2} a t^2, \qquad \text{(а)}$$

где χ — пройденное вагоном относительное расстояние в пределах свободного зазора сцепок;

a — относительное замедление вагона;

t — время.

Из этой формулы видно, что кривая ODA представляет собой параболу с вершиной в точке O. Из неё можно определить величину изменения относительной скорости, которую в дальнейшем будем называть потерянной скоростью. Для этого возьмём производную от χ по t

$$\frac{d\chi}{dt} = a\chi. \qquad \text{(б)}$$

[1] A. G. M. E. Transactions, August, 1935.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

За промежуток времени Δt между действием тормоза первого и второго вагона первый вагон потеряет скорость $a\Delta t$ и с этого момента оба вагона будут итти с одинаковым замедлением a.

Если свободный зазор у автосцепки достаточно велик, то полагаем, что тормозная сила начнёт действовать на втором вагоне прежде, чем он получит толчок от первого вагона. Этот процесс, распространяясь дальше, охватывает ряд вагонов, заставляя их сжатой группой двигаться с одинаковой скоростью, величина которой в каждый момент представляется касательной к кривой ODA. Эта группа заторможенных вагонов в свою очередь даёт толчок следующим вагонам в точках E, F, и т. д. до тех пор, пока парабола ODA, изображающая этот процесс, не достигнет точки A пересечения её с прямой OA, изображающей распространение действия тормоза. В точке A, следовательно, свободного зазора у сцепки уже нет, и действие толчка здесь обгоняет действие тормоза, т. е. толчок правее точки A получается раньше, чем начало действия тормоза. Общие координаты диаграммы назовём через χ и t, а координаты точки A — через χ_A и t_A.

Характер явлений до точки A, когда $t < t_A$, отличается от характера явлений за точкой A, когда $t > t_A$, и поэтому будем рассматривать эти два случая отдельно.

а) $t < t_A$. В любое время t группа заторможенных вагонов будет иметь общую массу

$$m \frac{t}{\Delta t},$$

где m — масса одного вагона;

Δt — время распространения действия тормоза между двумя смежными вагонами;

t — время действия тормоза между первым и рассматриваемым вагоном.

Отношение $\frac{t}{\Delta t}$ показывает число вагонов в рассматриваемой группе.

Эта группа вагонов заторможена средним тормозным усилием, равным $^1/_2\ \Delta b\ \frac{t}{\Delta t}$ (по закону треугольника). Если среднюю потерю скорости каждого вагона в группе к моменту времени t назвать буквой c_t, то можно составить следующее уравнение потерянного количества движения всей этой группы, состоящей из $\frac{t}{\Delta t}$ вагонов:

$$m \frac{t}{\Delta t} c_t = \frac{1}{2} \Delta b \frac{t}{\Delta t} t.$$

Откуда средняя потерянная скорость c_t для любого момента $t < t_A$ будет

$$c_t = \frac{\Delta b t}{2m}. \qquad \text{(в)}$$

Если тормозная сила постепенно нарастает до максимальной величины b в течение времени наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом—$t_ц$, то можно принять, что в среднем в единицу времени тормозная сила возрастает на величину $b : t_ц$. Тогда для каждого момента времени $t < t_ц$ тормозная сила Δb получится из формулы

$$\Delta b = b \frac{t}{t_ц}, \qquad \text{(г)}$$

Подставляя значение Δb в формулу (в), получаем

$$c_t = \frac{bt^2}{2mt_ц}. \qquad (54)$$

В момент времени t тормозная сила вагона, номер которого $\left(\frac{t}{\Delta t} + 1\right)$,

НБ УДУНТ (ДИТ)

начинает действовать ранее, чем этот вагон столкнётся с вагонами, идущими впереди него,—так условились мы считать для области кривой OA. В момент времени, следующий за временем t, наступит начало столкновения группы вагонов с этим вагоном со средней потерей скорости c_t.

Потере скорости соответствует потеря относительного пути. Допустим, что χ' является этой потерей пути в относительном движении всех заторможенных вагонов за время t, т. е., что

$$\frac{d\chi'}{dt} = \frac{t}{\Delta t} c_t.$$

Подставляя сюда вместо c_t его значение из (54) и умножая обе части указанного равенства на dt, получаем:

$$\frac{d\chi'}{dt} dt = \frac{t}{\Delta t} \frac{\Delta b t}{2m} dt,$$

а после интегрирования находим:

$$\chi' = \frac{\Delta b t^3}{6m\Delta t} + C.$$

Константа в данном случае будет равна нулю, ибо при $t = 0$ должен быть χ также равен нулю. Следовательно,

$$\chi' = \frac{\Delta b t^3}{6m\Delta t}. \qquad (55)$$

Коэфициенты χ_A и t_A точки A на фиг. 21а должны удовлетворять уравнению (55). Поэтому можем написать:

$$\chi'_A = \frac{\Delta b t_A^3}{6m\Delta t}. \qquad (д)$$

Количество вагонов, на которые распространилось торможение в момент времени t_A (соответствующему точке A диаграммы), равно $\frac{t_A}{\Delta t}$; а так как все вагоны от головы поезда до точки A представляют собой группу столкнувшихся вагонов, у которых зазоры s_1 в сцепках исчезли, и сумма их протяжённости равна χ_A, то число вагонов в группе можно также выразить через $\chi_A : s_1$.

Таким образом, получаем равенство:

$$\frac{t_A}{\Delta t} = \frac{\chi_A}{s_1}, \qquad (е)$$

где χ_A представляет собой сумму всех исчезнувших зазоров в группе столкнувшихся вагонов. Наибольшее перемещение при исчезновении зазоров сделано первым вагоном, а остальные вагоны в группе перемещались на величины, последовательно убывающие до нуля. Поэтому можно считать, что центр тяжести группы вагонов переместился по направлению к ещё незаторможенным и не столкнувшимся вагонам на $\frac{\chi_A}{2}$.

Отсюда заключаем, что потеря в ходе для всех вагонов в группе, считая по среднему вагону, будет:

$$\chi'_A = \frac{\chi_A}{2} \frac{\chi_A}{s_1} = \frac{\chi_A^2}{2s_1} \qquad (ж)$$

Из трёх уравнений (д), (е) и (ж) можно определить χ_A и t_A. Для этого надо в (д) вместо t_A подставить его значение из (е) и приравнять (ж). В результате получаем:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$t_A = \frac{3ms_1}{\Delta b\,\Delta t^2}. \tag{56}$$

Подобно этому находим:

$$\chi_A = \frac{3ms_1^2}{\Delta b \Delta t^2}. \tag{57}$$

Номер вагона n_A, соответствующий на диаграмме точке A, может быть определён как

$$n_A = \frac{\chi_A}{s_1} + 1 = \frac{3ms_1}{\Delta b\,\Delta t^2} + 1. \tag{58}$$

За точкой A, т. е. когда $t > t_A$ (фиг. 21а), группа заторможенных вагонов теперь будет ударять уже в незаторможенные ещё вагоны.

б) $t > t_A$. Допустим, что точка A пройдена и что сжатая группа, состоящая из вагонов от 1 до n_A, ударяет в незаторможенный вагон n_A+1 в точке H, имеющей ординаты χ, t. Уравнение этой кривой за точкой A может быть составлено из уравнения количества движения:

$$m\frac{\chi}{s_1}c_t = \frac{1}{2}\Delta b\,\frac{t}{\Delta t}\,t.$$

Потерю скорости c_t можно заменить производной $\frac{d\chi}{dt}$, а перенося массу m и величину зазора s_1 в правую часть, получим:

$$\chi\frac{d\chi}{dt} = \frac{\Delta b}{m}\,\frac{s_1}{2\Delta t}\,t^2, \tag{з}$$

откуда, после интегрирования, имеем:

$$\chi^2 = \frac{\Delta b}{m}\,\frac{s_1}{\Delta t}\,\frac{t^2}{3} + \text{const}.$$

Если подставить в это уравнение вместо t и χ значения t_A и χ_A из (56) и (57), то константа превращается в нуль. Следовательно:

$$\left.\begin{aligned}\chi &= \sqrt{\frac{\Delta b s_1}{m\,\Delta t}\,\frac{t^3}{3}};\\ t &= \sqrt[3]{\frac{3m\,\Delta t\,\chi^2}{\Delta b s_1}}\end{aligned}\right\} \tag{и}$$

Подставляя величину t из уравнения (и) в уравнение (з) и решая последнее относительно $\frac{d\chi}{dt} = c_t$, находим:

$$c_t = \sqrt[3]{\frac{9}{8}\,\frac{\Delta b s_1 \chi}{m\,\Delta t}}.$$

Для вагона, номер которого n, величина $\chi = ns_1$ и, следовательно,

$$c_t = \sqrt[3]{\frac{9}{8}\,\frac{\Delta b s_1^2 n}{m\,\Delta t}}. \tag{59}$$

Если Δt (время прохождения тормозной волны от вагона к вагону) выразить через скорость волны, т. е. считать, что

$$\Delta t = \frac{l}{w}, \tag{к}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

где l — длина вагона, то из формулы (59) получим:

$$s_1 = \sqrt{\frac{8}{9}\frac{mlc_t^3}{\Delta bwn}}. \qquad (60)$$

Здесь Δb, согласно формуле (г), будет: $\Delta b = b\frac{t}{t_ц}$

Время t может быть выражено подобно (k) через скорость тормозной волны:

$$t = n\Delta t = n\frac{l}{w},$$

где n — номер того вагона в поезде, где мы определяем реакцию. Поэтому можно написать, что

$$\Delta b = \frac{bnl}{t_ц w}.$$

Подставляя это значение в формулу (60), получаем (для вагона n)

$$c_n = \sqrt[3]{\frac{9}{8}\frac{bs_1^2 n^2}{mt_ц}}. \qquad (61)$$

Если наполнение тормозного цилиндра происходит по какой-нибудь особой форме кривой, то для каждого $t = n\Delta t$ надо по этой кривой определить Δb (пропорционально давлению воздуха в тормозном цилиндре) и тогда c_n найдётся по формуле (61).

Итак, если известен зазор сцепки s_1 на вагон, то соответствующая скорость столкновения для данного количества вагонов n от головы поезда может быть рассчитана по формуле (59) или (61). Если же задана максимальная допускаемая скорость столкновения c_n, то по формуле (60) может быть определён допускаемый зазор для сцепок.

Нас интересует главным образом сила реакции, которая получается в любом месте поезда вследствие наличия зазоров в сцепках, т. е. та сила удара, которая происходит от столкновения группы уже столкнувшихся n вагонов со следующим вагоном.

По теореме Карно, потеря живой силы при ударе соответствует потерянной скорости. Эта скорость у нас выражается формулой (61), а живая сила, или иначе, кинетическая энергия, соответствующая этой скорости, может быть определена посредством известной из курсов механики формулы неупругого удара

$$T = \frac{m_1 m_2 v^2}{2(m_1 + m_2)},$$

где m_1 и m_2 — массы ударяющихся тел, а v — относительная потерянная скорость. В рассматриваемом нами случае сталкивается группа вагонов массы mn с одним вагоном массы m. Поэтому формула кинетической потерянной энергии будет:

$$T = \frac{m^2 nc_n^2}{2m(n+1)} = \frac{mc_n^2 \cdot n}{2(n+1)}. \qquad (62)$$

Здесь T — потерянная на удар кинетическая энергия;
m — масса одного вагона;
n — число вагонов от головы до данного места;
c_n — потерянная относительная скорость массы.

Зная потерянную кинетическую энергию при ударе, находим из диаграммы работы поглощающих аппаратов автосцепок (фиг. 22) силу удара.

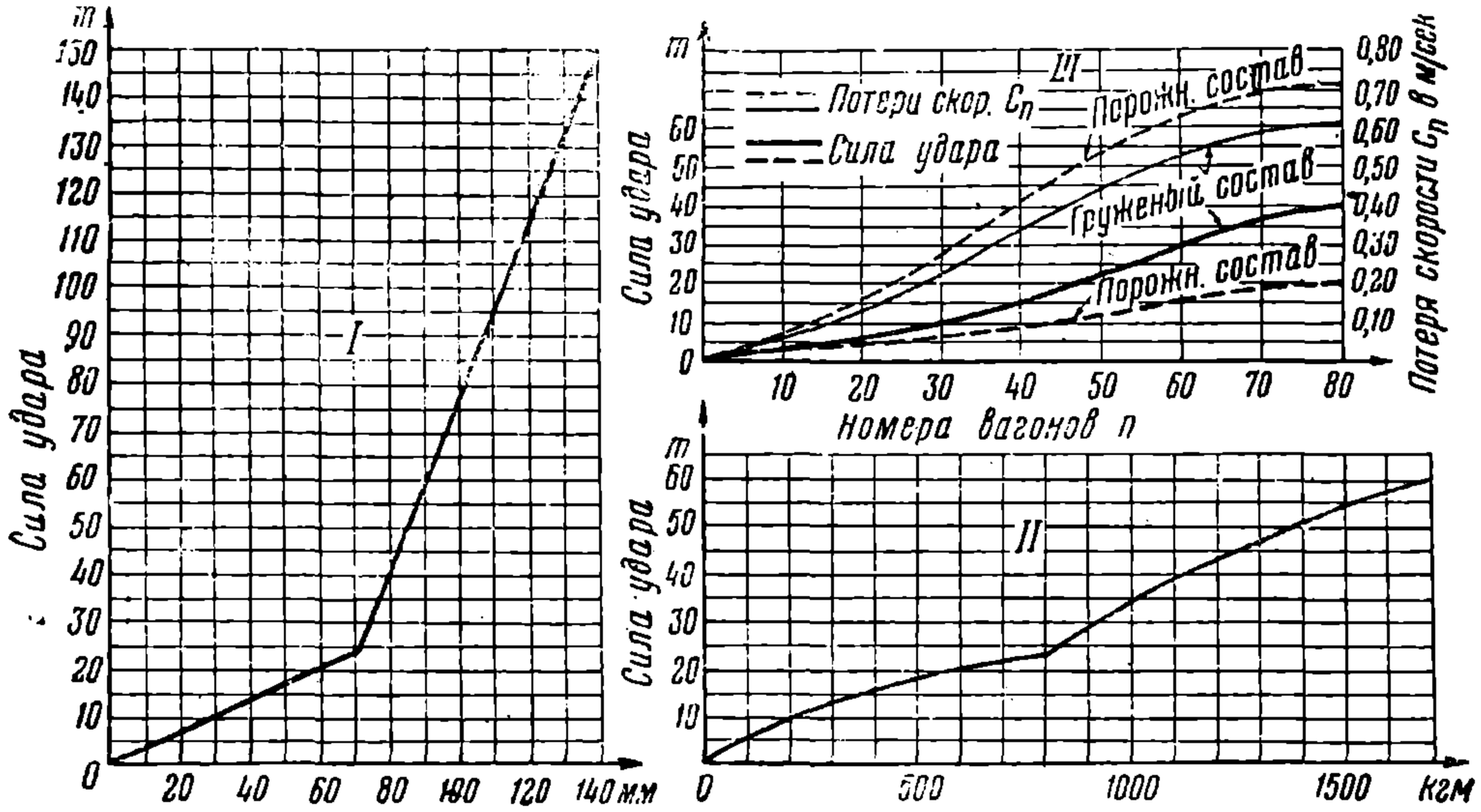
Если поглощающие аппараты автосцепок имеют отдачу, например 50%, то, следовательно, 50% от найденной силы удара пойдёт на обратную разрывную реакцию.

Пример. Определить потерянные относительные скорости между вагонами, а также силы реакций между ними при торможении растянутого поезда, состоя-

НБ УДУНТ (ДИТ)

щего из 80 четырёхосных вагонов, оборудованных тормозом системы Матросова. Известны следующие данные:

$q_{пор}$ — вес порожнего вагона (округлённо) 20 *т*;
$q_{гр}$ — вес гружёного вагона (в среднем) 60 *т*;
s_1 — максимальный зазор в сцепках на вагон 40 *мм*;
b — тормозная сила вагона, считая нажатие колодок у порожнего вагона 13 000 *кг* и у гружёного 26 000 *кг* при коэфициенте трения $\varphi = 0{,}15$:
для порожнего вагона $b_{пор} = 2\,000$ *кг*,
для гружёного вагона $b_{гр} = 3\,900$ *кг*;
$t_ц$ — время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом 30 сек.;
w — скорость тормозной волны 150 *м/сек*.



Фиг. 22. Силовая характеристика пары поглощающих аппаратов автосцепок СССР

Определяем массу вагона:

$$m_{пор} = \frac{20\,000}{9{,}8} \approx 2\,000 \ кг \cdot сек^2/м;$$

$$m_{гр} = \frac{60\,000}{9{,}8} \approx 6\,000 \quad »$$

Время прохождения тормозной волны от вагона к вагону при длине вагона 15 *м*

$$\Delta t = \frac{15}{150} = 0{,}1 \text{ сек.}$$

Теперь надо выяснить, в каком месте поезда находится точка A, в которой происходит обгон тормозной волны волной распространяющихся толчков. Координаты этой точки t_A и γ_A определяются из формул (56) и (57):

$$t_A = \frac{3\,ms_1}{\Delta b\ \Delta t} \quad \text{и} \quad \gamma_A = \frac{3\,ms_1^2}{\Delta b\,\Delta t^2}.$$

Имеем при неполном торможении:
для порожнего состава при $\Delta v = 1\,000$ *кг*

НБ УДУНТ (ДГТ)

$$t_{A_{пор}} = \frac{3 \cdot 2000 \cdot 0{,}04}{1000 \cdot 0{,}1} = 2{,}4 \text{ сек.},$$

$$\chi_{A_{пор}} = \frac{3 \cdot 2\,000 \cdot 0{,}0016}{1\,000 \cdot 0{,}01} = 0{,}96 \text{ м};$$

для гружёного состава при $\Delta v = 2\,000$ *кг*

$$t_{A_{гр}} = \frac{3 \cdot 6\,000 \cdot 0{,}04}{2\,000 \cdot 0{,}1} = 3{,}6 \text{ сек.},$$

$$\chi_{A_{гр}} = \frac{3 \cdot 6\,000 \cdot 0{,}0016}{2\,000 \cdot 0{,}01} = 1{,}44 \text{ м}.$$

Номер вагона, соответствующий точке A, определяем по формуле (58)

$$n_A = \frac{\chi_A}{s_1} + 1:$$

для порожнего состава

$$n_{A_{пор}} = \frac{0{,}96}{0{,}04} + 1 = 25,$$

для гружёного состава

$$n_{A_{гр}} = \frac{1{,}44}{0{,}04} + 1 = 37.$$

Из этого усматриваем, что потерянные скорости c на удар надо определять в поезде за 25-м вагоном у порожнего состава и за 37-м вагоном у гружёного состава по формуле (61), а до этих вагонов по формуле (54).

Величины c для всех 80 вагонов порожнего и гружёного составов нанесены в виде диаграммы III на фиг. 22 (вверху тонкими линиями).

Кинетическая энергия удара T в любом месте поезда, определяемая по формуле (62), позволяет по диаграмме II (фиг. 22) установить силу удара. Величины этих сил нанесены на диаграмме III той же фигуры.

Удары эти являются добавочными силами реакций к чисто тормозным реакциям, определяемым по формулам, помещённым в табл. 1 на стр. 49. Их следует учитывать в тех случаях, когда известно, что торможение поезда производилось в момент растянутого его состояния.

в) Теоретическое исследование американской кривой трёхмерного темпа подъёма давления в тормозном цилиндре при экстренном торможении

Форма кривой подъёма давления в тормозных цилиндрах (фиг. 23) состоит из следующих элементов: быстрое повышение давления до 1,1 *ат* — медленное до 1,6 *ат* — снова быстрое до полного давления в 3,5 *ат*.

Элементы рассматриваемой трёхмерной кривой не являются стандартными. Они зависят от характеристики автосцепки и от той условной длины поезда, для которой предназначается тормоз.

Для пояснения этой кривой предварительно познакомимся с характеристикой автосцепки.

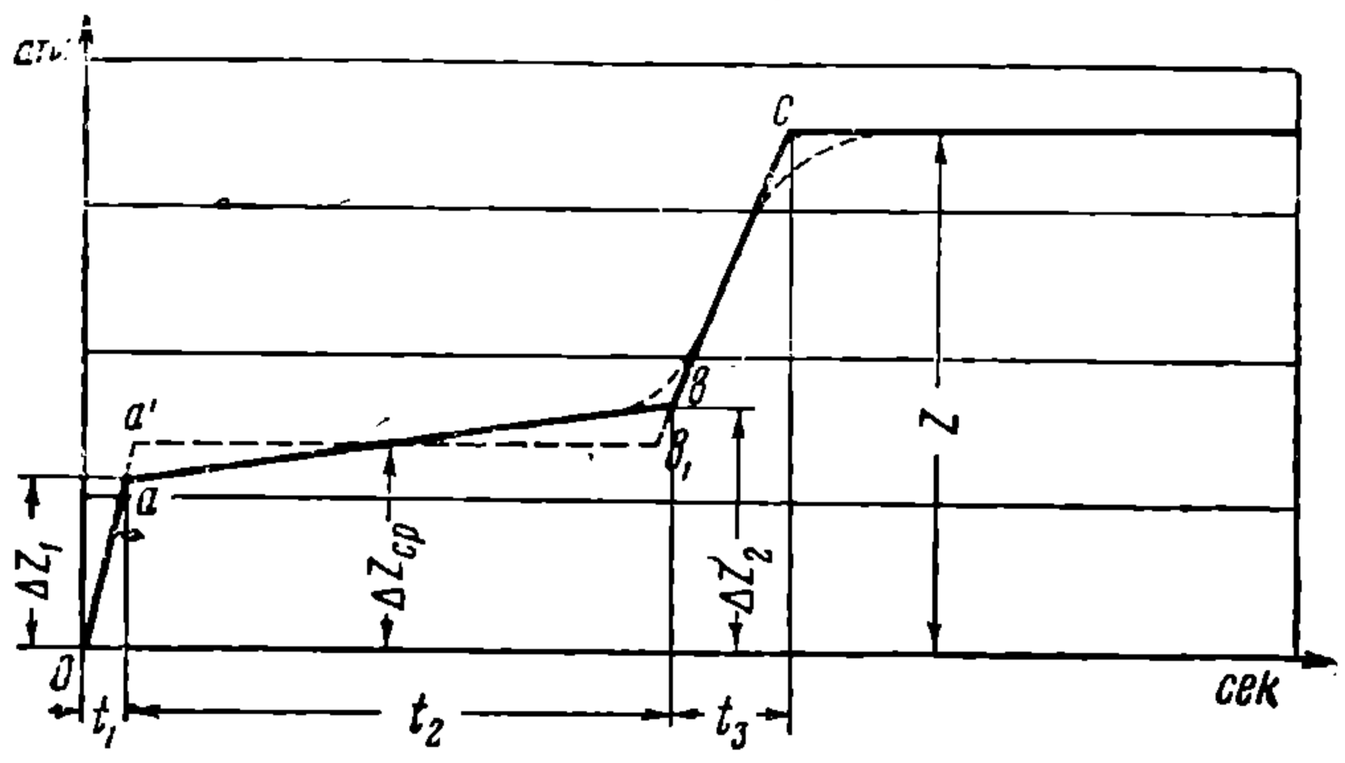
По техническим условиям для последнего типа автосцепки СССР один поглощающий аппарат из всего своего хода в 70 *мм* должен дать половину хода в 35 *мм* при усилии 25 *т*, а остальную половину хода при усилии в 150 *т*. Для двух же сцепок в одном междувагонном пространстве, как показано на диаграмме фиг. 22, где ход двух аппаратов в 70 *мм* является обычным сжатием автосцепки при усилии 25 *т*, дальнейший ход поглощающих аппаратов ещё на 70 *мм* уже является «противоаварийным сжатием», парализующим работу опасного толчка или вообще ударной реакции значительно бо́льшей силы. Первая половина хода соответствует 25% всей мощности двух поглощающих аппаратов между двумя сцепленными вагонами, так что если вся мощность их в среднем равна $3\,000 \times 2$ *кгм*, то на первой ступени расходуется только 750×2 *кг.м*. Что же касается жёст-

УДУГТ (ДИТ)

кости одного поглощающего аппарата, то на первой ступени его сжатия она округлённо равна 694 000 *кг/м*, как это видно из нижеследующего расчёта.

В соответствии с такой характеристикой работы автосцепки диаграмма давления воздуха в тормозном цилиндре в функции времени при экстренном торможении представляется в следующем виде.

Первая ступень торможения создаётся быстро с целью выигрыша времени, но такой величины давления, чтобы появившаяся в первой фазе торможения сила реакции сжатия не выходила за пределы первой ступени мощности автосцепки (фиг. 23). Затем происходит «задержка» быстрого повышения давления, которая должна длиться столько, сколько требуется для осуществления полного сжатия поезда. Когда это сжатие закончится и исчезнет опасность удара, тогда начнётся окончательный подъём давления в тормозном цилиндре до максимума; давление будет повышаться почти скачкообразно в виде второй ступени *bc*, что соответствует новой, но безударной, реакции в поезде, поглощаемой второй ступенью фрикционных аппаратов автосцепок, по линии *ab*.



Фиг. 23. Американская диаграмма трёхмерного темпа повышения давления в тормозном цилиндре при экстренном торможении

Описанную выше кривую исследуем путём расчёта.

Задаёмся следующими условиями.

Тормоз предназначается для товарных поездов. Будем ориентироваться на гружёный состав в условиях железных дорог СССР.

n — 75 четырёхосных вагонов (длина 1 125 *м*);

x — нажатие тормозных колодок на четыре оси 26 *т*;

z — максимальное давление в тормозном цилиндре 3,8 *ат*;

t_1 — время образования первого подъёма давления (скачка) 1 сек.;

R_1 — допускаемая реакция на первой ступени 25 *т*; определяется в зависимости от зазоров сцепки;

R_2 — допускаемая реакция на второй ступени кривой 75 *т*;

φ — коэфициент трения тормозных колодок 0,15;

$t_в$ — время распространения тормозной волны при скорости 220 *м/сек* и длине поезда 1 125 *м* — 5 сек.;

q — вес вагона в гружёном состоянии 60 *т*.

Поглощающий аппарат автосцепки двухступенчатый, согласно диаграмме фиг. 22.

c_1 — коэфициент жёсткости первой ступени

$$24\,300 : 0{,}035 = 694\,000 \text{ кг/м}.$$

Требуется определить:

t_2 — время выдержки первой ступени;

t_3 — время для подъёма второй ступени максимального давления;

z_1 — величину давления первой ступени в начале неё;

z_2 — величину подъёма давления первой ступени в конце неё.

Эти величины вполне определяют форму кривой с практическими допусками закруглений вместо резких переломов её, как показано на фиг. 23.

1. Определим величину давления первой ступени диаграммы. Для этого проще всего воспользоваться формулой (52′′), табл. 1, § 13:

$$R_{max} = \frac{1}{4}\,\varphi\, xn,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Эта формула, как указывалось выше, выражает максимум статической реакции, так как первая ступень создаётся сразу, затем задерживается на своей величине и со скоростью тормозной волны, дойдя до середины поезда, создаёт в этот момент неравномерность в распределении тормозных сил, соответствующую тому, что вся первая половина поезда уже тормозится, а вторая ещё не тормозится. Только надо в этой формуле вместо полного нажатия тормозных колодок x подставить то нажатие, которое соответствует искомой ступени давления в тормозном цилиндре z. Назовём это нажатие x и пусть оно связано с полным нажатием равенством

$$\Delta x = \alpha x, \qquad (а)$$

тогда формула (52″) примет вид:

$$R_{max} = \frac{1}{4} \varphi \alpha \, xn.$$

Подставим в неё указанные в задании цифры и определим величину α.

$$\alpha = \frac{4 \cdot 25}{0{,}15 \cdot 26 \cdot 75} = 0{,}34.$$

Значит, первая ступень давления в тормозном цилиндре должна быть

$$\Delta z_1 = 0{,}34 \, z = 0{,}34 \cdot 3{,}8$$

или

$$\Delta z_1 = 1{,}3 \ am. \qquad (б)$$

Теоретически эта ступень должна быть «задержана» на этой высоте до тех пор, пока поезд не получит полное сжатие, как показано пунктиром на фиг. 23.

По соображениям неистощимости тормоза выдержка времени t_2, величину которого сейчас мы определяем, должна отличаться хотя бы медленным повышением давления от Δz_1 до Δz_2, чтобы последнее в конце этой выдержки могло автоматически открыть широкую щель питания для быстрого подъёма давления по линии bc. Для этого сделаем небольшое отклонение от горизонтальной линии ab, так, чтобы разность давлений в конце и в начале этой ступени была, например, 0,4 am. Значит, ступень должна начинаться давлением 1,2 и закончиться 1,6 am. Запишем это

$$\Delta z_1 = 1{,}2 \ am; \quad \Delta z_2 = 1{,}6 \ am. \qquad (в)$$

II. Установим теперь время «задержки» t_2, пока поезд закончит своё сжатиее Величина сокращения длины поезда от этого сжатия (назовём её $l_{сж}$) равна сумм ходов всех поглощающих аппаратов в поезде. Наибольшая реакция и наибольшее сжатие получаются в середине поезда, где реакция не должна превышать силу 25 m при ходе поглощающего аппарата в 35 $мм$. От середины в обе стороны поезда величина этого сжатия постепенно уменьшается, так что на концах поезда она равна нулю. Следовательно, сумма ходов всех аппаратов в поезде, количество которых равно 150, получается, если помножить среднюю величину хода между 35-$мм$ и нулём на число аппаратов

$$l_{сж} = \frac{35 \cdot 150}{2} = 2\,625 \ мм,$$

или округлённо — 2,6 $м$.

Скорость сжатия поезда определяется по формуле (41) § 13 (табл. 1)

$$v = \frac{2}{3} R_{к.\,ст} \sqrt{\frac{1}{ст}}.$$

$R_{к.\,ст}$ в нашем случае равно 25 m, или 25 000 $кг$.

Жёсткость аппарата на первой ступени при его ходе 35 $мм$ установлена заданием $c_1 = 694\,000$ $кг/м$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Массу вагона при его весе 60 000 *кг* примем равной 6 000 единиц. Поэтому

$$v = \frac{2}{3} \cdot 25\,000 \sqrt{\frac{1}{694\,000 \cdot 6\,000}} =$$

$$= \frac{16\,500}{64\,500} = 0{,}26 \ м/сек.$$

Зная величину сжатия и скорость его, находим искомое время

$$t_2 = 2{,}6 : 0{,}26 = 10 \text{ сек.}$$

III. Наконец, требуется ещё определить время t_3 второй ступени кривой, т. е. время подъёма давления от 1,5 до 3,8 *am* по линии *bc*.

Для определения этого времени обратимся к формуле (46) § 13 (табл. 1)

$$R_{дин} = \frac{5}{12} x \varphi n \frac{t_в}{t_ц},$$

откуда

$$t_ц = \frac{5}{12} \frac{1}{R_{дин}} x \varphi n t_в. \qquad (г)$$

В этой формуле нажатие тормозных колодок x надо взять не полное, а лишь ту величину, которая осталась после первой ступени, уже создавшей нажатие давлением воздуха в тормозном цилиндре согласно (в), т. е. на величину 3,8—1,6 = 2,2 *m*, что составляет от полного

$$\frac{2{,}2}{3{,}8} = 0{,}58.$$

Подставляя в (г) цифры из задания и последнюю величину 0,58 при x для определения оставшейся величины нажатия, имеем:

$$t_3 = \frac{5}{12} \cdot \frac{1}{75} \cdot 0{,}58 \cdot 26 \cdot 0{,}15 \cdot 75 \cdot 5,$$

откуда

$$t_3 = 4{,}8 \text{ сек.}$$

плюс поправка на затухание темпа наполнения цилиндра по пунктирной кривой

$$t_4 = 1 \text{ сек.}$$

Итак, все элементы кривой найдены:

t_1 — время скачка давления первой ступени — 1 сек.;
t_2 — время «задержки» первой ступени — 10 сек;
t_3 — время образования второй ступени до полного торможения — 4,8 сек.;
Δz_1 — начальное давление 1-й ступени — 1,2 *am*;
Δz_2 — конечное давление 1-й ступени — 1,6 *am*.

Отсюда полное время на осуществление экстренного торможения

$$t_ц = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \approx 17 \text{ сек.}$$

Допустив величину реакции на первой ступени не 25 *m*, а больше, $t_ц$ получилось бы меньше.

Если принять во внимание большую тщательность опытов, произведённых в США для определения формы этой кривой, в которой Δz_1 менялось от нуля до 2 *am*, а t_2—от нуля до 20 сек., и что в конечном результате получились те же цифры, которые даёт приведённый расчёт, то это указывает, с одной стороны, на правильность формул, полученных на основании теории, и, с другой — на возможность без повторных опытов произвести расчёт кривой для любого задания в отношении длины поезда, времени распространения тормозной волны и характеристики поглощающих аппаратов автосцепок.

НБ УДИТ (ДИТ)

§ 15. ДАВЛЕНИЯ КОЛЁС НА РЕЛЬСЫ ВО ВРЕМЯ ТОРМОЖЕНИЯ

а) Двухосный вагон

На изменение величины давлений колёс на рельсы во время торможения влияют силы — тормозные, инерционные и реакции между сцепными приборами. Из этого следует, что нельзя рассматривать вагон в изолированном виде.

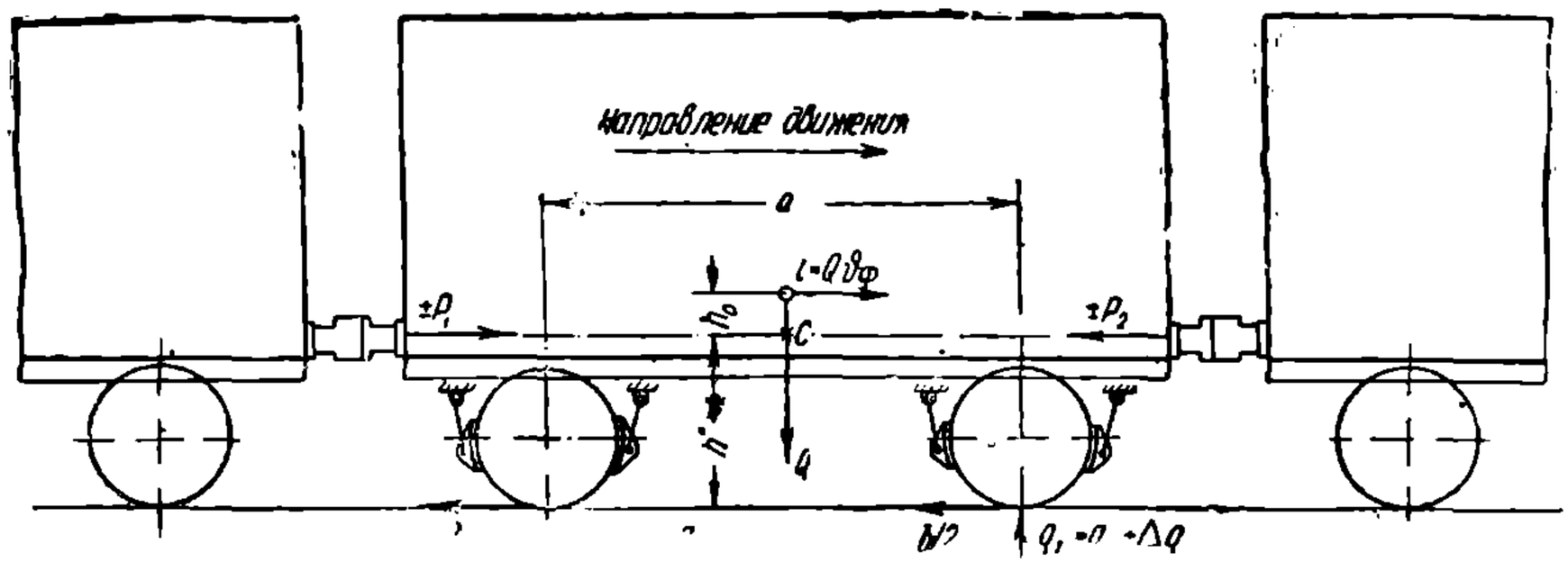
На фиг. 24 изображён двухосный вагон с примыкающими к нему соседними вагонами поезда. В этом случае во время торможения на вагон действуют следующие силы:

1) слева и справа — реакции сцепок P_1 и P_2;

2) между колёсами и рельсами в продольном направлении взаимодействуют силы сцепления;

3) в виде отвесных реакций со стороны рельсов действуют силы q_1 и q_2, которые во время торможения неодинаковы, поэтому обозначим их через $q_0 \pm \Delta q$, где q_0 — реакция при отсутствии торможения;

4) инерционное действие массы вагона i в виде равнодействующей, приложенной к центру тяжести его.



Фиг. 24. Давления колёс двухосного вагона на рельсы во время торможения

Составим уравнение моментов относительно поперечной оси C, лежащей на высоте расположения сцепных приборов. Это удобно в том отношении, что исключаются из рассмотрения силы P_1 и P_2, действующие со стороны соседних вагонов.

Из остальных сил нам неизвестна величина инерционной силы i вагона, но её можно определить из общей инерционной силы всего поезда, которая, конечно, равна и противоположна его тормозной силе

$$Q_1 \vartheta \varphi,$$

где Q_1 — вес поезда, ϑ — тормозной коэфициент поезда, а φ — коэфициент трения колодок при данной скорости. Если эту силу отнести к одной тонне веса поезда, то она будет равна:

$$\vartheta \varphi, \qquad (а)$$

а для веса Q тонн рассматриваемого нами вагона

$$i = Q \vartheta \varphi. \qquad (б)$$

Полезно запомнить, что инерционная сила любой детали поезда или любого предмета и груза в нём, имеющего вес Q, при торможении равна величине (б), выражаемой в любых единицах веса. Остальные действующие силы можно считать известными, как заданные, за исключением искомой величины р а з г р у з к и Δq для одной оси и п е р е г р у з к и на ту же величину для другой оси. Эти давления колёс на рельсы и равные им реакции рельсов на колёса левой и правой осей будут

$$q_1 = q_0 - \Delta q$$

и

$$q_2 = q_0 + \Delta q.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Составляем уравнение моментов относительно оси C (фиг. 24):

$$bh + Q\vartheta\varphi h_0 + \frac{a}{2}(q_0 - \Delta q) - \frac{a}{2}(q_0 + \Delta q) = 0,$$

откуда

$$\Delta q = \frac{bh + Q\vartheta\varphi h_0}{a}. \qquad (63)$$

Тормозную силу b можно выразить через произведение силы нажатия тормозных колодок x на коэфициент трения φ, тогда получаем:

$$-\Delta q = \frac{\varphi(xh + Q\vartheta h_0)}{a}. \qquad (64)$$

У двухосных вагонов эта разгрузка примерно следующая. Если $Q=25$ *т*, $\vartheta = 0{,}4$, $x = 12$ *т*, $\varphi = 0{,}2$, $a = 4{,}8$ *м*, $h = 1$ *м*, $h_0 = 0{,}5$ *м*, то

$$\Delta q = \frac{0{,}2(12 \cdot 1 + 25 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}5)}{4{,}8} = 0{,}7 \text{ } т.$$

Что по сравнению с давлением колёс на рельсы, когда вагон стоит, составляет

$$\frac{\Delta q}{q_0} = \frac{0{,}7}{12{,}5} = 0{,}056,$$

или

$$\Delta q = 0{,}056\, q_0, \qquad (65)$$

т. е. задняя ось вагона во время торможения разгружается по сравнению с нормальным её давлением на рельсы на 5,6%.

б) Четырёхосный вагон

У этого вагона нельзя обобщать тележку с кузовом, так как ввиду отсутствия жёсткой связи между ними опрокидывающий момент тележек не передаётся на кузов.

Рассматривая кузов вагона, необходимо прежде всего выяснить, какая получается разгрузка ΔQ задней тележки при торможении.

Составляем уравнение моментов сил, действующих на кузов, относительно поперечной оси C, лежащей в плоскости сцепных приборов и по середине вагона (фиг. 25)

$$Q\vartheta\varphi h_0 + bh_1 + \frac{A}{2}\left(\frac{Q}{2} - \Delta Q\right) - \frac{A}{2}\left(\frac{Q}{2} + \Delta Q\right) = 0,$$

где $Q\vartheta\varphi$ — инерционная сила i тяжести, согласно (б);

b — тормозная сила вагона, передающаяся на оба шкворня тележек по $\frac{1}{2}\,b$;

Q — сила тяжести кузова вагона вместе с грузом;

$\left.\begin{matrix}\frac{1}{2}Q - \Delta Q\\ \frac{1}{2}Q + \Delta Q\end{matrix}\right\}$ — отвесные реакции шкворневых пятников, на левой и правой тележках.

Моменты сил P_1 и P_2 равны нулю.

Заменяя тормозную силу b её значением $x\varphi$ и производя сокращения, получаем

$$Q\vartheta\varphi h_0 + x\varphi h_1 - A\Delta Q = 0,$$

откуда

$$\Delta Q = \frac{Q\vartheta\varphi h_0 + x\varphi h_1}{A}. \qquad (в)$$

Такую разгрузку получает левая тележка, а перегрузку—правая.

Теперь рассмотрим самую тележку.

НБ УДУНТ (ДИТ)

На неё действуют силы:

1. Инерционная сила $q\,\vartheta\varphi$ в центре тяжести тележки.

2. Тормозные силы двух осей в сумме $\frac{1}{2}b$ в точках касания колёс с рельсами.

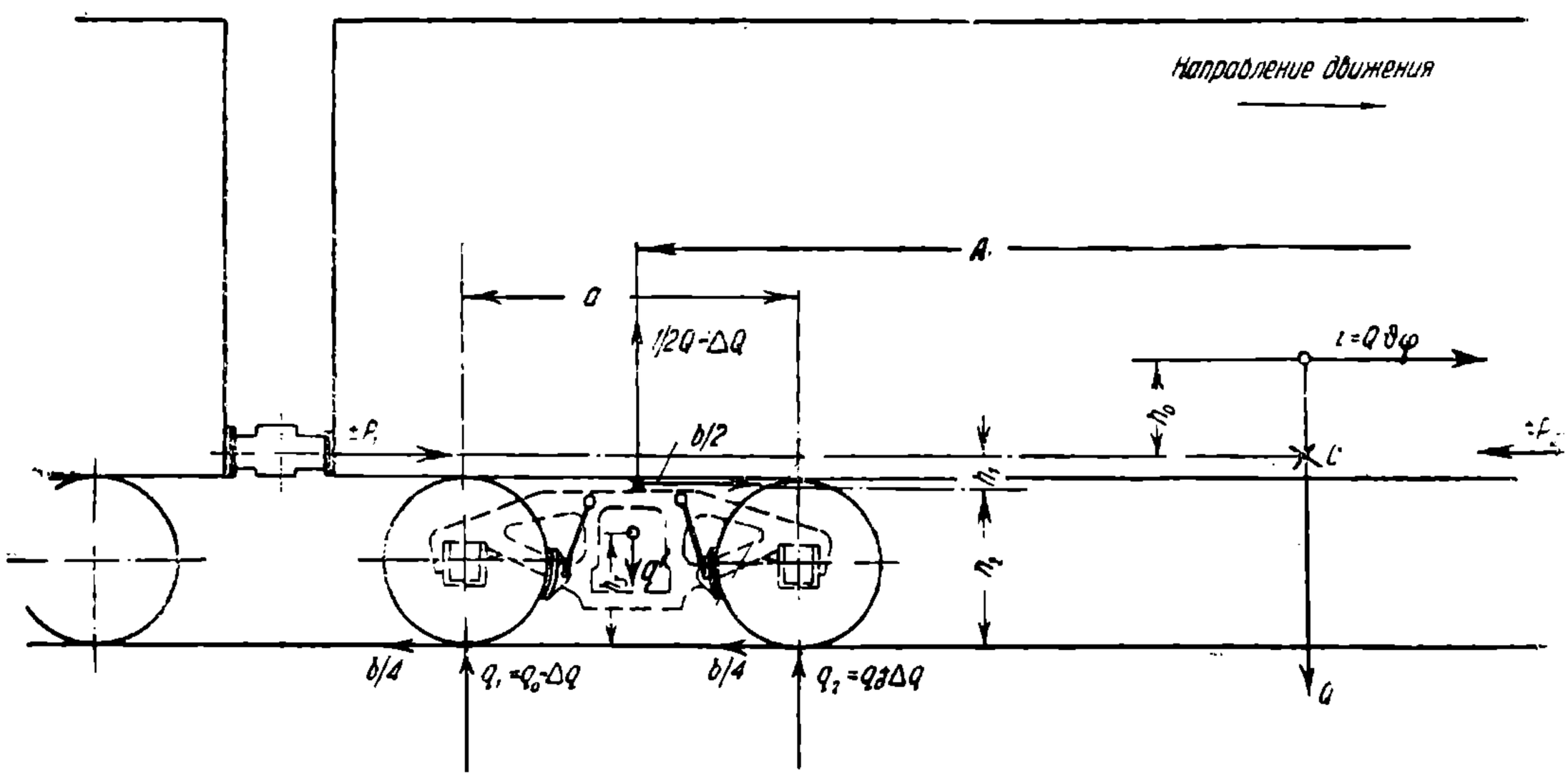
3. Горизонтальная реакция от кузова на шкворень тележки, равная и обратная тормозной силе $\frac{1}{2}\,b$.

4. Вертикальные реакции рельсов на колёса $q_0 - \Delta q$ и $q_0 + \Delta q$ (как у двухосного вагона и без учёта разгрузки ΔQ).

5. Сила тяжести тележки q'.

Составляем уравнение моментов относительно осевой линии, проходящей через шкворень, перпендикулярно к плоскости чертежа:

$$q'\,\vartheta\varphi\,(h_2 - h_3) + \frac{b}{2}\,h_2 + \frac{a}{2}\,(q_0 - \Delta q) - \frac{a}{2}\,(q_0' + \Delta q) = 0.$$



Фиг. 25. Давление колёс четырёхосного вагона на рельсы во время торможения

Заменяя тормозную силу b произведением $x\,\varphi$ и делая сокращения, получаем

$$q'\,\vartheta\varphi\,(h_2 - h_3) + x\,\varphi\,h_2 - a\,\Delta q_{(г)} = 0,$$

откуда

$$\Delta q = \frac{q\,\vartheta\varphi\,(h_2 - h_3) + x\,\varphi\,h_2}{a}. \qquad (г)$$

На такую величину получается разгрузка задней оси от действия пока только самой тележки.

Чтобы определить полную разгрузку задней оси задней тележки по ходу поезда, надо к величине (г) прибавить величину (в), уменьшенную вдвое, ввиду того, что разгрузка ΔQ от кузова на шкворне тележки относится к двум осям, а нам нужна величина разгрузки только одной оси.

Итак, имеем

$$\Delta Q + \Delta q = \frac{Q\,\vartheta\varphi\,h_0 + x\,\varphi\,h_1}{2A} + \frac{q'\,\vartheta\varphi\,(h_2 - h_3) + x\,\varphi\,h_2}{a}$$

или

$$\Delta q_0 = \vartheta\varphi\left[\frac{Qh_0}{2A} + \frac{q'\,(h_2 - h_3)}{a}\right] + x\,\varphi\left(\frac{h_1}{2A} + \frac{h_2}{a}\right). \qquad (66)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Пример.

Вес гружёного вагона $Q + 2q'$ 60 *т*;
вес кузова с грузом Q 50 *т*;
вес каждой тележки q' 5 *т*;
тормозной коэфициент поезда ϑ 0,4;
коэфициент трения колодок φ 0,15;
нажатие колодок на ось 6,5 *т*, а на все четыре оси x 26 *т*;
расстояние между шкворнями тележек A 8,5 *м*;
база тележки a . 1,8 *м*.

Плечи моментов (фиг. 25):

$$h_0 = 0{,}5 \text{ м}; \quad h_1 = 0{,}3 \text{ м}; \quad h_2 = 0{,}77 \text{ м}; \quad h_3 = 0{,}60 \text{ м};$$

Подставляя заданные цифры в формулу (66), получаем

$$\Delta q_0 = 0{,}4 \cdot 0{,}15 \left(\frac{50 \cdot 0{,}5}{2 \cdot 8{,}5} + \frac{5 \cdot (0{,}77 - 0{,}60)}{1{,}8} \right) + + 26 \cdot 0{,}15 \left(\frac{0{,}3}{2 \cdot 8{,}5} + \frac{0{,}77}{1{,}8} \right)$$

или

$$\Delta q_{гр} = 0{,}12 + 1{,}73 = 1{,}85 \ т. \tag{67}$$

Относя это к давлению одной колёсной пары на рельсы $q_0 = 15$ *т*, при отсутствии торможения, имеем:

$$\Delta q_{гр} = \frac{1{,}85}{15} q_0 = 0{,}12 \, q_0, \tag{68}$$

т. е. разгрузка задней оси задней тележки по ходу поезда при торможении на гружёном режиме составляет 12%.

При порожнем режиме, когда:
$Q = 10$ *т*; $x = 14$ *т* и $h_0 = 0{,}25$ *м*, разгрузка получается

$$\Delta q_0 = 0{,}4 \cdot 0{,}15 \left[\frac{10 \cdot 0{,}25}{2 \cdot 8{,}5} + \frac{5 \, (0{,}77 - 0{,}60)}{1{,}8} \right] + + 14 \cdot 0{,}15 \left(\frac{0{,}3}{2 \cdot 8{,}5} + \frac{0{,}77}{1{,}8} \right)$$

или

$$\Delta q_{пор} = 0{,}03 + 0{,}935 = 0{,}97 \ т.$$

Относя к давленню колёсной пары на рельсы $q_0 = 5$ *т*,

$$\Delta q_{пор} = \frac{0{,}97}{5} = 0{,}19, \tag{68'}$$

т. е. разгрузка задней оси при порожнем режиме торможения порожнего вагона составляет 19%.

Полученные результаты не являются постоянными; они могут изменяться в зависимости от веса груза, тормозного коэфициента, коэфициента трения колодок и от высоты центра тяжести кузова вагона.

в) Силы, действующие на заторможенное колесо, и реакция подшипника

Ставим перед собой задачу выявления всех сил, действующих на колесо тормозной оси во время торможения, чтобы затем определить реакцию подшипника.

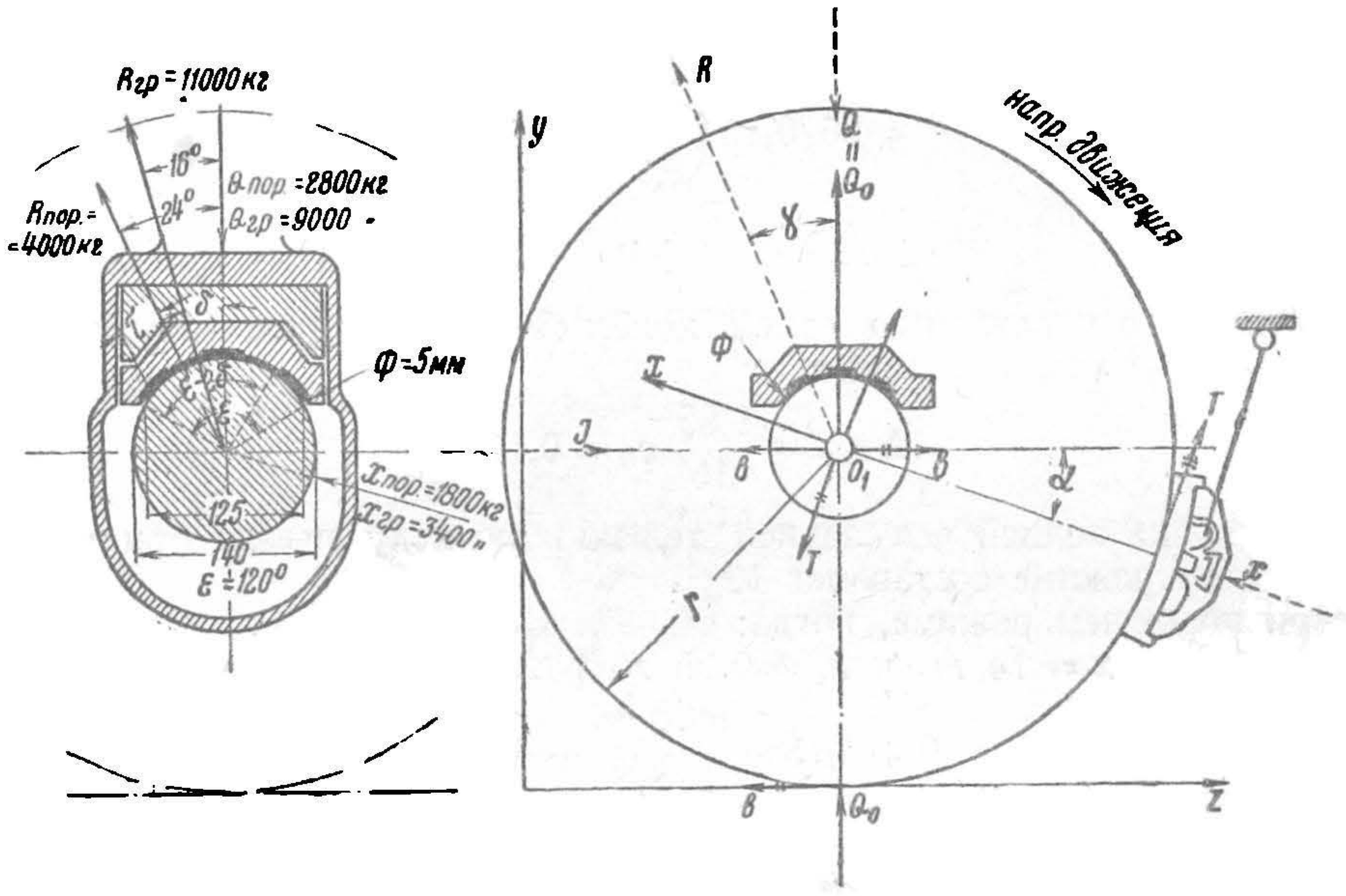
Для этого будем рассматривать одностороннее торможение, т. е. такое, когда колесо снабжено тормозной колодкой только с одной стороны. В этом случае, как известно, получается наиболее невыгодная работа колеса при его движении в сторону подвеса колодки.

НБ УДУНТ (ДИТ)

При этих условиях на колесо действуют следующие силы (фиг. 25а):
1) сила реакции рельса Q_0;
2) сила нажатия тормозной колодки x;
3) сила сцепления колеса с рельсом b;
4) сила трения колодки о колесо T.

Если поезд при торможении получает замедление, то самое колесо (с приходящейся на его долю частью оси) развивает вращательную инертную силу, направленную в сторону движения (т. е. против силы трения колодки о колесо). Однако эта сила, 25—35 *кг* в зависимости от величины замедления, приведённая к ободу колеса, уравновешивается силой трения подшипника. Поэтому мы не допустим заметной ошибки, если эту силу и силу трения подшипника в данном случае не будем учитывать.

Суммарное действие указанных выше четырёх сил уравновешивается реакцией подшипника, которая складывается из следующих факторов:



Фиг. 25а. Силы, действующие на заторможенное колесо

5) веса нагрузки Q, приходящейся на колесо;
6) инерционной силы массы этой нагрузки I (если поезд идёт с замедлением). В случае же если поезд движется с равномерной скоростью на уклоне, тогда действует составляющая сила тяжести.

Силы Q_0, x, b и T приводим к центру колеса, причём силы Q_0 и x просто переносим по направлению их действия, а остальные, поскольку их направления не проходят через центр колеса, приводим по способу Пуансо, прикладывая условно к центру по две взаимно уравновешивающиеся силы, равные и параллельные приводимым, т. е. T и b. Получившиеся при этом пары (bb) и (TT) взаимно уравновешиваются (они на чертеже перечёркнуты) и никакого воздействия на подшипник не производят. В результате мы получили в центре колеса силы b и T, присоединяя к которым перенесённые силы Q_0 и x, можем найти интересующий нас главный вектор всех этих сил R.

Для вычисления его воспользуемся методом проекций сил на взаимно перпендикулярные оси y, z.

Сумма проекций составляющих сил на какую-нибудь ось равна проекции вектора их на ту же ось. Величина проекции каждой из сил найдётся, если умножить их натуральные величины на косинус угла, образуемого направлением сил с данной осью (или на синус дополнительного угла).

НБ УДУЦТ (ДІІТ)

Обозначая проекции главного вектора на ось z через R_z и на ось y через R_y, имеем:

$$R_z = T\sin\alpha - b\cos 0° - Q\cos 90° - x\cos\alpha;$$

$$R_y = T\cos\alpha + b\cos 90° + Q\cos 0° + x\sin\alpha.$$

Так как $\cos 90° = 0$, а $\cos 0° = 1$, то полученные выражения можно упростить

$$R_z = T\sin\alpha - b - x\cos\alpha; \tag{69}$$

$$R_y = T\cos\alpha + Q + x\sin\alpha, \tag{70}$$

где α — угол направления силы нажатия колодок по отношению к горизонтальной оси.

Найдя величины проекций главного вектора R_z, R_y, находим его натуральную величину R по формуле:

$$R = \sqrt{R_z^2 + R_y^2}. \tag{71}$$

Направление же его, которое нас особенно интересует, определяется углом, образованным им с осью y. Так, если имеем:

$$R_y = R\cdot\cos(RO_1y),$$

то, называя угол (RO_1y) через δ, получаем

$$\delta = \arccos\frac{R_y}{R}. \tag{72}$$

Формулами (69), (70), (71) и (72) 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, отклонённой на угол δ, угол уравновешенного обхвата уменьшается на 2δ (что видно из чертежа фиг. 25а). Поэтому, найдя направление давления шейки оси на подшипник, принимаем зону распространения этого давления симметрично в обе стороны с одной стороны до края подшипника и с другой — на ту же величину по направлению к другому краю. Подробнее это показано на примере ниже.

Из фиг. 25а непосредственно видно, что наибольшее отклонение реакции получается тогда, когда нажатие колодки происходит с передней стороны колеса относительно направления движения его, так как в этом случае сила нажатия x и сила сцепления b однозначны. В том случае, если нажатие колодки осуществляется с задней стороны, отклонение реакции подшипника от вертикали уменьшается.

Зная угол отклонения равнодействующей силы, можно определить симметрично расположенную рабочую площадь косо нагруженного подшипника. Кроме того, по данной силе и взятой скорости при среднем коэфициенте трения смазанной шейки легко установить, какой должен быть обхват шейки оси подшипником, чтобы обеспечить устойчивое состояние последнего во время торможения.

Пример. Посмотрим, какие отклонения в нагрузке получает подшипник буксы колеса в тележке Даймонда при полном торможении на порожнем и гружёном режимах. Известно, что тара вагона 22 *т*; грузоподъёмность 50 *т*; нажатие всех колодок на бандажи: при порожнем режиме 14 800 *кг*, при гружёном режиме 27 200 *кг*; коэфициент трения колодок примем в среднем при благоприятных условиях 0,2; угол направления сил нажатия колодок

$$\alpha = 17°; \quad \sin\alpha = 0{,}29; \quad \cos\alpha = 0{,}96.$$

Соответственно этим данным имеем:

НБ УДУНТ (ДИТ)

Реакция рельса на одно из восьми колёс порожнего вагона:

$$Q_{пор} = \frac{22\,000}{8} \approx 2\,750 \text{ кг},$$

гружёного вагона

$$Q_{гр} = \frac{72\,000}{8} = 9\,000 \text{ кг}.$$

Нажатие колодки на одно колесо при порожнем режиме

$$x_{пор} = \frac{14\,800}{8} \approx 1\,800 \text{ кг}.$$

При гружёном режиме

$$x_{гр} = \frac{27\,200}{8} = 3\,400 \text{ кг}.$$

Сила трения колодки при порожнем режиме

$$T_{пор} = 1\,800 \cdot 0{,}2 = 360 \text{ кг}.$$

При гружёном режиме:

$$T_{гр} = 3\,400 \cdot 0{,}2 = 680 \text{ кг}.$$

Сила сцепления колеса с рельсом равна силе трения колодки, поэтому

$$b_{пор} = 360 \text{ кг};$$

$$b_{гр} = 680 \text{ кг}.$$

Определяем по формулам (69), (70) и (71) величину реакции и её направление (фиг. 25а).

Проекция этой реакции на ось z:

$$R_z = T \sin\alpha - b - x\cos\alpha.$$

Для порожнего режима

$$R_{z\ пор} = 360 \cdot 0{,}29 - 360 - 1\,800 \cdot 0{,}96 = -1\,980 \text{ кг}.$$

Для гружёного режима

$$R_{z\ гр} = 680 \cdot 0{,}29 - 680 - 3\,400 \cdot 0{,}96 = -3\,740 \text{ кг}.$$

Проекция реакции R на ось y:

$$R_y = T\cos\alpha + Q + x \sin\alpha.$$

Для порожнего режима

$$R_{упор} = 360 \cdot 0{,}96 + 2\,750 + 1\,800 \cdot 0{,}29 = 3\,600 \text{ кг}.$$

Для гружёного режима:

$$R_{у\,гр} = 680 \cdot 0{,}96 + 9\,000 + 3\,400 \cdot 0{,}29 = 10\,500 \text{ кг}.$$

По формуле (71) находим величину реакции подшипника

$$R = \sqrt{R_z^2 + R_y^2}.$$

Для порожнего режима

$$R_{пор} = \sqrt{-1\,980^2 + 3\,600^2} = 4\,000 \text{ кг}.$$

Для гружёного режима

$$R_{гр} = \sqrt{-3\,740^2 + 10\,500^2} = 11\,000 \text{ кг}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сравнивая $Q_{пор}$ и $Q_{гр}$ с нормальными нагрузками на шейку оси или, что то же самое, с реакциями рельсов (без учёта веса колёсной пары), мы видим, что перегрузка для порожнего вагона составляет

$$4\,000 - 2\,750 = 1\,250 \text{ кг, или } 43\%:$$

для гружёного вагона

$$11\,000 - 9\,000 = 2\,000 \text{ кг, или } 22\%.$$

Наконец, определяем угол наклона реакции R по формуле (72)

$$\delta = \text{arc cos}\frac{R_y}{R}:.$$

для порожнего режима

$$\delta_{пор} = \text{arc cos}\frac{3\,660}{4\,000} = \text{arc cos}\,0{,}913;$$

$$\delta_{пор} = 24°;$$

для гружёного режима

$$\delta_{гр} = \text{arc cos}\,\frac{10\,500}{11\,000} = \text{arc cos}\,0{,}96;$$

$$\delta_{гр} = 16°$$

Полученные результаты нанесены слева на фиг. 25а, представляющей собой разрез буксы.

Чтобы закончить выяснение влияния косых сил на подшипник, находим расстояния по дуге цилиндрической части подшипника от сил $R_{пор}$ и $R_{гр}$ до ближайшего края подшипника.

Если угол обхвата шейки подшипником при отвесном направлении сил равен ε, а затем сила отклоняется на угол δ, то новый угол обхвата равен $\varepsilon - 2\delta$ (фиг. 25а). Значит, если $\varepsilon = 120°$, а δ равна в одном случае 24° (порожний вагон) и в другом 16° (гружёный вагон), то расстояния от края подшипника в том и другом случае, при диаметре шейки 140 *мм*, будут

$$\tau = \frac{(\varepsilon - 2\delta)\pi d}{2 \cdot 360} - \Phi,$$

где d — диаметр шейки, а Φ — величина фаски (холодильника для захвата смазки). Беря цифры из чертежа, получаем:

$$\tau_{пор} = \frac{(120 - 2 \cdot 24) \cdot 3{,}14 \cdot 140}{2 \cdot 360} - 5 \approx 38 \text{ мм};$$

$$\tau_{гр} = \frac{(120 - 2 \cdot 16) \cdot 3{,}14 \cdot 140}{2 \cdot 360} - 5 \approx 48 \text{ мм}.$$

Такое близкое расстояние действия силы от края подшипника вызывает сомнение в отношении устойчивого состояния шейки в подшипнике во время торможения. Шейка может выкатиться из подшипника под влиянием трения если коэфициент трения меньше тангенса половины центрального угла обхвата шейки[1], т. е. при порожнем режиме

$$\varphi < \text{tg}\,\frac{38 \cdot 360}{\pi \cdot 140} = \text{tg}\,30°$$

или

$$\varphi < 0{,}5.$$

[1] См. § 21 «Степень устойчивости юза».

НБ УДУНТ (ДИТ)

Из этого следует, что при смазанной шейке, когда коэфициент трения не больше 0,1, выхода шейки из подшипника не получится, что и подтверждается на практике во время стоянки поезда. Однако во время движения поезда, когда колесо получает продольные удары на стыках и находится в состоянии дрожания вследствие заедания тормозной колодки, а сам вагон получает толчки от соседних вагонов, — то в этих случаях расстояние в 38 *мм* от места приложения равнодействующей реакции до края подшипника является малым.

И действительно, на практике при полных и экстренных торможениях, шейки осей колёсных пар смещаются со своих мест, выходя из подшипников на значительную величину.

Отсюда делаем вывод, что дуги обхватов подшипников осей товарных большегрузных вагонов с односторонним нажатием колодок на колёса следует делать больше, чем это принято по фиг. 25а.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕОРИЯ СУХОГО ТРЕНИЯ В ПРИЛОЖЕНИИ ЕЁ К ВОПРОСАМ ТОРМОЖЕНИЯ ПОЕЗДА

§ 16. СОВРЕМЕННОЕ ЗНАЧЕНИЕ СУХОГО ТРЕНИЯ

В основе тормозных устройств, предназначенных для железнодорожных поездов и других видов транспорта, лежит трение. Всё остальное в этих устройствах является лишь вспомогательными средствами, необходимыми для того, чтобы подчинить работу трения воле человека, например, тормозная колодка является первым непосредственным элементом, вызывающим трение на вращающемся колесе; рычажная передача и тормозные цилиндры обеспечивают нажатие тормозной колодки, без которого трение неосуществимо; все остальные устройства предназначены для управления силой трения в отношении величины и времени её действия.

Если бы торможение производилось не посредством трения, а каким-нибудь другим способом, то тормозные устройства были бы совсем другого рода.

Всё это, конечно, общеизвестно и упоминается здесь лишь с той целью, чтобы подчеркнуть громадное значение трения в тормозном деле вообще и на железнодорожном подвижном составе в особенности.

На первый взгляд может показаться, что самая природа трения и его законы настолько просты и общеизвестны, что о них едва ли можно сказать больше того, что сказано в курсах физики или теоретической и прикладной механики.

Однако это далёко не так. Теория трения до сих пор не разработана. Если и имеются попытки построить теорию трения, то, во-первых, у разных авторов они противоречивы, а во-вторых, в основу теории кладётся бесплодное представление о неровностях и шероховатостях, задерживающих скольжение одной поверхности по другой, без малейшей тенденции оправдать затраченную работу на трение.

Вообще же вопросам сухого трения уделяется недостаточное внимание. Так, например, в «Курсе теоретической механики» профессоров Л. Г. Лойцянского и А. И. Лурье (ГОНТИ НКТП, 1938 г., 2-е изд., ч. I, стр. 37 и ч. II, стр. 62) в основу изучения трения берутся устаревшие законы, установленные французским физиком Кулоном в 1784 г. По этим законам коэфициенты трения зависят только от материала и от шероховатости поверхности, в то время как достоверно известно, что коэфициенты трения зависят и от других существенных обстоятельств, в особенности от скорости и удельного давления. Что же касается шероховатости поверхности, то при сухом трении это имеет только начальное значение, так как при некоторой продолжительности или повторяемости трения поверхность сглаживается сама собой вследствие взаимной притирки трущихся тел.

Ещё более поверхностное отношение к вопросам трения показывает следующее место во второй части того же курса (стр. 62), где говорится, что, «желая затормозить поезд, мы тормозим бегущие колёса, заставляем их скользить по рельсам, и за счёт появляющегося трения скольжения при большом весе поездного состава получаем большую тормозящую силу».

НБ УДУНТ (ДИТ)

Не говоря о практической недопустимости такого способа торможения, уже с точки зрения эффективности его такое торможение даёт (вследствие скольжения колёс по рельсам) меньшую тормозную силу, чем та, которая имеет место при нормально применяемом способе, за счёт трения тормозных колодок о колёса при их полном вращении без скольжения.

Это не единственный пример поверхностного отношения к вопросам трения. В «Технической механике» (Э. К. Дрезен, В.И. Сергеев и др., 1931 г., НКТП, изд. 1-е, ч. II), на стр. 49 сказано: «... знаменитый Вестингауз нашёл, что коэфициент трения чугунной тормозной колодки о бандаж вагонного колеса принимает следующие значения: при $v=27$ *м/сек*, $f=0{,}048$, при $v=13$ *м/сек* $f=0{,}128$ и т. д. Это обстоятельство имеет большое значение при торможении поезда: чтобы возможно скорее остановить поезд, надо прижимать колодки тормоза к бандажу колеса не сразу, а постепенно, так как в последнем случае скорость скольжения колеса о рельс будет меньше, а коэфициент трения, а стало быть, и сила трения, будет больше».

Полное противоречие с практикой.

Такие примеры показывают, насколько ещё вопросы трения и торможения мало изучены. В большинстве же случаев в курсах теоретической механики эти вопросы даже не включаются в содержание дисциплины.

Не может быть сомнения, что все эти противоречивые данные должны быть изъяты из технической литературы как устаревшие.

Различия во взглядах на теорию сухого трения в значительной степени могут быть объяснены преобладанием эмпирических методов исследования и отсутствием теоретического объяснения законов трения.

Не изучив же истинной физической природы трения, не зная, как теоретически объяснить найденные опытом зависимости между силой трения, с одной стороны, и скоростью, силой нажатия, твёрдостью материала и пр., — с другой, невозможно рассчитывать на техническое и экономическое совершенствование тормозных устройств.

В этом случае единственно возможный путь сводится к методу проб, как это и было осуществлено в США, где в специальной лаборатории в течение десятка лет изыскивалась и, наконец, была введена как стандарт тормозная колодка с меньшим износом и бо́льшим коэфициентом трения.

Американский специалист тормозного дела Ф. В. Сержент, работая в течение многих лет над улучшением типа тормозной колодки, нашёл пути к повышению коэфициента трения и уменьшения износа колодки почти вдвое. Его исследования по приблизительным подсчётам позволили сократить расход металла на тормозные колодки до 200 000 *т* в год, что равняется весу более 1 000 паровозов.

Практическое изучение трения тормозных колодок начато было ещё в половине прошлого столетия французскими инженерами Боше и Пуаре. Затем в 1878 г. широкие опыты производились в Англии капитаном Дугласом Гальтоном вместе с Дж. Вестингаузом по определению коэфициентов трения между тормозными колодками и колёсами, а также между колёсами и рельсами при скольжении.

Опыты дали богатый материал, который не потерял ценности до настоящего времени. Он заслуживает внимания в том отношении, что получен в условиях натурального движения подвижного состава по рельсовому пути.

Кроме того, имеются результаты лабораторных испытаний модели тормозной колодки в одну треть натуральной величины на таком же малом колесе, полученные в тормозной лаборатории в Грюнвальде (Германия) инженером Мецковым; опубликованный им материал требует, однако, поправочных коэфициентов.

Лабораторные испытания с тормозными колодками и колесом в натуральную величину имели место также в Иллинойском университете в Пардью (США).

Перевод отчёта по этой работе выполнен проф. В. Ф. Егорченко и издан Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транс-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

порта (ЦНИИ) в 1937 г. под названием «Трение железнодорожных тормозных колодок» (вып. 33-й).

Наконец, в СССР в 1936 г. на опытном кольце ЦНИИ производились всесторонние испытания для изучения коэфициентов трения тормозных колодок с товарными двух- и четырёхосными вагонами, отчёт о которых опубликован в трудах ЦНИИ, 1938 г., вып. 59-й.

Наиболее важные результаты перечисленных выше опытов помещены ниже.

§ 17. ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ ПО ТРЕНИЮ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

а) Общие сведения

При разработке теории трения в основу были положены опытные данные из практики. Ввиду этого целесообразно предварительно познакомиться с этими данными в том объёме, какой для этого требуется.

В этом параграфе собраны диаграммы, таблицы и выдержки из отчётов по определению зависимости величины коэфициента от различных факторов и условий. Материал заимствовался из четырёх упомянутых выше источников: опытов Гальтона в Англии, Мецкова в Германии, Иллинойского университета в Америке и Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ЦНИИ) в СССР.

Все данные по своим закономерностям согласуются между собой, но отличаются по абсолютным величинам, что объясняется, во-первых, тем, что применялись различные материалы тормозных колодок и колёс, и, во-вторых, условия опытов были неодинаковы. Одни опыты производились в условиях, приближающихся более к эксплуатационным, другие — к лабораторным. Последние не могут дать натуральных результатов, ввиду чего требуется критическое отношение к ним.

В нижепомещаемых диаграммах приводятся зависимости коэфициентов трения от скорости для нескольких нажатий на тормозную колодку. Раньше (до 1930 г.) обращалось внимание на коэфициент трения тормозных колодок только при одной величине нажатия, соответствующей полному торможению, и считалось, что этого для практики достаточно.

Вопрос о зависимости коэфициента трения от величины нажатия возник в связи с появлением потребности тормозить скоростные поезда при повышенных нажатиях тормозных колодок на колёса с последующим автоматическим переходом на понижение нажатия при низких скоростях. Интерес в этом отношении вызвало также применение гружёного и порожнего режимов торможения в товарных поездах.

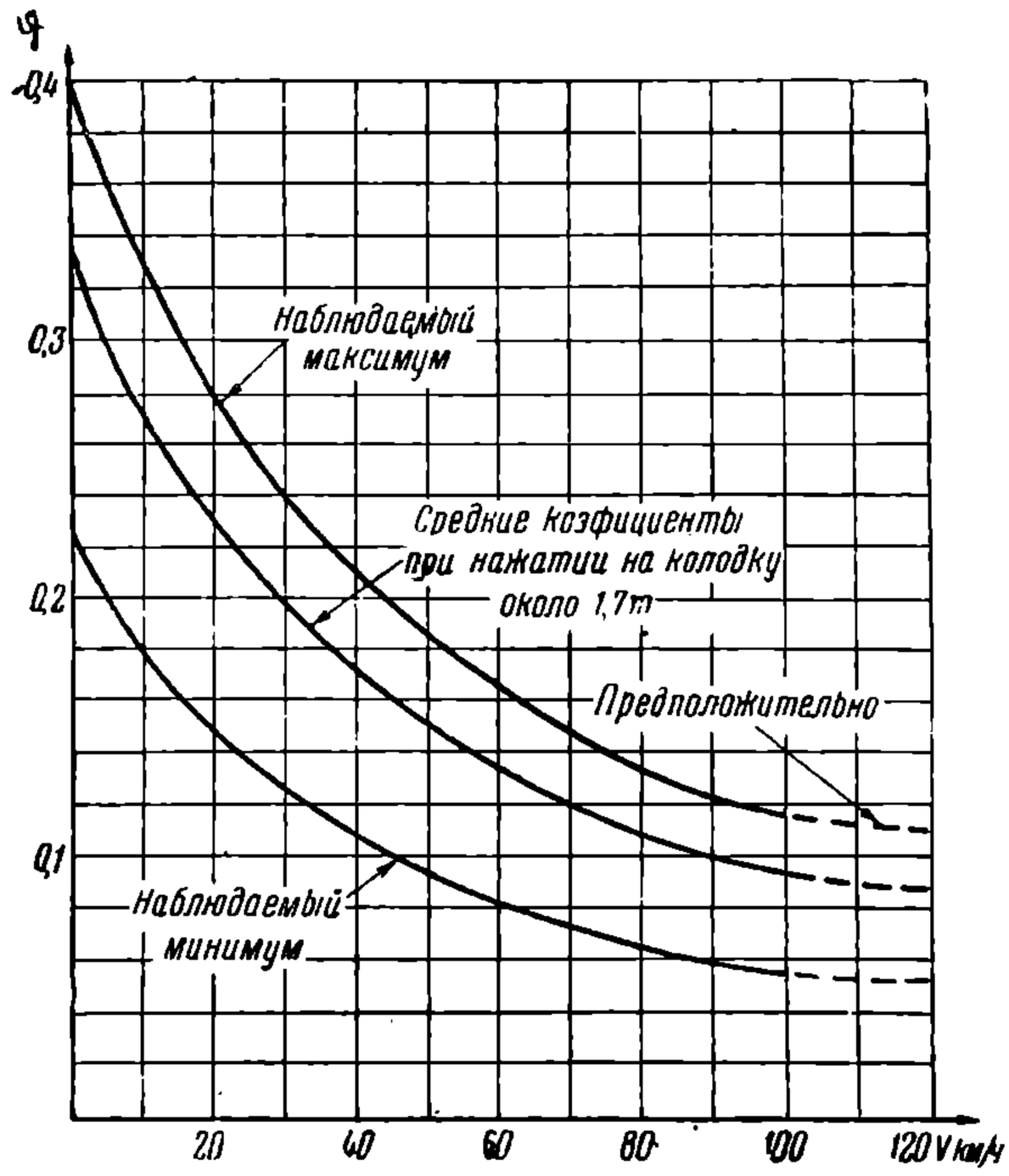
Кроме диаграмм, составленных на основании результатов лабораторных и путевых испытаний, ниже приводятся и сравниваются диаграммы, построенные по формулам.

б) Коэфициент трения тормозных колодок по опытам Гальтона

На фиг. 26 представлена диаграмма, дающая зависимость коэфициентов трения от скорости по опытам Гальтона (1878 — 1879 гг.) (величины нажатий на тормозную колодку не указаны: Гальтон не замечал зависимости коэфициента трения от силы нажатия). На диаграмме даны три кривые, как максимальные, минимальные и средние коэфициенты трения. Средняя кривая получилась в результате наиболее часто применявшихся режимов торможения.

По поводу этих опытов Гальтон указывает, что всё время имелись налицо не поддающиеся учёту погрешности (вероятно, вследствие различных величин нажатий на колодки). Ввиду этого он ограничился лишь установлением фактов, полученных из опытов, и воздержался от вывода законов трения, выразив уверенность, что вопрос о трении в будущем получит более полное освещение.

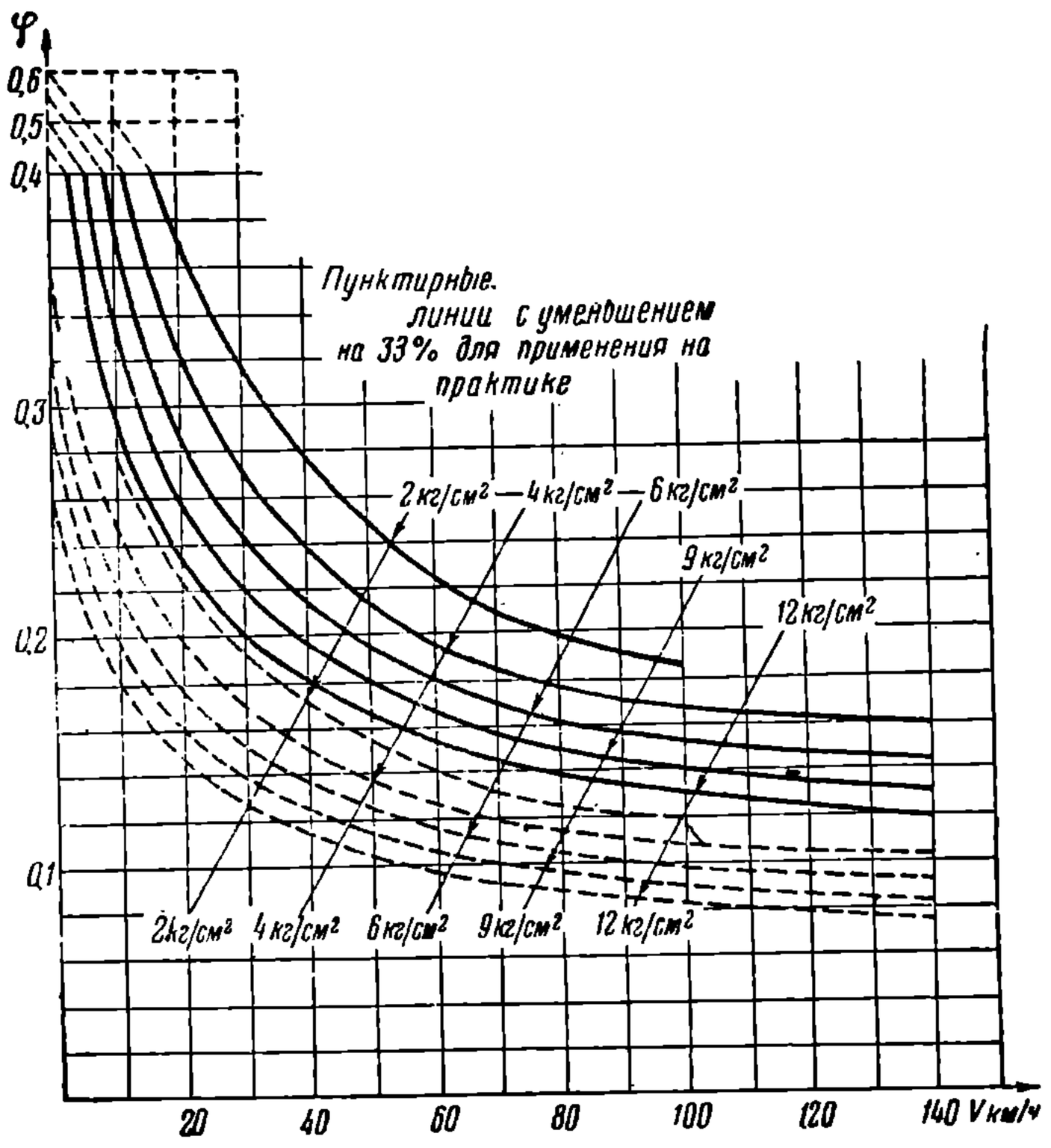
НБ УДУТ (ДИТ)



Фиг. 26. Коэфициенты трения по опытам Гальтона 1878 г.

в) Коэфициент трения тормозных колодок по опытам Мецкова

На фиг. 27 изображены кривые коэфициентов трения в зависимости от скорости и силы нажатия по опытам инженера М. Мецкова [1]. Опыты



Фиг. 27. Коэфициенты трения модели тормозной колодки по опытам Мецкова

[1] Опубликовано 1 апреля 1925 г. и в декабре 1926 г. в журнале «Glasers Annalen».

НБ УДУНТ (ДІІТ)

производились с моделью в одну треть величины натуральной тормозной колодки.

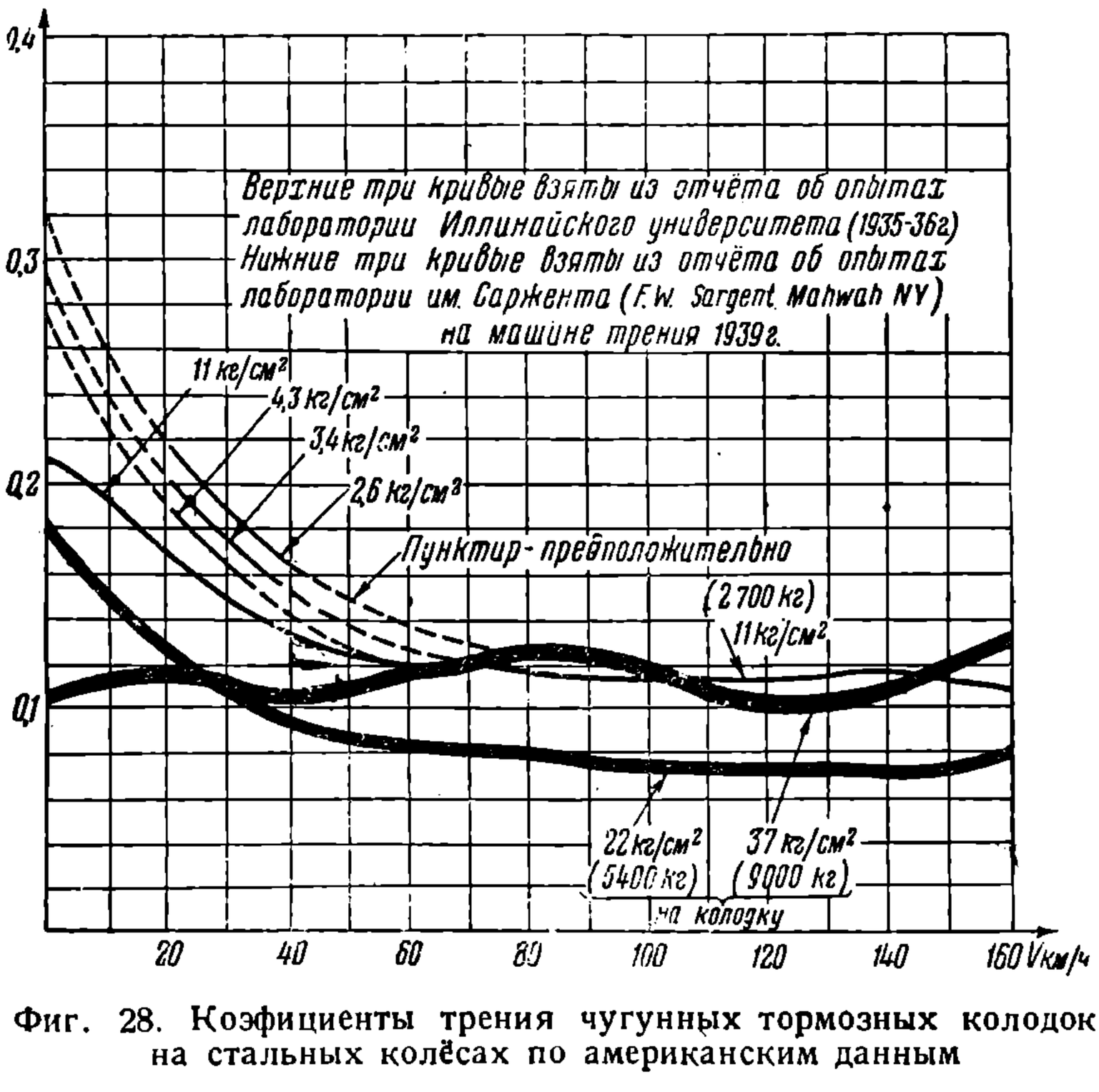
Испытание такой модели не могло дать близких к действительности данных, однако позволило установить ряд важных зависимостей коэфициента трения от скорости, от величины нажатия, температуры и твёрдости материала.

Для того чтобы кривыми можно было пользоваться практически, их ординаты следует уменьшать на 33%, чтобы приблизить их величины к реальным, например, по данным ЦНИИ, приведённым ниже на фиг. 36. Кривые Мецкова с таким уменьшением ординат показаны на фиг. 27 пунктиром.

Кривые Мецкова позволили лабораторно проверить, как изменяется коэфициент трения и как ведёт себя тормозная колодка при высоких скоростях порядка 140—160 *км/ч*. В этом состоит их положительная сторона. Недостаток же заключается в том, что нажатия на колодку не превосходили 12 *кг/см²*, в то время как при высоких скоростях требуется доводить их до значительно большей величины, например до 25 *кг/см²*.

г) Коэфициент трения тормозных колодок по американским данным

На фиг. 28 мы видим диаграмму зависимости коэфициента трения чугунных тормозных колодок на стальных колёсах от скорости и нажатия по данным лаборатории Иллинойского университета (верхние три кривые) и лаборатории им. Сержента (нижние три кривые).



Фиг. 28. Коэфициенты трения чугунных тормозных колодок на стальных колёсах по американским данным

Обширные опыты лаборатории, описанные в бюллетене № 257 Иллинойского университета (перевод с английского в трудах ЦНИИ 1937 г., вып. 33-й), по своей методике и программе отличаются от описанных выше. Результаты их воспроизведены на диаграмме для трёх нажатий: 2,6, 3,4 и 4,3 *кг/см²*. Течение кривых для бóльших и меньших скоростей показано пунктиром (предположительно).

Остальные опыты производились преимущественно по методу нахождения среднего коэфициента трения при торможениях на остановку путём вычисления отношения затраченной кинетической энергии к произведению пройденного пути

НВ УДЛНТ (ДИТ)

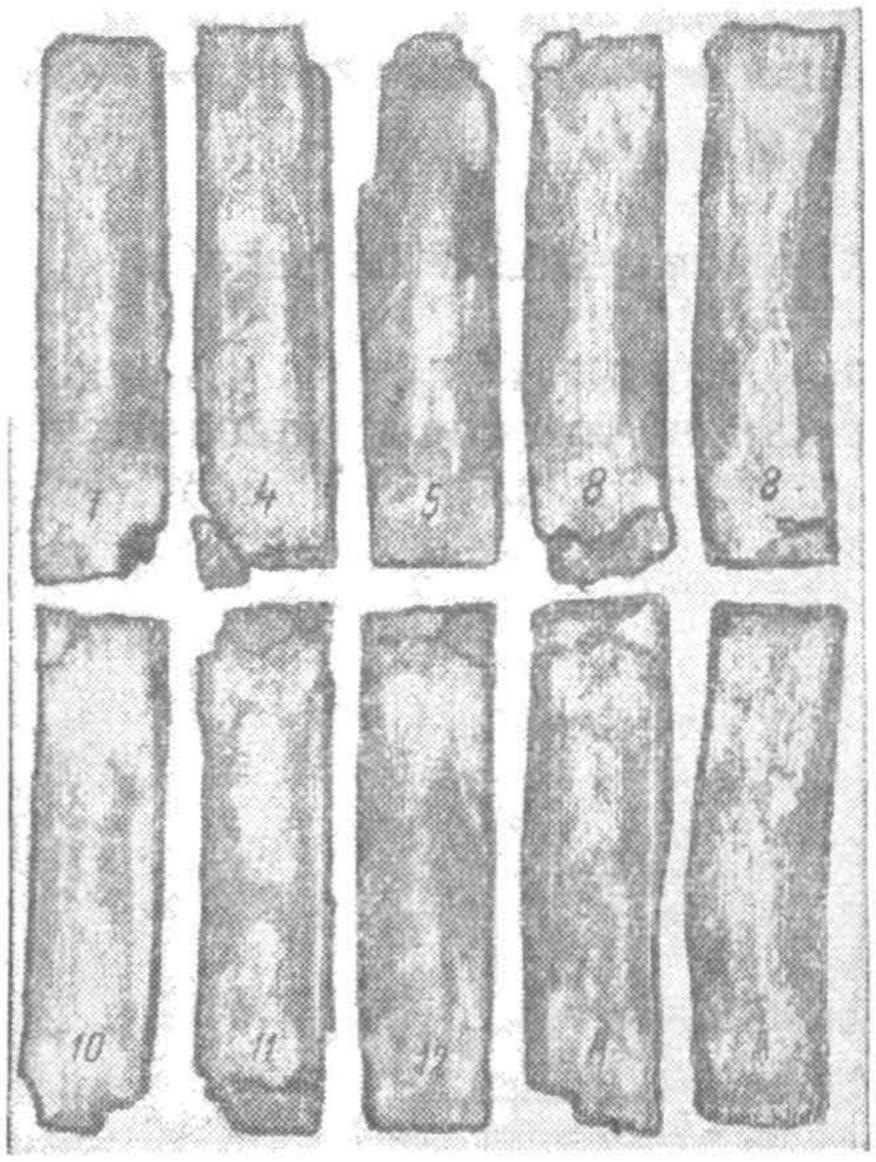
какой-нибудь отмеченной точкой на ободе колеса на силу нажатия колодки.

Полученные кривые в общем немного лишь отличаются от кривых аналогичных опытов Гальтона, Мецкова и др.

Большой интерес представляют нижние три кривые, изображающие зависимость коэфициента трения от больших нажатий и высоких скоростей, когда мощность работы трения доходит до 12 000 и даже до 17 000 *кгм/сек* при нажатии 9 000 *кг* на колодку и при скорости 160 *км/ч*. Коэфициенты трения при последних условиях показаны на диаграмме самой жирной линией. Количество тепла, выделявшегося при таком трении, доходило до 30—40 *кал* в секунду, причём тормозная колодка настолько раскалялась, что во время опытов от неё постоянно отрывались расплавленные частицы металла; поверхность трения свидетельствовала о начале разрушения материала из-за высокой температуры и большого нажатия.

На бандажах при таком напряжении работы тормозной колодки появлялись поперечные трещины длиной от 10 до 75 *мм*. не выходящие, однако, за пределы поверхности трения. Глубина их доходила от 3 до 5 *мм*. Трещины обычно проявлялись после окончания опыта во время остывания колеса, сопровождались громким звенящим звуком. На поверхности трения бандажа обнаруживался также местами крепко приваренный металл колодки.

При нажатии на колодку силой больше 6 000 *кг* (30 *кг/см²*) получаются совсем иные зависимости коэфициентов трения от скорости, чем те, которые были ранее рассмотрены при меньших нажатиях. Оказывается, что в этих случаях, как это видно из диаграммы, коэфициенты трения иногда бывают выше, чем при меньших нажатиях, например при 27 00 *кг* (11 *кг/см²*). А в общем коэфициент трения при нажатиях от 6 000 до 9 000 *кг*, колеблясь по величине в небольших пределах, остаётся почти постоянным при всех скоростях от 160 *км/ч* до 0.



Фиг. 29. Состояние тормозных колодок после опытов

Такие резкие изменения законов трения при больших давлениях и высоких скоростях объясняются началом текучести и изменения поведения материала колодки. На фиг. 29 показано состояние нескольких колодок после опытов с большим нажатием до 9 000 *кг* и при больших скоростях. Почти у всех колодок концы разрушены. Это разрушение наступало преимущественно тогда, когда колодка изнашивалась до минимальной допускаемой величины.

Так как вопрос о большом нажатии тормозной колодки при высокой скорости имеет важное значение при проектировании тормозов для скоростных поездов, то не лишним будет привести здесь следующие выдержки из выводов тормозной лаборатории им. Сержента.

1. Трещины на поверхности трения бандажа или обода стального колеса имели место тогда, когда нажатие тормозной колодки составляло 37 *кг/см²* при высоких скоростях 140—160 *км/ч*, а «волчки» от приваренного материала колодки обнаруживались, когда нажатия на колодку при тех же скоростях достигали 39—40 *кг/см²*.

Чтобы избежать того и другого, нажатия должны быть такой величины, чтобы при заданной наивысшей скорости не превышать работы трения 15 000 *кгм/сек*.

2. Но чтобы износ тормозной колодки был более или менее нормальным, последняя должна нагружаться работой трения, не превышающей эффекта в 12 000 *кгм/сек*.

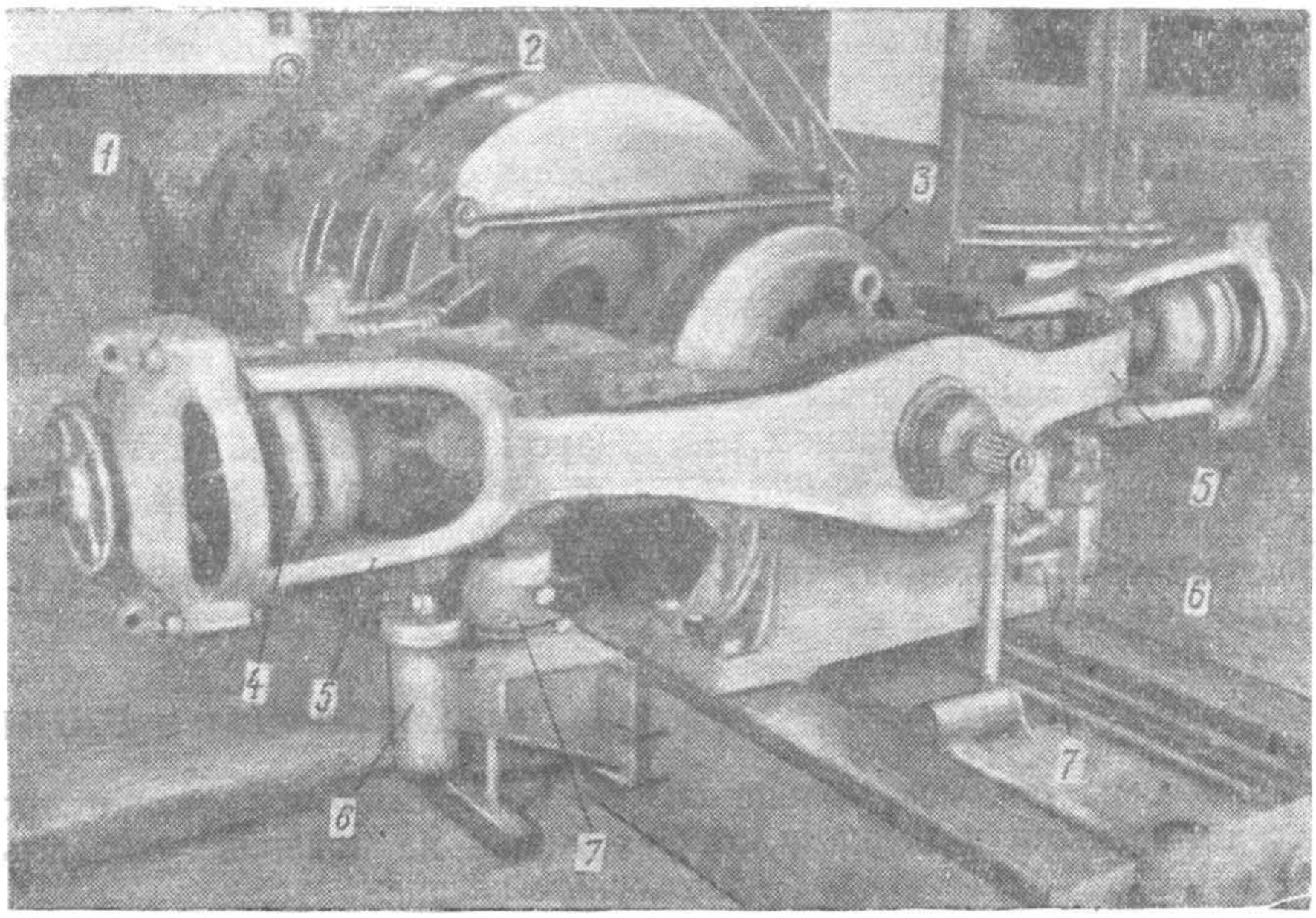
НВ УДИНТ (ДІІТ)

3. Для получения достаточно устойчивой по износу и прочной чугунной тормозной колодки последняя должна быть армирована стальной арматурой в виде решётки внутри и пластины на спинке. Эта арматура должна быть предварительно облужена, а расплавленный чугун перегрет для получения прочной спайки и монолитности.

4. Твёрдость колодки по Бринелю рекомендуется доводить от 220 до 240 при твёрдости обода колеса 240—300 единиц.

В последнее время развитие высоких скоростей пассажирских и товарных поездов в США выдвинуло на одно из первых мест вопрос о тормозах. В этом вопросе большое внимание уделяется тормозной колодке.

Немалый интерес представляет собой огромной мощности американская машина трения, посредством которой были получены вышеуказанные результаты по испытанию тормозных колодок при высоких скоростях.



Фиг. 30. Машина трения для испытания тормозных колодок в лаборатории им. Саржента при Иллинойском университете

Такая машина (фиг. 30) установлена в опытной лаборатории им. Сержента.

Она воспроизводит современные условия торможения поезда с любой нагрузкой на колесо и при любой скорости в пределах от нуля до 240 *км/ч*. 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%.

Машина состоит из следующих частей: на общем валу, установленном на роликовых подшипниках, насажены вагонное колесо *3* и семь тяжёлых неодинакового веса маховых дисков *2*; на конце вала за дисками находится мотор *1*. Диски заменяют собой часть массы 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 можно получить 26 комбинаций нагрузок. При остановке мотора вал выключается от него автоматически при помощи особой муфты сцепления, и тогда колесо с нагрузкой вращается по инерции.

НБ УДУНТ (ДНТ)

Две тормозные колодки, расположенные на диаметрально противоположных сторонах колеса, прижимаются к последнему посредством цилиндров *4—4*, работающих сжатым воздухом. Тормозные колодки укреплены в специальные башмаки, снабжённые мессдозами для определения силы нажатия на них.

Цилиндры и башмаки с колодками укреплены на концах массивного коромысла *5—5*, качающегося в центре на роликовых подшипниках на выступающем конце общего вала за пределами коренного подшипника. Для удержания коромысла *5* в горизонтальном положении под ним поставлены пружинные амортизаторы *6—6*, а для измерения тангенциальных сил, развивающихся благодаря трению колодок, под каждым плечом коромысла помещены гидравлические мессдозы *7—7*, причём всегда одна из них находится в состоянии сжатия, а другая — растяжения. Мессдозы выдерживают тангенциальные силы до 5 500 *кг* при диаметре колеса около 850 *мм* и в состоянии выдержать двойную нагрузку.

Машина снабжена самопишущими приборами измерения, работающими непрерывно во всё время торможения. В диаграммных записях отмечаются силы нажатия каждой тормозной колодки, силы трения и длины тормозных путей. Величина силы трения определяется высотой диаграммы, а тормозной путь — длиной её. На диаграмме также отмечается величина замедления в милях в час.

Предусмотрены отдельные записи давлений воздуха в тормозных цилиндрах для проверки нажатия колодок. Время отмечается на ленте интервалами в 0,5 сек.

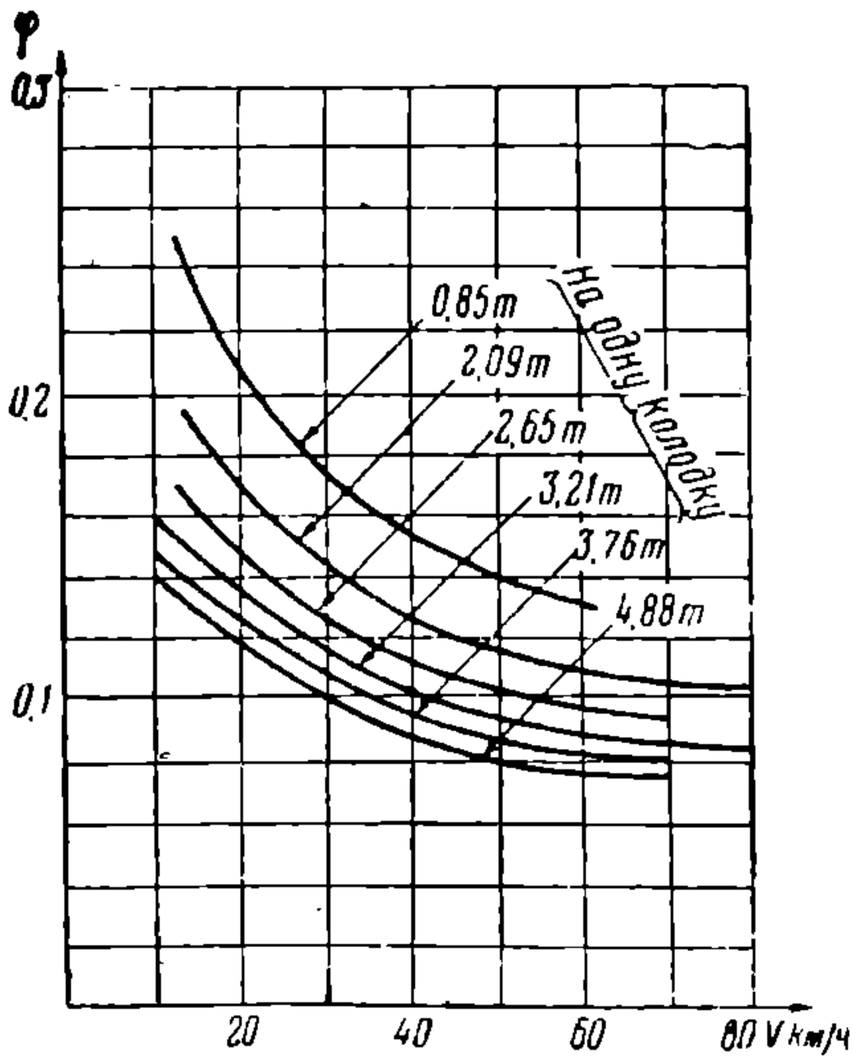
Имеются также два скоростемера: первый всё время показывает скорость машины в оборотах в 1 мин., второй (чрезвычайно точный) может быть пущен в действие, когда машина движется с определённой скоростью.

Давление воздуха в главном резервуаре компрессорной установки поддерживается на высоте около 30 *am*, что при диаметре тормозных цилиндров 12″ даёт возможность получить большие нажатия колодок.

Электромотор постоянного тока 230 *в* максимальной скоростью 1 500 об/мин., мощностью 175 *ЛС*.

д) Коэфициент трения тормозных колодок по опытам ЦНИИ

В 1936 г. на опытном кольце ЦНИИ проф. В. Ф. Егорченко производил опыты с тормозными колодками разных типов, на товарных четырёхосных и двухосных вагонах.



Фиг. 31. Коэфициенты трения стандартной тормозной колодки СССР по опытам ЦНИИ

Кривизна рельсового пути не влияла на результаты опытов, так как радиус опытного кольца был сравнительно большой — около 950 *м*; дополнительное сопротивление от кривой было определено опытным путём и учтено при выводе формулы коэфициентов трения колодок.

Из этих опытов был получен большой материал и сделаны важные выводы.

1. Тормозной путь поезда в значительной степени зависит от качества материала и размеров тормозных колодок.

2. Как общее правило, повышение твёрдости чугуна колодки сопровождается уменьшением коэфициента трения и уменьшением износа.

3. Увеличение поверхности соприкосновения колодки с колесом ведёт к увеличению коэфициента трения и уменьшению износа.

4. Чугунные колёса повышают коэфициент трения тормозных колодок на малых скоростях и понижают при больших.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

5. Снабжение колодки гребневым охватом (охватывающим гребень колеса) повышает коэфициент трения колодки, но незначительно (2—5%).

В этих опытах определялась зависимость коэфициента трения от скорости и нажатия 18 типов колодок для 35 комбинаций и трёх типов колёс. Одна из диаграмм этих опытов представлена на фиг. 31; она характеризует наиболее распространённую на железных дорогах СССР стандартную тормозную колодку длиной 430 *мм*.

Кривые, изображённые на диаграмме, подтверждают характер зависимости коэфициентов трения от скорости и нажатия, полученных ранее из американских и немецких опытов. Однако более близкое сходство они имеют с кривыми Гальтона (фиг. 26), в особенности при малых нажатиях колодок. Объясняется это тем, что как те, так и другие испытания производились не в лабораториях, а на рельсовых путях в натуре.

е) Зависимость коэфициента трения от начальной продолжительности трения

Если произвести нажатие тормозной колодки на колесо при поддержании постоянной скорости, то сила трения, а следовательно, и коэфициент трения, в течение некоторого времени от начала торможения будут уменьшаться.

На фиг. 32 показана зависимость по опытам Гальтона величины коэфициента трения от продолжительности торможения в течение первых 10—20 сек. при пяти скоростях: 32, 43, 60, 76 и 97 *км/ч*. Из этой диаграммы видно, что уменьшение коэфициента трения тем продолжительнее и больше, чем меньше скорость.

Например, при скорости 32 *км/ч* коэфициент трения падает в течение 20 первых секунд на величину 0,08, а при скорости 97 *км/ч* в течение первых 10 сек. всего на 0,03.

На фиг. 33 изображена диаграмма (тоже из опытов Гальтона), из которой видно, что, несмотря на уменьшающуюся скорость, коэфициент трения в течение 24 сек. не повышается, как это по закону зависимости от скорости должно быть, а остаётся всё время одинаковым и даже немного понижается. Это явление объясняется тем, что после начатого торможения коэфициент трения имеет некоторое стремление вначале уменьшаться.

Таким образом, две зависимости,—одна от скорости, другая от продолжительности, — друг друга почти компенсируют, а по истечении некоторого времени вторая зависимость исчезает и остаётся только первая, как показано пунктиром, за пределами диаграммы.

Закон зависимости коэфициента трения от продолжительности торможения обнаруживается также и в опытах Мецкова. Однако в его отчёте нет прямых указаний на это.

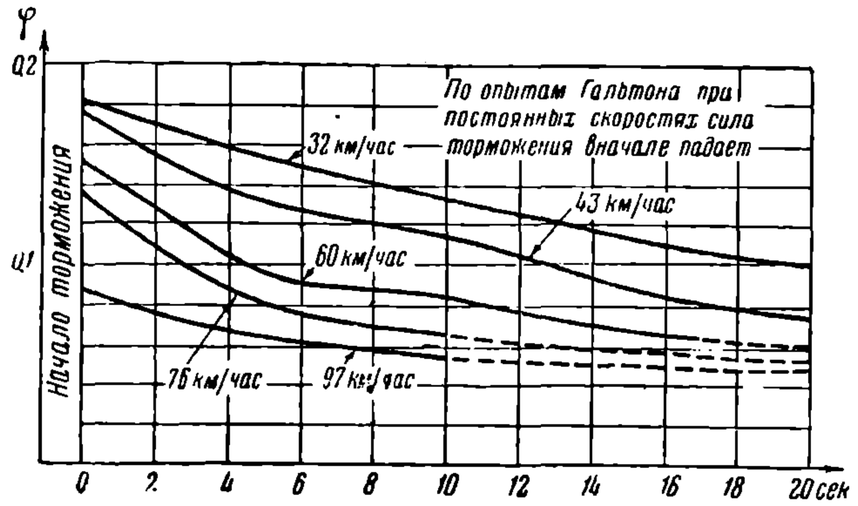
Из некоторых диаграмм (фиг. 34) можно усмотреть: участок опытной ленты в промежутке времени между 60 и 73 сек. захватил понижение коэфициента трения при постоянной скорости. Нетрудно догадаться, что это понижение началось от начала торможения, как показано (предположительно) на левом обрезке ленты.

Этот же закон подтверждается и американскими опытами. Однако надо иметь в виду, что тормозные колодки, армированные включениями стальных решёток, в большинстве случаев дают сначала повышение тормозной силы; колодки же без включений при постоянной скорости сразу обнаруживают понижение коэфициента трения (см. фиг. 35).

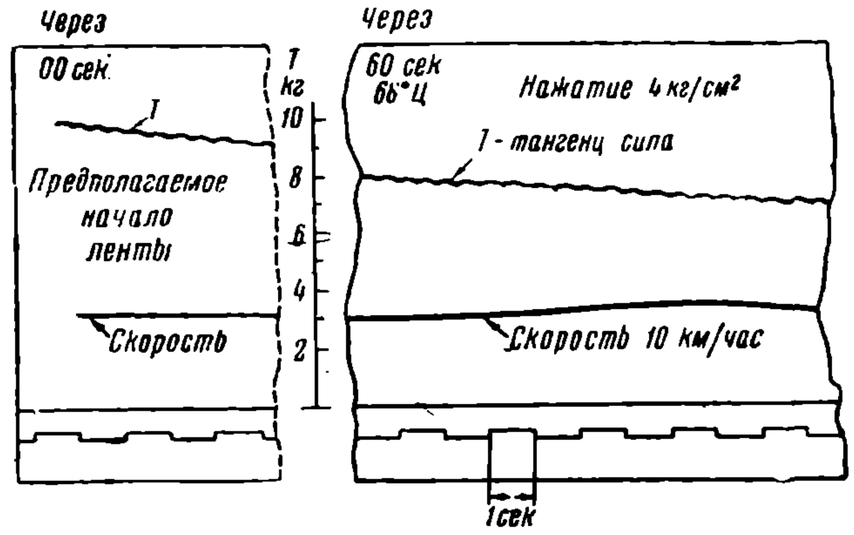
Такое различие можно объяснить, вероятно, тем, что армированная колодка состоит из разнородных материалов.

Закон зависимости коэфициента трения от продолжительности трения, относящийся, правда, только к началу всякого торможения, несколько усложняет вопрос о законе зависимости силы трения от скорости и силы нажатия на колодку.

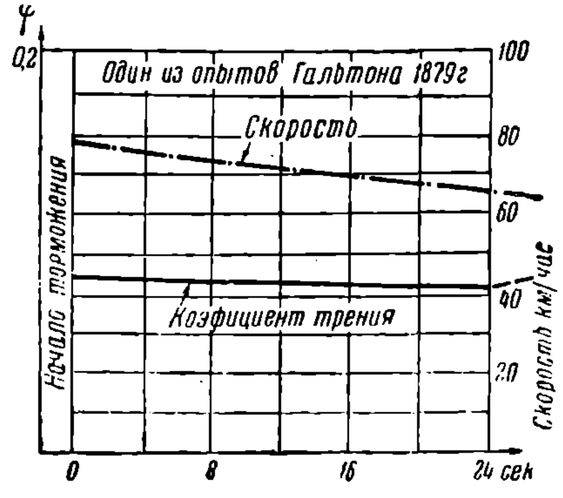
НБ УДИТ (ДИТ)



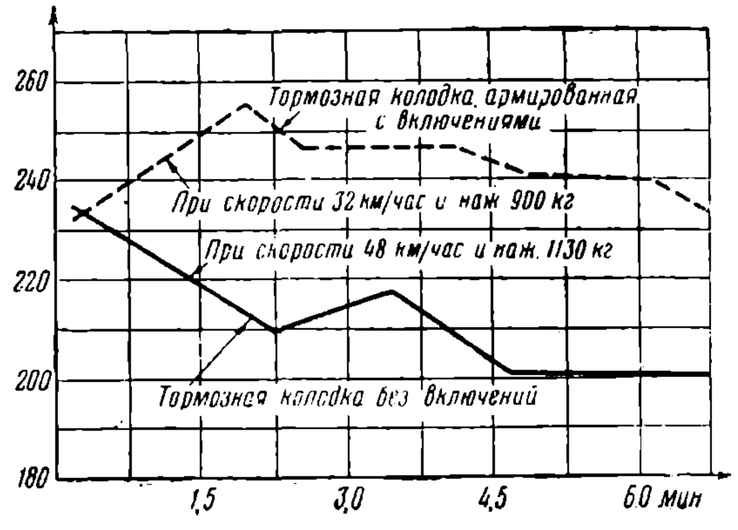
Фиг. 32. Зависимость коэфициента трения от начальной продолжительности трения



Фиг 34. Падение коэфициента трения в начале торможения при постоянной скорости по опытам Мецкова



Фиг. 33. Начальное падение коэфициента трения компенсируется повышением его вследствие замедления скорости



Фиг 35. Колебания тормозной силы в начале торможения по американским диаграммам

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ж) Зависимость коэфициента трения от нагрева тормозной колодки

При исследовании влияния температуры на коэфициент трения в опытах Мецкова было установлено, что коэфициент трения с повышением температуры не понижается, а как будто слегка увеличивается.

Для примера приведём следующие опытные показатели для скоростей 60 и 100 *км/ч* и нажатий 4, 6, 9 и 12 *кг/см²* (см. табл. 2). При начальных и конечных температурах $t_н$ и $t_к$ коэфициенты трения соответственно обозначены $\varphi_н$ и $\varphi_к$

Таблица 2

Отношения величин коэфициентов трения при равных температурах тормозной колодки

Нажатия на колодку	4 *кг/см²*			6 *кг/см²*			9 *кг/см²*			12 *кг/см²*		
Температуры / Скорость *км/ч*	$t_н$	$t_к$	$\frac{\varphi_н}{\varphi_к}$	$t_н$	$t_к$	$\frac{\varphi_н}{\varphi_к}$	$t_н$	$t_к$	$\frac{\varphi_н}{\varphi_к}$	$t_н$	$t_к$	$\frac{\varphi_н}{\varphi_к}$
60	100°	680°	0,877	100°	550°	0,850	125°	600°	0,752	250°	650°	0,843
100	100°	350°	0,914	200°	300°	0,877	275°	375°	0,800	375°	400°	0,867

Опыты в тормозной лаборатории при Иллинойском университете (США) подтверждают эти данные полностью. Помещаем выдержку из отчёта по этим опытам (перевод в «Трудах ЦНИИ», 1937 г., вып. 33-й, стр. 84).

«Среди железнодорожников широко распространено мнение что при продолжительном торможении происходит понижение тормозных качеств колодки, причём предполагается, что коэфициент трения значительно падает вследствие нагревания колодки и колеса. Опыты этой серии были предприняты для проверки правильности этого мнения. Можно установить, что результаты опытов не подтвердили этого мнения» (при 15-минутных непрерывных торможениях при разных скоростях и нажатиях).

При этих опытах сравнивались коэфициенты трения кратковременных торможений — от 0,5 до 1,0 мин. — с коэфициентами трения при 15-минутном непрерывном торможении.

Разница в коэфициенте в сторону повышения при 15-минутных торможениях, при которых происходил весьма большой нагрев колодок до тёмно-красного каления, была в среднем около 12%.

Таким образом, результаты опытов приводят к заключению, что нагрев колодок повышает коэфициент трения. И в этом, как указывается в отчёте, нет ничего удивительного, так как из практики известно, что при более мягком материале, хотя бы одной из трущихся поверхностей, при сухом трении коэфициент его больше, чем при твёрдом материале. Так как длительное трение, нагревая тормозные колодки до высокой температуры, размягчает их, то естественно, коэфициент трения их должен соответственно повышаться.

Наконец, по опытам Центрального исследовательского отделения подвижного состава Национального общества французских железных дорог в 1937 г. (опубликовано в журнале «Les chemins de fer» от 1 июля 1938 г., инж. Педлюк) комиссия констатирует, что «при испытании тормозов на затяжных уклонах обнаружена независимость коэфициента трения от температуры в измерявшихся пределах от 100 до 700° при помощи термоэлектрических пар, так что при езде по длинному уклону нет основания опасаться ослабления тормозной силы по причине нагрева колодок».

з) Влияние влажности на величину коэфициента трения

Инж. Мецковым были проделаны опыты, определяющие влияние влажности на коэфициент трения между тормозными колодками и колёсами при различных удельных давлениях и скоростях. Во время опытов колесо трения

НБ УДУНТ (ДИТ)

искусственно смачивалось водой. Результаты этих опытов в виде средних величин даны в табл. 3, в которой цифры с минусами означают число процентов уменьшения коэфициента трения по сравнению с сухими колодками, а цифры с плюсами — увеличение его. Например, при $x = 6$ *кг/см²* и $v = 25$ *км/ч* коэфициент трения при мокрых колодках, как показывает таблица, на 18,7% менее, чем при сухих.

Таблица 3

Изменения коэфициентов трения в процентах при влажных тормозных колодках по сравнению с сухими

Удельное давление в *кг/см²*	$v = 25$ *км/ч*	$v = 60$ *км/ч*	$v = 100$ *км/ч*
	В процентах		
5	— 14,1	— 15,6	+ 15,2
6	— 18,7	— 11,8	+ 24,2
12	— 16,9	+ 3,2	+ 22,7

Характерно, что при высоких скоростях, например при 100 *км/ч*, коэфициент трения при мокрых колодках выше, чем при сухих.

и) Коэфициенты трения, получаемые по формулам

На основании произведенных в 1936 г. широких тормозных опытов на опытном кольце ЦНИИ была составлена следующая формула [1] для вычисления коэфициента трения в зависимости от скорости и от нажатия на тормозную чугунную колодку стандартного размера:

$$\varphi = 0{,}6\,\frac{16K + 100}{80K + 100}\cdot\frac{V + 100}{5V + 100}, \qquad (1)$$

где φ — искомый коэфициент трения;

K — сила нажатия на одну колодку в *т*;

V — скорость поезда в *км/ч*.

Формула эта представлена графически на фиг. 36. Она эмпирическая — даёт результаты, вполне приемлемые для практики.

Другие формулы, предлагаемые автором настоящего труда, выведены на основании теоретического исследования.

Вывод и разбор их даны в следующем параграфе. Одна формула представлена в явной зависимости коэфицента трения φ от силы нажатия x на одну колодку (в *т*) при любых скоростях V (в *км/ч*)

$$\varphi = \frac{17}{\sqrt{x}\,(V + 40)}; \qquad (2)$$

другая формула, полученная из этой же, предназначена для так называемых «приведённых нажатий» K. Она служит, по существу, как формула средних коэфициентов трения колодок для всего поезда:

$$\varphi = \frac{12}{V + 40}. \qquad (3)$$

В этих двух формулах имеется в виду площадь стандартной тормозной колодки $43 \times 8 = 344$ *см²*. При других размерах колодки надо пользоваться формулой (19) (см. § 18), в которой x является не общим давлением на колодку, а удельным, отнесённым к одному квадратному сантиметру площади трения, т. е. Δx.

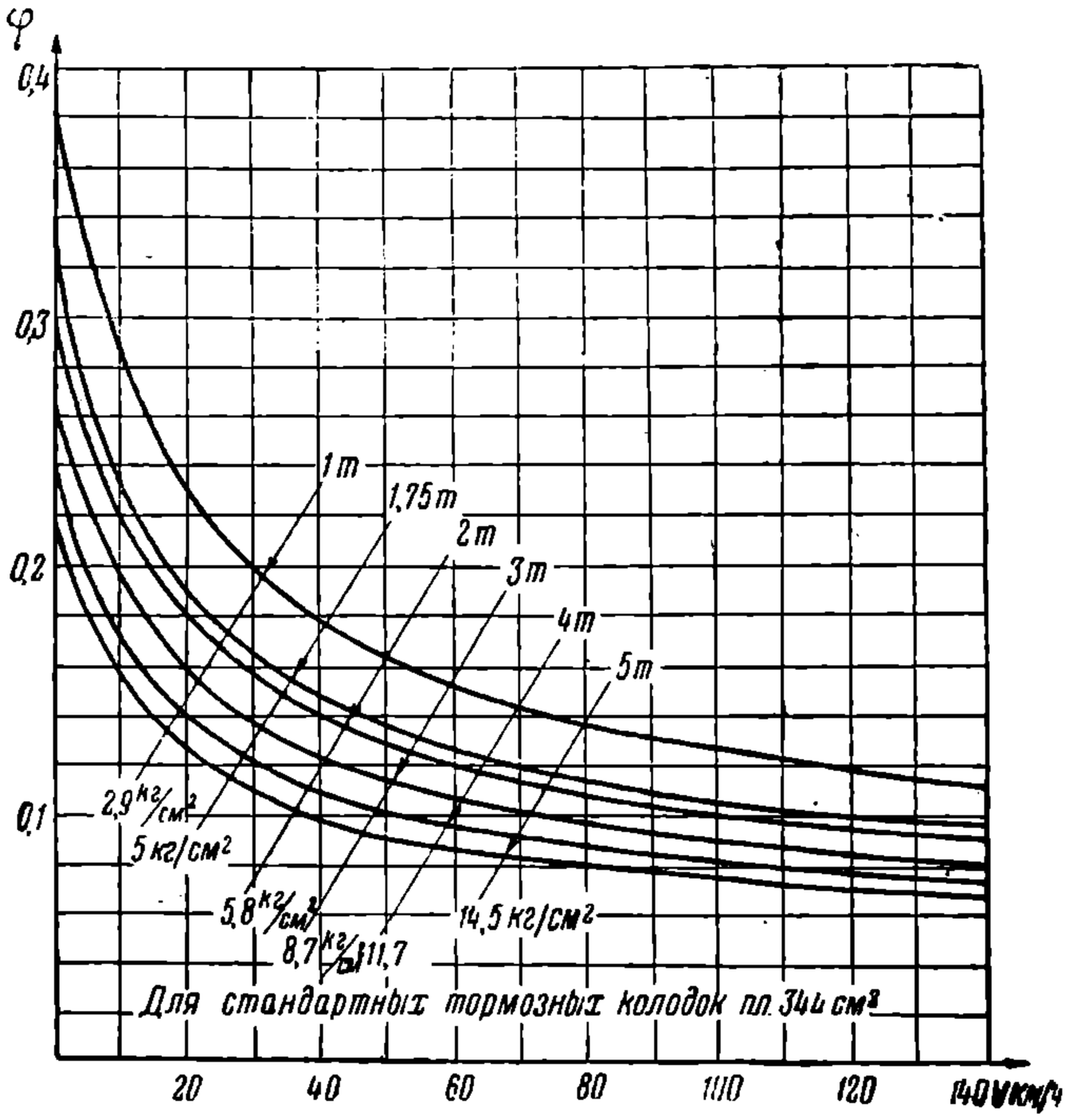
Формула (3) удобна для практического применения, позволяя легко и быстро узнать величину коэфициента трения для заданной скорости.

Зависимость коэфициента трения от скорости при различных нажатиях на тормозную колодку по формулам (2) и (3) представлена в табл. 4, а также графически на фиг. 37.

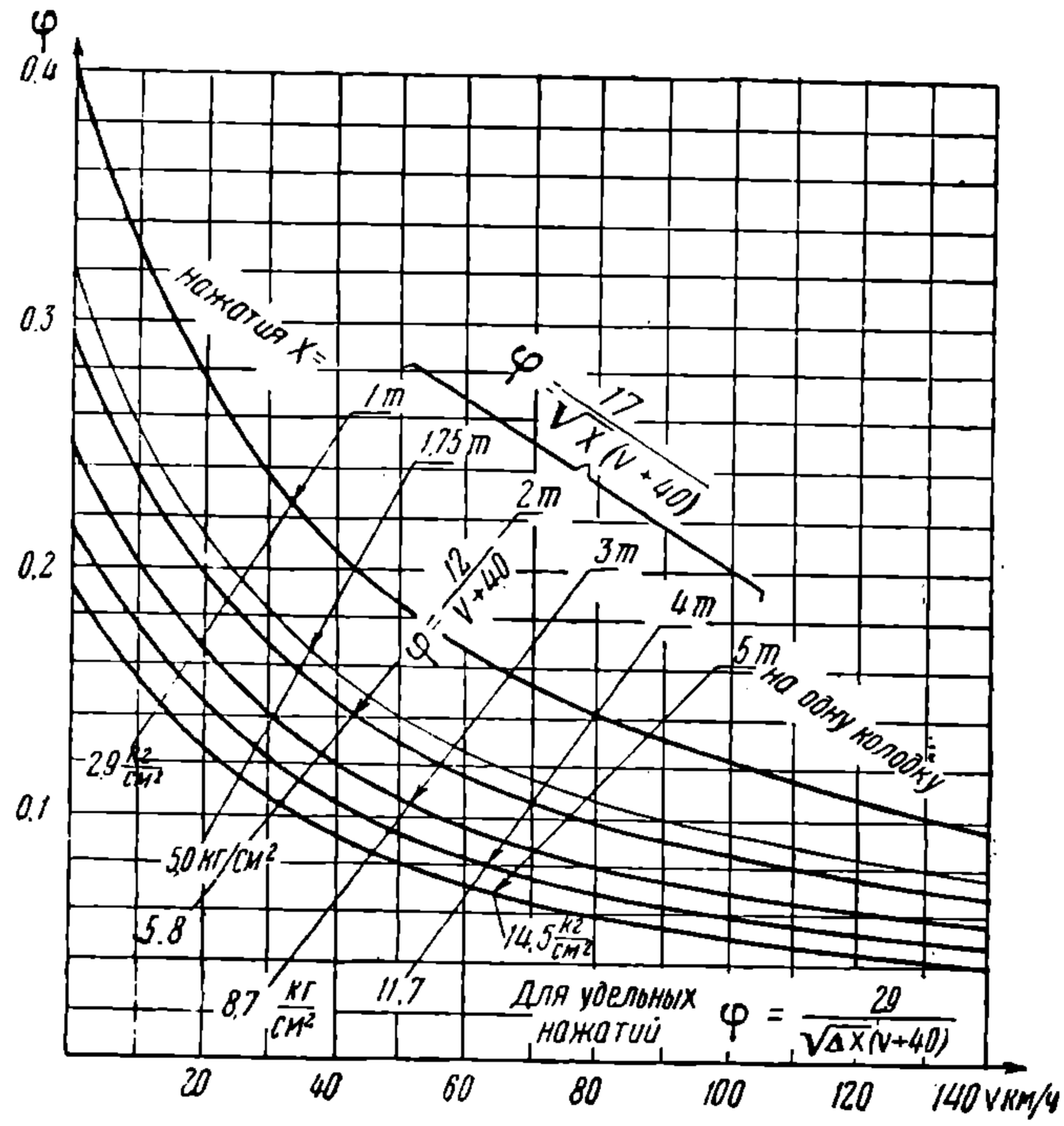
---

[1] См. «Тяга поездов», проф. А. М. Бабичков и В. Ф. Егорченко, 1938 г., Трансжелдориздат, стр. 230.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг 36. Коэфициенты трения тормозных колодок по эмпирической формуле (1)



Фиг 37. Коэфициенты трения тормозных колодок по теоретическим формулам (2) и (3)

НБ УДУНТ (ДИТ)

Таблица 4

Коэфициенты трения тормозной колодки согласно формуле (2)

v км/ч \ x	По общей формуле (2)					
	1 m	1,75 m	2 m по формуле (3)	3 m	4 m	5 m
0	0,425	0,320	0,300	0,244	0,211	0,190
20	0,274	0,213	0,200	0,163	0,142	0,122
40	0,213	0,160	0,150	0,122	0,106	0,095
60	0,170	0,128	0,120	0,098	0,085	0,076
80	0,142	0,106	0,100	0,082	0,071	0,063
100	0,121	0,091	0,085	0,070	0,061	0,054
120	0,106	0,080	0,075	0,061	0.053	0,047
140	0,095	0,071	0,067	0,055	0,047	0,042
150	0,090	0,075	0,063	0,052	0,045	0,040
160	0,085	0,084	0,060	0,049	0,043	0,038
200	0,071	0,540	0,050	0,041	0,036	0,032

Если взять данные из таблицы коэфициентов трения, помещённой в книге «Тяга поездов» (стр. 231), относящиеся к нажатию тормозной колодки на колесо в 1,75 m, и сопоставить их с цифрами табл. 4 по теоретической формуле автора соответственно для того же нажатия 1,75 m, то можно убедиться почти в полном совпадении этих данных от скорости 80 *км/ч* до остановки. Это сопоставление даётся в табл. 5.

Таблица 5

Сравнение коэфициентов, рассчитанных по формулам (1), (2)

v км/ч \ $K(x)$	Формула (1) 1,75 m	Формула (2) 1,75 m
0	0.32	0,32
40	0,17	0,16
60	0,13	0,13
80	0,12	0,11
120	0,10	0,08

Графическое изображение зависимости коэфициента трения от скорости и нажатия по формулам (2) и (3), представленное на фиг. 37, характеризуется тем, что верхняя кривая в точности совпадает с верхней же кривой, полученной на основании путевых опытов Гальтона (фиг. 26), а средняя кривая, соответствующая нажатию в 2 m, совпадает с такой же кривой по формуле (1) ЦНИИ, изображённой на фиг. 36, равно как и остальные кривые, в пределах скоростей от 80 до 10 *км/ч*.

к) Величина износа чугунных тормозных колодок в зависимости от их твёрдости, скорости и нажатия

При трении тормозные колодки, стираясь, теряют часть своего веса. Следовательно, на каждое торможение поезда расходуется определённое количество чугуна и притом безвозвратно. На железных дорогах СССР на изготовление тормозных колодок расходуются в год сотни тысяч тонн металла. Отсюда понятно, какое большое значение с экономической точки зрения имеет воз-

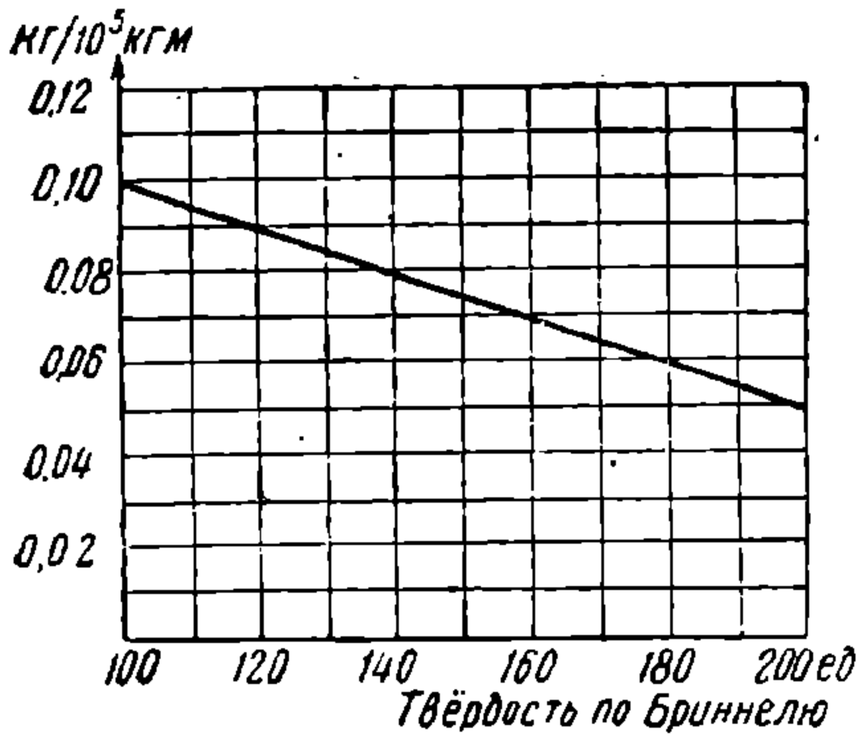
НБ УДИТ (ДИТ)

можность уменьшения этого расхода. В этом отношении знание законов износа колодки играет важнейшую роль.

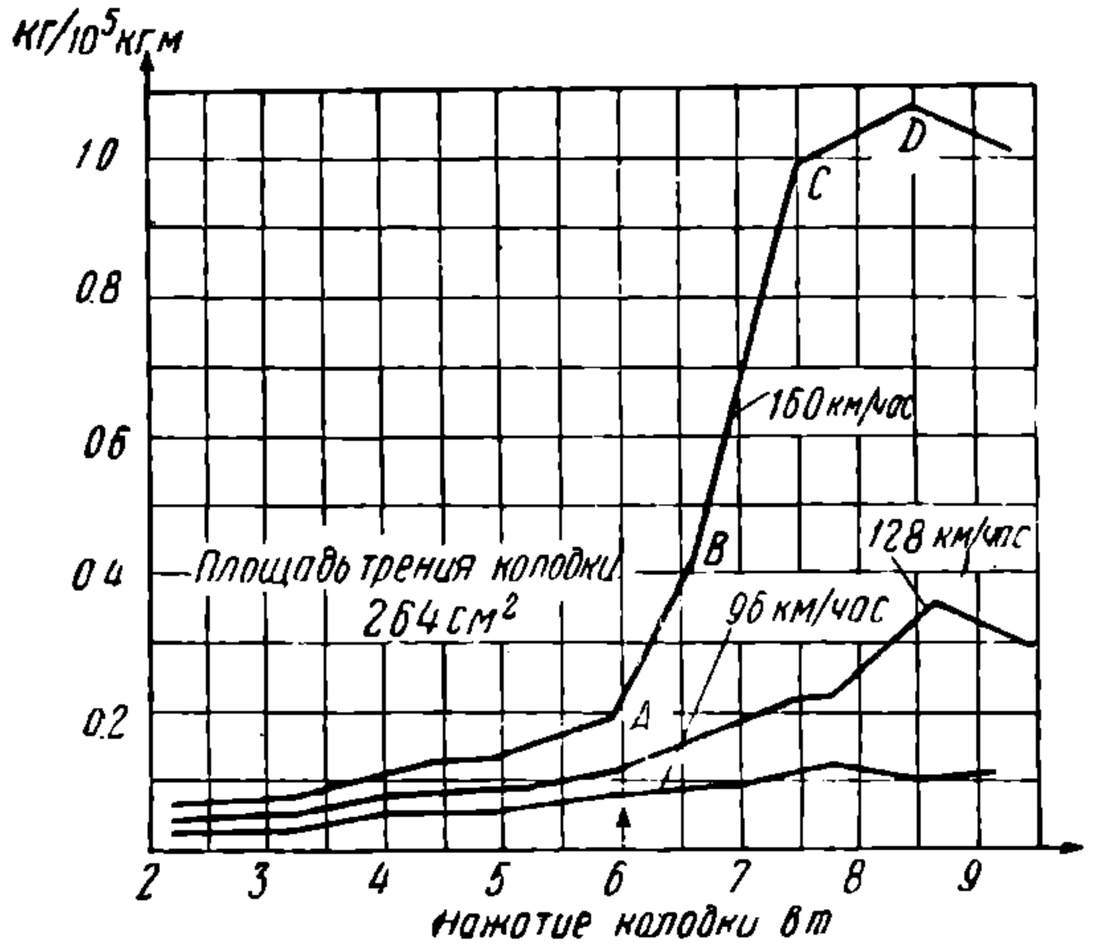
В 1936 г. ЦНИИ была выявлена зависимость износа тормозной колодки от твёрдости чугуна. Графически она изображена на фиг. 38.

При затрате одной и той же работы трения, равной одному миллиону килограммометров, износ колодки тем больше, чем она твёрже. Например, при твёрдости 140 по Бринелю расход определяется в 0,08 *кг*, а при твёрдости 200 единиц — 0,05 *кг*. Разница 0,03 *кг*, отнесённая к цифре 0,08, составляет 37%. Таким образом, не теряя эффекта торможения от увеличения твёрдости колодки, очевидно, при несколько большем нажатии, можно получить значительную экономию в расходовании чугуна. В США для производства тормозных колодок существуют специальные заводы, а для проверки норм износа, коэфициента трения и твёрдости по техническим условиям применяются особые машины, на которых производится инспекторская приёмка опытных образцов из каждой партии выпускаемых колодок.

Такая постановка дела даёт большое сбережение металла, расходуемого на тормозные колодки.



Фиг. 38. Износ чугунных тормозных колодок в зависимости от твёрдости их по опытам ЦНИИ в 1936 г.



Фиг. 39. Износ тормозных колодок в зависимости от нажатия и скорости по американским данным

Твёрдость по Бринелю колодок, применяемых в Америке, составляет около 250 единиц, в Германии — 195—225 единиц, на дорогах СССР по ОСТ требуется твёрдость 150—180 единиц.

При проектировании тормозов для высокоскоростных поездов, требующих больших нажатий тормозных колодок, важно знать, как в этих случаях изнашивается колодка. На фиг. 39 даётся диаграмма, полученная в упоминавшейся уже выше лаборатории им. Сержента в США. Из неё можно усмотреть, что для скоростей свыше 100 *км/ч* при критическом нажатии на тормозную колодку в 6 *т*, начинается усиленный износ тормозной колодки, в особенности при скорости порядка 160 *км/ч* (по линии *ABC*). Очевидно, в точке *A* начинается изменение структуры металла колодки, которое вызывает трещины в материале и разрушение его вследствие высокой температуры и большого нажатия.

Эта граница, за которой работа тормозной колодки становится невыгодной, определяется работой трения в 12 000 *кгм/сек* (около 28 *кал* тепла в 1 сек.). Поэтому рекомендуется не выходить за пределы 10 000 *кгм/сек*. При этих условиях колесо и колодка не претерпевают вредных влияний и до полного износа остаются работоспособными.

НВ УДЭИТ (ДИТ)

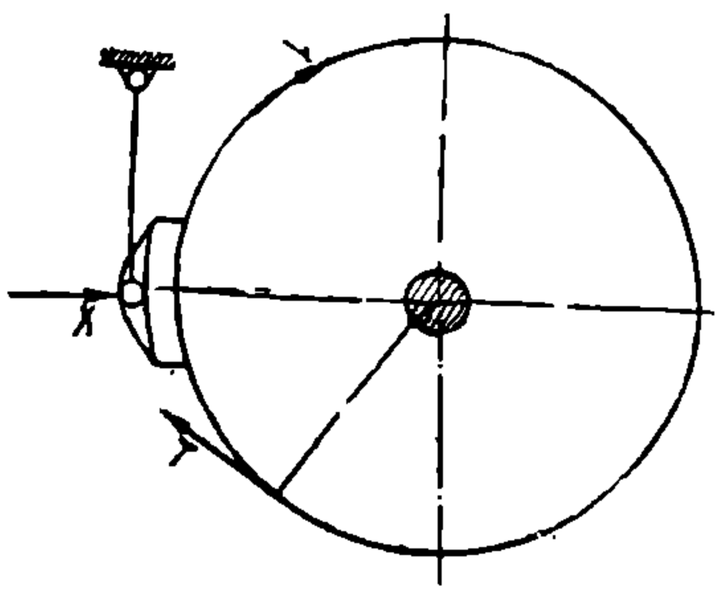
§ 18. ТЕОРИЯ ТРЕНИЯ

А. СУЩНОСТЬ И МЕХАНИЗМ ПРОЦЕССА ТРЕНИЯ И ПРЕВРАЩЕНИЯ ЕГО РАБОТЫ В ТЕПЛОТУ

а) Общие соображения

Трение, происходящее при скольжении одного тела по другому без введения между трущимися поверхностями какого-либо постороннего материала, мы называем сухим трением; между поверхностями может находиться лишь продукт износа их.

В литературе по технической механике многие авторы считают сухое трение настолько простым физическим явлением, что даже не находят нужным подвергать его глубокому анализу. Описывается же оно в большинстве случаев совсем просто: трущиеся поверхности ввиду наличия на них неровностей, едва заметных возвышений и углублений являются более или менее шероховатыми. Эта шероховатость и является причиной, создающей сопротивление при движении одной поверхности по другой. Трение, таким образом, препятствует всякому движению.



Фиг. 40. Схема трени колодки о колесо

Вполне очевидно, что такое поверхностное понятие о трении не позволяет вскрыть сущности самого процесса трения. При помощи такого объяснения природы трения нельзя обосновать законы трения, которые будут перечислены ниже, или те закономерности, которые графически были представлены в главе первой. Из такого определения нельзя вывести ни одной формулы, которая бы устанавливала количественные связи между факторами, создающими трение, и явлениями, возникающими в результате его работы, — формулы, которая могла бы служить выражением законов трения и которую можно было вводить в уравнения при аналитических решениях разнообразнейших вопросов и задач.

Для того чтобы создать такую формулу, необходимо прежде всего разработать общую, достаточно глубокую и правильную теорию трения.

Настоящий труд имеет целью дать начало этой теории, имея в виду, что до сих пор теория сухого трения не получила своей углублённой разработки и обобщённые труды в этой области отсутствуют.

Прежде чем приступить к выявлению математического содержания задачи о трении, мы сперва рассмотрим сущность и механизм процесса трения и превращения его работы в теплоту.

При изучении сухого трения нет надобности принимать во внимание степень гладкости или шероховатости поверхностей, деталей; предполагается что они во время предыдущего трения уже приработались, так как нас интересуют законы трения при длительных процессах торможения, сопровождающихся малыми и большими нажатиями при различных скоростях.

Таким образом, будем считать, что состояние сухих трущихся поверхностей от нас не зависит: оно создаётся автоматически само собой в зависимости от условий, например, от рода материала, скорости, давления, температуры и пр.

В дальнейшем, в целях облегчения наших рассуждений все требуемые процессы трения будем изучать на простейшей модели, изображённой на фиг. 40, соответствующей условиям реального тормозного устройства.

б) Фрикционное сцепление

В тормозных устройствах в условиях эксплуатации трение обычно начинается при какой-то скорости и заканчивается состоянием покоя.

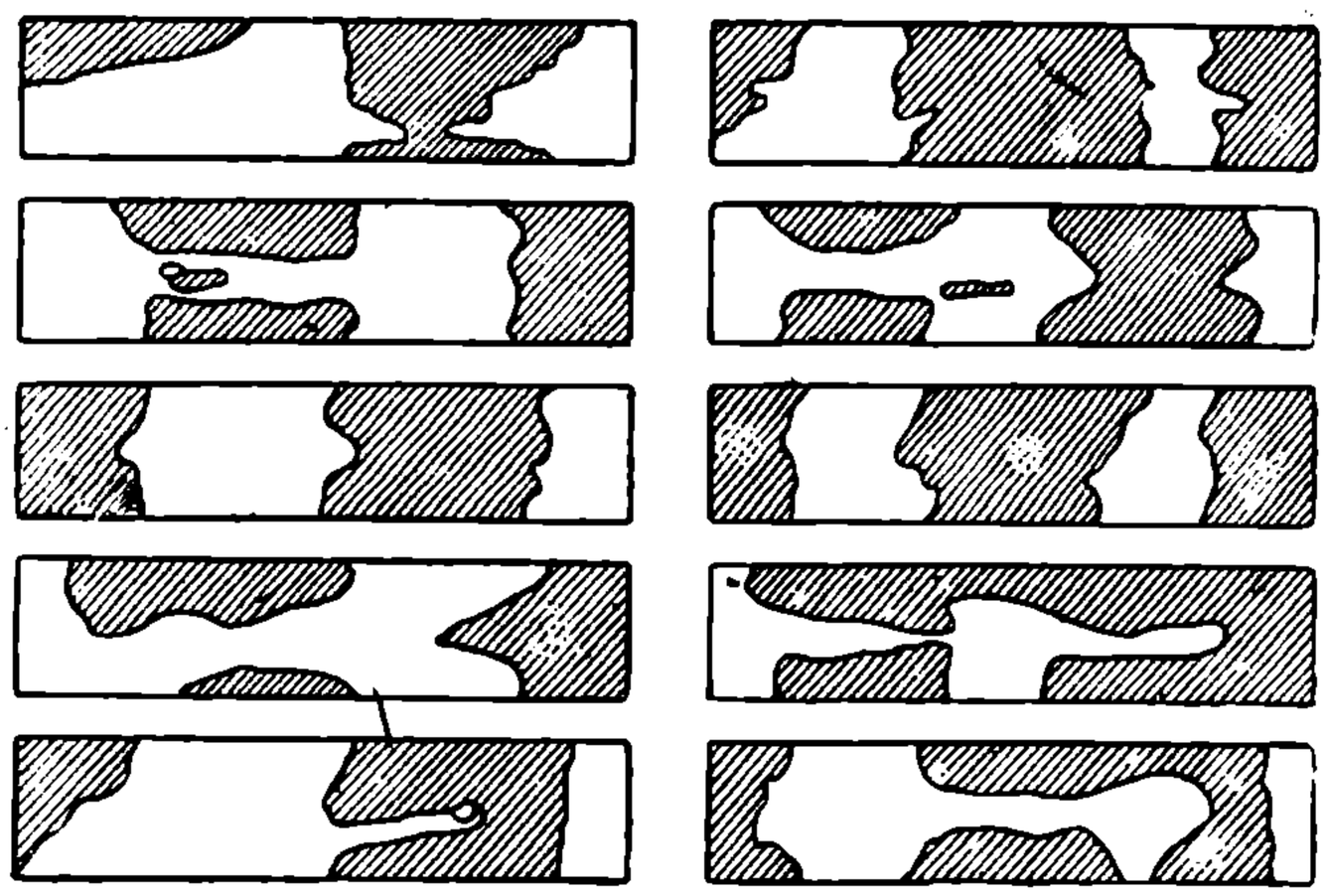
Считаем удобнее рассматривать картину в обратном порядке, что в данном случае не меняет сути дела. Начнём с того, что к неподвижному колесу при-

НБ УДУНТ (ДПТ)

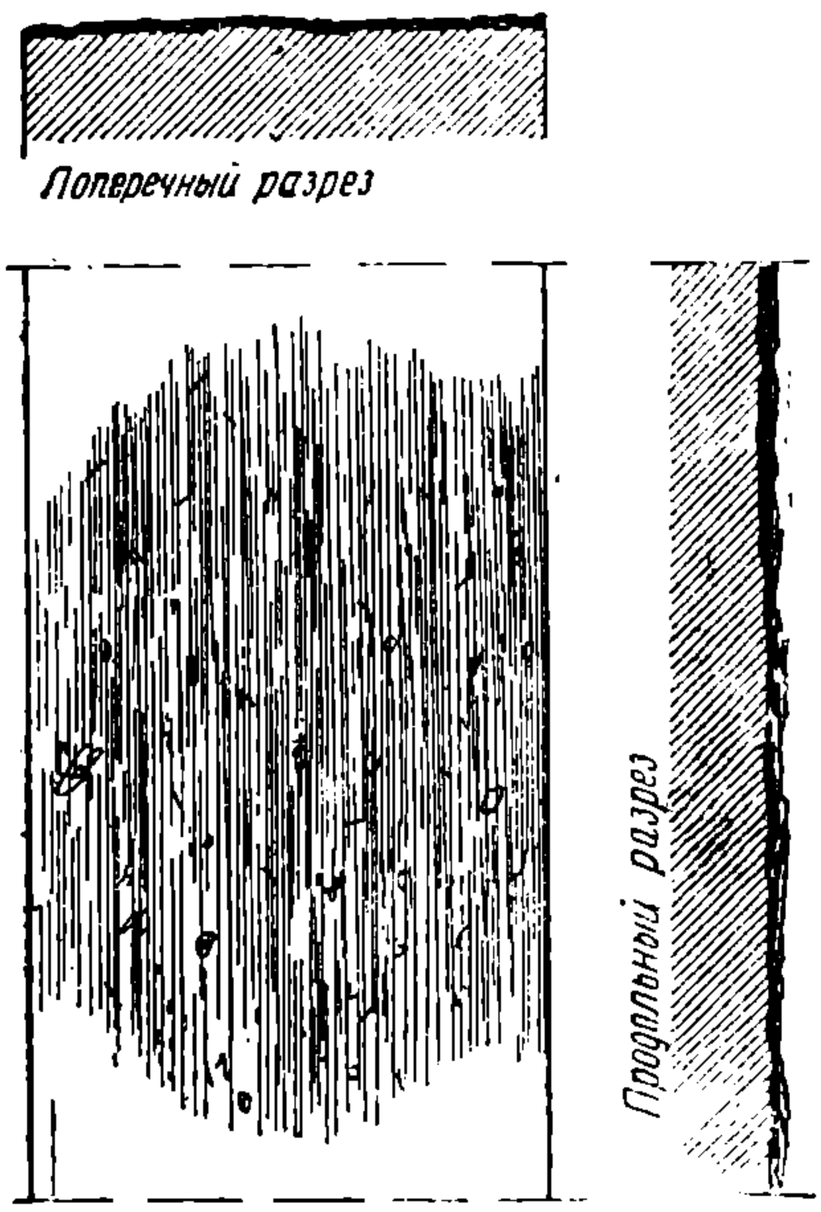
близим вплотную колодку и нажмём её с некоторой силой x. Благодаря этому между пришедшими в тесное соприкосновение поверхностями колодки и колеса образовалось сцепление, выражающееся в том, что оно противодействует сдвигу колеса с места, если к колесу приложен вращающий момент недостаточной силы. Рассмотрим подробнее, что же происходит в этом случае между поверхностями.

Для этого предварительно исследуем трущиеся поверхности колеса и колодки тремя методами: 1) невооружённым глазом, 2) при помощи лупы и 3) посредством микроскопа, предполагая, что исследуемые поверхности уже достаточно хорошо притёрлись во время предыдущего трения.

Невооружённым глазом можно, например, при помощи краски обнаружить степень неполноты взаимного прилегания поверхностей. Или непосредственно, сейчас же после трения (до сильного нагрева колодки), прокладывая между контактными поверхностями чистую бумагу, которая после кратковременного нажатия колодки становится (под влиянием высокой температуры) тёмнокоричневой в местах большего нажатия и светлой или совсем белой там, где нажатия малы или совсем отсутствуют. На фиг. 41 показаны 10 таких отпечатков, полученных после 10 остановок. Каждый из них имеет иной узор, а в общем показывают степень неполноты прилегания друг к другу трущихся поверхностей или степень неполноты контакта между ними.



Фиг. 41. Макроскопические неровности прилегания колодки к колесу после каждого из 10 торможений



Фиг. 42. Лупоскопические неровности трущейся поверхности колодки или колеса

Рассматривая поверхности трения через лупу (фиг. 42), мы видим прежде всего множество продольных по направлению движения рисок длинных и коротких, сплошных и прерывистых, вообще мелких, но кое-где чередующихся с крупными переменной глубины.

Кроме того, мы замечаем на исследуемых поверхностях места задиров, трещинки, маленькие углубления с признаками оторвавшихся частичек материала. Иногда замечаются цвета побежалости, свидетельствующие об интенсивном нагревании во время процесса трения.

Если, наконец, выбрать на рассматриваемой поверхности какой-нибудь маленький участок, промыть его и исследовать под микроскопом, то можно обнаружить довольно беспорядочную микроструктуру. Она представляет собой случайно раскинутые мелкие кристаллы и кристаллиты. Вся эта структура основательно потревожена работой трения (фиг. 43).

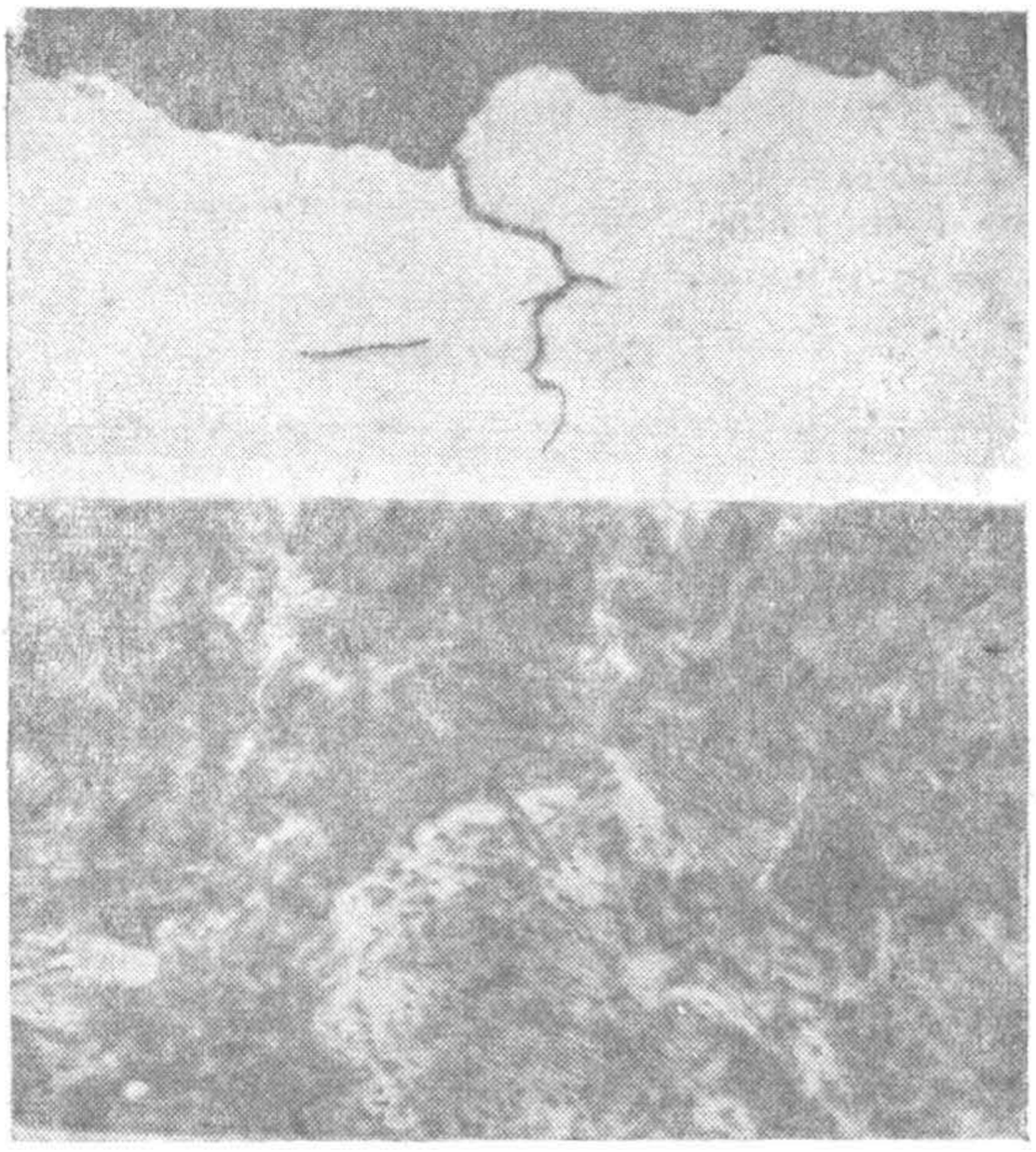
Таким образом, мы видим, что шероховатость трущихся поверхностей состоит из неровностей трёх категорий: первой величины — микроскопических, второй величины — лупоскопических и третьей величины — макроскопических.

НВ УДУНТ (ДІТ)

Каждая из них имеет своё значение и играет определённую роль, которая выяснится из последующего.

Теперь возвратимся к рассмотрению прижатой колодки к колесу при отсутствии движения.

Прежде всего заключаем, что колодка легла на случайное место поверхности колеса, вследствие чего контакт между соприкасающимися поверхностями в значительной мере неполный и что рельефы прилегающих друг к другу поверхностей несходственны. Поэтому при достаточно сильном нажатии создаются в разных местах большие удельные давления, которые несколько деформируют выдающиеся выступы второй лупоскопической величины, благодаря чему умножается количество точек соприкосновения неровностей первой микроскопической величины. Последние, являясь в большинстве кристаллического образования, вкалываются гранями, рёбрами и вершинами кристаллов в более мягкие промежуточные места противоположной поверхности, упруго или пластично поворачиваясь и смещаясь в соответствии с действующими на них силами. Таким образом, осуществляется состояние, называемое фрикционным сцеплением.



Фиг. 43. Микроскопические неровности поверхности трения в разрезе её

Если затем к колесу будем прикладывать тангенциальное усилие T (фиг. 40), начиная от нуля и постепенно увеличивая его, то колесо всё же будет до известного момента оставаться в покое и в то же время между поверхностями колеса и колодки возникнет соответственная реакция сопротивления, именуемая сцеплением. Она характеризуется тем, что ко всем поверхностным напряжениям, возникшим ранее вследствие нормального давления, добавляются новые касательные напряжения. Когда же указанная выше тангенциальная сила T на колесе, возрастая, достигнет величины, превышающей величину силы сцепления, определяемой максимальной крепостью всех находящихся в сцеплении выступов и неровностей, то начинается крушение и мятие их. В этот момент сила сцепления достигла своей крайней границы, своего максимального значения. По этой величине определяется коэфициент сцепления как отношение её к нормальному давлению.

Этот критический момент является одновременно и «пусковым» моментом для начинающегося трения, к рассмотрению которого мы и переходим.

в) Трение

Трение представляет собой более сложное явление, чем сцепление. Начнём его рассмотрение с момента «пуска».

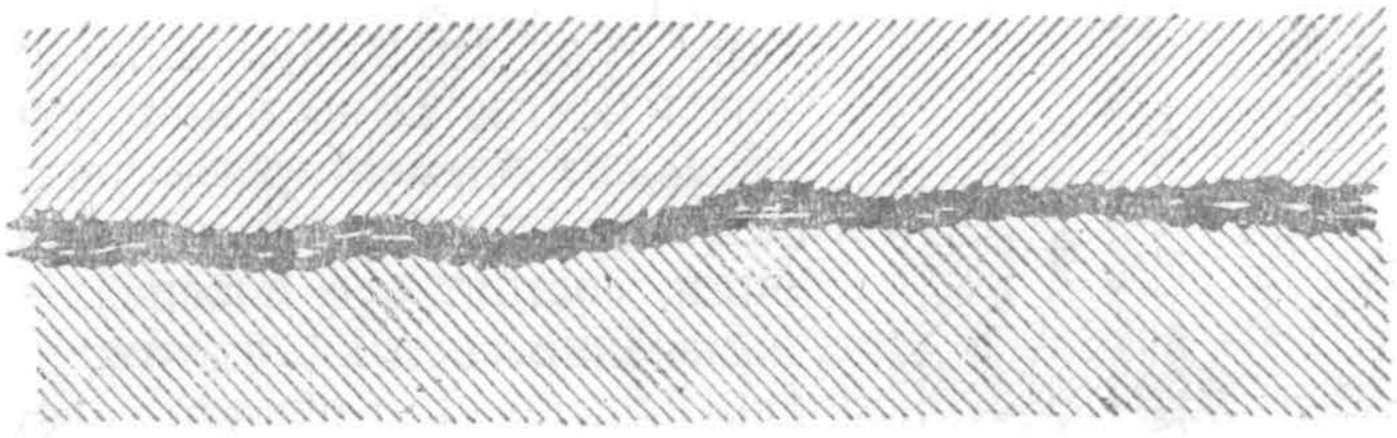
Начало движения одной поверхности по другой в момент пуска происходит не только вследствие среза и мятия глубоко засевших упорных выступов на этих поверхностях, но ещё и потому, что более крепкие из всей массы их проскакивают один через другой, что даёт в сумме некоторое начальное раздвижение поверхностей, требующее преодоления внешней силы нажатия. Если все эти критические моменты наступают при медленном нарастании внешних сил сдвига, то требуется значительное напряжение их, чтобы преодолеть силу сцепления статически.

НБ УДИТ (ДІТ)

Когда же движение уже началось и стало непрерывно продолжаться, сопротивление становится сразу меньше. Трущиеся тела и их поверхности уже не имеют достаточного времени сблизиться настолько плотно, как это было при сцеплении, при котором неровности могли засесть наиболее глубоко. Этому мешает инерция трущихся тел, занявших некоторые относительно друг друга уровни скольжения, а выступы одной поверхности, несясь в это время по выступам другой, проскакивают через углубления. Кроме того, во время движения и дрожания трущихся тел по причине соударения выступов и неровностей имеет место динамическое действие, которое, как известно, значительно превосходит силы статические, т. е. такие, которые действуют с нулевой или весьма малой начальной скоростью, как это было при сцеплении. При этом не все выступы, образующие шероховатость поверхностей, в состоянии выдержать удары и деформацию при взаимодействии друг на друга и некоторые из них отрываются, а, перекатываясь между трущимися поверхностями, размалываются в пыль, которая служит сухой смазкой, уменьшая в свою очередь сопротивление трения.

Итак, сила трения после момента «пуска» всегда меньше силы сцепления на его критической границе, т. е. до момента «пуска».

Сила трения, измеренная опытным путём, выражается в виде коэфициента φ, показывающего количественное отношение её величины T к величине давления между трущимися поверхностями x:



Фиг. 44. Поперечный разрез поверхностей трения (схема)

$$\varphi = \frac{T}{x}.$$

Развивая анализ процесса трения, мы видим, что вследствие дальнейшей работы трения деформация поверхностей продолжается. Более податливые и слабые места углубляются, обнажая крепкие и устойчивые зёрна и включения, которые наподобие зубчатых резцов бороздят поверхности продольными царапинами различной глубины и ширины, пока эти зёрна не притупятся и не вывалятся из своих мест, уступая свою роль новым таким же зёрнам. Поверхности при этом прирабатываются и садятся друг на друга плотнее. Начинает ощущаться повышение температуры — признак активизации тепловой энергии, получающейся в результате работы трения, происходящей в тонком фрикционно-теплотворном слое между трущимися телами.

На фиг. 44 и 45 показана в утрированном виде примерная схема состояния и образования такого слоя.

Получение тепла и огня посредством трения практически известно с древнейших времён и считалось тогда явлением для жизни полезным. В последующие же времена, когда это же трение было использовано человеком для создания фрикционных тормозных устройств, чтобы останавливать движение машин или повозок, то уже смотрели на появление тепла при тормозных операциях, как на явление вредное и побочное. Однако оно как было, так и осталось полезным, ибо трудно себе представить более простой и дешёвый способ превращения кинетической энергии движущейся машины (с целью её остановки) в другую, нетепловую энергию посредством столь примитивного и дешёвого способа, как трение.

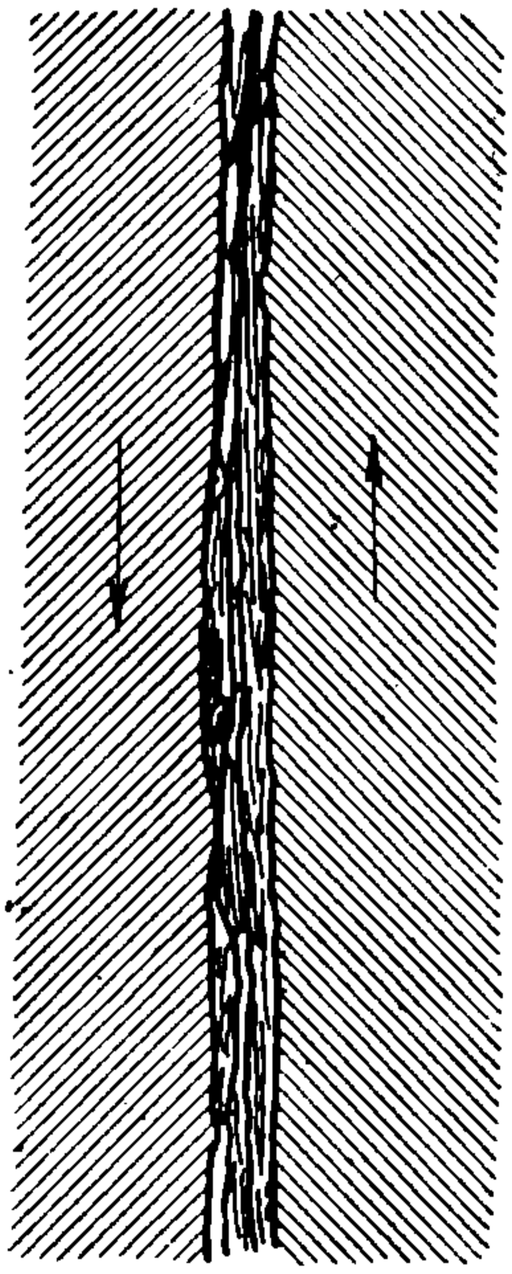
Может только возникнуть вопрос: вся ли затрачиваемая механическая энергия на трение полностью превращается в теплоту?

Нам известно четыре основных вида энергии, которые на основании принципа сохранения могут превращаться одна в другую: механическая, электри-

НБ УДУНТ (ДГТ)

ческая, химическая и тепловая. В процессе трения из этих четырёх видов имеют место, конечно, только два: механическая, затрачиваемая, и тепловая, получаемая. Если есть ничтожное количество химической энергии в виде окисления и горения искр при больших скоростях, то в конечном результате она тоже переходит в тепло; точно так же звуко-шумовая энергия колебательного движения воздуха, как разновидность механической, является лишь переходной ступенью для рассеивания тепловой энергии. Что же касается электрической энергии, то практически ни малейших признаков её наличия не имеется.

Отсюда делаем вывод, что вся затрачиваемая на трение энергия при любой малой и большой скорости при любом нажатии превращается исключительно только в тепло. Иначе и быть не может.



Фиг. 45. Продольный разрез поверхностей трения (схема)

Если в практике говорится, что на износ поверхностей трущихся тел и на деформацию структуры этих поверхностей затрачено столько-то килограммометров работы трения, то это верно лишь постольку, поскольку необходимо было этим путём повысить молекулярное тепловое движение. Разрушая поверхностную структуру трущихся материалов, производя разрыхление и мятие её на некоторой глубине, трение при этом тревожит элементарные частицы материи—атомы и молекулы, из которых, согласно новейшим взглядам физики, состоят все материалы. А всякое насильственное изменение состояния этих дискретных элементов материи внешней причиной всегда сопровождается изменением их теплового движения, следовательно, и их кинетической энергии.

Таким образом, механическая энергия, затраченная на преодоление сопротивления, фактически расходуется прямо или косвенно на возмущение равновесного состояния атомов и молекул. Последние благодаря этому приобретают добавочную кинетическую энергию в её беспорядочном и скрытом виде, что и является, по существу, тепловой энергией, по величине эквивалентной затраченной механической энергии трения.

Описывая явления трения, мы имели в виду, что трущимися телами служат металлы, именно, чугунная колодка и стальное колесо. Но могут быть случаи трения между одним телом металлическим, имеющим кристаллическую структуру, и другим неметаллическим, имеющим аморфное строение. Например, колесо стальное, а колодка из пластмассы — из бакелита.

В этом случае аморфные твёрдые тела ведут себя подобно кристаллическим материалам. Однако пластичность их и сопротивляемость должны быть приписаны другому атомному механизму, не имеющему столь большой устойчивости в сохранении занятых положений для образования резко выраженных кристаллических решёток. Всякая малейшая деформация в них получается почти остаточной, связь между отдельными частицами по мере увеличения нагрузки не препятствует образованию медленной текучести. Благодаря этому прилегание одной поверхности к другой получается настолько плотное, что оно создаёт непосредственное соприкосновение молекул одного и другого тела почти по всей контактной поверхности.

При относительном движении этих поверхностей возникает сопротивление тяготения и прилипания мономолекулярного слоя одной поверхности к такому же слою другой, которые при этом «гладят» друг друга и потому становятся блестящими. Но в этой блестящей плёнке создаётся благодаря трению усиленное тепловое движение молекул, которое потом передаётся в более глубокие слои, и быстрее в сторону того тела, у которого теплопроводность больше.

Нарисовав картину трения и превращения его работы в теплоту, мы можем приступить к изучению законов трения.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Б. ВЫВОД ОСНОВНЫХ УРАВНЕНИЙ И ФОРМУЛ ТРЕНИЯ

Рассмотренные выше явления, происходящие между трущимися поверхностями, отличаются столь значительной сложностью и беспорядочностью, что заниматься детальным исследованием их при помощи законов механики невозможно, да, по существу, и не нужно, так как имеется другой более простой и целесообразный путь для вывода уравнения энергетического баланса, который охватывает и описывает весь процесс трения в пределах его краевых условий. Для этого только надо связать уравнением затраченные и полученные количества механической и тепловой энергии с учётом характера трансформации при переходе одной в другую и термодинамических условий, сопровождающих этот процесс.

Итак, имея, с одной стороны, затраченную механическую работу на трение, а с другой, перешедшую к окружающим телам теплоту, можем написать такое исходное уравнение:

$$AL = Q, \tag{5}$$

где A — тепловой эквивалент механической энергии $= \frac{1}{427}$;

L — количество затраченной механической энергии в *кгм*;

Q — количество образовавшегося из L тепла в *кал*.

Фрикционно-тепловой процесс, превращающий механическую энергию в теплоту, происходит между колодкой и колесом в тонком слое двух трущихся поверхностей определённой площади. Следовательно, в этом процессе участвует некоторый объём трущихся материалов. Этот объём тем больше, чем больше площадь трения, чем мягче материал, чем меньше скорость. В дальнейшем будем называть его фрикционно-теплотворным слоем и считать его источником теплоты, распространяющейся по законам теплопередачи в обе стороны от него. Толщина этого слоя будет выяснена в § 20.

Возникает вопрос: какая может существовать функциональная зависимость между затраченной механической энергией в течение некоторого промежутка времени, с одной стороны, и — с другой, образовавшимся внутри фрикционно-теплотворного слоя и тут же уходящим из него эквивалентным количеством теплоты, в тот же промежуток времени. И что получится в том случае, когда при интенсивном трении при большой скорости и большом нажатии размер площади трения окажется недостаточным для пропуска вырабатываемого количества тепла.

Такая постановка вопроса внешне похожа на закон Ома для электрического тока, если по аналогии принять, что количество теплоты в единицу времени Q *кал/сек* соответствует силе тока, разность температур по направлению теплового потока — разности потенциалов, а теплотворность трущихся тел — удельной электропроводности, т. е. обратной величине сопротивления.

Поневоле напрашивается вопрос: не этим ли термическим сопротивлением объясняются вообще все законы трения?

Дальнейшая задача заключается именно в том, чтобы ответить на этот вопрос.

Ясно, что образующееся в результате трения тепло сейчас же удаляется от места своего зарождения по законам теплопередачи, и первым этапом движения тепла будет теплопроводность самих трущихся тел, а вторым — теплоотдача в окружающее пространство. Выделяющееся тепло, конечно, распространяется по обе стороны трущейся поверхности, но мы для упрощения рассуждений будем представлять себе уход его в одну сторону в суммарном количестве. В дальнейшем, если понадобится, мы его всегда сумеем разделить.

Так как вырабатываемое трением тепло, прежде чем рассеяться в окружающую атмосферу, должно преодолеть термическое сопротивление материала трущихся тел, то для выявления этого сопротивления воспользуемся известным законом Фурье. Согласно последнему, количество тепла dQ, проходящего через поверхность f за время dt, при создавшемся по линии потока тепла температурном градиенте $\frac{d\tau}{d\delta}$ будет

НБ УДУНТ (ДИТ)

$$dQ = \lambda \frac{d\tau}{d\delta} f dt. \qquad (6)$$

Здесь множитель λ является коэфициентом теплопроводности данных трущихся тел.

С другой стороны, на основании (5) имеем:

$$dQ = AdL.$$

Работа трения dL, есть результат действия силы трения на некотором элементарном пути ds; сила же трения в свою очередь равна произведению $x\varphi$, т. е. произведению силы нажатия на коэфициент трения. Поэтому

$$dQ = Ax\varphi ds.$$

Подставляя это значение в левую часть (6), получаем следующее уравнение

$$Ax\varphi ds = \lambda \frac{d\tau}{d\delta} f dt,$$

а деля обе части этого уравнения на dt и замечая, что $\frac{ds}{dt}$ есть скорость v, получаем

$$Ax\varphi v = \lambda \frac{d\tau}{d\delta} f. \qquad (7)$$

Предполагая затем равномерную скорость потока тепла от теплотворного слоя трения в глубину трущихся тел, можем считать температурный градиент величиной постоянной, равной отношению разности температур $\tau_1 - \tau_2$ на некотором расстоянии δ, к величине этого расстояния, т. е. полагаем

$$\frac{d\tau}{d\delta} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\delta}.$$

Поэтому уравнение (7) можем написать в таком виде:

$$Ax\varphi v = \lambda \frac{\tau_1 - \tau_2}{\delta} f. \qquad (8)$$

В этом уравнении требуют оговорки: площадь трения f и величина нажатия x.

Как уже указывалось ранее, трущиеся поверхности не абсолютно плотно прилегают друг к другу, а всегда имеют прогалины (фиг. 41). Значит, видимая и доступная для измерения площадь трения колодки не соответствует по величине действительной, невидимой и недоступной для измерения площади реального плотного контакта суммы отдельных участков на поверхностях трения. Поэтому в дальнейшем мы будем различать две площади трения: одну видимую, условную Ω, а другую невидимую, действительную ω. Обе они находятся под общим давлением x, но удельные давления, отнесённые к одной и другой площади, будут разные: одно условное Δx, а второе реальное Δy. Поэтому если площадь f в уравнении (8) считать реальной площадью и обе части этого уравнения разделить на её величину, то получим

$$A\,\Delta y\,\varphi\, v = \lambda \frac{\tau_1 - \tau_2}{\delta} \qquad (9)$$

Но на практике величина Δy не может быть измерена, поэтому надо найти способ выражать её через доступную для измерения величину Δx.

Величина видимой площади трения Ω, а внутри её контура другая площадь ω представлены схематически на фиг. 46. Если ω представляет собой сумму всех разрозненных нажатых выступов и площадок, то разность $\Omega - \omega$ будет сумма прогалины. В разрезе, при сильно увеличенном вертикальном масштабе, показаны условно: *aa* видимые трущиеся поверхности с определёнными

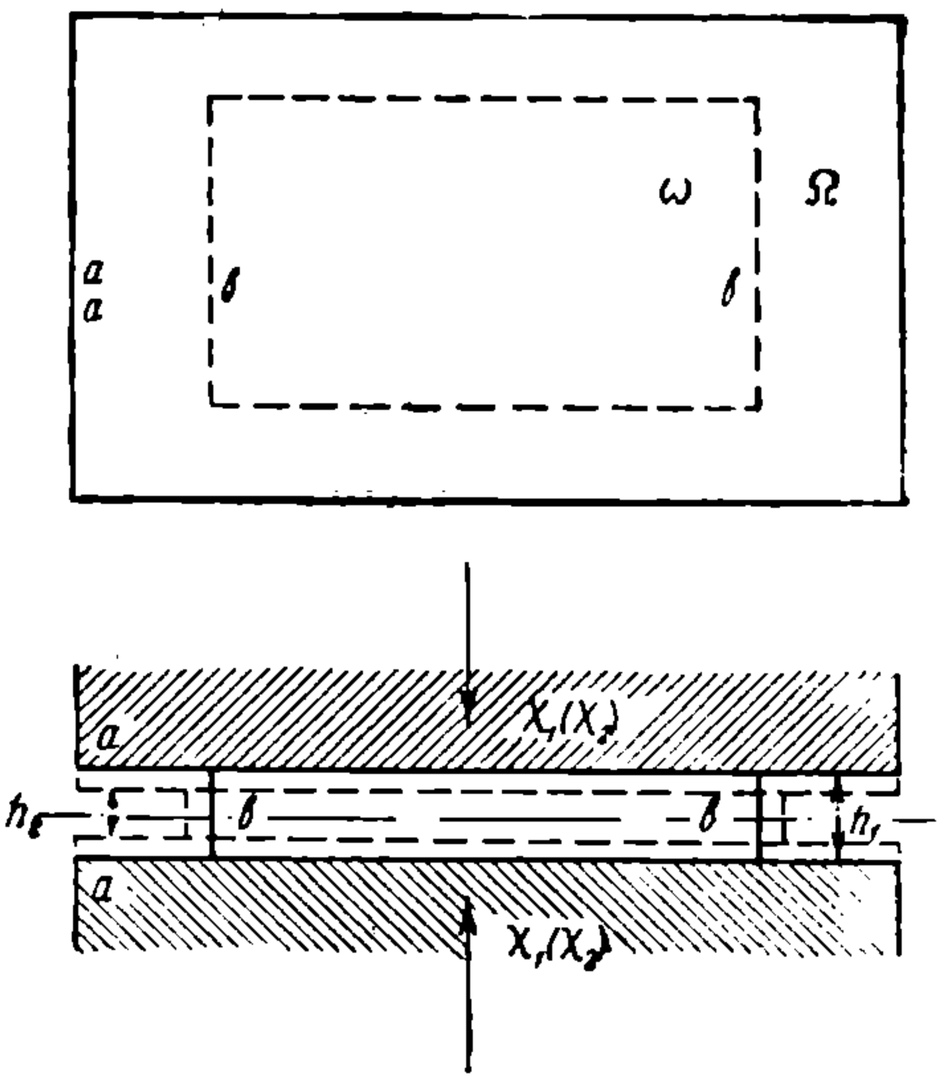
НТБ УДУНТ (ДИТ)

геометрическими внешними очертаниями и размерами и — bb, как сумма, составленная из всех невидимых, но вполне плотно касающихся друг друга контактных поверхностей. Между первыми показан зазор h_1 как средняя величина ничтожно малых щелей в прогалинах.

Предполагаем, что изображённая схема соответствует тому случаю, когда поверхности находятся под общим нажатием внешней силы x_1. При увеличении этой силы до некоторой величины x_2 зазор между поверхностями aa вследствие упругих и пластических деформаций нажатых контактных мест bb уменьшится до величины h_2, а места bb, представляющие сумму выступов, расплющатся, увеличивая этим площадь реального соприкасания, как показано на фиг. 46 пунктиром.

Ясно, что приведенные рассуждения теряют силу, как только наступит такое состояние, когда поверхности сядут абсолютно плотно друг на друга при каком-то достаточно большом нажатии. Как показывает опыт (см. фиг. 28 на стр. 77 жирная кривая), этот момент наступает при удельном давлении около 40 *кг/см*², когда износ поверхностей во время движения становится недопустимо большим, а поведение металла при их трении выходит из рамок закономерностей.

Точно так же и при беспредельном уменьшении силы нажатия наступает момент, когда прекращается дальнейшее уменьшение реальной площади касания и топография её становится стабильной. Этот момент наступает, когда удельное давление, уменьшаясь, достигает около 0,7 *кг/см*², что подтверждается тем, что при дальнейшем его уменьшении коэфициент трения почти перестаёт зависеть от величины нажатия.



Фиг 46. Схема соотношения между реальной площадью контакта и рабочей площадью тормозной колодки

Создавая такую картину пластической деформации соприкасающихся под переменным давлением двух поверхностей, мы должны рассматривать её, разумеется, как гипотезу, которой надлежит воспользоваться в качестве методологического приёма для определения количественной зависимости между удельными давлениями Δx и Δy.

Дальнейшая сущность этой гипотезы заключается в утверждении следующих двух моментов: 1) чем больше будет удельное давление Δy на поверхностях bb соприкасавшихся выступов, тем меньше будет зазор h в прогалинах неактивной области трения, между видимыми поверхностями aa, т. е. имеется в виду, что существует обратная пропорциональность

$$\frac{\Delta y_1}{\Delta y_2} = \frac{h_2}{h_1}. \qquad (9')$$

При увеличении удельного давления предполагается, что высота соприкасающихся выступов уменьшается за счёт их расплющивания, и поэтому получается увеличение контактной площади, но при постоянном объёме выступов до и после этого расплющивания, что выразится так:

$$\omega_1 h_1 = \omega_2 h_2,$$

откуда получаем, что

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{h_2}{h_1},$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

и поэтому согласно равенству (9′) должно быть

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\Delta y_1}{\Delta y_2}. \tag{10}$$

С другой стороны, истинные удельные давления, умноженные на соответственные площади предполагаемых невидимых контактных поверхностей, должны давать в одном и другом случаях равенство с внешними силами, т. е.

$$\Delta y_1 \omega_1 = x_1; \quad \Delta y_2 \omega_2 = x_2.$$

Если же обратиться к величине видимой площади трения Ω, то удельные давления рассчитанные по ней, для тех же случаев будут:

$$\Omega \Delta x_1 = x_1; \quad \Omega \Delta x_2 = x_2.$$

Поскольку правые части этих равенств равны правым частям предыдущих равенств, то и левые части их должны быть между собой равны. Поэтому можно написать

$$\Delta y_1 \omega_1 = \Omega \Delta x_1; \quad \Delta y_2 \omega_2 = \Omega \Delta x_2,$$

откуда

$$\frac{\Delta y_1 \omega_1}{\Delta y_2 \omega_2} = \frac{\Omega \Delta x_1}{\Omega \Delta x_2}$$

или

$$\frac{\Delta y_1 \omega_1}{\Delta y_2 \omega_2} = \frac{x_1}{x_2} = \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2},$$

где Δx_1 и Δx_2 —-обычные величины, признаваемые в практике удельными давлениями, отнесёнными к видимой площади трения.

Подставляя в левую часть последнего равенства вместо отношения $\omega_1 : \omega_2$ его значение из (10), имеем

$$\left(\frac{\Delta y_1}{\Delta y_2}\right)^2 = \frac{x_1}{x_2} = \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2}$$

или

$$\frac{\Delta y_1}{\Delta y^2} = \sqrt{\frac{x_1}{x_2}} = \sqrt{\frac{\Delta x_1}{\Delta x_2}}, \tag{11}$$

что можно выразить следующими словами: при изменении величины нажатия на трущиеся поверхности внутренние реальные удельные давления на невидимых контактных площадях фрикционного слоя так относятся друг к другу, как квадратные корни из соответственных величин внешних сил нажатия, или пропорциональных им удельных давлений, рассчитанных по внешней видимой площади трения.

По этому в уравнении (9) заменяем величину Δy на $\alpha\sqrt{\Delta x}$:

$$Av\,\varphi\alpha\sqrt{\Delta x} = \lambda \frac{\tau_1 - \tau_2}{\delta} \tag{12}$$

Коэфициент пропорциональности α является величиной постоянной, что видно из следующего.

Согласно (11) имеем:

$$\Delta y_1 = \frac{\Delta y_2}{\sqrt{x_2}} \sqrt{x_1} = \alpha \sqrt{x_1}.$$

Величины Δy_2 и x_2 в этом равенстве взяты произвольными, но соответственными друг другу. Следовательно, при постоянном Δy_1 отношение

$$\frac{\Delta y_n}{\sqrt{x_n}} = \alpha$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

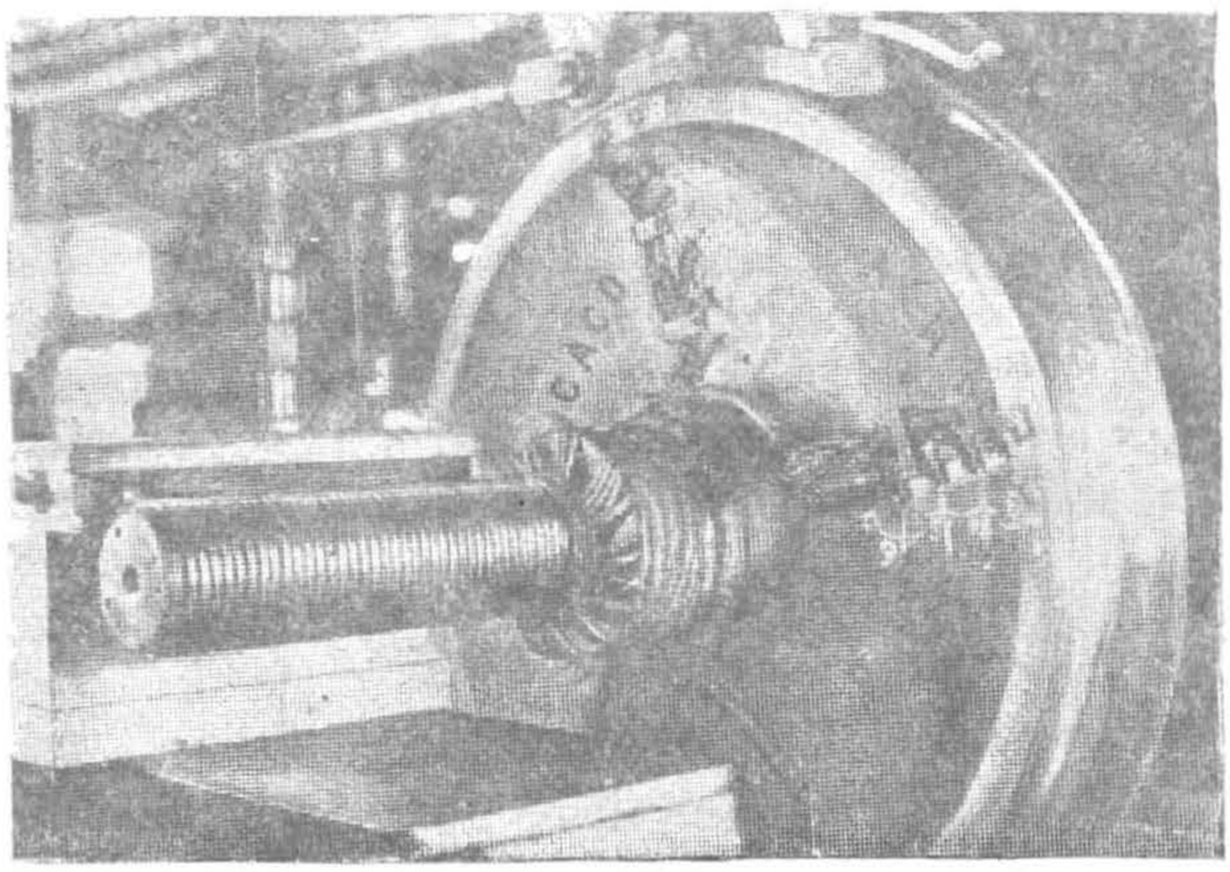
является тоже постоянным при любых индексах. Обратно, при данном α можно выразить любое Δy через $\sqrt{x}$. Пока мы не можем найти величину α, так как не знаем зависимости между Δy и $\sqrt{x}$, и будем считать её неизвестным коэфициентом.

Теперь выясним, какое имеет значение температурный градиент $\frac{\tau_1 - \tau_2}{\delta}$, который назовём через $\tau_{гр}$.

Перепишем уравнение (12) в таком виде

$$v = \frac{\lambda \tau_{гр}}{A \alpha \sqrt{\Delta x}}. \qquad (13)$$

Из опытов, производившихся в США Иллинойским университетом, во Франции Центральным исследовательским отделом железных дорог, в Германии Мецковым и в СССР проф. В. Ф. Егорченко, описанных в предыдущем параграфе, было выяснено, что величина коэфициента трения тормозных колодок зависит от скорости, от силы нажатия, но не зависит от нагрева их, который доходил на опытах до 600°. Сопоставляя этот факт с формулой (13), заключаем, что температурный градиент $\tau_{гр} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\delta}$ является величиной постоянной, т. е. чем выше температура в исходном месте на поверхности трения, тем выше она в точке на расстоянии δ теплового потока. Остаётся выяснить, чему равен этот градиент. Для этого обратимся к опытным данным.



Фиг. 46а. Лабораторная установка для измерения температур бандажа и колодки за время движения

При испытании тормозных колодок на мощной машине трения в лаборатории им. Сержента в 1936 г. [1] (фиг. 46а) подводились термопары на расстоянии 0,8 *см* от поверхностей трения колеса; в бандаже колеса в нескольких местах высверливались для них гнёзда, причём в центре колеса устраивали скользящие контакты.

В отчёте по поводу этих испытаний говорится: «Несмотря на то, что поверхность трения бандажа имела высокую температуру (около 400°), о чём можно было судить по тёмнокрасному цвету каления в хорошо освещённой лаборатории, максимальная температура, указываемая термопарой, держалась на одном уровне—около 200°».

Из этих данных уже можно определить примерную величину температурного градиента $\tau_{гр}$, а именно

$$\tau_{гр} = \frac{400 - 200}{0{,}8} = 250°\ C/см. \qquad (14)$$

Точную величину температурного градиента трудно определить на опыте. Полученная цифра 250 даёт лишь некоторое представление о нём.

В формуле (13) скорость v выражается в *м/сек*. Чтобы перевести её в *км/ч*, надо подставить переводный множитель

$$v = \frac{1\,000}{3\,600} U = Un.$$

[1] Бюллетень Иллинойского университета 1936 г. (Э. Шмидт и Г. Шрадер). Бюро переводов НКПС, ЦНТБ, № II, 1941 г.

НБ УДУНТ (ДГТ)

Тогда формула (13) представится в следующем виде:

$$U\varphi = \frac{\lambda \tau_{гр}}{An\alpha\sqrt{\Delta x}} = \frac{N}{\sqrt{\Delta x}}, \qquad (15)$$

где

$$N = \frac{\lambda \tau_{гр}}{An\alpha}.$$

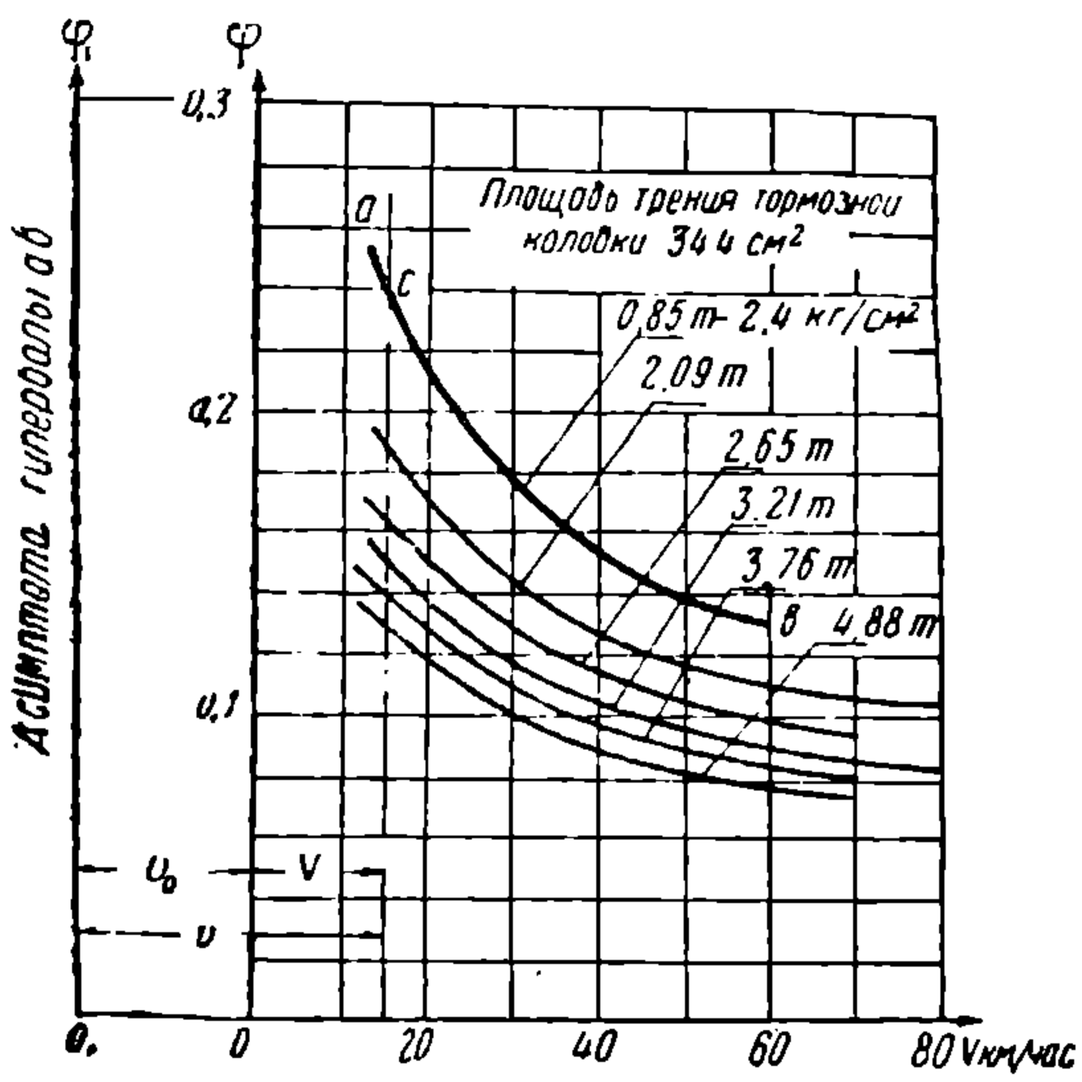
Здесь: λ — коэфициент теплопередачи;
$\tau_{гр}$ — температурный градиент;
A — механический эквивалент тепла;
n и α — коэфициенты.

Поскольку все эти величины являются постоянными, то и N тоже величина постоянная. Поэтому при заданной величине Δx по формуле (15)

$$U\varphi = \text{const}, \qquad (16)$$

откуда следует, что кривая, построенная по координатам $U\varphi$, будет представлять собой гиперболу, отнесённую к её асимптотам.

Однако формула (15) ещё не вполне отвечает реальным условиям, так как при скорости, равной нулю, коэфициент по ней теряет своё конечное значение. Это объясняется тем, что формула была выведена на основании чисто термодинамического процесса без принятия во внимание начальных условий; последние состоят в том, что в действительности при состоянии покоя, хотя никакой тепловой процесс не протекает, всё же имеется определённая конечного значения начальная сила сцепления между колесом и колодкой. Эта сила определяет величину коэфициента трения при переходе от состояния покоя к движению или наоборот.



Фиг. 47. Переход от асимптоты к реальной ординате коэфициентов трения

Следовательно, формула (15) не вполне реальна, и поэтому её надо уточнить (вспомним аналогичный случай отступления газов от закона Бойля-Мариотта и внесение поправки в уравнение Клапейрона).

Для этого обратимся к опытным данным, помещённым в § 17. Из рассматриваемых опытов остановимся на тех, которые наиболее полно соответствуют обычным эксплуатационным условиям на четырёхосных товарных вагонах. Воспользуемся опытами ЦНИИ, описанными в пункте «д» того же параграфа, и рассмотрим фиг. 31, которую здесь воспроизводим на фиг. 47, на которой представлен ряд кривых зависимости коэфициента трения стандартной тормозной колодки от скорости при различных нажатиях.

Из шести изображённых кривых мы остановимся на верхней, a — b, соответствующей нажаию 0,85 m.

Эту кривую мы считаем наиболее свободной от погрешностей по следующим мотивам. Во время опытов обнаружилась довольно большая деформация триангелей, служившая причиной перекашивания колодок, при более сильных нажатиях, из-за недостаточной прочности их (вагон был с тележками Даймонда).

Оказывается, что кривая a — b постольку не соответствует уравнению гипер болы

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

$$U\varphi = \frac{N}{\sqrt{\Delta x}},$$

отнесённой к её асимптоте $o_1\varphi$, поскольку в действительности (как показывает опыт) при скорости, равной нулю, кривая пересекается ординатой $o\varphi$ и эта точка пересечения соответствует коэфициенту трения в момент остановки. Значит, нам надо перейти от асимптоты $o_1\varphi$ к ординате $o\varphi$ и написать такое уравнение, чтобы кривая осталась той же, но выражалась через новую ординату.

Из фиг. 47 мы видим, что какая-нибудь точка c на кривой имеет относительно прежнего начала координат o_1 абсциссу U, а относительно нового начала o абсциссу V, и поэтому, как это видно из чертежа,

$$U = U_0 + V.$$

Подставляя в уравнение (15) вместо U его значение из последнего равенства, получаем

$$(U_0+V)\varphi = \frac{N}{\sqrt{\Delta x}}. \qquad (17)$$

Если мы зададимся любой скоростью V, то на кривой ab можем найти коэфициент трения φ по шкале новой ординаты $o\varphi$. Удельное нажатие тормозной колодки на колесо, которое производилось во время опытов, нам известно. Оно показано на фигуре и равно 2,4 *кг/см²*. Из этого следует, что в последнем уравнении имеется только два неизвестных: U_0 и N. Поэтому чтобы найти значение U_0, необходимо составить два уравнения. Для этого на кривой ab выбираем наиболее удалённые друг от друга две точки: c и b, имеющие следующие координаты относительно нового начала

$$V_c = 15 \text{ км/ч}; \quad \varphi_c = 0{,}240;$$
$$V_b = 60 \text{ » } \quad \varphi_b = 0{,}132.$$

Вводя эти координаты в уравнение (17), имеем

$$(U_0+15)\,0{,}240 = \frac{N}{\sqrt{\Delta x}};$$

$$(U_0+60)\,0{,}132 = \frac{N}{\sqrt{\Delta x}}.$$

Вычитая одно из другого, получаем:

$$15\cdot 0.240 - 60\cdot 0{,}132 = (0{,}132 - 0{,}240)\,U_0,$$

откуда

$$U_0 = \frac{4{,}32}{0{,}108} = 40.$$

Подставляя данное значение U_0 в уравнение (17), получаем новое уравнение кривой ab, отнесённой к новому началу o ординаты $o\varphi$:

$$(V+40)\cdot\varphi = \frac{N}{\sqrt{\Delta x}}. \qquad (18)$$

откуда получаем прототип искомой формулы:

$$\varphi = \frac{N}{\sqrt{\Delta x\,(V+40)}}.$$

Остаётся определить неизвестную величину N.

Величина эта легко определится из опытных данных, например, из тех, которые даны в § 17. В соответствии с условиями эксплуатации подвижного состава наших железных дорог остановимся на одном из коэфициен-

НБ УрГУПС (ДГТ)

тов трения тормозных колодок, указанных в таблице 28 книги профессоров А. М. Бабичкова и В. Ф. Егорченко «Тяга поездов», стр. 231, именно, на коэфициенте при среднем нажатии 2 *т* на колодку, что соответствует 5,8 *кг/см²* (по отношению к площади трения колодки в 344 *см²*) и при скорости, равной нулю. Этот коэфициент равен 0,304.

Вводя эти величины, т. е. $V = 0$, $\varphi = 0{,}304$, $\Delta x = 5{,}8$, в формулу (18), имеем:

$$(0 + 40)\,0{,}304 = \frac{N}{\sqrt{5{,}8}}$$

откуда находим

$$N = 40 \cdot 0{,}304 \cdot \sqrt{5{,}8} = 29{,}2$$

или округлённо 29.

Подставляем это значение в уравнение (18), находим формулу коэфициента трения:

$$\varphi = \frac{29}{\sqrt{\Delta x}\,(V + 40)}. \qquad (19)$$

Это и есть формула для определения коэфициента трения и функции скорости при заданном удельном давлении тормозной колодки Δx, выраженном в *кг/см²* на колесо.

Если же требуется выразить нажатия на колодку не в виде удельных давлений, а в тоннах на всю колодку, то вместо Δx надо ставить x, выраженное в тоннах, но тогда коэфициент 29 надо умножить на переводный множитель $\sqrt{\Omega : 1\,000}$, где Ω—площадь трения колодки в *см²*. Например, для стандартной тормозной колодки $\Omega = 344$ *см²*, следовательно:

$$\varphi = \frac{29\sqrt{\frac{344}{1\,000}}}{\sqrt{x}\,(V + 40)}$$

или

$$\varphi = \frac{17}{\sqrt{x}\,(V + 40)}, \qquad (20)$$

где x — нажатие на одну колодку в *т*, а

V — скорость в *км/ч*.

Численные значения функции x можно брать из табл. 6.

Полученные формулы (19) и (20) относятся, конечно, к трению только того типа колодок, которые применяются в настоящее время на железных дорогах СССР, так как коэфициенты 29 и 17 этих формул выводились из опытных данных, полученных при испытании указанных колодок, проводившихся ЦНИИ в 1936 г. Для каких-нибудь других колодок, например американских, надо коэфициенты в формулах изменить пропорционально отношению величины коэфициентов трения этих колодок и колодок СССР при одинаковых скоростях и нажатиях.

Таблица 6

Численные значения функции x в формуле (20)

	$\sqrt{x}$	$\frac{1}{\sqrt{x}}$	$\frac{17}{\sqrt{x}}$		$\sqrt{x}$	$\frac{1}{\sqrt{x}}$	$\frac{17}{\sqrt{x}}$
0,50	0,71	1,41	24,0	4,00	2,00	0,50	8,5
1,00	1,00	1,00	17,0	4,50	2,12	0,47	8,0
1,25	1,22	0,82	14,0	5,00	2,24	0,45	7,6
1,75	1,32	0,76	12,8	5,50	2,34	0,43	7,3
2,00	1,41	0,71	12,0	6,00	2,45	0,41	6,9
2,50	1,58	0,68	10,8	6,50	2,55	0,39	6,6
3,00	1,73	0,57	9,8	7,00	2,64	0,38	6,4
3,50	1,87	0,53	9,1	7,50	2,74	0,37	6,2

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Коэфициенты трения, рассчитанные по формуле (20) и по формуле (1) при нажатии на одну колодку в 2 *m*, а также коэфициенты трения средней опытной кривой Гальтона (фиг. 26) при нажатии около 1,7 *m* приведены в табл. 7. По ним построены кривые на фиг. 48. Если бы кривая Гальтона соответствовала нажатию на колодку в 2 *m*, то она легла бы несколько ниже, и тогда мы могли бы видеть довольно хорошее согласие всех трёх кривых: одной —Гальтона, полученной непосредственно из путевых опытов; другой, построенной по формуле ЦНИИ, составленной на основании тоже путевых опытов; третьей — автора, выведенной теоретически и уточнённой на основании тех же путевых опытов.

Таблица 7

Коэфициенты трения из трёх источников для нажатия 2 и 1,7 *m* (фиг. 48)

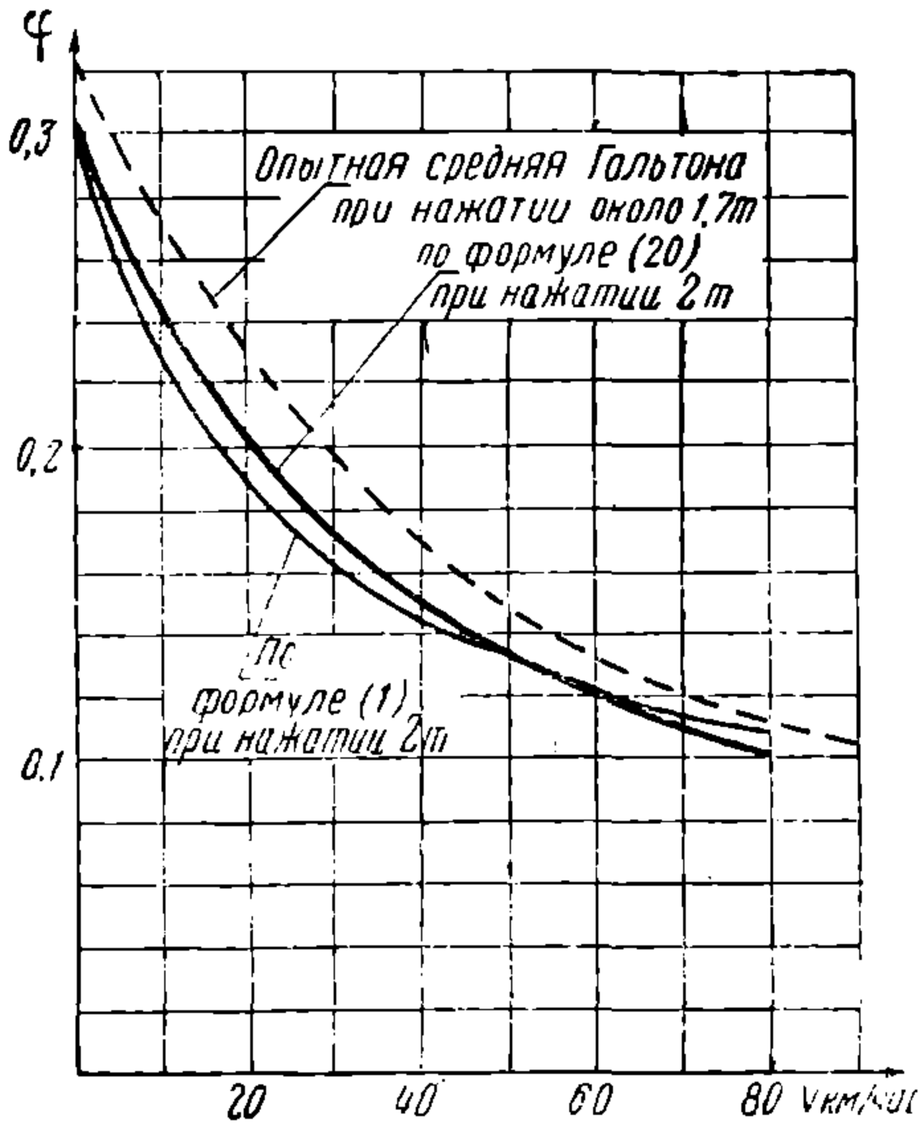
Кривые	Нажатия	Скорости в *км/ч*				
		0	20	40	60	80
По формуле (1) .	2 *m*	0,304	0,184	0,142	0,122	0,109
По формуле (20) .	2 *m*	0,30	0,20	0,15	0,12	0,10
Гальтона .	1,7 *m*	0,32	0,23	0,17	0,13	0,11

Из формулы (20) видно, что коэфициент трения φ, являясь функцией скорости *V км/ч*, зависит от взятого параметра x, означающего величину нажатия на одну колодку. Но так как на каждую колёсную пару при одностороннем торможении нажимают две колодки, а при двустороннем — четыре, то для определения тормозной силы одной колёсной пары, т. е. одной оси, надо умножать коэфициент трения, определяемый по данному нажатию на одну колодку, на суммарное нажатие всех колодок этой оси. Например: при одностороннем нажатии тормозная сила оси будет

$$B_1 = 2x\varphi = \frac{17 \cdot 2x}{\sqrt{x}\,(V+40)} = \frac{34\sqrt{x}}{V+40},$$

и для двустороннего соответственно

$$B_2 = \frac{68\sqrt{x}}{V+40}.$$



Фиг. 48. Сравнительные диаграммы коэфициентов трения для среднего нажатия около 2 *m*

Однако такой порядок определения тормозной силы колёсной пары является несколько сложным. Для упрощения этой операции применим метод, предложенный проф. В. Ф. Егорченко.

Обозначив суммарное нажатие всех колодок одной оси через K, найдём тормозную силу этой оси

$$B = K\varphi.$$

Произведение величин K и φ, отнесённое к одной какой-либо скорости, например равной нулю, изменяется с изменением величины нажатия K на колодку. Но φ является зависящим от этого нажатия значит изменение K при той же скорости влечёт за собой изменение φ. Для упрощения можно условиться получать то же произведение $K\varphi$, считая φ постоянной величиной φ_n, т, е. не зависящей от K, но умноженной на некоторую величину ρ, зависящую от K, т. е.

$$K\varphi = K\rho\varphi_n = K_n\varphi_n.$$

ЧБ УДУНТ (ДІІТ)

В этом случае коэфициент трения $\varphi_п$ будет зависеть только от скорости и нажатие $K_п$ будет равно:

$$K_п = K\frac{\varphi}{\varphi_п}.$$

Здесь величина $K_п$ носит название «приведённого нажатия». Чтобы определить её, надо условиться в выборе того реального нажатия, к которому будем относить $\varphi_п$ как функцию одной лишь скорости.

По этому методу рекомендуется принимать величину $\varphi_п$ равной φ при величине нажатия на одну колодку: $K = 1{,}75\ m$ как наиболее часто встречающейся на практике.

Но ведь одинаково часто встречается нажатие на одну колодку и в 3 m; поэтому примем нажатие в среднем до 2 m. Тогда получим следующее значение приведённого коэфициента трения по формуле (20):

$$\varphi_п = \frac{17}{V\ 2(V+40)} = \frac{12}{V+40}.$$

Откуда и получаем формулу приведённого нажатия

$$K_п = K\frac{17}{\sqrt{x}(V+40)} : \frac{12}{V+40} = K\frac{1{,}4}{\sqrt{x}}. \qquad (21)$$

В табл. 8 указаны рассчитанные по формуле (21) значения приведённых нажатий $K_п$. При этом, конечно, считается, что коэфициенты трения уже не зависят от величины этих нажатий и рассчитываются (если это требуется) по формуле

$$\varphi = \frac{12}{V+40}. \qquad (22)$$

Таблица 8

Теоретические приведённые нажатия тормозных колодок на ось по формуле (21)

Действительное нажатие колодок на ось K	Действительное нажатие одной колодки x_1		Приведённые нажатия колодок $K_п$ на ось	
	одностороннее торможение	двустороннее торможение	одностороннее торможение	двустороннее торможение
3,5	1,75	0,9	3,7 (3,5)	5,1 (4,1)
4,0	2,0	1,0	4,0 (3,8)	5,6 (4,8)
5,0	2,5	1,3	4,4 (4,4)	6,1 (5,6)
6,0	3,0	1,5	4,9 (4,9)	6,8 (6,3)
6,5	3,3	1,6	5,1 (5,2)	7,2 (6,6)
7,0	3,5	1,8	5,2 (5,4)	7,3 (7,0)
8,0	4,0	2,0	5,6 (6,0)	8,0 (7,6)

Примечание. Цифры в скобках взяты из книги «Тяга поездов», стр. 232, табл. 29.

Указанные нажатия на отдельные оси в целях определения тормозного нажатия поезда суммируются и делятся на вес поезда для определения тормозного коэфициента поезда ϑ.

Полученный результат величины ϑ (можно его называть приведённым) служит для определения удельной тормозной силы b, являющейся функцией скорости согласно формуле, указанной в § 4б на стр. 15,

$$b_{уд} = 1\,000\,\vartheta\varphi = 1\,000\,\vartheta \cdot \frac{12}{V+40}\ [кг/т]. \qquad (23)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В. АНАЛИЗ И ОЦЕНКА ВЫВЕДЕННЫХ ФОРМУЛ

Основное назначение данной теории состоит в выявлении природы трения, в определении роли и значения факторов, влияющих на величину силы его, и, наконец, в том чтобы вывести краткую, понятную и удобную для приложений теоретическую формулу коэфициента и силы трения при условии правильности её и согласия с практикой.

Выше были выведены три формулы

$$\varphi = \frac{29}{\sqrt{\Delta x}\,(V+40)}; \tag{19}$$

$$\varphi = \frac{17}{\sqrt{x}\,(V+40)}; \tag{20}$$

$$\varphi = \frac{12}{V+40}. \tag{22}$$

Они, будучи равноценными, предназначены для разных случаев измерения нажатий на тормозную колодку.

Первая формула применяется в том случае, когда нажатие выражено в удельном измерении Δx ($кг/см^2$); вторая — когда нажатие выражено общей силой x (m) на всю колодку стандартного типа, площадь трения которой 344 $см^2$; третья — когда имеется в виду частный случай среднего нажатия на всю колодку $x = 2\ m$.

Рассмотрим, какой физический смысл заключается в этих формулах, если предположить, что V и x беспредельно увеличиваются, а φ стремится к нулю.

Этот идеальный случай показывает, что трущиеся тела, обладающие вполне определенными величинами теплопроводности и теплоемкости, не в состоянии отводить от трущихся поверхностей бесконечно большое количество тепла в единицу времени. При таких условиях работа трения мгновенно превратилась бы в такое количество тепла, при котором вся колодка также мгновенно бы расплавилась.

Само собой разумеется, что такая постановка вопроса имеет чисто теоретическое значение. В реальных условиях максимальная величина нажатия ограничивается прочностью тела, а максимальная скорость не может быть выше скорости, обуславливаемой техническими возможностями.

С другой стороны, если рассматривать случай убывания величины нажатия x (или Δx), то по формулам величина φ стремится к бесконечности. На опыте, однако, это не подтверждается ввиду наличия начальных условий для возникновения трения, о которых говорилось уже выше: при беспредельном уменьшении силы нажатия наступает в конце концов такое состояние, при котором прекращается деформация поверхностных неровностей, и поэтому реальная площадь трения перестаёт беспредельно уменьшаться и становится как бы стабильной (см. фиг. 41).

Таким образом формулы (19) и (20) требуют поправки. Поправка эта сводится к тому, что к силам нажатия Δx и x надо прибавить на основании опытных данных постоянные величины, как указано ниже

$$\varphi = \frac{29}{\sqrt{\Delta x + 0{,}72}\,(V+40)};$$

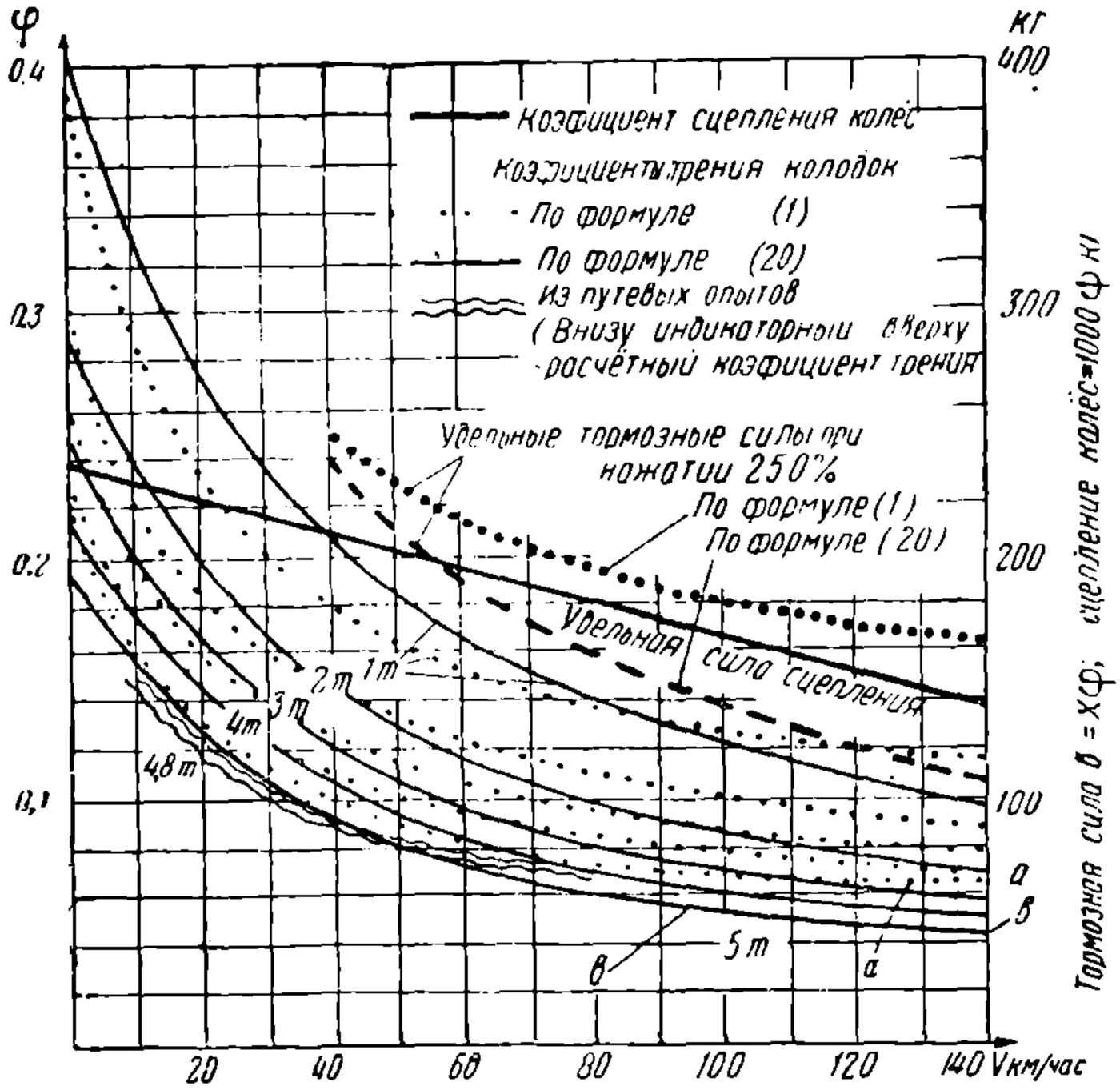
$$\varphi = \frac{17}{\sqrt{(x+0{,}25)}\,(V+40)}.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Для тех же случаев, когда нажатия превышают 0,5 m, можно пользоваться формулами без указанных поправок, а в том виде, как они даны под номерами (19), (20) и (22), так как они вполне подтверждаются опытами.

Для оценки рассматриваемых формул необходимо исследовать ещё вопрос, насколько они являются пригодными для скоростных тормозов, предназначенных для пассажирских поездов, скорости которых превышают 100 *км/ч.* и доходят до 180 *км/ч.*

На фиг. 49 представлены кривые зависимости коэфициента трения от скорости по формуле (20) в виде тонких сплошных кривых. Остальные кривые даны для сравнения.



Фиг. 49. Оценка выведенных формул трения

Чтобы дать оценку сплошным кривым, обратимся к данным, которые нам известны из практики США [1], где неоднократно производились путевые опыты по выявлению коэфициентов трения при скоростях, доходивших до 160 *км/ч.* Здесь мы находим указания на то, что нажатия тормозных колодок при таких высоких скоростях могут быть доведены до 330% от величины давления колёс на рельсы, хотя в нормальной эксплуатации допускается 250%. При этом предполагается, конечно, наличие особого прибора, называемого «деселакроном», который автоматически переводит это высокое нажатие на пониженное обычное, как только скорость снизится до 60 *км/ч.*

Из тех же источников получаем указания относительно коэфициентов сцепления колёс с рельсами по линейному закону. (Изображён на фиг. 49 жирной линией, подробнее см. § 21.)

На основании приведённых выше данных мы можем сделать следующий анализ.

---

[1] Журналы «Railway Mechanical Engineer», апрель, 1937, стр. 153 — Испытание тормозов скоростного обтекаемого поезда (Доклад железной дороги Юнион-Пасифик) и «Transaction ot the American Society of Mechanical Engineers», 1934 г., № 9.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Будем рассматривать те точечные и сплошные тонкие кривые коэфициентов трения (фиг 49), которые относятся к нажатию в 5 *т*. На этой цифре мы останавливаемся потому, что если нагрузка на ось высокоскоростного поезда во время опытов составляла около 8 *т*, то при четырёх тормозных колодках с нажатием в 250% на одну колодку приходится сила 5 *т*.

Относя тормозную силу при нажатии в 250% к давлению колеса на рельсы в 1 *т*, мы должны коэфициенты трения колодки умножить на 2,5 *т*. В результате получаем следующие сравнительные линии: 1) сплошная жирная прямая, представляющая собой силы сцепления колёс с рельсами в функции скорости (отсчёт сил в *кг* берётся по правой шкале) как результат умножения 1 000 *кг* на коэфициенты сцепления; 2) под линией сцепления колеса с рельсом изображена жирной пунктирной линией сила торможения, построенная, как результат помножения 1 000·2,5 и на коэфициенты трения (указана внизу диаграммы сплошной тонкой линией *b*).

Рассматривая эти линии, мы можем сделать следующий вывод:

что если коэфициенты трения колодок соответствуют тонкой сплошной линии *b*, то жирная пунктирная линия ложится ниже линии сцепления колёс с рельсами и пересекает её лишь при скорости 55 *км/ч*, когда «деселакрон» уже несколько ранее (при скорости 60—65 *км/ч*) вступил в действие и автоматически снизил нажатие тормозных колодок.

Настоящий анализ доказывает, что течение сплошных линий, изображающих зависимость коэфициентов трения от скорости, по формулам автора соответствует реальным условиям и не требует никаких поправочных коэфициентов.

Из диаграммы фиг. 49 видно также, что расхождение между кривыми, построенными по новой формуле (20), и кривыми, построенными по формуле ЦНИИ (1), сравнительно не очень большое. Это объясняется отчасти тем, что формула (20) хотя и была выведена на основе теории трения, но с помощью формулы (1). С другой стороны, это показывает, что формула (1), проверенная на практике, подтверждается также и теоретически.

§ 19. ЗАКОНЫ СУХОГО ТРЕНИЯ И ИХ ОБОСНОВАНИЯ

а) Законы трения Кулона—Морена и основные положения

Обычно принято связывать законы трения с именами французского физика Кулона, установившего их в 1784 г., и Морена, который подтвердил эти законы в 1830 г.

Законы Кулона — Морена явились исходным началом для изучения трения. Если некоторые пункты их не согласуются с новейшими данными, то это можно объяснить узкими границами изменения давлений и скоростей. Давления между трущимися поверхностями во время опытов колебались в пределах от 0,05 до 3,00 *кг/см*^{2}, а относительная скорость трущихся тел не превышала 3,5 *м/сек*. В настоящее же время нас интересуют давления от 2 до 30 *кг/см*^{2}, а скорости от нуля до 200 *км/ч*, т. е. до 55 *м/сек*.

Законы Кулона — Морена следующие.

1. Сила трения пропорциональна нормальному давлению (в действительности она не вполне пропорциональна).
2. Сила трения не зависит от величины трущихся поверхностей. (Позднейшие исследования показали, что зависит).
3. Сила трения не зависит от скорости движения (наоборот, для широкого диапазона скоростей она в значительной степени зависит от них).
4. Трение в покое больше, чем в движении. (Формулировка неточная: трение возникает только тогда, когда две поверхности тел трутся одна о другую, что может быть только при движении. То, что здесь названо трением в покое, есть попросту фрикционное сцепление).
5. Трение зависит от материала трущихся тел.
6. Трение зависит от состояния трущихся поверхностей (закон неопределён-

НБ УДУНТ (ДГТ)

ный, так как мы имеем в виду только сухое трение, и «состояние», т. е. степень шероховатости поверхности, вовсе не поддаётся определению при длительном трении, когда поверхности автоматически притираются друг к другу).

Итак, из 6 пунктов старых законов трения мы можем оставить только два— 4-й и 5-й—и к ним добавить те новые законы, которые выявлены позднейшими опытами и известны в настоящее время.

Но предварительно введём следующие определения.

В вопросах трения надо различать два момента: первый —это статическое сопротивление сдвигу одного тела по другому при недостаточной силе для преодоления этого сопротивления; второй — динамическое сопротивление, возникающее на трущейся поверхности тела, двигающегося по поверхности другого тела.

Первое состояние будем называть фрикционным сцеплением, второе — трением.

При постепенном возрастании силы сдвига наступает момент, когда состояние сцепления переходит в состояние трения.

Тот критический момент равновесия между силой сдвига и силой сцепления, когда малейшее приращение силы сдвига заставляет скользить одно тело по другому, будем называть «пусковым моментом».

Ту критическую величину силы сцепления, при которой создаётся пусковой момент, будем называть «критической границей сцепления», или просто «границей сцепления».

Отношение величины критической силы сцепления b на границе пускового момента к величине нормального давления q называют коэфициентом сцепления

$$\psi = \frac{b}{q}.$$

Отношение величины силы трения T к величине нормального давления x, которым прижимаются поверхности друг к другу, называют коэфициентом трения

$$\varphi = \frac{T}{x}.$$

б) Новые законы сухого трения и выводы, полученные на основании теории и опыта

Нижеперечисленные законы трения и выводы относятся главным образом к тормозным колодкам на стальных колёсах примерно при следующих условиях:

для скоростей от 0 до 200 *км/ч* или от 0 до 55,5 *м/сек*;

для удельных нажатий на тормозную колодку от 2 до 30 *кг/см²*;

для напряжённости работы трения до 20 *кгм/см²* или до 0,05 *кал/сек·см²*;

для температур сплошного нагрева всей чугунной тормозной колодки до 600°.

1. Фрикционное сцепление между поверхностями прижатых друг к другу тел представляет собой статическое сопротивление сдвигу. Максимальная его величина получается на границе сцепления. При наличии сил, превышающих максимальную величину сцепления, последнее переходит в трение.

2. Сила сцепления после прекратившегося трения без последующего разъёма тел больше, чем после разъёма и случайного наложения поверхностей одна на другую.

3. При изменении направления движения на обратное сила трения меняет свою величину с плюса на минус сразу, т. е. она является функцией разрывной.

4. а) Если равнодействующая внешних сил, приложенных к трущимся телам (включая и веса их), будет наклонена к нормали поверхности трения на угол, меньший угла сцепления, то как бы ни была велика эта сила, не получится сдвига одного тела относительно другого; б) если указанная равнодействующая сила наклонена к нормали на угол, бо́льший угла сцепления, то как бы мала ни была эта сила, она приведёт в движение тело и сообщит ему ускорение.

НТБ УДИТ (ДІІТ)

5. Сила сцепления и сила трения не подчиняются закону независимости действия сил, а также нарушают этот закон в системе других сил (доказательства ниже).

6. При наличии тряски и вибраций критический предпусковой момент равновесия фрикционного сцепления из устойчивого переходит в неустойчивое с мелкоступенчатым сдвигом.

7. а) Величина коэфициента трения зависит от материала трущихся поверхностей; б) при однородных материалах коэфициент трения больше, чем при разнородных.

8. Коэфициент трения зависит от скорости: с увеличением скорости он уменьшается.

9. Коэфициент трения уменьшается обратно величине нажатия (в пределах от 1 до 30 *кг/см*^{2}).

10. Коэфициенты трения всегда меньше коэфициентов сцепления.

11. Если трение начинается во время движения, то в некоторое начальное время коэфициент трения имеет тенденцию к уменьшению. Эта тенденция явная, если скорость поддерживается постоянной, неявная при переменной скорости, так как тогда коэфициент зависит как от изменения скорости, так и от начальной продолжительности.

12. а) При длительном трении нагрев до 600° не изменяет коэфициента трения; б) износ поверхностей тел при этом увеличивается.

13. Повышение твёрдости поверхности трения сопровождается уменьшением коэфициента трения.

14. Величины коэфициентов трения и износа не зависят друг от друга.

15. При смачивании поверхностей трения водой коэфициенты трения уменьшаются, однако с увеличением скорости выше 60 *км/ч* начинают возрастать, а при скоростях выше 100 *км/ч* становятся больше, чем при сухих поверхностях (влияние тепла).

в) Теоретические обоснования законов трения

1. Закон 1-й был разъяснён ранее в § 18, б.

2. Когда трение заканчивается остановкой движения без разъёма трущихся частей, то фрикционное сцепление между ними больше, чем при случайном наложении, так как поверхности притёрлись по взаимному рельефу, а будучи чисто металлическими без окиси и налёта и несколько подогреты, они в последний момент остановки плотно садятся одна на другую.

3. Если скорость движения стремится к нулю, то коэфициент трения стремится к максимальной конечной величине, ввиду чего перемена движения на обратное направление сразу меняет знак максимальной силы трения.

Не следует поэтому составлять общие диференциальные уравнения, которые описывают движения, заведомо меняющие свои направления, если среди сил имеется сила трения, а необходимо рассматривать отдельно два движения: в одну и в другую сторону.

4. Фрикционное сцепление и трение проявляются лишь тогда, когда имеется одновременное действие сил нажатия и сдвига, т. е. имеется равнодействующая определённого наклона к нормали.

Так, если тело A лежит на поверхности b (фиг. 50), то прикладывая к нему силу P под углом ρ_0 к нормали N, получаем проекции этой силы:

1) на поверхность трения

$$s = P \sin \rho_0; \qquad (a)$$

2) на нормаль:

$$x = P \cos \rho_0.$$

Так как величина критической силы сцепления представляется равенством:

$$b = x\psi = P\psi \cdot \cos \rho_0, \qquad (b)$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

а величина силы трения равенством:

$$T = x\varphi = P\varphi \cdot \sin \rho_0,$$

то для того, чтобы составляющая сила P на плоскости трения была всегда меньше силы сцепления b, необходимо, чтобы

$$P \cdot \sin \rho_0 \leqslant P\psi \cdot \cos \rho_0.$$

Разделив обе части этого неравенства на $P \cdot \cos \rho_0$, получаем условие

$$\operatorname{tg} \rho_0 \leqslant \psi,$$

т. е. условие когда и при каких значениях величины силы P, сдвига тела A с места не получится.

Предельная величина угла ρ_0 называется углом сцепления, что выражается равенством:

$$\operatorname{tg} \rho_0 = \psi. \tag{24}$$

Иначе говоря, коэфициент сцепления равен тангенсу угла сцепления.

Угол сцепления характеризуется ещё тем, что тело, положенное на наклонную поверхность, образующую с горизонталью угол ρ_0, будет находиться на критической границе сцепления, и при малейшем увеличении этого угла наступает момент пуска. Это легко доказать путём разложения силы тяжести тела на её составляющие.

Когда наклон силы P к нормали N больше угла сцепления ρ_0, то при любой малой величине этой силы тело начнёт двигаться с ускорением, так как коэфициент трения уменьшается с увеличением скорости. Чтобы получилась равномерная скорость, необходимо по аналогии с выводом (24) иметь равенство

$$\varphi = \operatorname{tang} \rho,$$

где $\rho > \rho_0$ — угол трения, а φ — коэфициент трения.

Так как коэфициент трения зависит от скорости, то согласно (20) его можно выражать через скорость V *км/ч* и нажатие на колодку x в m

$$\varphi = \operatorname{tg} \rho = \frac{17\, x^{-1/2}}{V + 40},$$

откуда

$$\rho = \operatorname{arc\ tg}\, \varphi = \frac{17\, x^{-1/2}}{V + 40}. \tag{25}$$

Многие задачи по рассмотрению сил, среди которых имеется трение, решаются проще, если их решение начинать с угла трения.

5. Известный закон механики независимости действия сил не имеет места, если среди этих сил имеется сила трения, так как направление последней зависит от направления движения, а величина её — от нормального давления и от коэфициента трения, являющегося функцией скорости.

Предположим, что прижатое к плоскости силой N (фиг. 51) тело имеет некоторую равномерную скорость v, при наличии силы P, равной и противоположной силе трения T

$$P = T = N\varphi, \tag{а}$$

где φ — коэфициент трения.

При появлении новой силы K под углом β к нормальной силе N и углом γ к силе P (в проекции на плоскость трения) независимость действия сил P и T нарушается по той причине, что сила трения T меняет при этом свою величину и направление. В самом деле, изменившееся нормальное давление N на величину

$$\Delta N = K \cos \beta$$

изменяет в свою очередь силу трения на величину

$$\Delta T = K\varphi \cos \beta. \tag{б}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При этом направление и величина скорости v меняется на v_1 соответственно величине и направлению равнодействующей силы R

$$R = T - \Delta T + m \frac{dv_1}{dt}, \qquad (в)$$

где m — масса тела.

Величину R можно определить по тригонометрической формуле по данным двум сторонам треугольника и углу между ними:

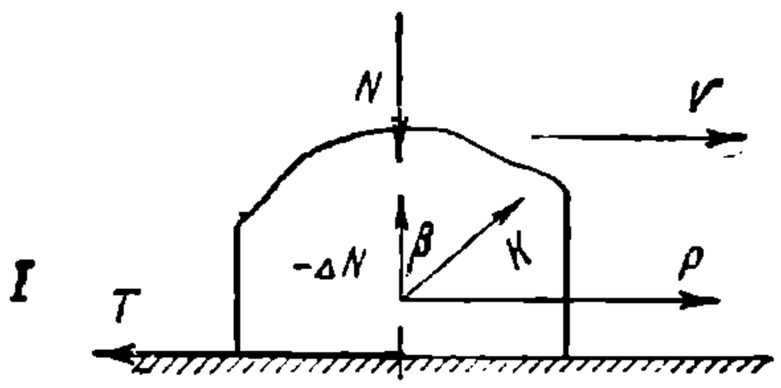
$$R = \sqrt{K_{пр}^2 - P^2 - 2\, K_{пр}\, P \cos \gamma}.$$

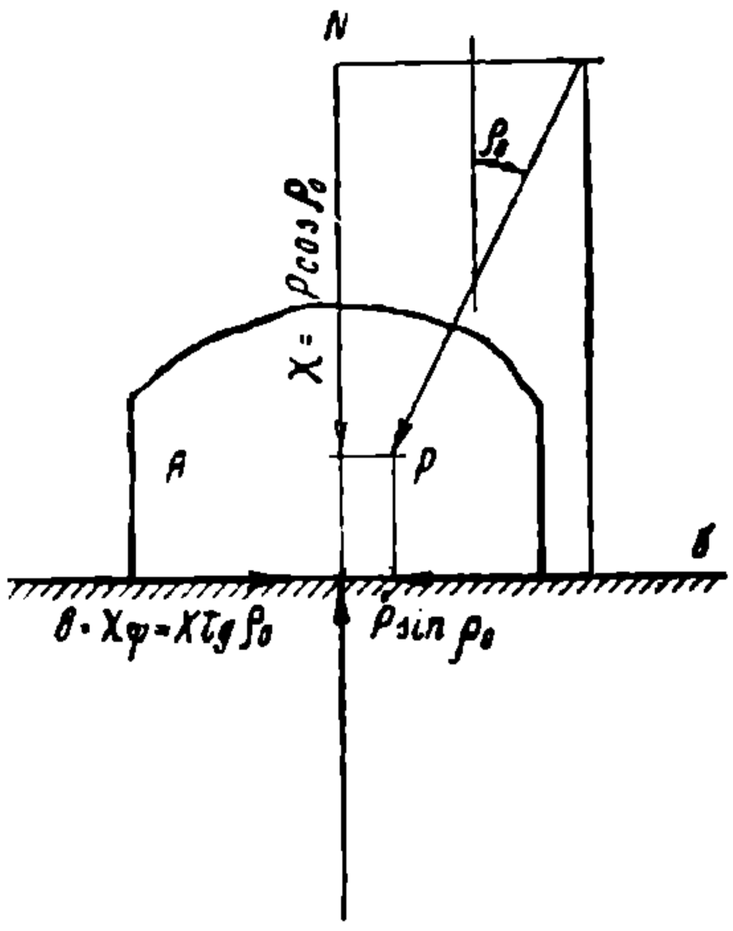
Подставляя вместо $K_{пр}$ его значение $K \sin \beta$, получаем:

$$R = \sqrt{(K \sin \beta)^2 + P^2 - 2\, K \sin \beta \cos \gamma}. \qquad (26)$$

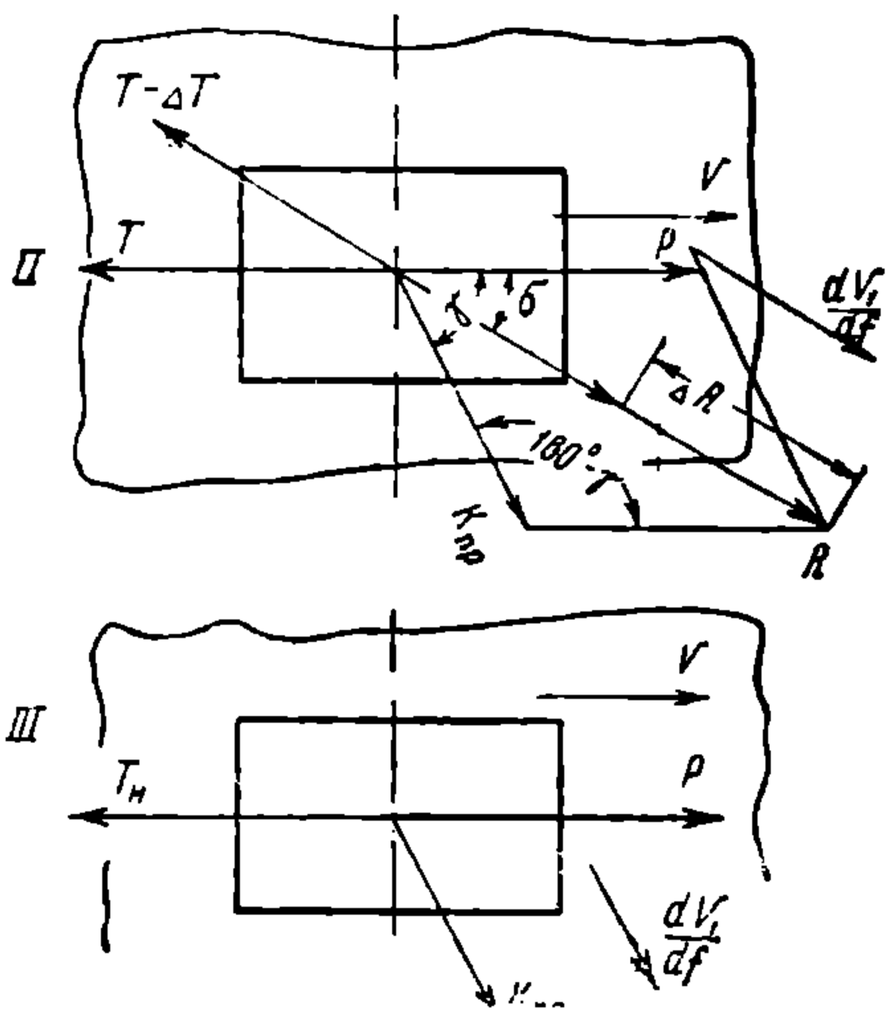
Эта сила совместно с силой трения по (в) создаёт ускорение:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m}(R - T + \Delta T)$$





Фиг. 50. К вопросу о значении угла трения



Фиг. 51. Нарушение закона независимости действия сил

или, подставляя из (а) значение T, а из (б) значение ΔT, получаем:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m}(R - N\varphi + K\varphi \cos \beta). \qquad (27)$$

Направление определится из известной тригонометрической пропорции:

$$\frac{R}{\sin \gamma} = \frac{K_{пр}}{\sin \sigma},$$

откуда

$$\sin \sigma = \frac{K_{пр} \sin \gamma}{R} = \frac{K \sin \beta \sin \gamma}{R}$$

или

$$\sigma = \operatorname{arc\,sin}\left(\frac{K}{R} \sin \beta \sin \gamma\right). \qquad (28)$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Под таким углом изменится направление движения.

Если бы сила T была не трением, а независимой постоянной силой $T_н$ (фиг. 51), то величина равнодействующей R была бы равна $K_{пр}$ (так как $T_н$ и P по условию равны, а скорость V равномерная); ускорение тогда имело бы величину:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{K_{пр}}{m} \qquad (27')$$

и направление этого ускорения, как и силы $K_{пр}$ по отношению к направлению силы V, было бы под углом:

$$\sigma = \gamma. \qquad (28')$$

Сравнивая (27'), (28') с (27), (28), мы видим, в какой мере нарушается закон независимости действия сил, если среди них имеется сила трения.

6. Известно, что гаечные, клиновые и другие фрикционные крепления во время тряски самораспускаются. Известно также, что коэфициенты полезного действия рычажных передач и других механизмов на ходу поезда равны почти единице. Это есть следствие 3-го и 5-го законов трения, проявляющихся здесь в особой форме.

Тряска, вибрация и дрожание какого-либо механизма — это, в сущности, малые колебания материальной системы около положения равновесия. Отдельные детали механизма при его сотрясении начинают вибрировать, причём и отдельные частицы того материала, из которого изготовлена деталь, совершают колебательные движения около своих равновесных положений. Конечно, эти колебания весьма малой амплитуды, но зато большой частоты, а известно, что энергия колебательного движения пропорциональна квадрату частоты.

Это относится к каждой детали в отдельности. Но детали соединяются между собой шарнирами и креплениями, т. е. между ними существуют поверхности раздела и поэтому вибрации частиц материала одной детали не могут распространяться на частицы смежной детали без потерь и искажений. Следовательно, в местах соединений происходят процессы трения и превращения энергии колебания в теплоту. Но колебания, происходящие от сотрясений, не имеют определённого направления, т. е. являются неупорядоченными. В то же время механизм во время своей работы или напряжённого состояния (например, рычажная передача) во всех своих деталях и в соединениях между ними передаёт усилия в одном определённом направлении, встречая в обратном направлении (при отсутствии вибрации) сопротивления трения.

Во время же вибраций основные передаваемые усилия не изменяют направлений, а силы трения вынуждены подчиняться 3-му и 5-му закону, т. е. должны непрерывно изменять свои направления в соответствии с появляющимися вибрациями. Вследствие этого основная сила не сразу, а постепенно и полностью передаётся через детали механизма к конечному пункту.

7. Строение тел определяет структуру трущихся поверхностей. Последние в зависимости от свойств этой структуры, создают во время трения определённую степень шероховатости или гладкости, разрыхления или устойчивой твёрдости, свойственных тому или другому роду материала. Следовательно, величина коэфициента трения зависит от рода материала.

При трении однородных тел благодаря идентичности структуры получается более полный, многоточечный контакт сходственных рельефов трущихся поверхностей. Этот контакт обеспечивает лучшее взаимодействие между ними и более быстрый отвод тепла благодаря большей площади и поэтому коэфициент трения между однородными телами выше, чем между разнородными.

8. Чем больше скорость, тем интенсивнее вырабатывается тепло, не успевающее проникнуть в глубину материала, и тем тоньше получается раскалённый слой, который, размягчаясь, играет роль твёрдой смазки на более холодной глубже лежащей части материала. От этого уменьшается сопротивление трения, а потому с увеличением скорости коэфициент трения уменьшается. Иначе говоря, термическое сопротивление лимитирует количество превращаемой работы трения в теплоту.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

9. С увеличением нажатия интенсивность вырабатываемого тепла увеличивается, но поскольку свободной передаче его препятствует термическое сопротивление, то превращение кинетической энергии в тепло задерживается, что и выражается уменьшением коэфициента трения. С другой стороны, при увеличении нажатия получается более плотный контакт, что улучшает работу трения и отвод тепла.

10. Всякое сопротивление труднее преодолеть статически, чем динамически. Кроме того, упоры, создающие сопротивление сдвигу, более глубоко зацепляются при отсутствии движения, чем во время движения. Поэтому коэфициенты трения меньше коэфициентов сцепления.

11. Когда трение начинается при какой-то большой скорости, то первое образующееся тепло вначале весьма быстро отводится от трущихся поверхностей ввиду теплоёмкости трущихся тел, находящихся ещё в холодном состоянии. Когда их теплосодержание, а следовательно и температура, увеличатся, то термическое сопротивление затрудняет движение тепла, ввиду чего коэфициент трения постепенно уменьшается, пока не уравновесятся приток и отдача тепла. Значит коэфициент трения вначале в течение некоторого времени уменьшается.

12. Сквозной равномерный нагрев трущейся детали до высокой температуры вплоть до 600—700° способствует увеличению толщины, следовательно и мощности, фрикционного слоя, а также благоприятствует более плотному прилеганию трущихся поверхностей. Всё это способствует неизменности коэфициента трения, а иногда даже увеличивает его. При этом сильно увеличивается износ трущихся материалов.

13. Чем твёрже поверхности трения, тем тоньше фрикционный рабочий слой между поверхностями, тем меньше его теплотворная производительность.

14. Трение превращает механическую энергию в теплоту путём непрерывной деформации поверхностной структуры фрикционного слоя. При достаточной пластичности последнего эта деформация даёт больше тепла без заметного износа поверхностей, подобно тому, как отожжённый стальной стержень при многократном изгибе даёт сильный нагрев, не ломаясь. При более хрупкой или слабой структуре, то же количество теплоты получается при большом износе. Таким образом, нет закономерной зависимости между коэфициентом трения и коэфициентом износа, зависящего почти исключительно только от структуры тела.

15. Обильное смачивание водой поверхностей трения делает их более чистыми и свободными от грязи и скользкой пыли, поэтому коэфициент трения и сцепления не уменьшается, а даже несколько увеличивается.

Слабое смачивание способствует образованию скользкой мастики из «натира», получившегося от износа. Но при больших скоростях, когда образуется тонкий раскалённый слой на поверхности трения, указанная мастика быстро высыхает при трении и окисляется, создавая между поверхностями сопротивление, подобное заеданию.

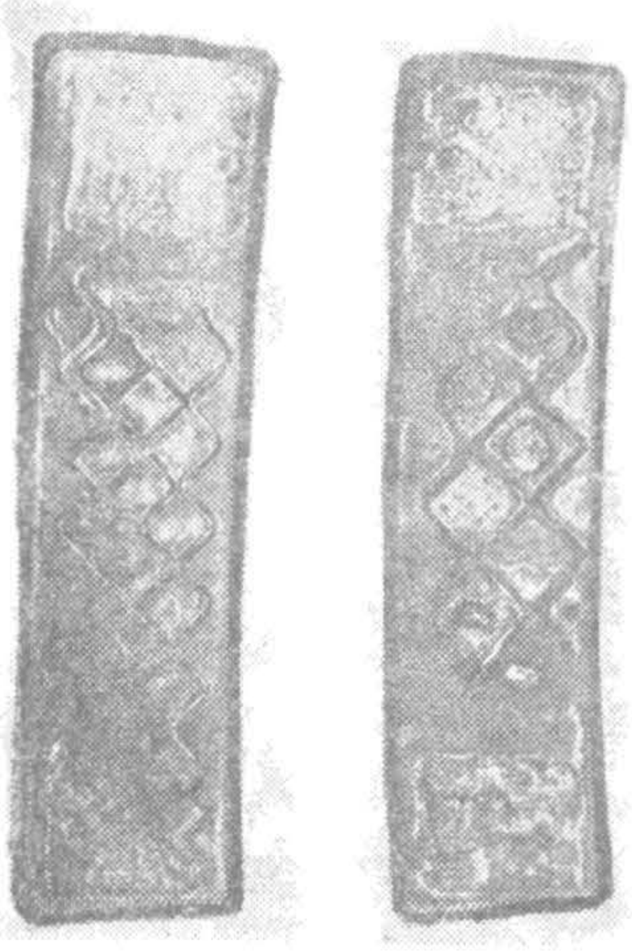
§ 20. ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРЕВА ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ И ОБОДА КОЛЕСА ВО ВРЕМЯ ТОРМОЖЕНИЯ

а) Температурный режим тормозной колодки и обода колеса

Полученные уравнения и формулы из теории трения в § 18 ещё не вполне ясно описывают и раскрывают нам тепловой режим работы колодки и бандажа. Например, нельзя ответить прямо на вопрос, какая из этих двух деталей несёт наибольшую абсолютную тепловую, а следовательно и фрикционную, нагрузку. Нам обычно кажется, что тормозная колодка выполняет бóльшую часть этой нагрузки, о чём свидетельствует более интенсивный нагрев её по сравнению с колесом. Между тем, исследование этого вопроса показывает совершенно обратное. Это объясняется тем, что у колодки тепловой поток от фрикционного слоя к периферии быстро поднимает её температуру благодаря малым её размерам, в то время как у обода колеса значительно бóльшая поверхность охлаждения.

НБ УГЛТУ (ДГТ)

В зависимости от характера теплового режима колеса и колодки могут иметь место те или иные вредные последствия. Например, при длительных или частых торможениях бандажи колёс от нагрева ослабевают на центрах. Цельнолитые стальные, а в особенности, чугунные колеса преждевременно поступают в обточку из-за появления трещин на поверхностях катания от попеременного нагрева и остывания. В особенности от этого сильно страдают бандажи колёс метрополитена, где применяются тормозные колодки не из чугуна, а из бакелита, представляющего собой искусственный материал, обладающий плохой теплопроводностью. Наоборот, при армированных чугунных колодках благодаря наличию в массе чугуна стального (в виде решётки) включения, способствующего отводу тепла, чугунные колёса не получают трещин, а коэфициент трения колодок больший и износ пониженный [1].



Фиг. 52. Армированная тормозная колодка, изготовленная неправильно

Насколько важную роль играет отвод тепла от поверхности трения, видно из следующего опытного случая. В 1936 г. у нас производились путевые опыты с армированными тормозными колодками (фиг. 52), колодки были изготовлены одним из наших заводов. Получились неудовлетворительные результаты: коэфициенты трения этих колодок оказались на 30—50% ниже простых чугунных колодок, применяемых в СССР, в особенности при высоких скоростях. Возникает вопрос, почему армированные колодки оказались не только не лучше обыкновенных, но даже хуже их, в то время как такие же американские колодки, наоборот, дают самые лучшие результаты.

Дело в том, что испытывавшиеся колодки (тогда их осматривал автор) только по форме соответствовали американским, а по существу они отличались от них тем, что включения (т. е. решётка или армировка) не были перед заливкой очищены и облужены, чугун не был достаточно перегрет и потому, попав в форму с большой массой стальной решётки, загустел, причём не только не дал металлического соединения с ней, но даже образовал щели и зазоры настолько большие, что поверхность трения колодки казалась состоящей как бы из отдельных кусков. При такой структуре теплопередача через прослойки, заполненные воздухом, окалиной и пылью, конечно, была значительно меньше, чем теплопроводность сплошного чугуна[1] без таких включений, отсюда и пониженный коэфициент трения.

Что же касается колёс, то они, как выполняющие самую тяжёлую работу из всех деталей подвижного состава, требуют к себе вообще особого внимания. Необходимо заботиться о том, чтобы добавочная механическая и термическая нагрузка от торможения по возможности не портила поверхности катания колёс.

Сравнивая работу колодки с работой обода колеса в общем случае, мы видим различие их в следующем:

1) колодка, будучи в 14—15 раз легче обода, даёт значительно меньшее накопление тепла внутри себя, чем обод;

2) внешняя поверхность колодки (за вычетом поверхности трения) примерно в 12 раз меньше поверхности обода, поэтому её конвективный теплообмен тоже значительно меньше, чем у обода, при одних и тех же температурах;

3) колодка имеет только поступательное движение (вместе с поездом), поэтому интенсивность обдувания её воздухом, а следовательно, и конвекция тепла, вдвое меньше, чем у обода, имеющего кроме поступательного ещё и вращательное движение;

---

[1] О теплопроводности стали и чугуна можно судить по их удельным электропроводностям (закон Видемана — Франца). Теплопроводность стали примерно в два раза больше теплопроводности чугуна.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

4) поверхность трения колодки, не обнажаясь, активизирует непрерывно тепло, в то время как поверхность трения обода колеса выполняет это примерно только одной седьмой своей частью, всё время выходящей из сферы трения о колодку наружу, со скоростью, равной скорости поезда.

Эти четыре различия определяют количество и характер термодинамической нагрузки, выполняемой, с одной стороны, колодкой и, с другой — ободом колеса.

Для более точного выяснения характера этой нагрузки предложим себе решить следующие задачи:

1) выявить температурные режимы обода колеса,

2) найти количественное распределение работы трения и отвода тепла между колодкой и ободом,

3) точнее выяснить механическую сторону переноса тепла от теплотворного слоя трения в окружающую атмосферу.

Для упрощения решения этих задач будем рассматривать обод колеса в изолированном от его центра виде, т. е. как бы окружённым со всех сторон воздухом за исключением лишь площади контакта с тормозной колодкой.

Таким образом, происходящий отвод тепла к центру посредством кондукции заменяется отводом конвекций. Это будет почти эквивалентно ввиду того, что наружная поверхность обода на столько больше поверхности сечения в переходе от обода к центру (отношение 20 : 1), что разница в количестве отводимого тепла по одному или другому закону будет составлять очень небольшую относительную погрешность, в особенности при больших скоростях, когда само колесо находится под усиленной вентиляцией.

Все тепло Q, выделяемое фрикционным слоем трения между колодкой и ободом колеса, распределяется между ними в некотором соотношении количеств $Q_к$ и $Q_б$, так что

$$Q = Q_к + Q_б . \tag{30}$$

Вначале, когда обе трущиеся детали ещё холодны, они отводят это тепло от фрикционного слоя путём поглощения его своей теплоёмкостью, а по мере того, как температура на их свободных поверхностях, омываемых окружающим воздухом, станет подыматься, они сами начинают излучать тепло, отдавая последнее в окружающую атмосферу. Таким образом, из всего выработанного трением тепла, вначале часть его задерживается теплоёмкостью трущихся частей на повышение их температуры, а остальная часть рассеивается в окружающее пространство путём конвекции и лучеиспускания.

Количество той части тепла (Q_1), которое задерживается колодкой и ободом на возрастание их теплосодержания, определяется произведением теплоёмкости c на их вес G и на изменение температуры $d\tau$, т. е.

$$dQ_1 = Gcd\tau.$$

Другую часть тепла Q_2, отдаваемую свободными поверхностями трущихся деталей окружающему воздуху, за тот же элемент времени dt для нашего случая можно определить по формуле Ньютона

$$dQ_2 = \alpha F(\tau_1 - \tau_2)dt.$$

Здесь α — коэфициент теплоотдачи;
F — величина поверхности, отдающей тепло;
τ_1 — температура на поверхности колодки;
τ_2 — температура окружающего воздуха.

Заменяя для упрощения разность $\tau_1 - \tau_2$ одной буквой τ, означающей избыточную температуру трущихся тел над окружающей температурой, получим выражение

$$dQ_2 = \alpha F \tau dt.$$

Так как эти два расхода тепла Q_1 и Q_2 совершаются одновременно в суммарном количестве Q, выделяемом фрикционным слоем в элемент времени dt, то

НБ УДУНТ (ДИТ)

на основании закона сохранения энергии должно существовать следующее равенство:

$$Qdt = Gcd\tau + \alpha F \tau dt. \tag{31}$$

Поскольку наш агрегат трения состоит из двух неодинаковых частей—колодки и обода—то уравнение (31) будем решать для них отдельно, снабжая символы соответственными индексами. Так, для колодки можно преобразовать это уравнение в таком виде:

$$G_к c d\tau_к = (Q_к - \alpha F_к \tau_к) dt. \tag{а}$$

Произведя разделение переменных, получим

$$\frac{d\tau_к}{Q_к - \alpha F_к \tau_к} = \frac{dt}{G_к c}. \tag{б}$$

Чтобы проинтегрировать это уравнение, надо левую часть его привести к простейшему виду. Для этого введём обобщающую новую переменную z, полагая, что

$$Q_к - \alpha F_к \tau_к = z. \tag{в}$$

Затем, решая это уравнение относительно $\tau_к$,

$$\tau_к = \frac{Q_к - z}{\alpha F_к}$$

и диференцируя его, получаем

$$d\tau_к = -\frac{dz}{\alpha F_к}. \tag{г}$$

После этого мы можем в левой части уравнения (б) числитель и знаменатель заменить их значениями из (в) и (г) и взять интегралы:

$$-\int \frac{dz}{\alpha F_к z} = \int \frac{dt}{G_к c}.$$

Вынося за их знаки постоянные и решая, получаем следующее выражение:

$$\frac{-1}{\alpha F_к} \ln z = \frac{t}{G_k c} + C.$$

Здесь z заменим значением его из (в), а постоянную C представим в более удобном для дальнейшего решения логарифмическом виде:

$$-\ln (Q_k - \alpha F_к \tau_к) = \frac{\alpha F_к t}{G_к c} + \ln C. \tag{д}$$

Для определения постоянной C обратимся к начальному условию, именно, в момент времени t, равном нулю, т. е. в самом начале трения температура колодки равна окружающей температуре, которую мы можем условиться считать началом отсчёта и потому равной нулю. Следовательно, подставляя в уравнение (д) вместо τ и t нули, получаем

$$\ln (Q_k - 0) = 0 + \ln C,$$

откуда

$$\ln Q_k = \ln C$$

или

$$Q_k = C.$$

Найденное значение C подставляем в уравнение (д):

$$\ln (Q_k - \alpha F_k \tau_k) = -\frac{\alpha F_k t}{G_k c} + \ln Q_k,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и наконец, потенцируя его, получаем

$$\ln \frac{Q_k - \alpha F_k \tau_k}{Q_k} = -\frac{\alpha F_k t}{G_k c},$$

откуда окончательно:

$$Q_k - \alpha F_k \tau_k = Q_k e^{\frac{\alpha F_k}{G_k c} t}$$

и

$$\tau_k = \frac{Q_k}{\alpha F_k}\left(1 - e^{-\frac{\alpha F_k}{G_k c} t}\right). \qquad (32)$$

Это и есть формула избыточной температуры колодки над наружной температурой в функции времени t.

Совершенно подобным образом получим формулу избыточной температуры бандажа, надо лишь индексы k в формуле (32) заменить на $б$.

$$\tau_б = \frac{Q_б}{\alpha F_б}\left(1 - e^{-\frac{\alpha F_б}{G_б c} t}\right). \qquad (33)$$

В правых частях формул (32) и (33) все величины нам известны, за исключением, как указывалось, количества тепла $Q_к$ и $Q_б$. Сумма этих количеств равна количеству работы трения, выражаемой в калориях, но нам неизвестно, как распределяется тепло между колодкой и ободом. Поэтому займёмся определением этого.

Чем дольше происходит трение, т. е. чем больше время t в показателях e формул (32) и (33), тем ближе к нулю само e в этой степени и двучлен в скобках приближается к единице.

Следовательно, температуры нагрева τ_k и $\tau_б$ стремятся к постоянным величинам $\frac{Q_k}{\alpha F_к}$ и $\frac{Q_б}{\alpha F_б}$.

При очень продолжительном трении (например, торможение товарного поезда на затяжном спуске) температуры колодки и обода устанавливаются постоянными без дальнейшего накопления тепла в их массах, т. е. всё тепло трения отдаётся наружу через их поверхности под напором установившегося температурного градиента. Тогда температуры нагрева колодки и бандажа получатся по формулам

$$\tau_k = \frac{Q_k}{\alpha F_k} \text{ и } \tau_б = \frac{Q_б}{\alpha F_б}.$$

Для определения количеств тепла $Q_к$ и $Q_б$, получающихся из общей суммы тепла Q, вырабатываемого трением, имеется один практический признак, именно: из опытных и лабораторных наблюдений над длительным торможением следует, что температура нагрева тормозной колодки примерно в три раза больше температуры обода колеса вследствие необнажающейся поверхности трения, меньшего веса и меньшей поверхности [1].

Ввиду этого принимаем, что

$$\tau_k = 3\tau_б. \qquad (е)$$

Кроме того, так как всё тепло трения Q разделяется на Q_k и $Q_б$, то

$$Q_б = Q - Q_k$$

[1] Наблюдения производились во время испытаний тормоза Казанцева в 1927 г. на Закавказской дороге. Из лабораторных опытов сошлёмся на упомянутые уже опыты по измерению температуры бандажа и колодки в лаборатории им. Сержента (бандаж 200°, колодка 600°).

НБ УДУНТ (ДНТ)

и обе формулы (34) могут быть написаны в таком виде:

$$\tau_k = \frac{Q_k}{\alpha F_k}; \quad \tau_б = \frac{Q - Q_k}{\alpha F_б}.$$

На основании равенства (е) составляем такое уравнение:

$$\frac{Q_k}{\alpha F_k} = 3\frac{Q - Q_k}{\alpha F_б} = 3\frac{Q}{\alpha F_б} - 3\frac{Q_k}{\alpha F_б},$$

откуда

$$Q_k\left(1 + 3\frac{F_k}{F_б}\right) = \frac{3F_kQ}{F_б}$$

или

$$Q_k = \frac{3F_kQ}{F_б\left(1 + 3\frac{F_k}{F_б}\right)} = Q\frac{3F_k}{F_б + 3F_k} \qquad (ж)$$

и соответственно:

$$Q_б = Q\left(1 - \frac{3F_k}{F_б + 3F_k}\right) = Q\frac{F_б}{F_б + 3F_k}. \qquad (з)$$

Единственным источником тепла при трении считаем работу трения. При скорости v на ободе колеса эта работа в единицу времени при нажатии x и коэфициенте трения φ выразится следующей величиной тепла:

$$Q = \frac{1}{427}\varphi x v \ кал/сек. \qquad (и)$$

Величина скорости v выражена здесь в *м/сек*. Чтобы ввести в формулу скорость в *км/ч*, воспользуемся следующим переводным коэфициентом

$$v = \frac{1\,000}{3\,600}V = \frac{1}{3{,}6}V \ м/сек.$$

Подставляя это значение в равенство (и), получаем количество тепла, выделяемое трением в секунду при скорости V *км/ч*

$$Q = 0{,}00065\,V\varphi x \ кал/сек. \qquad (35)$$

Распределяя затем это количество тепла между колодкой и ободом согласно (ж) и (з), получаем:

$$Q_k = 0{,}00195\,V\varphi x\frac{F_k}{F_б + 3F_k} \qquad (36)$$

и

$$Q_б = 0{,}00065\,V\varphi x\frac{F_б}{F_б + 3F_k}. \qquad (37)$$

Подставляя же эти два значения соответственно в формулы (32) и (33), найдём:

$$\tau_k = \frac{0{,}00195\,V\varphi x}{\alpha(F_б + 3F_k)}\left(1 - e^{-\frac{\alpha F_k}{G_k c}t}\right); \qquad (38)$$

$$\tau_б = \frac{0{,}00065\,V\varphi x}{\alpha(F_б + 3F_k)}\left(1 - e^{-\frac{\alpha F_б}{G_б c}t}\right). \qquad (39)$$

Эти две формулы являются общими для любых размеров тормозных колодок и колёс. По этим формулам определяется повышение температуры колодки или обода колеса через время t сек. после начала торможения при некоторой постоянной или среднепостоянной скорости V *км/ч*.

НБ УДУЗТ (ДІІТ)

Хотя и получились две независимые формулы (38) и (39) нагрева колодки и обода, однако нет надобности пользоваться обеими. Найдя температуру по одной из них, например по (38) колодки, вторую температуру — для бандажа — легко найти из первой простым делением её на три, как это было обусловлено при выводе этих формул. Для удобства и облегчения применения этих формул ниже они даны с заменой букв цифрами, соответствующими стандартным размерам колодки и колеса, указанным на фиг. 53 и 54.

Напомним значения букв, входящих в формулы (38) и (39).

V — скорость поезда в *км/ч*;

φ — коэфициент трения при данной скорости;

x — полное нажатие на всю колодку в *кг*;

G_k — вес колодки согласно фиг. 53—16 *кг*;

$G_б$ — вес обода колеса согласно фиг. 54 — 233 *кг*;

F_k — поверхность охлаждения колодки согласно фиг. 53 — 920 *см²*;

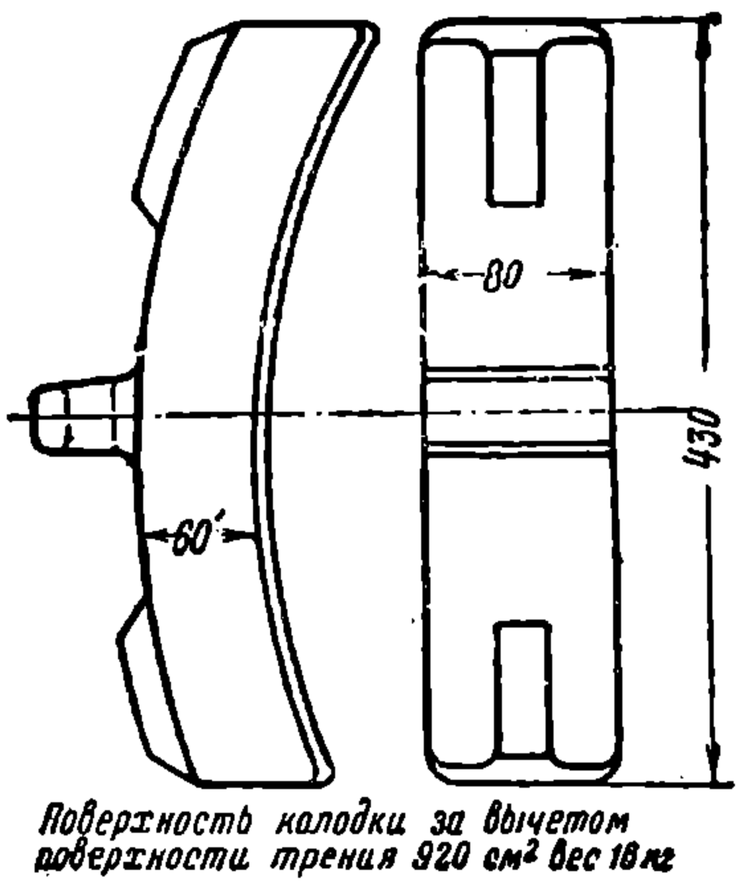
$F_б$ — поверхность охлаждения обода колеса согласно фиг. 54 — 12 600 *см²*;

τ_k, $\tau_б$ — нагрев или избыточные температуры над температурой наружного воздуха на поверхностях колодки и бандажа (°С);

c — коэфициент теплоёмкости (средний для чугуна и стали—0,10 *кал/кг°* С);

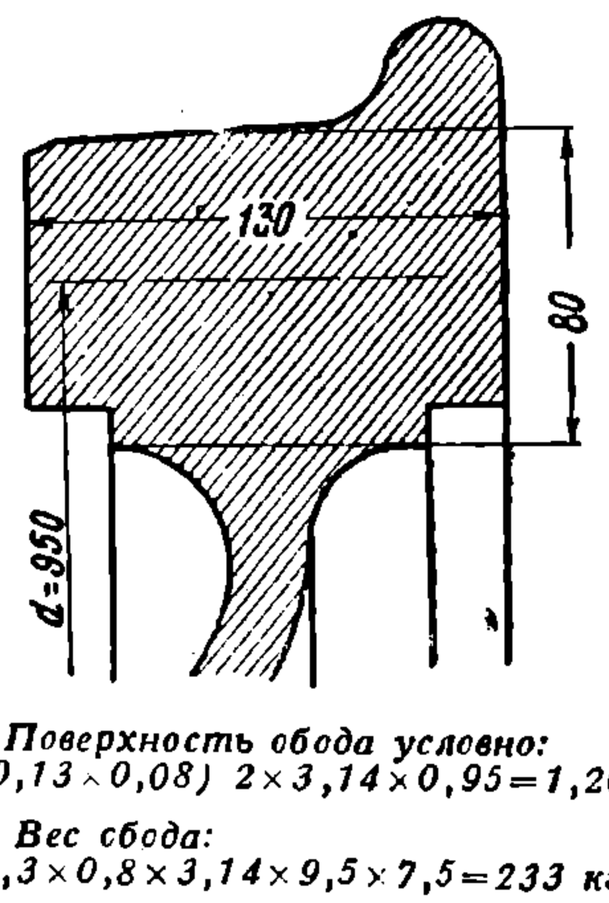
t — время от начала торможения в секундах;

α — коэфициент поверхностной теплопередачи в зависимости от скорости, согласно приведённым ниже формулам (40′) и (40″) или графическому изображению на фиг. 55 (*кал/см²·сек* °С).



Поверхность колодки за вычетом поверхности трения 920 см² вес 16 кг

Фиг. 53. Величина поверхности и вес тормозной колодки



Поверхность обода условно:
(0,13 × 0,08) 2 × 3,14 × 0,95 = 1,26 м²

Вес обода:
1,3 × 0,8 × 3,14 × 9,5 × 7,5 = 233 кг

Фиг. 54. Величина поверхности и вес обода колеса

По опытам фирмы «AEG» для тяговых моторов и вообще для тел, находящихся снаружи вагонов, коэфициент α рекомендуется брать в функции скорости V *км/ч*:

$$\alpha = 0{,}4 \cdot 10^{-6} (1 + \eta \sqrt{V}) \text{ кал/см}^2 \cdot \text{сек } ^\circ\text{С}, \qquad (40')$$

где η — берётся в зависимости от состояния поверхности.

Для поверхностей, не покрытых лаком, $\eta = 0{,}6 - 0{,}7$.

По другой формуле более простой, но несколько менее точной, даётся линейная зависимость:

$$\alpha = 0{,}4 \cdot 10^{-6} (1 + 0{,}2V) \text{ кал/см}^2 \cdot \text{сек } ^\circ\text{С}. \qquad (40'')$$

Применительно к стандартным размерам тормозных колодок и колёс мы можем подставить в формулы (38) и (39) вместо букв следующие цифровые значения, которые уже указывались выше: $F_k = 920$ *см²*, $F_б = 12\,600$ *см²*, $G_k = 16$ *кг*, $G_б = 233$ *кг* и тогда формулы представятся в таком виде:

$$\tau_k = 0{,}126 \cdot 10^{-6} \ \alpha^{-1} V \varphi x (1 - e^{-575\alpha t}), \qquad (41)$$

$$\tau_б = 0{,}423 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^{-1} V \varphi x (1 - e^{-542\alpha t}). \qquad (42)$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Эти формулы правильны для установившихся условий движения поезда, например, по длинному уклону горного участка пути, когда скорость его, хотя и не вполне постоянная, но может быть принята за среднюю постоянную путём деления всего пройденного пути на время. В этом случае и коэфициент трения колодок тоже может считаться величиной постоянной.

Практически тормозные колодки и ободы колёс нагреваются иногда при длительном торможении до высоких температур (табл. 9).

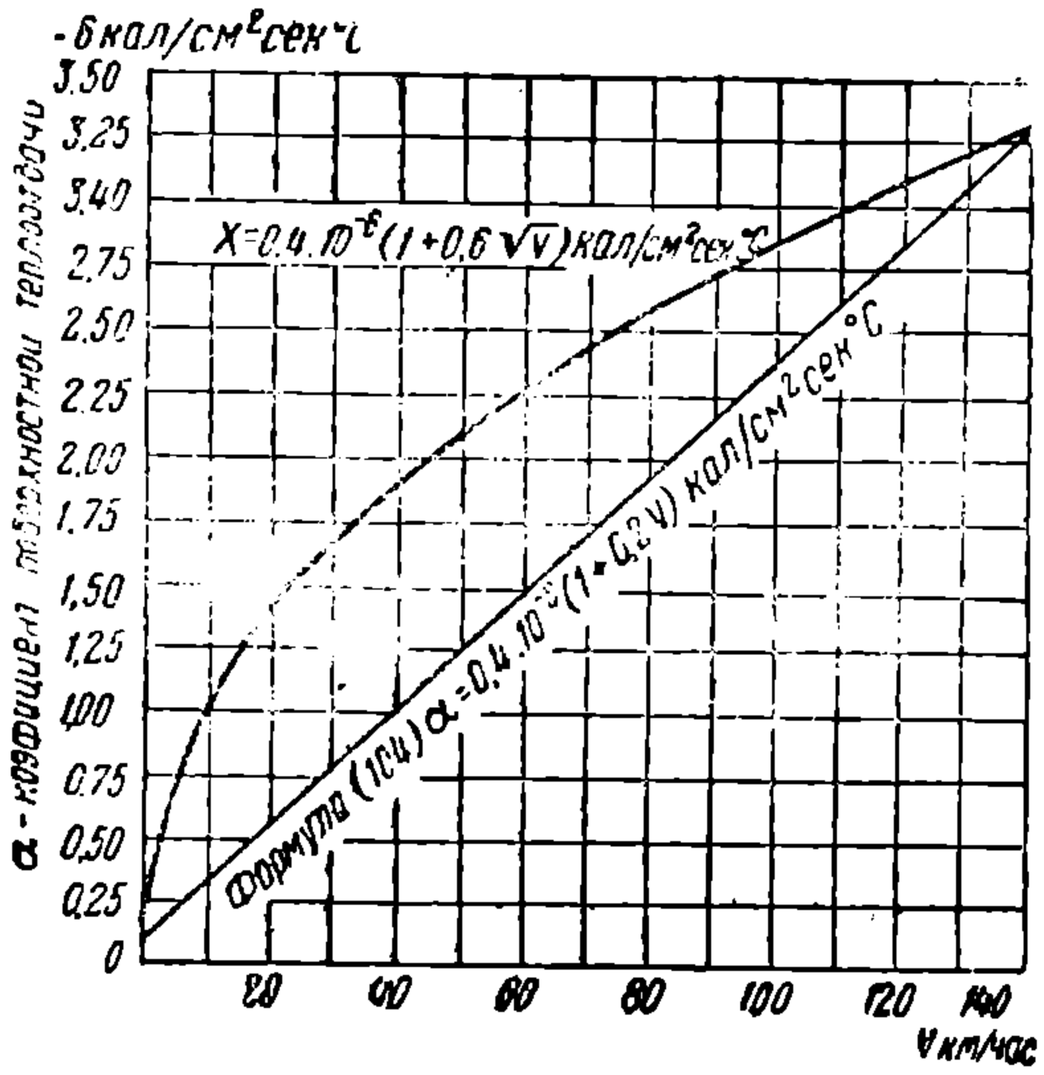
Таблица 9

Параметры, определяющие температуры колодки и обода колеса $\tau_в$ при длительном торможении при нажатии на колодку 1 000 *кг*

V км/ч	α кал/см²·сек °С	φ	$\tau_к$ °С	$\tau_в = \frac{\tau_к}{3}$ °С	575 α
20	$1{,}4 \cdot 10^{-6}$	0,22	396	132	0,0008
30	$1{,}7 \cdot 10^{-6}$	0,18	399	133	0,0009
40	$1{,}9 \cdot 10^{-6}$	0,16	491	164	0,0010
50	$2{,}1 \cdot 10^{-6}$	0,14	420	140	0,0012
60	$2{,}2 \cdot 10^{-6}$	0,12	412	137	0,0013
80	$2{,}6 \cdot 10^{-6}$	0,10	388	129	0,0014
100	$2{,}8 \cdot 10^{-6}$	0,09	383	123	0,0016
120	$3{,}2 \cdot 10^{-6}$	0,08	378	126	0,0018
140	$3{,}3 \cdot 10^{-6}$	0,07	335	112	0,0019

Температуры в столбцах $\tau_к$ и $\tau_б$ относятся к нажатию на колодку $x = 1\,000$ *кг*. Для определения температуры при другом нажатии x_1 надо цифры столбца умножить на $\frac{x}{1\,000}$.

Из таблицы видно, что температура колодки и бандажа при длительном торможении получается наиболее высокой при средней скорости около 40 *км/ч*, а при высоких скоростях она даже меньше, чем при низких. Вообще же колебания температур при разных скоростях не очень большие. Это объясняется следующими обстоятельствами.



Фиг. 55. Коэфициенты теплоотдачи поверхностей колодки и обода колеса

Чем больше скорость, тем меньше коэфициент трения φ, а коэфициент теплопередачи α, наоборот, больше вследствие вихревого движения воздуха около колёс. Кроме того, как увидим ниже, раскалённый слой трущейся поверхности колеса тем тоньше, а температура его тем выше, чем больше скорость, и поэтому выход тепла из-под колодки наружу интенсивнее.

Определим ещё, в какой пропорции распределяется всё тепло трения между колодкой и ободом. Для этого обратимся к формулам (36) и (37), из которых находим интересующее нас соотношение:

$$\frac{Q_к}{Q_б} = \frac{0{,}00195}{0{,}00065} \cdot \frac{F_к}{F_б} = 3\,\frac{F_к}{F_б}.$$

Из фиг. 53 и 54 имеем

$$F_к = 920\ см^2;\ F_б = 12\,600\ см^2.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Поэтому

$$\frac{Q_k}{Q_б} = \frac{3 \cdot 920}{12\,600} = 0{,}219$$

и

$$Q_k \approx 0{,}22\, Q_б\,.$$

Всё количество вырабатываемого тепла равно

$$Q = Q_б + Q_k$$

или

$$Q = Q_б + 0{,}22\, Q_б = (1 + 0{,}22)\, Q_б\,.$$

Откуда

$$Q_б = 0{,}82\, Q, \qquad (43)$$

т. е. 82% всего тепла уходит в сторону обода. При бакелитовых колодках вследствие их меньшей теплопроводности в сторону обода идёт ещё большее количество тепла.

Теперь рассмотрим, как развиваются температуры колодки и бандажа в функции времени t при непрерывном длительном торможении на спусках.

Для этого воспользуемся данными из табл. 9 и величиной в скобках формулы (41). Так как эта величина содержит основание натуральных логарифмов e в разных степенях, то для облегчения вычислений будем пользоваться табл. 10. Полученные результаты вычислений приводятся в табл. 11.

Таблица 10

Численные значения показательных функций e^n и e^{-n}

n	e^n	e^{-n}	n	e^n	e^{-n}
0,02	1,020	0,980	2,0	7,39	0,14
0,04	1,041	0,961	2,1	8,12	0,12
0,06	1,062	0,942	2,2	9,03	0,11
0,08	1,083	0,923	2,3	9,98	0,10
0,10	1,105	0,904	2,4	11,0	0,091
0,12	1,127	0,887	2,5	12,3	0,083
0,14	1,151	0,868	2,6	13,5	0,074
0,16	1,173	0,852	2,7	14,8	0,067
0,18	1,195	0,837	2,8	16,4	0,061
0,20	1,224	0,817	2,9	18,2	0,055
0,3	1,34	0,74	3,0	20,1	0,051
0,4	1,49	0,67	3,1	22,0	0,045
0,5	1,64	0,61	3,2	24,5	0,041
0,6	1,82	0,55	3,3	27,0	0,037
0,7	2,00	0,50	3,4	30,0	0,033
0,8	2,22	0,45	3,5	33,1	0,030
0,9	2,46	0,41	3,6	36,6	0,027
1,0	2,72	0,37	3,7	40,5	0,025
1,1	3,00	0,33	3,8	44,7	0,022
1,2	3,32	0,30	3,9	49,4	0,020
1,3	3,70	0,27	4,0	54,6	0,018
1,4	4,06	0,25	4,1	59,9	0,017
1,5	4,50	0,22	4,1	66,7	0,015
1,6	4,95	0,20	4,3	74,0	0,014
1,8	6,05	0,17			
1,9	6,63	0,15			

При других нажатиях x *кг* табличные цифры температур помножаются на $\frac{x}{1\,000}$.

Графически табл. 11 представлена также на фиг. 56.

Исследование температур нагрева колодки и бандажа, указанное в табл. 11 и на фиг. 56, сделано только для скоростей в 20 и 140 *км/ч* с целью контрастного сравнения. На практике же едва ли когда-либо может быть случай длительного торможения при такой высокой скорости, как 140 *км/ч* на затяжном уклоне. Собственные сопротивления поезда при высоких скростях настолько

НТБ УЭЛТ (ДИТ)

Таблица 11

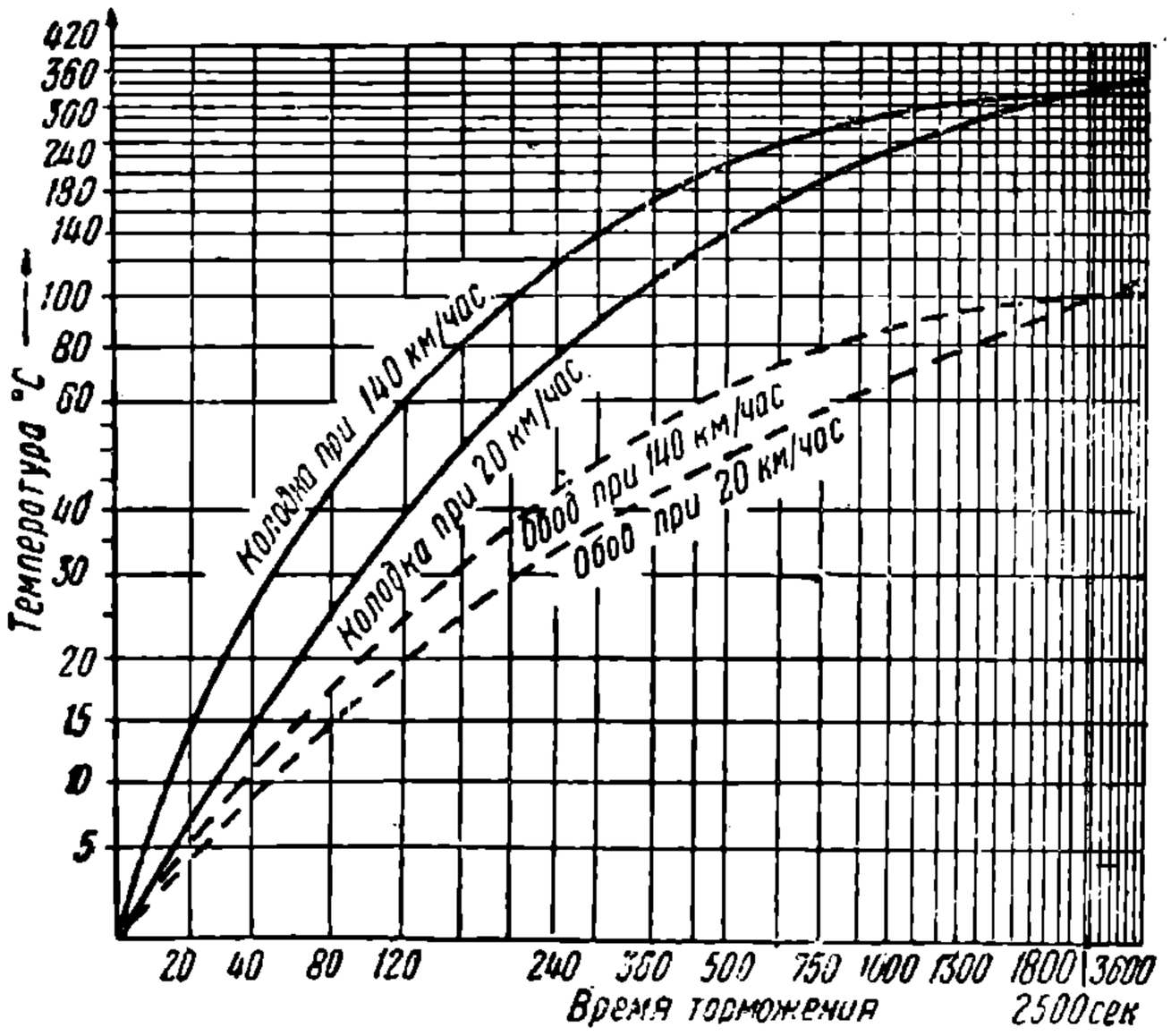
Температура колодки и обода при продолжительном торможении, при нажатии x в 1000 *кг* в °С

V *км/ч*	Время в сек.	20	30	60	90	180	360	720	1000	1500	3600
20		6	9	18	30	55	110	170	220	290	396
	τ_b	2	3	6	10	18	37	56	73	96	132
140		15	22	35	55	90	180	245	300	320	335
	τ_b	5	7	12	18	30	60	82	100	106	112

большие, что они сами по себе будут достаточным тормозом для поддержания скорости даже на очень крутых уклонах. Но данное теоретическое исследование имеет целью выяснить, что происходит с колодкой и ободом колеса по мере увеличения скорости или вообще при длительном торможении как на малой, так и большой скорости.

Рассматривая табл. 11 и график на фиг. 56, мы видим, что при более высоких скоростях обод и колодка скорее нагреваются, чем при малых скоростях, но по истечении 30 мин. движения поезда температуры, как при высокой, так и при низкой скорости становятся почти одинаковыми.

Кроме того, надо заметить, что найденные по формулам температуры являются средними. В действительности же, колодка и обод колеса нагреваются неравномерно по всей своей поверхности: сильнее на поверхностях трения и слабее в остальных местах. Так что найдённые и помещённые в таблице температуры относятся скорее к «затылочным» частям колодки и бандажа. Что же касается самих поверхностей трения, то они, как источники тепла, должны обладать бо́льшими температурами.



Фиг. 56. Температурный режим колодки и обода в функции времени торможения

Во время испытаний тормозных колодок при больших нажатиях в США, делались попытки определения температуры вблизи поверхности трения. Для этого термопары помещались в гнёздах на колесе в трёх точках на расстоянии друг от друга в 120°, а на колодке в двух точках по средней линии.

Введённые таким способом термопары внутрь обода колеса и колодки давали показания температур, приближающихся постепенно к температуре поверхности трения, пока, наконец, разрыв цепи термопары показал полный износ её контакта.

НЕ УДУЛ (ДІІТ)

Температуры во время опытов отсчитывались каждые 10 сек. и последний отсчёт снимался в момент остановки колеса. Температуры, конечно, не могли быть замерены на самих поверхностях колёса и колодки, а замерялись на некотором расстоянии от них. На поверхностях колеса при нажатии на колодку 2700 *кг* была высокая температура, о чём можно было судить по тёмно-красному цвету.

В некоторых случаях при высоких скоростях, порядка 150 *км/ч*, поверхность колеса светилась яркокрасным цветом (соответствует температуре 830—850°). Красный цвет на поверхности колеса появлялся в виде подвижных круговых полос, которые перемещались с места на место, очевидно, в связи с изменением состояния поверхностей трения или меняющегося (вследствие неравномерного износа) удельного давления в разных местах трущихся поверхностей. Однако, несмотря на то, что поверхность колеса была раскалена до-красна, максимальная температура на расстоянии 6—8 *мм* от поверхности трения была всего лишь 190—200°. На колодке, где контакты термопары стояли ближе к поверхности и даже истирались, максимальная температура доходила до 620°.

Из этого следует, что поверхностные слои бандажа и колодки имеют высокую температуру, так что иногда при больших нажатиях на колодку до 5 000 *кг* поверхность её начинала плавиться, причём расплавленный металл не только выбрасывался снопом искр наружу, но некоторое его количество приваривалось к поверхности колеса, в то время как затылок колодки не показывал признаков чрезмерного накала.

б) Температурный режим трущейся поверхности обода колеса

Уже указывалось, что поверхностный нагрев обода колеса при торможении представляет собой явление вредное. В особенности на чугунных колёсах или на стальных, когда применяются неметаллические тормозные колодки, например на вагонах Московского метрополитена. Поэтому остановимся на этом явлении подробнее.

Если выделить на трущейся поверхности обода элементарную площадку и проследить за её рабочим циклом во время торможения, то мы прежде всего приходим к заключению, что эта площадка, так же как и всякая другая, периодически входит в тесный скользящий контакт с тормозной колодкой на короткий промежуток времени. Затем, выйдя из этого контакта, она остаётся свободной и открытой в течение времени в пять—шесть раз большего, после чего этот цикл повторяется снова. При этом каждый раз в моменты соприкосновения с колодкой она заряжается определённым количеством тепла, а выйдя наружу, начинает разряжаться, отдавая это тепло в две стороны: в окружающее пространство лучеиспусканием и конвекцией, а внутрь тела обода — кондукцией.

Так или иначе, но при каждом обороте колеса какая-то часть тепла, взятого площадкой от работы трения, попадает внутрь обода, увеличивая его теплосодержание, а другая часть отдаётся в окружающее пространство.

Опыт показывает, что поверхность колеса после выхода из контакта с тормозной колодкой при более или менее значительной скорости, например 40 *км/ч*, накаливается весьма сильно, иногда до свечения, которое быстро исчезает уже на первой четверти окружности колеса, что свидетельствует о малой толщине раскалившегося слоя. Важно знать толщину этого слоя. Экспериментальным путём до сих пор не удалось её определить, поэтому займёмся этим определением путём расчёта.

Рассматривая раскалённый тонкий слой на поверхности трения обода как некий источник тепла, воспользуемся известным законом теплоотдачи, по которому то количество тепла dQ, которое проходит за время dt через элемент поверхности df (в данном случае находящийся под раскалённым слоем в глубине обода), должно удовлетворять равенству

$$dQ = \lambda \frac{d\tau}{d\delta} df dt, \qquad (44)$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

где λ — коэфициент теплопроводности;

$\frac{d\tau}{d\delta}$ — температурный градиент по пути движения теплового потока.

С другой стороны, это же количество тепла dQ было получено поверхностью раскалённого слоя df обода в момент трущегося контакта с колодкой и это тепло успело проникнуть на глубину, равную толщине раскалённого слоя, т. е. успело зарядить элементарный объём $\delta \cdot df$, повысив его температуру на $d\tau$, соответственно его удельной теплоёмкости c. Поэтому на основании закона сохранения энергии должно существовать следующее равенство:

$$dQ = c\,\gamma\,\delta\,df\,d\tau, \tag{45}$$

где γ — удельный вес материала обода.

Так как в уравнениях (44) и (45) мы считаем количества тепла dQ одинаковыми, то правые части этих двух уравнений равны между собой, т. е.

$$\lambda \frac{d\tau}{d\delta} df\,dt = c\,\gamma\,\delta\,df\,d\tau.$$

Отделяя переменные и сокращая, получаем

$$\lambda\,dt = c\,\gamma\,\delta\,d\,\delta. \tag{45'}$$

Нас интересует глубина δ проникновения в глубь обода колеса того тепла, которое вырабатывается трением за время скольжения элементарной площадки обода по тормозной колодке. Глубину эту на ободе колеса будем называть «раскалённым слоем», понимая под этим наличие в нём избыточной температуры над той температурой, с которой элемент трущейся поверхности вошёл под колодку. Очевидно, что в раскалённом слое перепад температуры по толщине произойдёт от максимума до нуля. Затем по выходе трущейся поверхности из-под колодки наружу раскалённый слой стынет, отдавая тепло наружу и внутрь обода.

Элемент поверхности обода на пути трения о колодку заряжается определённым количеством тепла, получая быстрый подъём температуры, что будем называть «температурной вспышкой»; время продолжительности вспышки при скорости движения поезда V *км/ч* и при длине колодки l *м* будет равно

$$t = 3{,}6\,\frac{l}{V}\ \text{сек}. \tag{46}$$

Здесь множитель 3,6 служит для перевода *км/ч* в *м/сек*.

Интегрируя выражение (45'), получаем

$$\lambda \int_0^{t=3{,}6\frac{l}{V}} dt = c\gamma \int_0^{\delta} \delta\,d\,\delta$$

или

$$3{,}6\,\lambda\,\frac{l}{V} = \frac{1}{2}\,c\,\gamma\,\delta^2.$$

Откуда и находим формулу для определения искомой глубины проникновения тепла, т. е. толщины накалённого слоя той поверхности обода, которая только что вышла из-под колодки

$$\delta = \sqrt{7{,}2\,\frac{\lambda\,l}{V\,c\,\gamma}} = 2{,}7\sqrt{\frac{\lambda\,l}{V\,c\,\gamma}}, \tag{47}$$

где δ — толщина накалённого слоя в *см*;

λ — коэфициент теплопроводности обода колеса, равный 0,00011 *кал/см·сек°С*,

c — теплоёмкость стали 0,000115 *кал/кг °С*;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

γ — удельный вес стали —7,5;
l — длина колодки (стандартная 0,43 *м*);
V — скорость поезда в *км/ч*.

Оказывается, что толщина накалённого слоя с перепадом температуры от максимума до нуля зависит только от одного параметра — скорости. Все же остальные величины являются физическими константами.

Поэтому формулу (47) можно написать в таком более удобном для применения виде:

$$\delta = 2{,}7\sqrt{\frac{0{,}00011\cdot 0{,}43}{0{,}000115\cdot 7{,}5}}\,V^{-\frac{1}{2}},$$

или

$$\delta = 0{,}63\,V^{-\frac{1}{2}}, \qquad (48)$$

например, при скорости 40 *км/ч* ($\sqrt{40} = 6{,}32$) имеем

$$\delta_{40} = \frac{0{,}63}{6{,}32} = 0{,}1\ см = 1\ мм.$$

При скорости, равной нулю, толщина слоя равна бесконечности в том смысле, что если есть приток тепла, то он будет углубляться бесконечно, не выходя из-под колодки.

При других скоростях толщина раскалённого слоя в общем изменяется в узких пределах, как это видно из табл. 12.

Таблица 12

Толщина раскалённого слоя на поверхности обода колеса при выходе её из зоны трения о колодку

Скорость *км/ч*	1		10	15	20	40	60	100
Толщина раскалённого слоя δ в *см*	0,63	0,28	0,20	0,16	0,14	0,10	0,08	0,06

Эти данные открывают перед нами картину уноса тепла из фрикционно-теплотворного слоя, находящегося между трущимися друг о друга колодкой и ободом. Займёмся подробным выяснением этого процесса.

Для этого снова возьмём под наблюдение элемент трущейся поверхности обода df, движущейся относительно колодки с какой-то скоростью V против часовой стрелки. С момента входа его под тормозную колодку в точке a (фиг. 57) начинается его трение и превращение работы трения в теплоту. Количество тепла, которое активизируется на элементарной площадке df, будет возрастать пропорционально пути. А так как накопление тепла возможно лишь в некотором объёме массы тела, теплоёмкость которого пусть будет c, то, следовательно, по мере прохождения пути, равного длине колодки l, тепло проникает на определённую глубину и накапливается скорее, чем может уйти. Вследствие этого температура трущегося телесного элемента начинает быстро подниматься, обусловливая своим напором продвижение тепла внутрь обода на некоторую глубину; но чем больше скорость V, тем на меньшую глубину тепло успеет проникнуть к моменту прихода трущегося элемента к точке b верхнего конца колодки.

Следовательно, выходя из-под колодки, рассматриваемый элемент поверхностного слоя оказывается заряженным определённым количеством тепла, температура которого будет зависеть от скорости его скольжения, обусловливающей толщину раскалённого слоя, а чем он тоньше, тем, конечно, будет выше его температура. Наше исследование направим теперь на определение температуры раскалённого слоя обода и на характер остывания его.

НБ УДУНТ (ДИИТ)

В дальнейшем наблюдаемый нами элемент площадью df будем мыслить себе в виде элементарного объёма $\delta\, df$, где δ есть толщина раскалённого слоя обода.

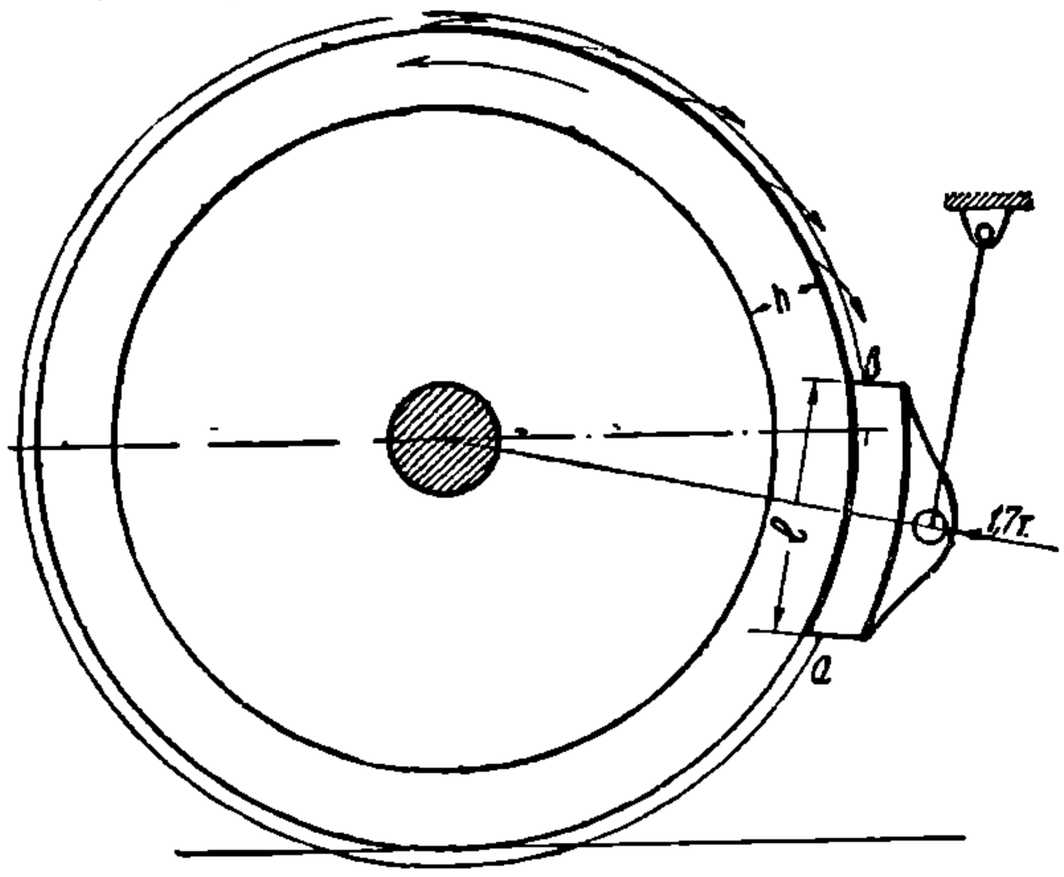
Определим прежде всего, какую температуру он приобретает, прийдя из нижнего конца колодки a в верхний её конец b.

Для этого обратимся к уравнению (45) с той лишь оговоркой, что из всего вырабатываемого трением тепла идёт в сторону обода только 82%, как это было выяснено выше формулой (43).

Поэтому напишем

$$0{,}82\, dQ = c\,\gamma\,\delta\, df d\tau. \qquad \text{(а)}$$

Значение букв указаны выше под выражением (47). Так как количество тепла, вырабатываемого трением, должно соответствовать количеству работы этого трения, то по отношению к рассматриваемому элементу должно существовать следующее равенство



Фиг. 57. Исследование выноса тепла ободом из-под колодки

$$dQ = \frac{1}{427}\,\varphi\, dx\; dl, \qquad \text{(б)}$$

где $\frac{1}{427}$ — механический эквивалент теплоты;

x — давление колодки на обод;

l — длина колодки в $м$;

φ — коэфициент трения.

Нам уже известно из формулы (22), что

$$\varphi = \frac{12}{V+40}. \qquad \text{(в)}$$

Вводя значения (б) и (в) в уравнение (а), напишем его в следующем виде:

$$\frac{0.82}{427}\cdot\frac{12}{V+40}\, dx dl = c\,\gamma\,\delta\, df d\tau. \qquad \text{(г)}$$

Разделив обе части на df и заметив, что $\frac{dx}{df}$ есть не что иное, как удельное давление колодки на обод, обозначаемое нами через Δx, получаем:

$$0{,}023\frac{\Delta x}{V+40}\, dl = c\,\gamma\,\delta\, d\tau.$$

Интегрируем левую часть в пределах длины колодки l, а правую в пределах температуры нагрева, считая от нуля до τ:

$$0{,}023\frac{\Delta x}{V+40}\int_0^l dl = c\,\gamma\,\delta\int_0^\tau d\tau,$$

или

$$0{,}023\frac{\Delta x l}{V+40} = c\,\gamma\,\delta\,\tau.$$

Откуда и определяем температуру нагрева элемента в конце трения его о колодку:

$$\tau_{a-b} = \frac{0{,}023\,\Delta x l}{c\,\gamma\,\delta\,(V+40)}. \qquad \text{(49)}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для нажатия на колодку в 1,7 *т* или 5 *кг/см²* при стандартной колодке $l = 0{,}43$ *м*, коэфициенте теплоёмкости $c = 0{,}000115$, удельном весе стали 7,5 и толщине накаленного слоя согласно (48) $\delta = 0{,}63\ V^{-1/2}$ формула (49) получается в следующем виде

$$\tau_{a-b} = \frac{0{,}023 \cdot 5 \cdot 0{,}43}{0{,}000115 \cdot 7{,}5 \cdot 0{,}63} \cdot \frac{\sqrt{V}}{V + 40},$$

а после вычисления

$$\tau_{a-b} = 92\,\frac{\sqrt{V}}{V + 40}. \qquad (50)$$

При выводе этой формулы не учитывался расход тепла вследствие внутренней кондукции ввиду кратковременности трения по колодке (например, при скорости 43 *км/ч* всего 0,01 сек.).

Таблица 13

Температурные «вспышки» за один проход элемента обода по всей длине стандартной тормозной колодки при нажатии 5 *кг/см²* при разных скоростях

Скорости *км/ч*	1	5	10	15	20	40	60	100
Температурные вспышки в °С	2,0	4,5	5,9	6,5	6,9	7,2	7,1	7,0

Из табл. 13 видно, что до скорости 40 *км/ч* температуры «вспышек» возрастают, а затем с увеличением скорости — уменьшаются. Объясняется это уменьшением коэфициента трения. Однако это не значит, что раскалённый слой обода претерпевает при малых и больших скоростях почти одинаковый температурный режим.

Частота температурных «вспышек» для каждого элемента обода в единицу времени пропорциональна скорости; температуры же после каждого оборота колеса накладываются одна на другую за вычетом той потери, которая получается вследствие охлаждения, пока рассматриваемый элемент находится обнажённым до повторного вхождения его в трущийся контакт с колодкой. При большой скорости уже через несколько десятков оборотов колеса температура может подняться на поверхности его намного градусов, в особенности при более сильных нажатиях на колодку, чем показано в таблице.

Теперь исследуем процесс затухания температурной вспышки, когда элемент раскалённого слоя обода находится вне зоны трения о колодку.

Допустим, что элемент площадью *df* и глубиной δ после выхода из-под колодки, т. е. в момент окончания трения, имеет температуру нагрева (получив добавочную температуру), равную τ, теплоёмкость *c*, обладает коэфициентом теплоотдачи в наружную атмосферу α; коэфициент же теплопроводности остальной массы обода под этим элементом обозначим через λ.

Предполагаем, что глубина δ, равная толщине раскалённого слоя, теоретически остаётся постоянной во всё время движения по наружному пути до входа под колодку в точке *a*, а температура этого слоя понижается вследствие расхода тепла в обе стороны: наружу в окружающее пространство и внутрь тела обода. Тогда изменение количества тепла *dQ* в элементе слоя в течение времени *dt* должно балансироваться с указанным выше двусторонним расходом согласно следующему уравнению:

$$dQ = c\,dG\,d\tau = \alpha\,df\,\tau + \lambda\,df\,\frac{d\tau}{dh}\,dt, \qquad (e)$$

где dG — вес элемента;
h — толщина обода;
$\alpha\,df\,\tau$ — теплоотдача наружу (закон Ньютона);
$\lambda\,df\,\frac{d\tau}{dh}\,dt$ — теплоотдача внутрь (закон Фурье).

НБ УДУНТ (ДИТ)

В уравнении (е) отношение $\frac{d\tau}{dh}$ представляет собой равномерный градиент температуры уходящего тепла от раскалённого слоя в сторону толщины обода h, на затылочной поверхности которого будем считать температуру, равную температуре окружающей среды (при непродолжительном торможении). Тогда это отношение, имеющее вообще конечную величину, можно заменить отношением

$$\frac{d\tau}{dh} = \frac{\tau}{h}. \qquad (ж)$$

С другой стороны, если разделить обе части уравнения (е) на df, то в левой получим отношение $dG : df$, но так как dG — элементарный вес, равный $\delta\gamma\, df$, то следовательно:

$$\frac{dG}{df} = \delta\gamma. \qquad (з)$$

Принимая во внимание (ж) и (з) и делая преобразования в уравнении (е), получаем:

$$\frac{d\tau}{\tau} = -\frac{\alpha + \frac{\lambda}{h}}{\delta\gamma c}\, dt. \qquad (и)$$

Интегрируя это уравнение для левой части в пределах температур от τ_b у выхода из-под колодки до τ_a у входа под колодку, а для правой — в пределах времени от нуля до t в том же порядке, получим:

$$\int_{\tau_b}^{\tau_a} \frac{d\tau}{\tau} = \frac{\alpha + \frac{\lambda}{h}}{\delta\gamma c} \int_0^t dt. \qquad (к)$$

Время t определится путём деления пути, пройденного элементом df от b до a, на скорость его ($V : 3{,}6$)

$$t = \frac{3{,}6}{V}(\pi d - l).$$

Здесь d — диаметр колеса;
l — длина колодки;
3,6 — перевод *км/ч* в *м/сек*.

Беря интегралы (к), с заменой t указанным его значением, имеем:

$$\ln\frac{\tau_a}{\tau_b} = -\frac{\alpha + \frac{\lambda}{h}}{\delta\gamma c} \cdot \frac{3{,}6(\pi d - l)}{V} = AV^{-1}$$

где

$$A = 3{,}6\,\frac{\alpha + \frac{\lambda}{h}}{\delta\gamma c}(\pi d - l), \qquad (51)$$

откуда, потенцируя, получаем:

$$\tau_a = \tau_b e^{-AV^{-1}}, \qquad (52)$$

т. е. зная температуру элемента раскалённого слоя *у* выхода из-под колодки, мы можем определить температуру его у входа под колодку при полном обороте колеса.

Величина A состоит из величин, которые легко определяются, именно:
α — коэфициент теплоотдачи, зависящий от скорости (по графику фиг. 55);
γ — удельный вес стали 7,5;
λ — коэфициент теплопроводности стали 0,00014 *кал/см² сек* °С;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

h — толщина обода колеса полуизношенного — 7 *см*;
δ — толщина раскалённого слоя (по табл. 12);
c — коэфициент теплоёмкости = 0,00012 *кал/кг°С*;
d — диаметр обода = 1 *м*;
l — длина колодки = 0,43 *м*.
Подставляя данные цифры в (51), имеем

$$A = \frac{\alpha + \dfrac{0{,}00014}{7}}{\delta \cdot 7{,}5 \cdot 0{,}00012}\, 3{,}6 \cdot (3{,}14 - 0{,}43),$$

или

$$A = \frac{\alpha + 0{,}00002}{0{,}00009\,\delta} \cdot \qquad (53)$$

Итак, нам известны: 1) повышение температуры каждого элемента поверхности обода при разовом проходе им зоны трения о колодку, т. е. известна температура вспышки, и 2) понижение этой температуры при проходе элементом наружной зоны охлаждения, что в сумме составляет один полный оборот поверхности колеса.

Имея эти данные, составим формулу нагрева поверхности обода во время торможения и формулу охлаждения её при дальнейшем следовании поезда без торможения.

В самом начале обод имеет температуру окружающего воздуха. Каждый элементарный участок его при трении о колодку вследствие начатого торможения получает повышение температуры в конце колодки τ_b. Затем, попав в зону охлаждения, он приходит снова к тормозной колодке с температурой, согласно (52), равной

$$\tau_{a_1} = \tau_{b_1} e^{-AV^{-1}}$$

В дальнейшем символ $e^{-AV^{-1}}$, представляющий собой функцию скорости V, для сокращения обозначим через β:

$$e^{-AV^{-1}} = \beta, \qquad (л)$$

и тогда предыдущее равенство напишется:

$$\tau_{a_1} = \tau_{b_1} \beta.$$

Совершив снова трение о колодку, элемент получает новое повышение температуры, т. е. новую вспышку на ту же величину τ_{b_1} как в первый раз, т. е.

$$\tau_{b_2} = \tau_{a_1} + \tau_{b_1} = (1 + \beta)\tau_{b_1}$$

Охладившись по наружному пути, он приходит к колодке с другого её конца с температурой:

$$\tau_{a_2} = \tau_{b_2} \beta = (1 + \beta)\tau_{b_1} \beta = (\beta + \beta^2)\tau_{b_1}.$$

После прохода с трением по колодке он выходит в третий раз с новой добавочной температурой на величину τ_{b_1}, т. е. с общей температурой:

$$\tau_{b_3} = \tau_{a_2} + \tau_{b_1} = (\beta + \beta^2)\tau_{b_1} + \tau_{b_1},$$

а охладившись наружу, приходит снова в третий раз к колодке в точку a с температурой

$$\tau_{a_3} = \tau_{b_3} \beta = [(\beta + \beta^2) t_{b_1} + \tau_{b_1}] \beta,$$

что после раскрытия скобок даёт

$$\tau_{a_3} = (\beta + \beta^2 + \beta^3) t_b .$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Отсюда уже легко усмотреть закон образования формулы для n оборотов колеса, т. е.

$$\tau_{a_n} = (\beta + \beta^2 + \beta^3 + \quad .+ \beta^n)\, t_{b_1}. \qquad (м)$$

Величина β по (л), как это видно ниже из табл. 14, меньше единицы, и поэтому выражение (м) представляет собой убывающую геометрическую прогрессию, сумма членов которой (в скобках) для n оборотов колеса равна:

$$s_n = \frac{\beta - \beta\,\beta^n}{1-\beta} = \frac{\beta - \beta^{n+1}}{1-\beta}, \qquad (н)$$

а для очень большого числа оборотов, т. е. в течение длительного времени, n можно считать условно равным ∞

$$s_\infty = \frac{\beta}{1-\beta}. \qquad (о)$$

После прекратившегося торможения, но при продолжающемся движении, будет ли это на ходу поезда или сейчас же после его остановки, начинается остывание поверхности катания колеса по следующему закону.

В момент прекращения торможения на n-ном обороте колеса после начала торможения температура раскалённого слоя у колодки была $\tau_{a_n} = \tau_{b_n}$, т. е. у входа под колодку и у выхода из-под неё она одинакова или почти одинакова. После прихода данного места обода колеса (за один оборот его) опять к колодке температура этого места уже будет

$$\tau_{a_{n+1}} = \tau_{a_n}\beta;$$

при следующем обороте снова в том же порядке:

$$\tau_{a_{n+2}} = \tau_{a_{n+1}}\beta = \tau_{a_n}\beta^2$$

и вообще

$$\tau_{a_{n+k}} = \tau_{a_n}\beta^k,$$

или объединяя это выражение с выражением (м), в котором скобки заменяем формулой (н), получаем обобщённую формулу для подсчёта температуры обода к моменту следующего торможения:

$$\tau_{a_{n+k}} = \frac{\beta^{k+1} - \beta^{k+n+1}}{1-\beta}\,\tau_{b_1}. \qquad (54)$$

При $k = 0$ имеем формулу (н). При $n = \infty$ — формулу (о).

Значения букв:

$\tau_{a_{n+k}}$ — температура поверхности трения обода у входного конца тормозной колодки после n оборотов колеса во время торможения и k оборотов без торможения;

β — согласно (л) равно $e^{-AV^{-1}}$,

где e — основание натурального логарифма;

A — берётся по формуле (53);

V — скорость поезда в *км/ч*;

τ_{b_1} — повышение температуры трущегося о колодку элемента обода за один ход его от входного конца колодки до выходного конца её.

Из таблицы 14 (строка 7-я) мы видим, что функция e незначительно изменяется с изменением скорости V. Поэтому формулу (54) можно применять к средним скоростям как при торможениях на остановку поезда, так и при следовании его по перегонам.

Число n оборотов колеса во время торможения и k без торможения будем определять, считая, что на каждое 10 *м* пути колесо делает три оборота, исходя из расчёта

$$10 : \pi d \approx 3,$$

НБ УДУТ (ДІІТ)

Таблица 14

Величины, входящие в формулу (54) для определения температуры поверхности трения обода

1. Скорость *км/ч*	1	5	10	15	20	40	60	100
2. Толщина раскалённого слоя δ *см*	0,63	0,28 (по таблице 12)	0,20	0,16	0,14	0,10	0,08	0,06
3. Коэфициент теплоотдачи α *кал/см²·сек* °С	$0{,}40\cdot10^{-6}$	$0{,}55\cdot10^{-6}$ (по фиг. 55)	$1{,}1\cdot10^{-6}$	$1{,}3\cdot10^{-6}$	$1{,}4\cdot10^{-6}$	$1{,}8\cdot10^{-6}$	$2{,}25\cdot10^{-6}$	$2{,}85\cdot10^{-6}$
4. Температурная вспышка °С	2,0°	4,5°	5,9°	6,5°	6,9°	7,2°	7,1°	7,0°
5. A по (53)	0,36	0,8	1,1	1,5	1,6	2,4	2,9	4,1
6. AV^{-1}	0,36	0,16	0,10	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
7 $e^{-AV^{-1}} = \beta$	0,70	0,85	0,89	0,90	0,92	0,94	0,95	0,96

где d — диаметр колеса, равный или немного больше 1 *м*.

Принимая эти замечания, решим для примера такую задачу.

В метрополитене торможения производятся в среднем со скорости 40 *км/ч*. Тормозной путь около 120 *м*, поэтому $n = 36$. Расстояния между станциями 1 000 *м*; следовательно, k равно 300 оборотам. Спрашивается: 1) насколько нагревается поверхность катания обода колеса во время торможения, 2) насколько успевают эта поверхность и обод остыть до следующего торможения?

По формуле (54)

$$\tau_{a_{n+k}} = \frac{\beta^{k+1} - \beta^{k+n+1}}{1-\beta}\,\tau_b.$$

Значения букв τ_b и β берём из табл .14, строки 4-я и 7-я для скорости 40 *км/ч*, а именно:

$$\tau_b = 7{,}2^\circ \text{ и } \beta = 0{,}94.$$

Для ответа на первый вопрос—как нагревается верхний слой обода колеса во время торможения — надо принять $k = 0$ (число оборотов колеса без торможения).

Подставляя все эти цифры, получаем:

$$\tau_{36} = \frac{\beta - \beta^{37}}{1-\beta}\,\tau_b = \frac{0{,}94 - 0{,}94^{37}}{1-0{,}94}\cdot 7{,}2;$$

$37\ \lg 0{,}94 = 37\ \ \bar{1}{,}973 = \bar{1}{,}001.$

Этому логарифму соответствует число 0,10, и тогда

$$\tau_{36} = \frac{0{,}94 - 0{,}10}{1-0{,}94}\cdot 7{,}2 = 97^\circ.$$

Поверхностный слой трения на ободе колеса нагрелся до 97°. Так как на стоянке конвекционный унос тепла почти отсутствует, а блестящая поверхность ввиду применения бакелитовых колодок почти не даёт излучения, то можно считать, что всё тепло осталось в ободе.

НБ УДУХТ (ДИТ)

При ходе поезда до следующей станции, отстоящей на расстоянии 1 *км*, колесо делает 300 оборотов плюс при торможении 36, т. е.

$$k = 300,\ n_1 = 36.$$

Подставляя эти цифры в формулу (54) и беря те же значения τ_b и β, что и выше, имеем:

$$\tau_{36+300} = \frac{0{,}94^{301} - 0{,}94^{337}}{1 - 0{,}94} \cdot 7{,}2.$$

Логарифмируем

$$301 \cdot \lg 0{,}94 = 301\ \ \bar{1}.973 = \bar{9},873,$$

$$337 \cdot \lg 0{,}94 = 337\ \ \bar{1},973 = \bar{10},901.$$

Этим логарифмам соответствуют следующие числа и их разность:

$$10^{-9} \cdot 0{,}74 - 10^{-9} \cdot 0{,}08 = 10^{-9} \cdot 0{,}66,$$

поэтому

$$\tau_{36+300} = \frac{10^{-9} \cdot 0{,}66}{1 - 0{,}94} \cdot 7{,}2 \approx 0°.$$

Таким образом, на расстоянии пройдённого пути колесом в 1 *км* происходит почти полное остывание поверхностного слоя бандажа.

И это понятно, так как нагрелся при торможении не весь обод, а всего лишь тонкий поверхностный слой его глубиной около 1 *мм* до температуры около 100°. Но при частых торможениях в течение нескольких часов всё же может накопиться тепло, тем более что этому способствуют удары на стыках и трение качения колеса по рельсу.

в) Влияние поверхностного нагрева от трения на обод колеса

Прежде всего выясним, в какую сторону раскалённый слой поверхности трения обода расходует тепло больше: на теплоотдачу во внешнюю атмосферу или на теплопередачу внутрь обода.

Закон теплообмена между поверхностью твёрдого тела и окружающей его воздушной средой формулируется в следующем наиболее простом виде:

$$dQ_1 = \alpha \tau\, df dt. \qquad \text{(а)}$$

Здесь τ — избыточная температура поверхности над температурой окружающего воздуха, df и dt — элементы площади и времени, а dQ_1 — отданное количество тепла наружу.

Количество же тепла, отдаваемого элементом поверхности df внутрь обода теплопроводностью за тот же промежуток времени, равно:

$$dQ_2 = \lambda \frac{\tau}{h}\, df dt, \qquad \text{(б)}$$

где $\frac{\tau}{h}$ — температурный градиент;

λ — коэфициент теплопроводности;

dQ_2 — отданное количество тепла внутрь обода.

Отношение расхода тепла наружу к расходу внутрь равно

$$\frac{dQ_1}{dQ_2} = \frac{\alpha h}{\lambda},$$

откуда

$$Q_2 = Q_1 \frac{\lambda}{\alpha h}. \qquad \text{(в)}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Численные значения α для разных скоростей движения поезда по формуле (40) следующие:

$$\text{для } V = 0 \quad \alpha = 0{,}4 \cdot 10^{-6};$$
$$\text{»} \quad V = 40 \quad \alpha = 1{,}8 \cdot 10^{-6};$$
$$\text{»} \quad V = 100 \quad \alpha = 2{,}8 \cdot 10^{-6}.$$

Коэфициент теплопроводности λ считаем равным $0{,}12 \cdot 10^{-3}$.
Величину h, как толщину среднеизношенного бандажа, принимаем 6 *см*.
Тогда по (в) получаем:

$$\text{при скорости } V = 0 \quad Q_2 \approx 45\, Q_1;$$
$$\text{»} \quad \text{»} \quad V = 40 \quad Q_2 \approx 10\, Q_1;$$
$$\text{»} \quad \text{»} \quad V = 100 \quad Q_2 \approx 7\, Q_1.$$

Из этого следует, что в сторону обода идёт значительно больше тепла, чем наружу: при скорости нуль в 45 раз, при скорости 40 *км/ч* в 10 раз и при 100 *км/ч* — в 7 раз.

Вообще, температурный режим верхнего слоя бандажа во время тормозных операций является напряжённым. Он состоит в следующем.

В процессе короткого, но сильного торможения на цилиндрической поверхности обода образуется тонкий раскалённый слой. Вследствие температурного расширения он стремится к удлинению по окружности обода и к увеличению своего диаметра. Но будучи удерживаемый остальной частью обода, не получившей нагрева, он остаётся в нагретом состоянии такой же длины, как был в холодном виде, и поэтому испытывает внутреннее продольное напряжение сжатия.

Удлинение литой стали при изменении температуры от 0 до 150—170° $\varepsilon = 0{,}002$ (относительно первоначальной длины). С другой стороны, известно, что

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

где σ — напряжение в *кг/см²*, а E — модуль упругости. Принимая последний для стали 2 200 000, определяем напряжение:

$$\sigma = E\varepsilon$$

или

$$\sigma = 2\,200\,000 \cdot 0{,}002 = 4400 \ \textit{кг/см}^2.$$

Для сжатия это будет предельное напряжение, но при многократном повторении оно подготовляет разрушение.

Когда поверхность обода матовая, то она не имеет твёрдой плёнки и поэтому не столь чувствительна к деформациям и хорошо излучает тепловую энергию, ввиду чего поверхностный слой на стоянке быстрее стынет. Но когда поверхность блестит вследствие применения неметаллических колодок, то лучеиспускание почти отсутствует, поверхность от постоянного её выглаживания находится в состоянии «закалки», и потому менее устойчива на деформации, и теплота от неё почти полностью излучается внутрь обода.

Если поезд после короткой стоянки отправляется дальше, то в пути из-за усиленной вихревой вентиляции воздуха около обода получается интенсивный унос тепла с самой поверхности обода, в то время как глубже лежащие слои материала ещё не успели остыть. Поэтому вследствие теплового расширения диаметр окружности колеса увеличивается, а самый верхний тонкий, непосредственно соприкасающийся с воздухом слой, или вернее плёнка, сокращаясь от остывания, начинает натягиваться и в результате если не сразу, то после нескольких таких повторений даёт микроскопические трещинки, которые со временем умножаются и углубляются, образуя на поверхности обода сетку, понижающую его прочность и долговечность службы.

На колёсах товарных вагонов надземных железных дорог стальные ободы не страдают столь сильно от рассмотренных температурных деформаций ввиду

НБ УДУНТ (ДГТ)

не частых и не сильных торможений. Но на чугунные колёса температурные деформации всё же иногда отражаются по причине значительно меньшей величины модуля упругости чугуна.

§ 21. СЦЕПЛЕНИЕ КОЛЁС С РЕЛЬСАМИ

А. КОЭФИЦИЕНТЫ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЁС С РЕЛЬСАМИ

Одним из важнейших вопросов в тормозном деле является вопрос о наилучшем использовании сцепления между колёсами и рельсами. Для этого нужно прежде всего знать максимальную границу сцепления.

Выявление этой границы оказывается задачей довольно трудной. И действительно, если весьма просто измерить коэфициент сцепления колеса с рельсом, когда колесо находится в состоянии покоя, то гораздо сложнее и труднее определить его величину при таких скоростях движения поездов, которые предусмотрены расписаниями.

Теоретически свободно катящееся колесо по рельсу имеет в точках их взаимного касания непрерывно меняющиеся мгновенные центры, вокруг которых центр колеса в каждое новое мгновение стремится описать дугу одного и того же радиуса. Ввиду этого геометрическое место перемещения центра колеса является прямой линией, параллельной рельсу. Из этого следует, что точки касания колеса с рельсом не имеют поступательного движения относительно рельса в те моменты, когда наступает касание. В этом случае коэфициент сцепления колеса с рельсом как при покое, так и при любой скорости является величиной постоянной, отвечающей состоянию покоя.

Но в реальных условиях дело обстоит далеко не так просто. Колесо под нагрузкой получает некоторую деформацию в том месте, где оно касается рельса, и само производит некоторое вдавливание в рельс, т. е. получается обоюдная деформация в месте контакта их. Следовательно, колесо касается рельса не в одной точке, а некоторой искажённой цилиндрической поверхностью.

Кроме того, поверхность рельса в продольном направлении, так же как и поверхность катания колеса, не является идеально правильной; круги катания колёсной пары при неизбежном её боковом вилянии переходят с одних диаметров на другие, не всегда одинаковые на обоих колёсах одной и той же оси; вертикальные колебания кузова вагона дают мгновенные изменения нагрузки на колёса; наличие кривизны пути при закруглениях, удары на стыках, стрелочные и крестовинные переходы и т. д. — всё это влияет отрицательно на величину силы сцепления. Вполне очевидно, что все эти причины тем сильнее проявляются, чем выше скорость, т. е. они являются функциями от скорости.

Ввиду наличия такого множества не поддающихся измерению факторов, влияющих на коэфициент сцепления, величина последнего может быть определена лишь в результате многократных опытных испытаний как средняя, зависящая главным образом от скорости.

Несмотря на то, что такие испытания производились многими лицами в различных странах, до сего времени ещё не установилась окончательная точка зрения на характер зависимости коэфициента сцепления колеса с рельсом от скорости. Более определённо известно лишь то, что коэфициент сцепления не зависит от величины нагрузки на колесо в пределах эксплуатационных норм её изменения. Последнее легко объясняется тем, что удельные давления между колесом и рельсом настолько велики, что пластическая деформация соприкасающихся мест находится за пределами упругости и, следовательно, полнота контакта является абсолютной без малейших прогалин, и остаётся такой независимо от изменений нагрузки.

Чтобы получить ясное представление о происходящей деформации и о величине удельного давления между колесом и рельсом, рассмотрим, какую величину представляет собой та площадка, которая образуется между ними вследствие деформации их под тем или иным давлением при данном диаметре колеса.

НБ УДУНТ (ДИИТ)

В 1934 г. инженер Мецков получил эти площадки, прокладывая между колесом и рельсом натёртую углём папиросную бумагу для получения отпечатка. Этот отпечаток после снятия планиметрировался [1]. На фиг. 58 представлены некоторые образцы этих снимков. Как мы видим, все площадки слегка овальны. В табл. 15 даны средние величины площадок и удельные давления, воспринимаемые ими от рельсов при разных диаметрах колёс и нагрузках на них.

Таблица 15

Обмер площадок и средние удельные давления между колёсами и рельсами

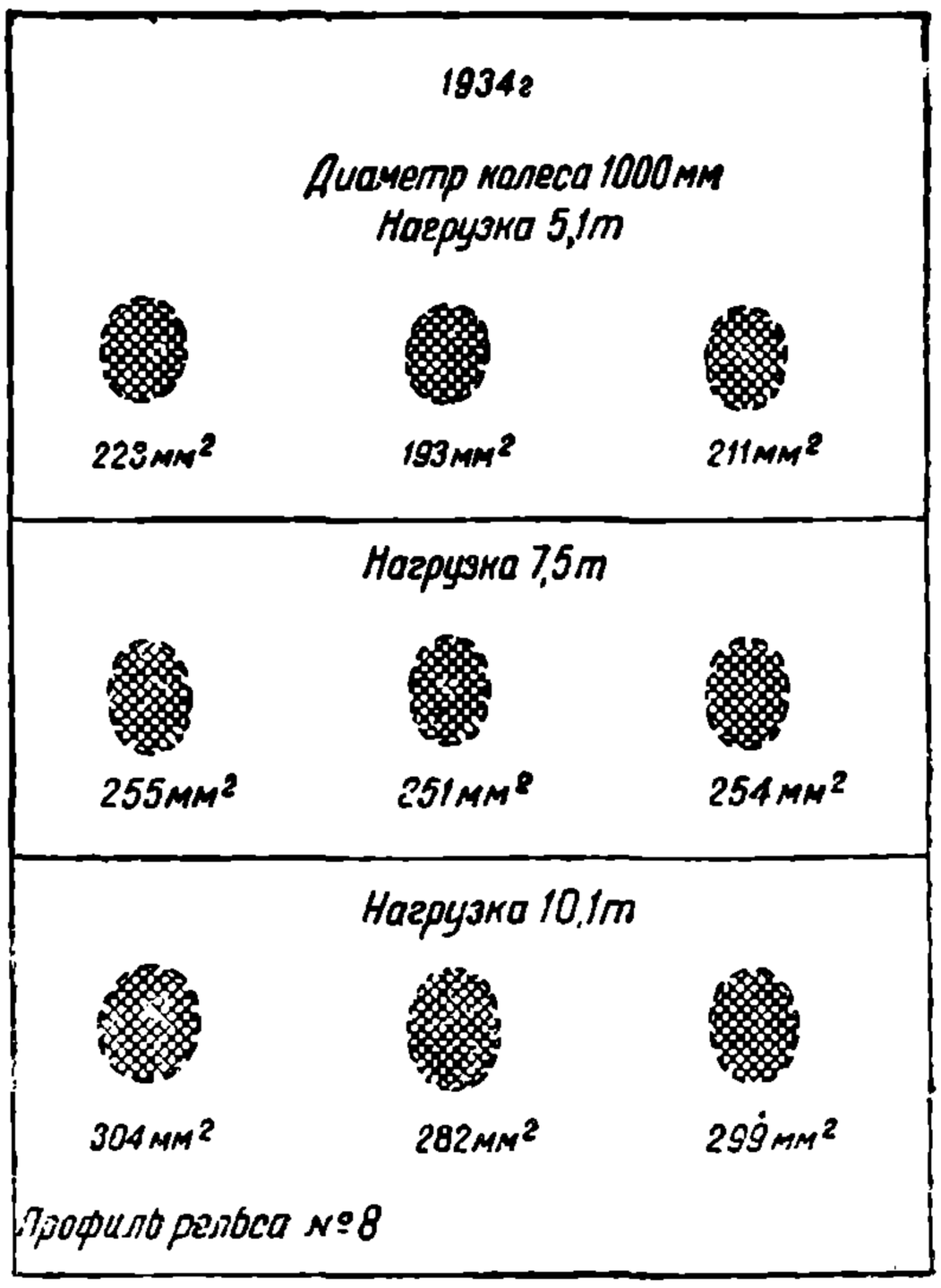
Давление колеса на рельс	Диаметр колеса 1 000 *мм*		Диаметр колеса 1 500 *мм*		Диаметр колеса 2 000 *мм*	
	средняя величина площадки	среднее удельное давление	средняя величина площадки	среднее удельное давление	средняя величина площадки	среднее удельное давление
т	*см²*	*кг/см²*	*см²*	*кг/см²*	*см²*	*кг/см²*
5,1	2,09	2440	2,40	2130 (0,87)	2,86	1780 (0,73)
7,5	2,54	2950	2,93	2560 (0,90)	3,48	2160 (0,73)
10,1	2,93	3450	3,33	3030 (0,88)	3,99	2540 (0,74)

Цифры в скобках показывают уменьшение удельного давления по сравнению с давлением колеса диаметром 1 000 *мм* при той же нагрузке.

Из табл. 15 видно, что удельные давления между колёсами и рельсами в местах их касания доходят до предельных напряжений металла. Если эти напряжения выдерживаются в службе достаточно стойко, то благодаря лишь тому, что от постоянного катания образуется на поверхностях колеса и головки рельса «наклёп», производящий значительное поверхностное упрочнение металла. Закалённый наклёпом тонкий слой (до твёрдости на свободной поверхности 350 единиц по Бринелю) упруго передаёт сосредоточенное давление (по закону пластической деформации) на глубже лежащую массу материала.

Как известно, максимальное удельное давление цилиндра на плоской поверхности может быть вычислено по формуле Герца, имеющей следующий вид:

$$P = 0{,}42 \sqrt{\frac{P' E}{r}},$$



Фиг. 58. Образцы отпечатков площадок между колёсами и рельсами

где P — максимальное удельное давление;
P' — давление между цилиндром и поверхностью на 1 *см* длины соприкосновения;
E — модуль упругости *кг/см²*;
r — радиус цилиндра в *см*.

В нашем случае, беря из таблицы давление колеса, при ширине головки

[1] «Organ fur die Fortschritte des Eisenbahnwesens», 1 июля 1934 г. «Исследование условий сцепления между колёсами и рельсами».

НБ УДУНТ (ДИТ)

рельса в соприкосновении с бандажем, равной 4 *см*, и радиусе колеса 50 *см*, получаем $P_1 = 10,1 \cdot 1000 \quad 4 = 2\,525$ *кг/см*

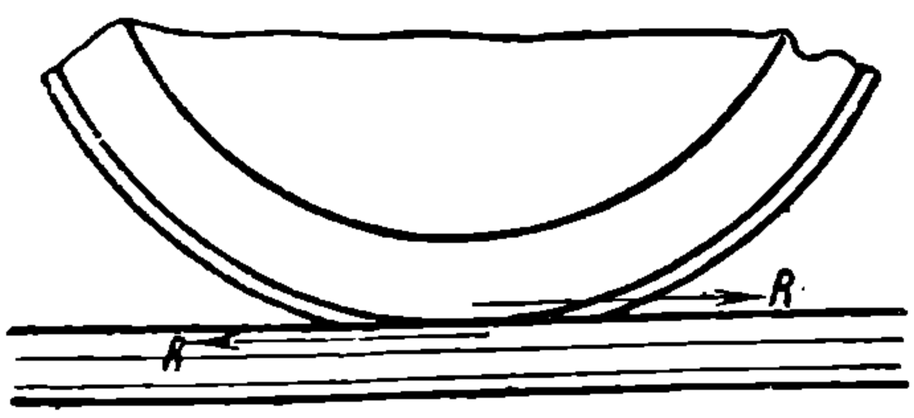
$$P = 0,42 \sqrt{\frac{2\,525 \cdot 2 \cdot 10^{-6}}{50}} = 4\,220 \text{ кг/см}^2.$$

Измерение, сделанное на опыте, как это видно из табл. 15, дало величину 3 450 *кг/см*². Это расхождение можно объяснить только тем, что по формуле Герца определяется максимальное удельное давление, которое имеется в середине площадки. По мере приближения к краям площадки давления уменьшаются. В табл. 15 путём деления полного давления на площадь отпечатка определяется среднее удельное давление, которое в этом случае составляет

$$\frac{3\,450}{4\,220} \cdot 100 = 82\%$$

от максимального.

Из указанных выше данных видно, что сила давления колеса на рельс близка к силе внутреннего сопротивления крепости бандажной и рельсовой стали. Поэтому можно было бы предположить, что поверхность касания перестаёт быть в механическом отношении поверхностью раздела. При действии противоположных сил *RR* (фиг. 59), весьма близких одна к другой (как касательная сила на ободе колеса и реакция рельса), они могут создать сдвиг (т. е. одновременно нарушить сцепление частиц по всему сечению) лишь при той величине, которая потребна для срезывания вообще сплошного металла.



Фиг. 59. Срезывающие силы при юзе

Из опытных данных известно, что отношение между сопротивлением срезыванию и сопротивлением сжатию или разрыву для железа и стали доходит до 0,75 — 0,90. С другой стороны, испытания по определению коэфициентов сцепления при сухих рельсах показывают, что величина коэфициентов сцепления колеблется от 0,25 до 0,35.

Из этого следует, что сопротивление на срез мельчайших горизонтальных упоров на рельсе и на бандаже требует примерно в три раза меньшего усилия, чем для среза той же площади монолитного строения сплошного металла.

Эти соображения относятся к стационарным условиям неподвижного колеса. При движении же с увеличением скорости коэфициент сцепления, как было выяснено выше, ещё более уменьшается.

В этом отношении в настоящее время имеются следующие, изображённые графически на фиг. 60, данные.

1. По опытам Мюллера и Вирхерта коэфициент сцепления подчиняется закону, выраженному формулой

от

$$\psi = \frac{0,32}{1 + 0,01V}$$

до

$$\psi = \frac{0,32}{1 + 0,10V},$$

где V — скорость в *км/ч* (журнал «Les chemins de fer», март, 1934 г.).

2. При тяговых расчётах коэфициент сцепления паровозов и тепловозов предлагается принимать по формуле

$$\psi = \frac{1}{\alpha + 0,035V},$$

где коэфициент α при разных условиях колеблется от 3,8 до 4,7 (проф. А. М. Бабичков и В. Ф. Егорченко «Тяга поездов», 1938 г., Трансжелдориздат, стр. 59).

3. По опытам Мецкова коэфициент сцепления не зависит от скорости.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Ссылаясь на опыты Гальтона в 1878 г. и разрабатывая свои материалы, он считает, что

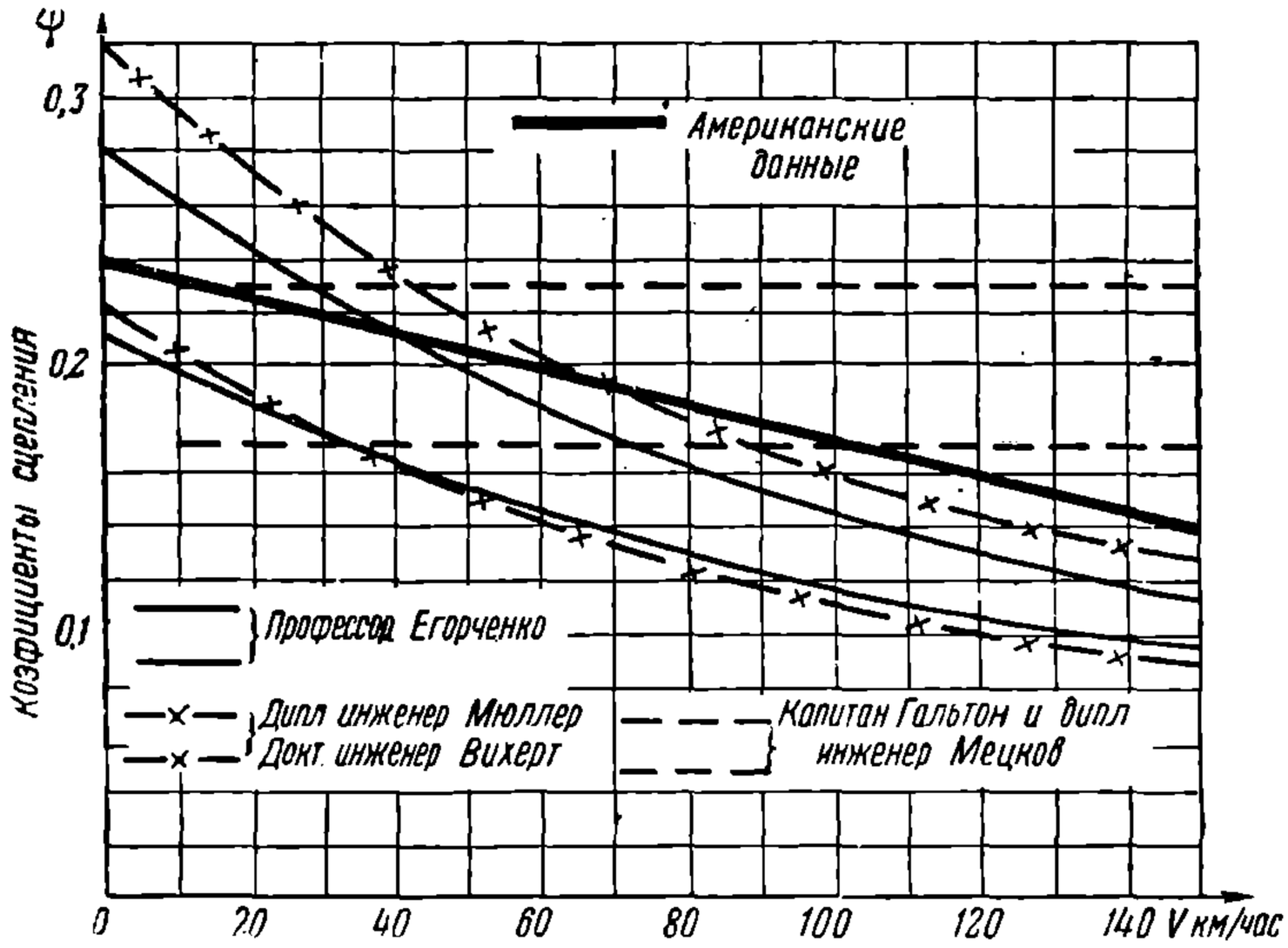
$$0{,}23 > \psi > 0{,}17,$$

но рекомендует для большей надёжности при расчётах принимать $\psi = 0{,}15$, («Organ fur die Fortschritte des Eisenbahnwesens», июль, 1934 г.).

4. По американским данным, полученным из опытов над высокоскоростными поездами («Railway Mech. Eng.» № 3, 1934 г. и др.) статическая величина коэфициента сцепления, когда колесо находится в покое приблизительно

$$\psi = \text{от } 0{,}24 \text{ до } 0{,}27,$$

но с возрастанием скорости возникает (вследствие влияния неровностей поверхности пути, в особенности на стыках) вертикальное ускорение колёсной пары и кузова вагона, что даёт мгновенное изменение давления на рельсы. Во время таких кратковременных разгрузок заторможенные колёса могут умень-



Фиг. 60. Сравнительные данные о коэфициентах сцепления колёс с рельсами

шать скорость своего вращательного движения и давать начало скольжения в виде слабого подскальзывания.

Если же скольжение уже началось, хотя бы даже и в малой степени, то тем самым создаётся условие, приводящее колёсную пару к полному юзу. Происходит это потому, что всякая малейшая задержка вращения, с одной стороны, уменьшает коэфициент сцепления, а с другой, — увеличивает коэфициент трения тормозных колодок в прогрессирующем порядке по мере замедления вращения колёс при продолжающемся их поступательном движении вместе с поездом.

Таким образом, по американским данным, коэфициент сцепления колёс с рельсом с увеличением скорости не изменяется, а изменяется лишь характер переменной нагрузки на колёса, но так как сила сцепления равна произведению давления на коэфициент сцепления ($b = q\psi$), то лишь условно можно считать, что q постоянно, а ψ переменно.

Исходя из этих соображений, была найдена условная кривая коэфициентов сцепления в зависимости от скорости. Эта кривая оказалась весьма близкой к прямой и поэтому для практических подсчётов она принята за прямую, т. е. коэфициент сцепления считается линейной функцией, имеющей начальную величину 0,24 при скорости, равной нулю, и 0,14 при скорости 150 *км/ч*.

Называя буквой k тангенс угла наклона линии, которая изображает на диаграмме (фиг. 60) зависимость величины коэфициента сцепления от скорости V *км/ч*, определим его величину из соотношения:

$$k = (0{,}24 - 0{,}14) : 150 = 0{,}0007.$$

НТБ УДУНТ (ДИТ)

А так как начальная величина $\psi_0 = 0{,}24$, то функция найдётся, как

$$\psi = 0{,}24 - 0{,}0007\,V \qquad (55)$$

Среди указанных выше четырёх типов кривых зависимости коэфициента трения от скорости американская кривая показана жирной линией (фиг. 60). Она лежит внутри всех других кривых, наиболее проста по форме и является результатом тормозных исследований на таких ответственных поездах, как высокоскоростные. Ввиду этого можно рекомендовать применять американскую линейную зависимость коэфициента сцепления ψ от скорости V для решения всех тех тормозных вопросов и задач, в которые входит коэфициент сцепления колёс с рельсами.

Ввиду медленного изменения величины коэфициента сцепления в функции от скорости можно условиться для небольших изменений скоростей, например, на 10—15 *км/ч*, считать коэфициент этот величиной постоянной.

Все рассмотренные выше коэфициенты сцепления, равно как и последний рекомендуемый, относились к сухим колёсам и к чистым сухим рельсам. Но и при сильно смоченных рельсах, например во время непрерывного дождя, можно считать, что коэфициент сцепления колёс с рельсами остаётся таким же, как и при сухих рельсах. Совсем другое дело, когда рельсы только слегка влажны, например во время тумана, росы или начинающегося дождя. В этом случае можно считать, что величина коэфициентов сцепления уменьшается на 20—30%. Но при этом надо принять во внимание, что и коэфициент трения тормозных колодок о колёса также несколько уменьшается (см. § 17), так как влажность рельса на ходу поезда передаётся от рельсов на колёса широкой лентой благодаря извилистому движению колёсной пары по ним.

Б. ИССЛЕДОВАНИЕ ЯВЛЕНИЙ ЮЗА

а) Общие сведения

Происходящее иногда скольжение колёс по рельсам во время торможения, так называемое заклинивание колёс, линейные работники называют юзом. Это слово уже вошло в литературный обиход, оно кратко, удобно. Давность существования его почти такая же, как давность железных дорог в России. Поэтому мы будем в дальнейшем свободно пользоваться им, как общеизвестным и признанным на железнодорожном транспорте, наравне с другими техническими специальными словами.

Юз появляется от чрезмерного нажатия тормозных колодок на колёса или от уменьшения силы сцепления колёс с рельсами по какой-либо причине во время торможения.

Кратковременный юз на коротком пути—одного-двух десятков метров — не является чем-нибудь опасным. Опасным является затяжной юз, возникший незаметно и продолжающийся на протяжении нескольких километров или даже на протяжении целого перегона при следовании поезда от станции до станции. Он может быть причиной аварии, задержки движения, порчи подвижного состава и верхнего строения пути.

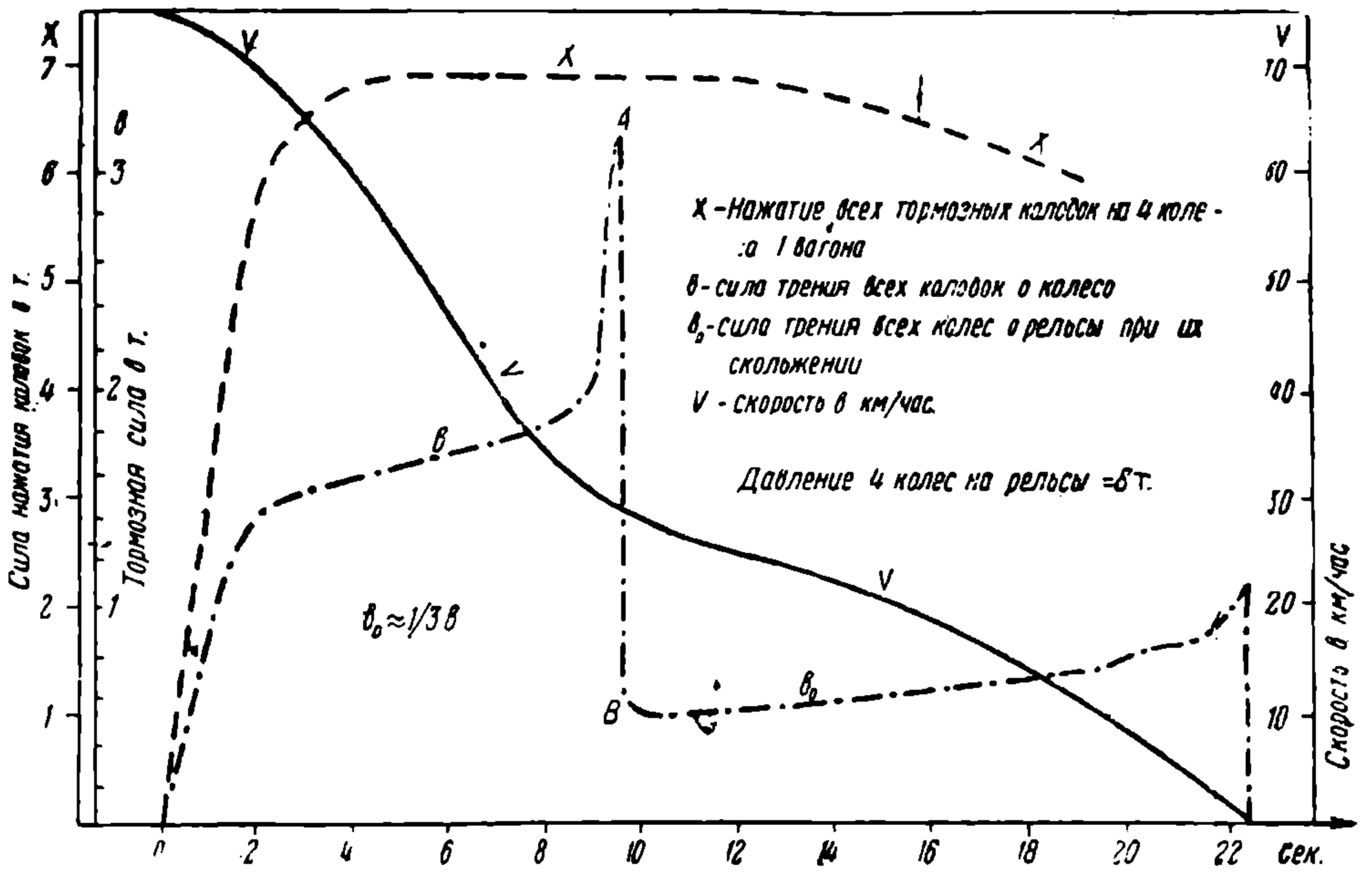
Явление юза хорошо известно на практике, но теоретически ещё не исследовано. Поскольку оно относится к разряду особого вида трения, целесообразно его включить в рамки данной работы по теории трения и всесторонне исследовать, тем более что по этому вопросу имеются у практиков разногласия и не всегда ясные представления.

Трение колёс о рельсы при юзе значительно отличается от обычного трения тормозных колодок о колёса. Основное отличие заключается в чрезвычайно больших удельных давлениях между трущимися поверхностями, в быстром износе этих поверхностей, в быстром увеличении площади поверхности трения по мере износа, в разнородности строения трущихся поверхностей: одна — на головке рельса гладкая, упрочнённая наклёпом, другая — ползун на поверхности катания колёс, ослабленная трением при быстром износе, сильном нагреве.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Глубоко изучать это своеобразное трение нет особенной практической надобности. Гораздо важнее исследовать условия и причины, которые приводят колёсную пару к состоянию затяжного юза, на такое расстояние, какое совершенно недопустимо ввиду вредных последствий, заключающихся в следующем.

Когда образовавшаяся на колесе в результате юза выбоина достигнет глубины более 3 *мм*, то во время хода поезда появляются резкие удары колеса по рельсам. Когда же глубина выбоины доходит до 5 *мм* и более, то удары становятся очень сильными, начинают расстраивать рессорное строение подвижного состава и портить рельсы в такой степени, что зимой во время сильных морозов появляются массовые трещины и поломки их. Испорченный юзом скат служит причиной преждевременной подъёмки вагона, задержки груза, а сам скат поступает в обточку раньше срока для снятия с него большого слоя здорового металла из-за одной местной выбоины.



Фиг 61. Явление юза во время торможения

Не всякий юз, однако, как указывалось выше, является столь вредным. При скорости не более 10—15 *км/ч* на протяжении 10—20 *м* скольжения вагонного ската (что бывает иногда при экстренном или полном торможении) вредных последствий не замечается. Если при этом имеется некоторый механический отрыв частиц металла с поверхности соприкосновения обода колеса с рельсом, то он настолько незначителен (0,3—0,5 *мм*),что находится внутри допуска на неточность обточки колеса. После сотни оборотов колеса на ходу поезда это место совершенно закатывается.

Исключение в данном случае составляют, однако, локомотивы и в особенности паровозы ввиду больших нагрузок на оси, неполной уравновешенности их и спаренности.

Для иллюстрации получающегося на ходу поезда юза на фиг. 61 показан искусственный опыт Гальтона. На диаграмме имеются кривые: скорости V, нажатия тормозных колодок x в тоннах и кривая тормозной силы b тоже в тоннах, но по другому масштабу.

Из этой диаграммы видно, что в момент начала торможения скорость поезда составляла 75 *км/ч*. Затем по мере возрастания силы нажатия x на колодки соответственно увеличивается тормозная сила b, вследствие чего скорость начинает уменьшаться. На четвёртой секунде после начала торможения нажатие тормоз-

НБ УДУГТ (ДГТ)

ных колодок x достигает 7 m, что при давлении колёс на рельсы в 8 m составляет 87,5%. Скорость к этому времени уже снизилась до 60 *км/ч*, при которой коэфициент трения имеет такую величину, что сила трения колодок b, равная 1,5 m, ещё не превышает силу сцепления колёс с рельсами. Но через 8,3 сек. (от начала торможения) вследствие повышения коэфициента трения по причине уменьшения скорости до 32 *км/ч* сила трения колодок достигает величины 2 m.

Сцепление колёс с рельсами при этой силе переходит свою критическую границу и поэтому начинается пусковой момент, т. е. мгновенные центры касания колёс с рельсами начинают получать поступательные движения вдоль рельса, колёса начинают подскальзывать и замедлять своё вращательное движение.

Вследствие этого получается также и замедление скорости трения колодок о колёса, влекущее за собой увеличение коэфициента трения, следовательно и силы трения, до величины, обозначенной на диаграмме буквой *A*. Эта точка на 9-й сек. соответствует окончательной остановке вращения колеса. Роли теперь меняются: колодки пришли в состояние статического сцепления с колёсами, а колёса на рельсах пришли в состояние динамического трения; процесс превращения работы трения в теплоту перешёл от поверхности трения колодок о колесо к поверхностям трения колёс о рельсы.

В связи с этим тормозная сила трения сразу падает до 0,6 m, т. е. становится втрое меньше той средней силы трения колодок о колёса, которую мы наблюдали на 4-й секунде, когда колёса ещё вращались без малейшего скольжения. Вследствие этого замедление поезда стало меньшим, а тормозной путь стал большим. Дальше на диаграмме замечаем, что сила трения скользящих колёс по рельсам понемногу возрастает по мере уменьшения скорости. Это повышение объясняется известным законом, по которому коэфициент трения увеличивается по мере уменьшения скорости.

В этом примере, взятом из опытов Гальтона, юз получился при скорости 30 *км/ч*, что безусловно недопустимо в условиях нормальной эксплуатации, так как при такой скорости получаются на колёсах большие выбоины и тормозной путь значительно увеличивается. И действительно, такие случаи, когда юз начинается при скорости выше 15 *км/ч*, почти не бывают. Наоборот, юз часто можно видеть при экстренном торможении, когда скорость становится меньше 15 *км/ч*, о чём речь была выше.

Самым вредным и опасным для эксплуатации является з а т я ж н о й ю з, который получается незаметным образом вследствие неотпуска какого-нибудь тормоза в поезде, после прибытия на станцию или из-за самоторможения или прихватывания тормозов по причине сверхзарядки тормозной сети в головной части поезда.

Во всех этих и подобных случаях при отправлении поезда заторможенные колёса могут с места начать юз, а если уже он начался, то в дальнейшем все условия создаются в пользу всё более и более устойчивого его состояния, ибо коэфициент трения между колесом и рельсом с увеличением скорости уменьшается, а величина трущейся поверхности на колесе становится с каждым километром всё больше, создавая устойчивое положение колесу. Так может продолжаться целый перегон от станции до станции, и тогда выбоина может дойти до глубины 15—18 *мм*.

Такая выбоина во время вращения колёс является уже чрезвычайно опасной, в особенности при больших морозах, когда рельсы легко подвергаются излому. Бывали случаи, что после прохода поезда на всём тяговом участке насчитывалось до 150 лопнувших рельсов по причине выбоин на какой-нибудь одной паре колёс во всём поезде. Глубокая выбоина может быть причиной даже крушения поезда ввиду того, что при скольжении колеса она обхватывает головку рельса образовавшимися ребордами с двух сторон и при входе на стрелку она сносит вагон или тендер в сторону, так как наружный кант головки рамного рельса, будучи более острым, чем внутренний кант, переносит колесо в свою сторону.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Затяжной юз является своего рода технической болезнью, с которой борются всемерно, и если нет до сих пор полного успеха в этом и гарантии неповторения его случаев, то отчасти потому, что юз недостаточно изучен.

Итак, из рассмотренных выше случаев заклинивания колёс, называемого нами юзом, наиболее опасное значение имеет только тот случай, который имеет место при отправлении поезда. Тот юз, который получается при остановке поезда, нас интересует меньше.

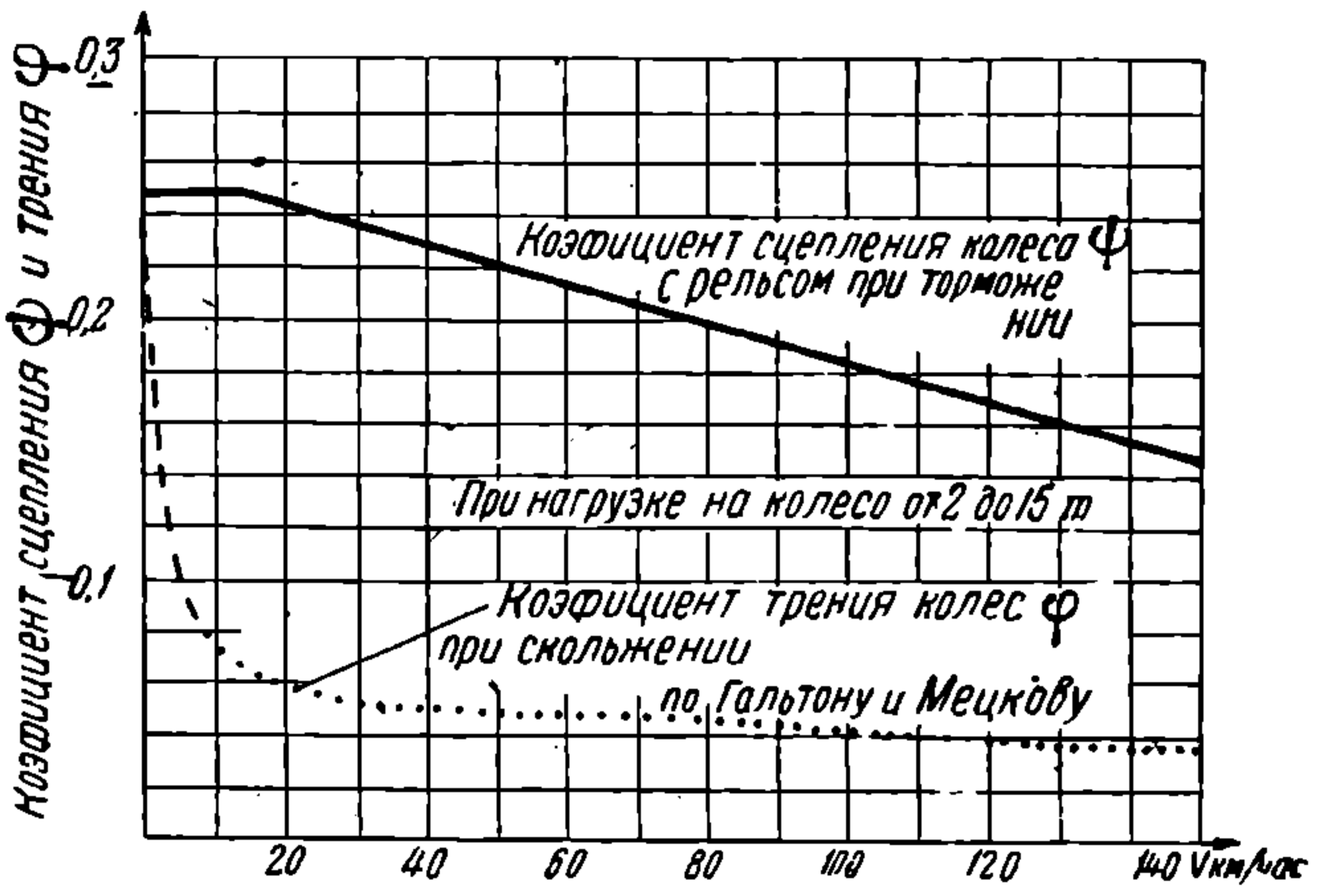
При трогании же поезда с места может случиться такое стечение ряда обстоятельств (в том числе как непременное условие неполный отпуск тормоза, или «прихватывание» при перезарядке), что сила сцепления колёс с рельсами окажется меньше сил, задерживающих вращение колёс.

Поэтому нам прежде всего надо обратить внимание на величину сил сцепления колёс с рельсами при их вращении и сил трения при скольжении.

б) Сопоставление коэфициентов сцепления при качении и трения при юзе

Выше, в разделе А настоящего параграфа, в результате исследования была выяснена зависимость коэфициента сцепления колеса с рельсом от скорости и было рекомендовано считать её по американским данным линейной.

Эта зависимость воспроизведена на фиг. 62 жирной линией вверху, под ней точечным пунктиром показана линия зависимости коэфициента трения скользящего колеса при юзе.



Фиг. 62. Коэфициенты сцепления колёс с рельсами и трения их при юзе

Несмотря на большие удельные давления между колёсами и рельсами, коэфициент сцепления сравнительно небольшой: при скорости, близкой к нулю, он равен по опытным данным около 0,25; с увеличением скорости он несколько уменьшается, так что при $V = 150$ *км/ч* он доходит до величины 0,12—0,17. Коэфициент же трения колеса по рельсу при юзе является величиной сравнительно совсем малой.

Из сопоставления этих двух линий — сплошной и пунктирной — видно, почему заклинивание колёс при переходе от качения к юзу происходит почти скачкообразно в чрезвычайно малый промежуток времени от пускового момента до установившегося трения.

Необходимо обратить особое внимание на то, что с увеличением скорости поезда, тронувшегося с места отправления, коэфициент трения скользящего колеса до скорости 20 *км/ч* падает весьма быстро, а затем, хотя и медленно, всё же продолжает падать.

Характерно, что коэфициенты сцепления и трения колёс по рельсам мало изменяются от скорости и почти не зависят от изменения давления колёс на рельсы в пределах их нагрузок.

Во время юза образуется местная впадина на ободе колеса за счёт истирания материала. При малой скорости происходит слабый процесс механического отрыва частиц металла с трущегося места обода (местный износ). При скорости же больше 15 *км/ч* количество вырабатываемого тепла в единицу времени становится настолько большим, что оно не успеваст так быстро удаляться в сторону рельса и обода. Но рельс является контактом почти изотермическим, в то время как небольшая площадка на колесе является стационарным приёмником тепла. Поэтому тепло на ней быстро накапливается, проникая вглубь

УДУТ (ДИТ) НБ

под напором очень высокой температуры, размягчающей поверхностный слой трения настолько, что этот слой превращается в своего рода смазку, всё время возобновляемую дальнейшим размягчением и даже плавлением поверхности.

В результате такого процесса получается выбоина. Продукты указанного местного износа, образующего выбоину, можно наблюдать после прохода поезда, у которого некоторые колёса идут юзом. Они представляют собой металлические пластинки, не успевшие сгореть на воздухе. Пластинки эти бывают большего или меньшего размера, разнообразных форм с рваными краями толщиной от 0,1 до 0,3 *мм*.

Непрерывный юз при следовании поезда на протяжении 15 *км* даёт выбоину глубиной в среднем 15—16 *мм*. Инстенсивность образования тепла при скорости 40 *км/ч* достигает 3,5 *кал/сек см*^{2} (для тормозной колодки не допускается больше 0,2). Но общее количество тепла, вырабатываемого трением во время юза, всё же меньше, чем при трении тормозной колодки, ввиду малой площади трения. По этим причинам и коэфициент трения скользящего колеса значительно меньше коэфициента трения тормозной колодки, так как механическая энергия трения колеса по рельсу может лишь в малом количестве превращаться в теплоту.

в) Обстоятельства, при которых создаётся затяжной юз

По данным американской и нашей отечественной практики, наиболее частые случаи затяжного юза бывают зимой, в особенности в сильные морозы. Это можно объяснить тем, что низкая температура, с одной стороны, создаёт благоприятные условия для уменьшения сцепления колёс с рельсами, а с другой — притупляет чувствительность работы воздухораспределителей, способствует также появлению утечек воздуха из тормозной сети, что создаёт затяжной, а иногда и неполный отпуск тормозов.

Коэфициент сцепления колёс с рельсами в сильные морозы меньше уже потому, что металл твёрже. Кроме того, рельсы не успевают так быстро изменять свою температуру, как окружающий воздух, и по утрам покрываются изморозью, представляющей собой не что иное как замёрзшую росу. Тормозная же колодка, будучи слегка подогрета во время торможения, в момент остановки поезда сухо и плотно, даже с некоторым заеданием, соприкасается с поверхностью колеса, и если почему-либо тормоз не дал полного отпуска, продолжает оставаться в таком примкнутом к колесу положении.

При низких температурах сопротивление вращению колёс возрастает от застывающей смазки между подшипниками и шейками осей в буксах, в особенности при трогании с места. Кроме того, у воздухораспределителей кожаные манжеты теряют пластичность и могут пропускать воздух; внутри прибора из конденсата сжатого воздуха может образоваться снег Естественно, что в таких условиях прибор работает хуже, в особенности при отпуске тормозов, когда давление в магистрали обычно подымается медленно.

Но не только одна низкая температура зимой способствует образованию юза.

При трогании товарного поезда с места вагоны приходят в движение не одновременно вместе с паровозом, а последовательно один за другим, по причине провисания стяжек или имеющихся «люфтов» у автосцепок. И это является в некоторой степени необходимым условием для того, чтобы взять с места длинный тяжёлый поезд, в особенности зимой в сильные морозы, когда сопротивление состава большое.

Вслед за открытием регулятора на паровозе между вагонами начинаются последовательные натяжения сцепок, сопровождающиеся ударами или вернее рывками, достигающими иногда значительной силы.

Во время опытов неоднократно было замечено, что силой такого рывка из стандартного прибора, предназначенного для измерения толчков, выбрасывается до восьми шариков, что соответствует статической силе до 400 *кг* на 1 *т*. Эта сила, передаваясь на шкворень тележки вагона в виде удара, создаёт относительно её центра тяжести момент, разгружающий заднюю ось. Таким образом, на одно мгновение сила сцепления колёс с рельсами уменьшается и создаётся

НБ УДУГТ (ДИТ)

одно из условий для появления юза, если только тормоз почему-либо не дал или не успел дать полного отпуска или «прихватил» вследствие сверхзарядки.

В случае неполного отпуска самим тормозом образуется добавочная разгрузка той же задней оси, так как силы сцепления колёс с рельсами обоих осей тележки относительно шкворня последней дают добавочный разгружающий момент.

Во время трогания с места каждого отдельного вагона при накопившейся кинетической энергии пришедших в движение передних вагонов получается более или менее резкий тяговый удар, заставляющий вагон начинать своё движение с некоторым ускорением. В этот момент колёсные пары вследствие своего полярного момента инерции сопротивляются вращению, т. е. стремятся к скольжению.

К этому надо ещё добавить завышенное нажатие тормозных колодок из-за гистерезиса рычажной передачи. Дело в том, что во время незакончившегося отпуска тормоза коэфициент полезного действия рычажной передачи (значительно меньший на стоянке, чем на ходу поезда) проявляется уже не в прямом направлении от тормозного цилиндра к тормозным колодкам, а в обратном — от колодок к цилиндру ввиду того, что нажатие не передаётся на колодки, а снимается с них при каком-то довольно низком давлении в тормозном цилиндре.

Всё это вместе взятое даёт суммарный результат, способствующий образованию юза. Чтобы выявить истинное количественное значение этого результата, необходимо исследовать в отдельности указанные выше факторы.

1. Разгрузку колёсной пары от ударного действия тяговой силы на вагон при трогании вагона с места.

2. Инерционное сопротивление вращению колёсного ската.

3. Сопротивление вращению колёс от трения в шейках оси.

4. Сопротивление вращению колёс от трения при качении.

5. Завышенное нажатие тормозных колодок вследствие гистерезиса рычажной передачи.

6. Разгрузку колёсной пары от действия тормозной силы неотпущенного тормоза.

Из этих шести факторов, совокупность которых вызывает юз, основным, конечно, является тормозная сила. Она может быть большой и малой. Чем меньше та тормозная сила, которая способна вызвать юз, тем чаще он может быть в условиях эксплуатации.

г) Анализ причин, создающих юз

1. Разгрузка колёсной пары при трогании вагона с места. При трогании поезда с места иногда из стандартного шарикового прибора выпадает от 6 до 8 шариков.

Нам необходимо определить, какой инерционной силе это соответствует.

В шариковом приборе имеется 10 пар ячеек (направленных вперёд и назад) со стальными шариками. Углы наклона донышек этих ячеек к горизонтали показаны на фиг. 63. По ним легко определить, какую силу F надо приложить к шарику, чтобы вывести его из соответственной ячейки

$$F = q \operatorname{tg} \alpha,$$

где q — вес шарика.

Вообще вес шарика является величиной произвольной. Поэтому для определения удельной силы толчка, т. е. отнесённой к одной тонне, мы можем в формуле вместо q подставить 1 000 *кг*, и тогда получим указанные в табличке фиг. 63 искомые удельные силы.

Возьмём для рассмотрения наиболее вероятные толчки, дающие выпадение шести шариков. Из таблицы видно, что это соответствует 200 *кг* на 1 *т* веса вагона. Если принять вес тележки в среднем в 3 *т*, то при трогании с места на шкворне создастся сила в 600 *кг*. Эта сила по отношению к центру тяжести тележки, отстоящего от шкворня на расстоянии 0,350 *м*, создаёт опрокидывающий момент

$$600 \cdot 0{,}350 = 210 \text{ кг/м},$$

НВ УДУНТ (ДІІТ)

что при базе тележки в 1,8 *м* (фиг. 64) даёт следующую разгрузку задней оси:

$$\Delta q_1 = 210 : 1{,}8 = 137 \text{ кг}. \qquad (1)$$

2. Инерционное сопротивление вращению колёсного ската при трогании с места. Как было найдено в п. 1, на все части вагона при трогании с места действует удельная сила в 200 *кг/т* (если удар даёт выпадение из измерительного прибора шести шариков). Принимаем, что колёсный скат весит округлённо 1 *т*. Радиус колеса обозначим через *r*, а радиус инерции ската относительно его оси через ρ (фиг. 65). Известно, что

$$\rho^2 = \frac{I}{M} = \frac{Ig}{Q},$$

где I — момент инерции;
M — масса ската;
Q — вес ската;
g — ускорение силы тяжести.

Возьмём следующую величину для вагонного ската[1]

$$\frac{Ig}{r^2} = 420,$$

откуда:

$$Ig = 420 \cdot r^2$$

Подставляя значение Ig в предыдущее равенство, получаем:

$$\rho^2 = 420 \frac{r^2}{Q}.$$

Так как диаметр колеса 1 *м*, а вес 1 000 *кг*, то

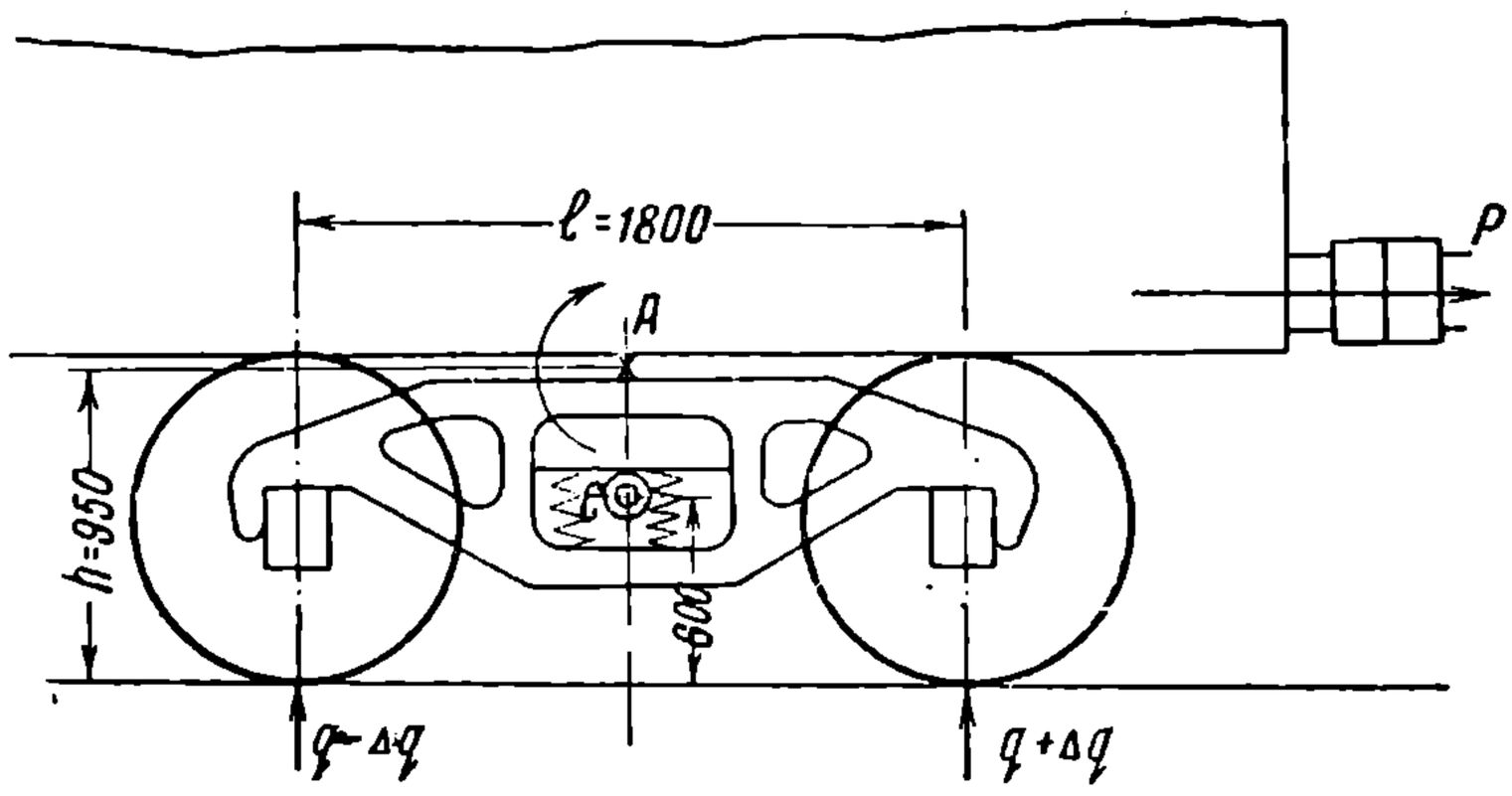
$$\rho^2 = 420 \frac{0{,}5^2}{1\,000} = 0{,}105 \text{ м}^2. \qquad (а)$$

$F = q \sin \alpha$

№ ширина	α	tg α	Сила толкания F кг/т
1	89°10′	0.05	50
2	87°10′	0.06	60
3	85°40′	0.08	80
4	84°20′	0.10	100
5	81°30′	0.15	150
6	78°50′	0.20	200
7	75°10′	0.30	300
8	68°00′	0.40	400
9	58°50′	0.60	600
10	51°20′	0.80	800

Фиг. 63. Характеристика шарикового прибора для измерения реакций

Предполагается, что на расстоянии $\rho = \sqrt{0{,}105}$ *м* от оси сосредоточена вся масса колеса. В этой точке, имеющей касательную скорость V_0, развивается инерционная сила



Фиг. 64. Схема тележки вагона

$$M \frac{dv_0}{dt}.$$

[1] Тяга поездов, проф. Бабичков А. М. и Егорченко В. Ф., стр. 254

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Её уравновешивает сила сцепления колеса с рельсом b_i. Моменты этих сил относительно центра колеса конечно равны между собой и взаимно противоположны, поэтому имеем:

$$M\rho\frac{dv_0}{dt} = b_i r.$$

Но v_0 при угловой скорости ω и радиусе ρ равно произведению $\rho\omega$, поэтому

$$M\rho^2\frac{d\omega}{dt} = b_i r. \qquad (б)$$

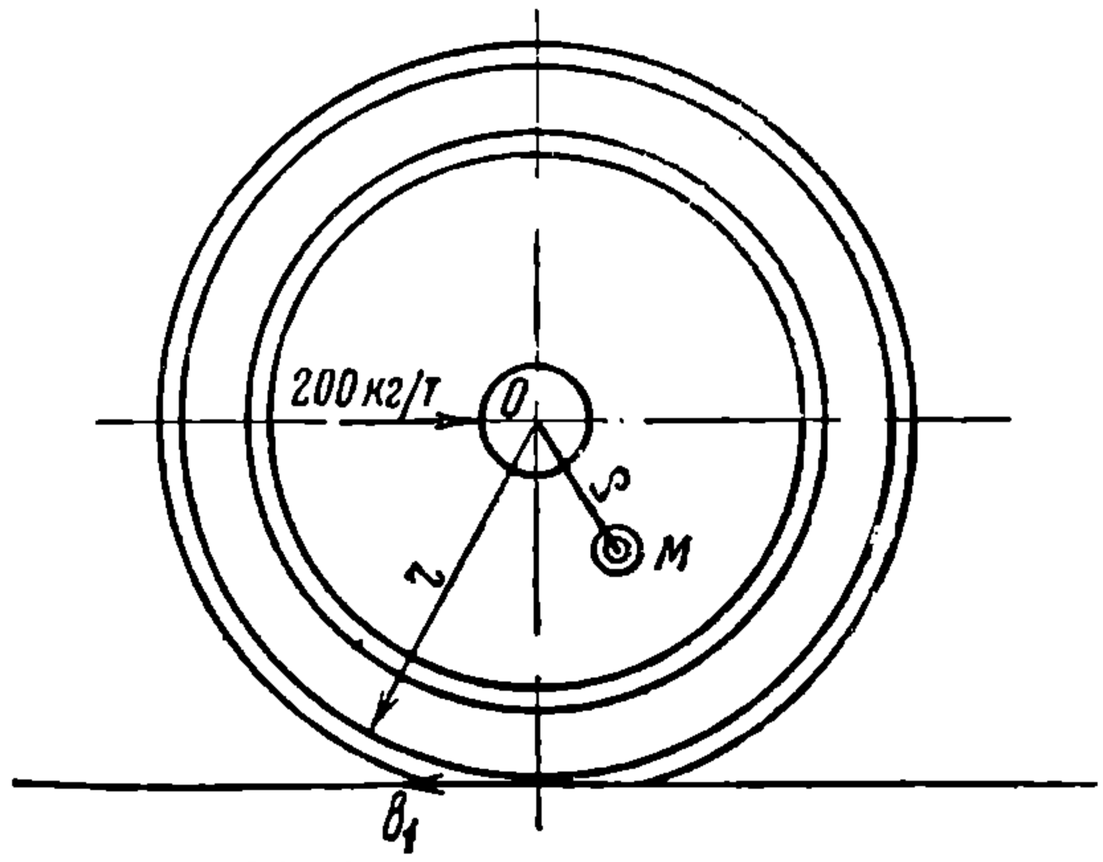
Это мы определили равновесие вращательных моментов. Но весь скат движется под действием силы в 200 *кг* не только вращательно, но и поступательно с каким-то ускорением, поэтому можно написать такое диференциальное уравнение движения

$$M\frac{dv}{dt} = 200 - b_i,$$

где b_i есть, как указывалось выше, сила сцепления колёс с рельсами, а v — поступательная скорость центра колеса.

Но так как этот центр, можно сказать, стремится опрокинуться около мгновенного центра касания колеса с рельсом, то скорость в этом случае является касательной скоростью на окружности, описываемой радиусом r, и поэтому можно написать, что

$$v = \omega r.$$



Фиг. 65. Определение инерционного сопротивления вращения колёс

Подставляя это значение v в предыдущее уравнение, получаем

$$Mr\frac{d\omega}{dt} = 200 - b_i. \qquad (в)$$

Имея два уравнения (б) и (в) с двумя неизвестными ω и b_i мы можем из них определить интересующую нас силу сцепления b_i.

Для этого умножим уравнение (в) на ρ^2, а уравнение (б) на r и вычтем одно из другого

$$M\rho^2 r\frac{d\omega}{dt} = 200\rho^2 - b_i\rho^2$$

$$-$$

$$M\rho^2 r\frac{d\omega}{dt} = b_i r^2$$

$$0 = 200\rho^2 - b_i\rho^2 - b_i r^2,$$

или

$$b_i(\rho^2 + r^2) = 200\rho^2,$$

откуда

$$b_i = \frac{200\rho^2}{\rho^2 + r^2},$$

где 200 *кг/т* — сила рывка;
ρ^2 — согласно (а) = 0,105 *м*²;
r — радиус колеса 0,5 *м*

НБ УДУНТ (ДИТ)

и потому $r^2 = 0{,}25$. Таким образом

$$b_i = \frac{200 \cdot 0{,}105}{0{,}105 + 0{,}25} \approx 59 \text{ кг}. \qquad (II)$$

Значит, касательная сила на ободах колёс, препятствующая их вращению, равна 59 *кг*. Эта сила вызывается инерционным сопротивлением массы всей оси её вращению при трогании с места.

3. Сопротивление вращению колёс от трения в шейках оси. В момент трогания сопротивление вагонов больше, чем во время движения, что является следствием повышенных сопротивлений в осевых шейках в момент перехода от покоя к движению.

Это сопротивление происходит от тонкого слоя смазки между шейкой и подшипником и от повышенной вязкости охладившейся смазки во время стоянки поезда зимой при низких температурах.

Отношение диаметров шейки к диаметру колеса в среднем равно 1:8. Коэфициент трения смазанной шейки, находившейся без движения около 10 мин., при трогании с места можно принять равным 0,06, при больших морозах даже 0,08, а при стоянке в течение 20 мин. — 0,10. В общем, называя его буквой f, при нагрузке на шейке оси в 1 000 *кг* удельное касательное сопротивление на ободе колеса будет

$$w_1 = \frac{1\,000\, f}{8} = 125\, f \text{ кг/т}.$$

Если принять $f = 0{,}08$, а нагрузку на ось q' (*т*), то

$$w_1 = 125 \cdot 0{,}08\, q' = 10\, q' \qquad (III)$$

4. Сопротивление от трения при качении. Оно действует непосредственно на обод колеса.

В руководствах по тяге поездов указывается, что величина сопротивления от перекатывания по опытным данным равняется от 0,3 до 0,5 *кг/т*, а в момент трогания с места и больше. Примем в нашем случае для нагрузки на ось в q(*т*)

$$w_2 = 0{,}6\, q \text{ кг}. \qquad (IV)$$

5. Завышенное нажатие тормозных колодок вследствие гистерезиса рычажной передачи. Коэфициент полезного действия рычажной передачи во время хода поезда принимается равным 0,9. главным образом ввиду наличия пружины в тормозном цилиндре (о к. п. д. рычажной передачи см. стр. 175). На остановке же, как показывают измерения, он равен около 0,6.

Называя передаточное число рычажной передачи буквой n, силу по штоку тормозного цилиндра произведением $\Omega \Delta z_1$ (в котором Ω означает площадь поршня и Δz_1 давление воздуха), а Δx_1 соответственное нажатие тормозных колодок, можем составить равенство (если торможение произведено на ходу поезда):

$$\Delta x_1 = 0{,}9\, \Omega \Delta z_1\, n.$$

Но когда поезд остановится и давление в тормозном цилиндре станет уменьшаться и, дойдя до Δz_2 почему-либо задержится на этой величине, тогда передача силы произойдёт в обратном порядке: от тормозных колодок к штоку тормозного цилиндра. А так как на стоянке коэфициент полезного действия рычажной передачи мы приняли равным 0,6, то можно написать такое равенство:

$$0{,}6\, \Delta x_2 = 0{,}9\, \Omega \Delta z_2\, n$$

или

$$\Delta x_2 = 1{,}5\, \Omega \Delta z_2\, n.$$

Если же полное нажатие на все тормозные колодки назвать буквой x, а отношение $\Delta x_2 : x$ выразить через α, то последнему равенству можно придать такой вид:

$$\alpha x = 1{,}5\, \Omega \Delta z_2\, n,$$

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

$$\alpha = \frac{1{,}5\,\Omega\Delta\, z_2\, n}{x}$$

С другой стороны, нажатие тормозных колодок (при полном торможении) на ходу поезда будет

$$x = 0{,}9\,\Omega\, zn,$$

где z — давление воздуха в тормозном цилиндре при полном торможении. Поэтому, подставляя это значение в предыдущее равенство, получаем

$$\alpha = \frac{1{,}5\,\Omega\Delta\, z_2\, n}{0{,}9\,\Omega\, zn} = 1{,}66\,\frac{\Delta\, z_2}{z}.$$

Здесь α представляет собой коэфициент пропорциональности, указывающий долю нажатия тормозных колодок от полного нажатия Σx на все тормозные колодки вагона. Но этот же коэфициент относится и к полному нажатию колодок в отдельности каждой оси. Это нажатие названо выше буквой x, а создавшееся пониженное нажатие обозначено через $\Delta\, x_2$ при оставшемся давлении воздуха в тормозном цилиндре $\Delta\, z_2$. Поэтому можем написать равенство:

$$\Delta\, x_2 = \alpha\, x = 1{,}66\,\frac{\Delta\, z_2}{z}\,x.$$

При этом сила торможения на ободах колёс выразится

$$\Delta\, x_2\, \varphi = 1{,}66\,\frac{\Delta\, z_2}{z}\,x\,\varphi, \qquad (V)$$

где φ — коэфициент трения колодок.

Формула (V) характеризует явления гистерезиса, состоящего в том, что при обратном направлении силы в рычажной передаче от тормозных колодок к тормозному цилиндру, когда в последнем падает давление, нажатие колодок и тормозная сила становятся больше теоретической расчётной, взятой по направлению от тормозного цилиндра к колодкам и колёсам.

Необходимо только помнить, что это происходит лишь в том случае, когда на стоянке давление в тормозном цилиндре с высшего переходит на низшее. Но этот переход совершается вначале при постоянной величине нажатия тормозных колодок, в то время как давление в тормозном цилиндре меняется до определённой величины. Так, если во время движения поезда в тормозном цилиндре имелось давление Δz_1, давшее нажатие на тормозные колодки Δx_1, то затем при падении давления в тормозном цилиндре до определённой величины Δz_2 нажатие на колодки Δx_1 не будет изменяться до тех пор, пока будет существовать условие

$$0{,}9\,\frac{\Delta\, z_1}{z}\,x = \Delta\, x_1 = 1{,}66\,\frac{\Delta\, z_2}{z}\,x.$$

Если взять из этого выражения крайние условия для равенства одной и той же величины $\Delta\, x_1$, то можем написать:

$$0{,}9\,\frac{\Delta\, z_1}{z}\,x = 1{,}66\,\frac{\Delta\, z_2}{z}\,x,$$

или

$$\Delta\, z_2 = 0{,}54\,\Delta\, z_1.$$

Отсюда делаем вывод, что нажатие тормозных колодок на стоянке при падении давления в тормозном цилиндре не изменяется до тех пор, пока это падение не достигнет величины 0,54 от первоначальной его величины. Это показано графически на фиг. 66, из которой видно, что торможение на ходу поезда происходит по линии *ob*, а отпуск по линии *bco*. Линия *oa* является теоретической.

6. Разгрузка колёсной пары от действия тормозной силы. Если до трогания поезда с места почему-либо ещё не получился полный отпуск какого-нибудь тормоза и в тормозном цилиндре осталось

НВ УДИТ (ДИТ)

какое-то давление воздуха Δz_2, то на основании (V) тормозная сила двух осей будет

$$2\,b = 3{,}32\,\frac{\Delta z_2}{z}\,x\,\varphi.$$

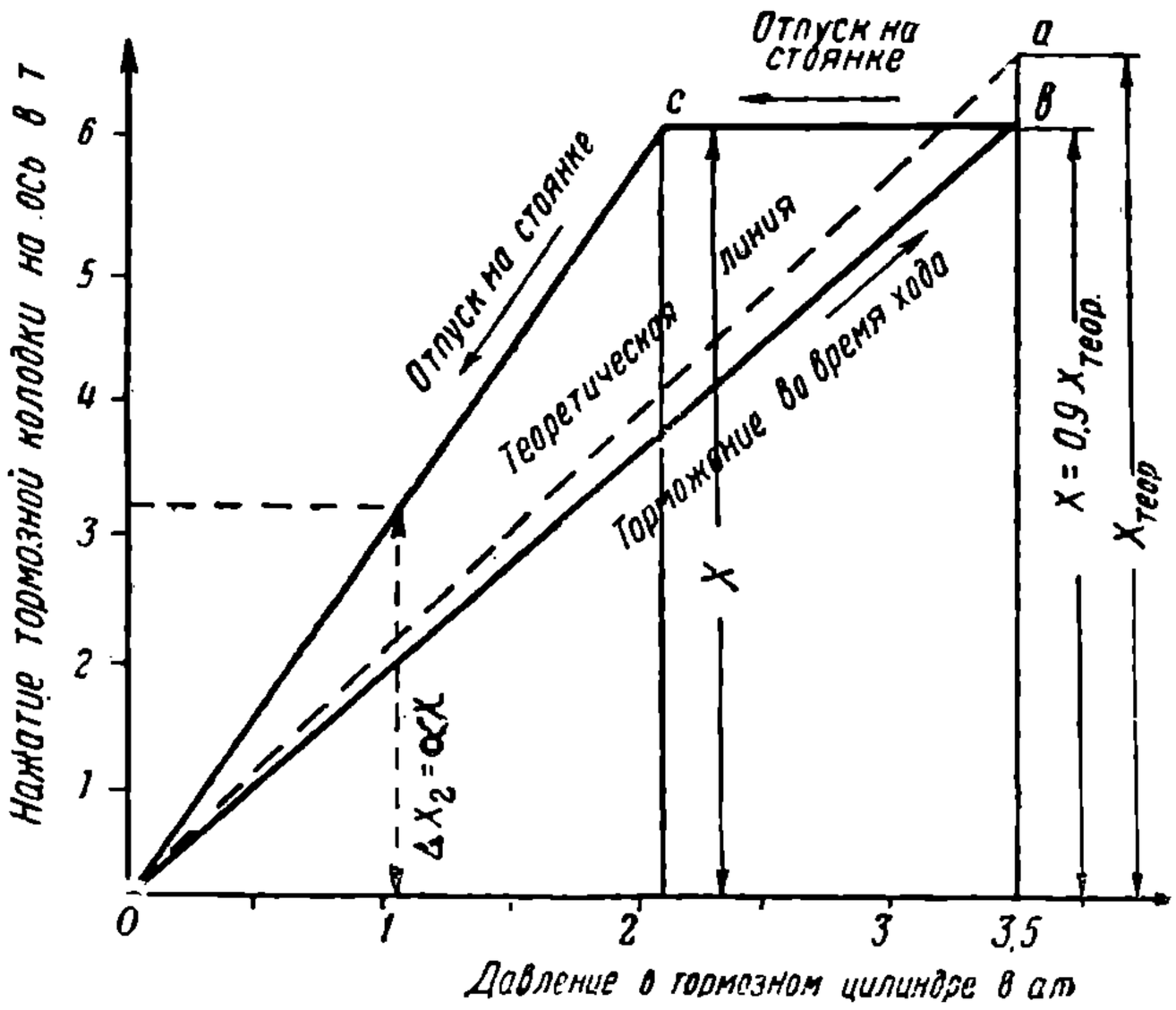
Эта тормозная сила одной тележки, являясь суммой отдельных сил в точках касания колёс с рельсами, образует совместно с равной и противоположной силой реакции на шкворне, на высоте 0,95 *м* от головок рельсов (фиг. 64), следующий момент, опрокидывающий тележку

$$0{,}95 \cdot 3{,}32\,\frac{\Delta z_2}{z}\,x\,\varphi \text{ или } 3{,}15\,\frac{\Delta z_2}{z}\,x\,\varphi.$$

При величине базы между осями колёс тележки 1,8 *м* получается следующая разгрузка задней (по ходу) оси:

$$\Delta q_2 = \frac{3{,}15}{1{,}8}\,\frac{\Delta z_2}{z}\,x\,\varphi = 1{,}75\,\frac{\Delta z_2}{z}\,x\,\varphi. \qquad \text{(VI)}$$

7. Чем меньшие давления в тормозных цилиндрах способны вызвать юз, тем он чаще бывает в эксплуатации. Основной силой, способной вызвать юз, является тормозная сила. Последняя определяется величиной давления воздуха в тормозном цилиндре.



Фиг. 66. Гистерезис рычажной передачи

В эксплуатации мы можем представить себе гораздо более частые случаи малых давлений воздуха в тормозном цилиндре (задержавшегося в нём по причине неотпуска или затяжного отпуска или самоторможения и «прихватывания» вследствие сверхзарядки), чем высокие давления после полных или экстренных торможений. Последние, во-первых, вообще в эксплуатации производятся не часто, во-вторых, они не опасны в отношении юза ввиду того, что после полного или экстренного торможения отпуск тормозов совершается надёжно и дружно по всему поезду. Во всяком случае, начало такого отпуска, сопровождающееся выпуском воздуха высокого давления из тормозных цилиндров, обеспечивается вполне надёжно.

Объяснение этому мы находим в наличии больших разниц как напорного давления в главном резервуаре над давлением в магистрали, так и давления в тормозных цилиндрах над атмосферным давлением. То и другое даёт энергичное струйное движение воздуха, обеспечивающее надёжность начала отпускного действия всех тормозов в поезде. Что же касается конца рассматриваемого отпуска или вообще отпуска после небольших ступенчатых торможений, имеющего затяжной характер по причине выравнивания давлений, то такой отпуск происходит уже значительно менее энергично. И тогда по причинам каких-нибудь малых неисправностей воздухораспределителя у какого-нибудь из вагонов поезда отпуск может даже не закончиться, в особенности при полужёсткой системе тормозов со ступенчатым отпуском.

У тормозов типа Вестингауза, т. е. совершенно мягких, неотпуск может получаться по причине неисправности тройного клапана. Во время стоянки

НВ УДУНТ (ДІІТ)

поезда на станции неотпустивший тормоз истощается и в тормозном цилиндре к моменту отправления может оказаться малое давление.

В случае сверхзарядки тормозов при отпуске может быть лёгкое притормаживание нескольких тормозов в голове поезда, т. е. опять-таки какое-то небольшое давление в тормозных цилиндрах.

Таким образом, случаи задержки малого давления в тормозном цилиндре вследствие таких причин, как затяжной отпуск, неполный отпуск, самоторможения в эксплуатации, могут быть гораздо чаще, чем случаи неотпуска тормозов с задержкой в тормозном цилиндре высокого давления. Поэтому чем ниже давление, способное вызвать юз, тем больше будет случаев юза.

Отсюда можно сделать важный вывод, что применяемый в нашей практике способ получения порожнего режима в товарных тормозах посредством пониженного давления в тормозном цилиндре (при полном торможении — 2 *ат*) является не совсем желательным.

8. Суммарное значение всех факторов, действующих в пользу юза, при трогании поезда с места. Пользуясь формулами (I), (II)... (VI), можно выяснить, при каком минимальном давлении воздуха в тормозном цилиндре Δz_2 возможно возникновение юза.

Сцепление колёс с рельсами является той силой, которая противодействует силам, стремящимся привести колёсную пару к юзу. Она зависит от давления колёс на рельсы. Это давление q задаётся по весу вагонов, но в данном случае нам надо из него вычесть две разгрузки: Δq_1 и Δq_2 по формулам (I) и (VI). При этих условиях сила сцепления одной пары колёс будет:

$$(q - \Delta q_1 - \Delta q_2)\psi. \qquad (а)$$

Обратные силы, стремящиеся создать юз, дают сумму, состоящую из величин b_i, w_1, w_2, Δx_2, φ по формулам (II), (III), (IV) и (V). Сумма их равна:

$$b_i + w_1 + w_2 + \Delta x_2 \varphi. \qquad (б)$$

Предположим такое давление воздуха в тормозных цилиндрах, при котором колёса будут уже на границе юза; вычитая из первого выражения (а) второе (б), получим уравнение баланса всех сил, действующих на колёсную пару

$$(q - \Delta q_1 - \Delta q_2)\psi - b_i - w_1 - w_2 - \Delta x_2 \varphi = 0. \qquad (в)$$

Значения букв в этом выражении взяты из соответствующих формул, выведенных выше.

$\Delta q_1 = 137$ *кг* — разгрузка колёс при трогании с места (I);

$\Delta q_2 = 1{,}75 \dfrac{\Delta z_2}{z} x \varphi$ — разгрузка колёс от тормоза (VI);

$b_i = 59$ *кг* — инерционное сопротивление вращению колёс (II);

$w_1 = 10\,q'$ — сопротивление от трения в шейках оси (III);

$w_2 = 0{,}6\,q$ — сопротивление качения (IV);

$\Delta x_2 \varphi = 1{,}66 \dfrac{\Delta z_2}{z} x \varphi$ — тормозная сила (V).

Подставляя эти значения в выражение (в), получаем:

$$1000\,q\psi - 137\,\psi - 1{,}75 \frac{\Delta z_2}{z} x \varphi\psi - 59 - 10\,q' - 0{,}6\,q - 1{,}66 \frac{\Delta z_2}{z} x \varphi = 0. \qquad (г)$$

Значения букв в этом выражении:

q — давление колёсной пары на рельсы в *т* (задаётся);

q' — давление на шейки колёсной пары в *кг* $(q - 1)\,m$;

z — максимальное давление воздуха в тормозном цилиндре при полном торможении в *ат* (при гружёном режиме 3,5 *ат*, при порожнем 2 *ат*);

Δz_2 — то давление воздуха в тормозном цилиндре, которое после первоначального Δz_1, уменьшившись, осталось к моменту трогания поезда (искомое, угрожающее вызвать юз);

НБ УДИТ (ДИТ)

x — максимальное нажатие тормозных колодок при полном торможении одной колёсной пары в *кг* (при гружёном режиме 6 500 *кг*, при порожнем 3 500 *кг*);

φ — коэфициент трения тормозной колодки (при трогании с места при малом нажатии—0,4);

ψ — коэфициент сцепления колёс с рельсами (при сильных морозах 0,20).

Из уравнения (г) нам надо определить величину Δz_2, для чего преобразуем его: перенесём члены, содержащие Δz_2, в правую часть

$$(1\,000\,q\,\psi - 137\,\psi - 59 - 10\,q' - 0{,}6\,q) = (1{,}75\,\psi + 1{,}66)\frac{x\,\varphi}{z}\,\Delta z_2.$$

Откуда находим

$$\Delta z_2 = \frac{[(1\,000\,q - 137)\,\psi - 59 - 10\,q' - 0{,}6\,q]\,z}{(1{,}75\,\psi + 1{,}66)\,x\,\varphi}. \qquad (56)$$

По этой формуле можно определить то наименьшее давление воздуха в тормозном цилиндре, при котором будет возможен юз.

Сделаем это для трёх нагрузок q одной оси на рельсы: 5 *т*, 10 *т* и 18 *т*.

При нагрузке на рельсы от одной оси 5 *т* при порожнем вагоне, следовательно и при порожнем режиме тормоза, когда $z = 2\,am$ и $x = 3\,500\,кг$, имеем

$$\Delta z_2 = \frac{[(5\,000 - 137)\cdot 0{,}2 - 59 - 10\cdot 4 - 0\;6\cdot 5]\,2}{(1{,}75\cdot 0{,}2 + 1{,}66)\,0{,}4\cdot 3\,500} = 0{,}62\;am. \qquad (57')$$

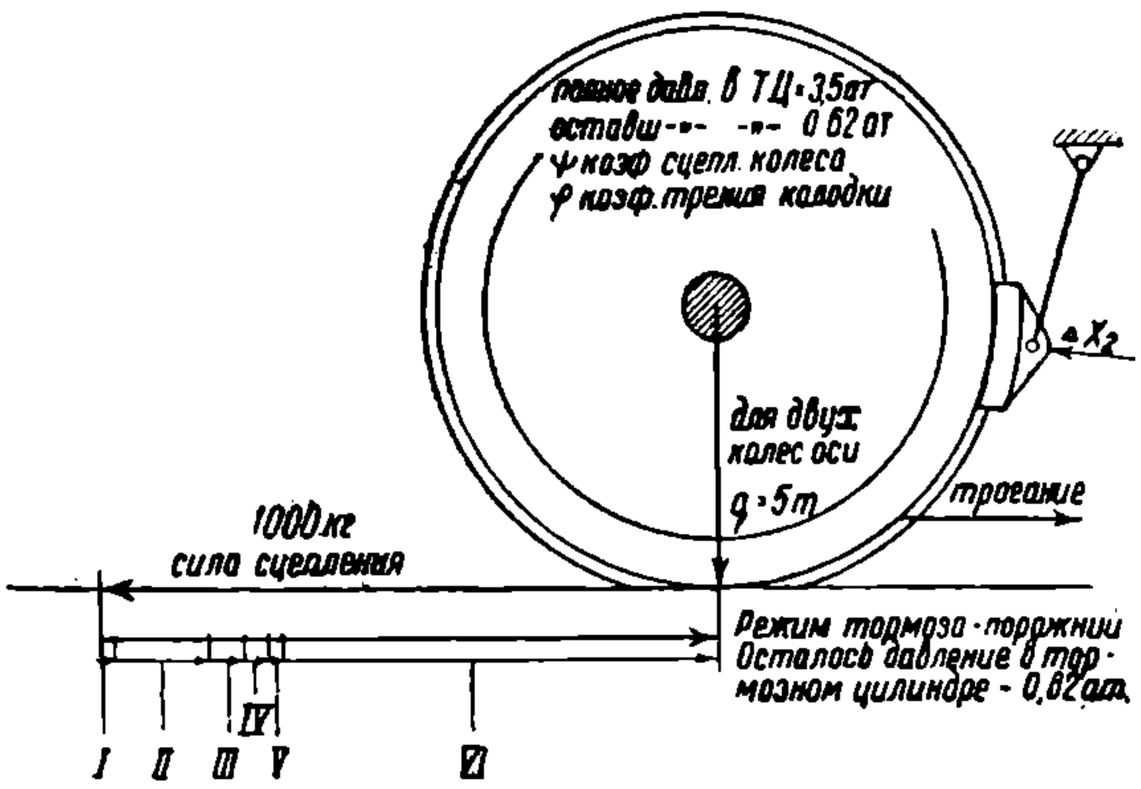
Для второго случая при давлении оси 10 *т* — режим гружёный:

$$z = 3{,}5,\quad x = 6\,500,$$

$$\Delta z_2 = \frac{[(10\,000 - 137)\,0{,}2 - 59 - 10\cdot 9 - 0{,}6\cdot 10]\,3{,}5}{(1{,}75\cdot 0{,}2 + 1{,}66)\,0{,}4\cdot 6\,500} = 1{,}22\;am. \qquad (57'')$$

Для третьего случая при давлении оси 18 *т*

$$\Delta z_2 = \frac{[(18\,000 - 137)\,0{,}2 - 59 - 10\cdot 17 - 0{,}6\cdot 18]\,3{,}5}{(1{,}75\cdot 0{,}2 + 1{,}66)\,0{,}4\cdot 6\,500} = 2{,}17\;am. \qquad (57''')$$



Фиг. 67. Колёсная пара на границе юза при трогании поезда с места

Силы, стремящиеся создать юз по формуле (г):

I	— от уменьшения сцепления при трогании	27 *кг*
II	— от уменьшения сцепления вследствие притормаживания	151 »
III	— инерционное сопротивление вращению колёс	59 »
IV	— трение в подшипниках	40 »
V	— сопротивление качению	3 »
VI	— сила притормаживания	720 »
		1000 *кг*

Из первого примера видно, что порожний вагон на порожнем режиме является наиболее неблагополучным в отношении затяжного юза. Отпуск тормозов в длинных товарных поездах под конец весьма затягивается и тогда в тормозном цилиндре надолго остаётся давление около 1 *am*. Нередко происходят неполные отпуски, также бывают случаи самоторможения (прихватывания тормозов) после сверхзарядки.

Во всех этих и подобных им случаях порожнему вагону угрожает юз; он начинается уже тогда, когда в тормозном цилиндре ещё имеется давление всего лишь 0,62 *am*. Действительно на практике наиболее частые юзы происходят у порожних вагонов.

Для более ясного представления всех причин, создающих юз при порожнем режиме тормоза у порожнего вагона, приводится фиг. 67. Под колесом, символически изображающим ко-

НБ УДУИТ (ДИИТ)

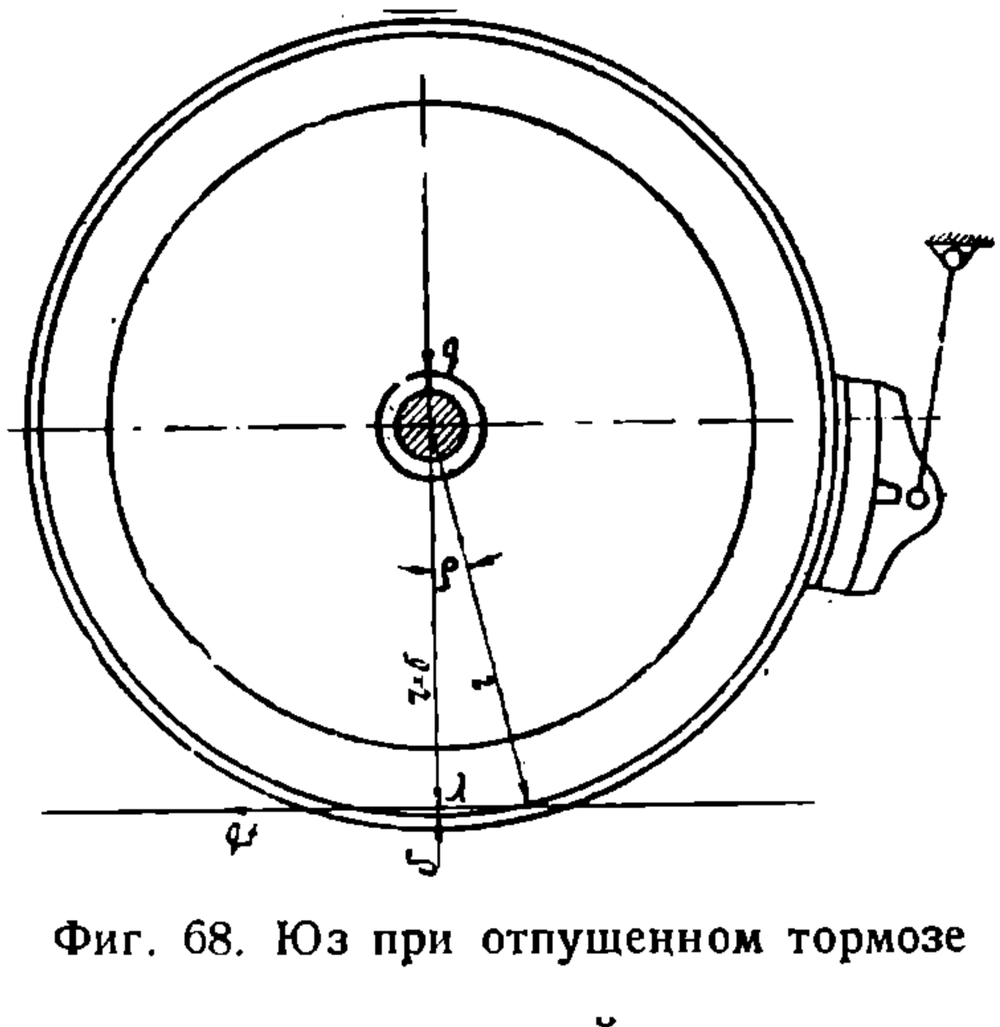
лёсную пару, т. е. два колеса, наложенные в проекции одно на другое, показана сила сцепления, соответствующая полному давлению колёс на рельсы; её направление справа налево. Несколько ниже представлена сумма различных сил, стремящихся препятствовать вращению колёс. Составляющие силы взяты по формуле (г).

д) Степень устойчивости юза на ходу поезда

Всем известны тяжёлые последствия затяжного юза: однако степень устойчивости его после отправления поезда со станции ещё недостаточно изучена, тем более что эта устойчивость настолько прогрессивно увеличивается, что на коротком расстоянии пройденного пути (2,0—2,5 *км*) она достигает такой степени, при которой тормоз может отпустить, а юз будет продолжаться сам по себе без нажатия тормозных колодок. Это иногда замечалось на практике и полностью подтверждается теоретическим исследованием.

Устойчивость затяжного юза прогрессирует, с одной стороны, с увеличением скорости поезда и, с другой — с увеличением пройденного расстояния.

С увеличением скорости коэфициенты трения скользящего колеса по рельсу уменьшаются чрезвычайно быстро, по закону, указанному на фиг. 62 пунктирной линией. Если при трогании с места коэфициент сцепления колёс с рельсами равен 0,20—0,25, то уже при скорости 5 *км/ч* коэфициент трения колеса, идущего юзом, равен 0,10, при скорости 10 *км/ч* — 0,07, а при 20 *км/ч* — 0,06. Ясно, что если при коэфициенте сцепления 0,2 при трогании поезда появился юз, то когда поезд уже начал двигаться с самой малой скоростью 5 *км/ч*, юз становится сразу вдвое устойчивее, так как коэфициент трения скользящего колеса по рельсу в это время уже вдвое меньше. При скорости 10 *км/ч* эта устойчивость становится втрое больше. Конечно, всё это имеет место при условии, что давление в тормозном цилиндре не уменьшается.



Фиг. 68. Юз при отпущенном тормозе

Но тут же начинает действовать второй фактор устойчивости юза, это начинающийся ползун, т. е. зарождающаяся выбоина.

Замечено, что если колесо проходит непрерывно юзом расстояние в 10 *км*, то глубина выбоины получается около 10 *мм*, т. е в среднем по 1 *мм* на 1 *км*. Надо полагать, что вначале выбоина образуется несколько быстрее ввиду большего удельного давления. Исходя из этого условия, задаём себе вопрос: при какой глубине выбоины колёсная пара не может сама по себе выйти из юза даже при отпущенном торможении?

На фиг. 68 показано колесо, у которого от трения по рельсам получилась выбоина глубиной δ и длиной 2λ. Выбоина, конечно, может достигнуть такой величины, что колесо потеряет способность вращаться даже при отпущенном тормозе. Это получится, когда наступит равенство моментов

$$fq\,(r - \delta) = q\,\lambda,$$

где f — коэфициент трения колеса по рельсу. Из чертежа имеем:

$$\lambda = (r - \delta)\,\mathrm{tg}\,\rho.$$

Поэтому предыдущее равенство можно написать в таком виде:

$$fq\,(r - \delta) = q\,(r - \delta)\,\mathrm{tg}\,\rho,$$

или

$$f = \mathrm{tg}\,\rho.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Известно, что коэфициент трения равен тангенсу такого угла, который является «углом трения».

Отсюда заключаем, что когда выбоина образует такую хорду, центральный угол которой равен двум углам трения, то колёсный скат будет уже на границе устойчивого юза даже тогда, когда тормозные колодки не нажимают на колёса.

Если принять коэфициент трения f равным 0,1, то, следовательно, этот критический момент наступает, когда

$$\operatorname{tg}\rho = 0{,}1,$$

что соответствует $\rho = 5°45'$

и

$$\cos 5°45' = 0{,}994968.$$

Расстояние δ между дугой окружности и хордой определяется, как это видно из чертежа, по такой формуле:

$$\delta = r(1 - \cos\rho)$$

или при радиусе колеса в 500 *мм*

$$\delta = 500(1 - 0{,}994968) = 2{,}5 \text{ } мм.$$

Это легко проверить другим путём.

Из чертежа имеем

$$\lambda = (r - \delta)\operatorname{tg}\rho.$$

Но так как δ представляет собой очень малую величину по сравнению с r, то без большой погрешности можно считать, что

$$\lambda = r\operatorname{tg}\rho;$$

при $r = 500$ *мм* и $\operatorname{tg}\rho = 0{,}1$ имеем

$$\lambda = 500 \cdot 0{,}1 = 50 \text{ } мм.$$

Тогда из треугольника, образованного сторонами r, $r - \delta$ и λ, находим:

$$r^2 - \lambda^2 = (r - \delta)^2$$

или

$$250\,000 - 2\,500 = 247\,500 = (r - \delta)^2.$$

Поэтому

$$r - \delta = \sqrt{247\,500} = 497{,}5,$$

а так как $r = 500$, то

$$\delta = 500 - 497{,}5 = 2{,}5 \text{ } мм.$$

Оба способа решения показывают, что свободный юз может начинаться с того момента, когда выбоина достигнет глубины больше 2,5 *мм*.

Заметим, что мы взяли коэфициент трения $f = 0{,}1$, соответствующий скорости 5 *км/ч*. При бо́льшей скорости, очевидно свободный юз может начаться и при меньшей глубине выбоины. Впрочем, надо заметить, что этому мешают отчасти сотрясения колёс на стыках.

Так как выбоина увеличивается с каждым километром пройденного пути приблизительно на 1 *мм*, то через 3 или 3,5 *км* тормоз может оказаться уже отпущенным, а юз будет продолжаться сам по себе и получать всё большую устойчивость как из-за увеличения пройденного пути, так и вследствие увеличивающегося нагрева до температуры сильного размягчения или даже плавления трущегося места, что действует подобно смазке при скольжении колёс по гладким поверхностям головок рельсов.

е) Общее заключение

Данное исследование затяжного юза раскрывает перед нами полностью всю его природу, опасность и вред. Отсюда заключаем, что необходимо использовать это исследование с целью устранения возможности возникновения затяжного юза как зимой, так и летом. А для этого нужно, с одной стороны,

НБ УрГУПС (ДИТ)

устранить все поддающиеся устранению причины его появления, а с другой — создать такие условия, чтобы возникший юз мог быть сразу замечен и устранён.

К таким мерам принадлежат следующие.

1. После остановки поезда машинист не должен трогать его с места до тех пор, пока не убедится (по времени), что все тормоза в составе дали полный отпуск.

2. То же самое после пробы тормозов на станции или вообще на стоянке перед отправлением.

3. С места брать поезд надо по возможности плавно, не взирая на то, что автосцепка выдерживает оттяжки и удары большой силы.

4. Зимой применять незастывающие сорта смазки для букс. Подливать смазку в буксы надо аккуратно, без избытка, который после стекает в колёса и на рельсы.

5. Кондукторские бригады в поездах должны нести ответственность в одинаковой мере с поездным мастером за выбоины на колёсах.

После остановки поезда каждый кондуктор и поездной мастер должны осмотреть свою часть поезда и убедиться, что все тормоза отпустили. Эту проверку особенно важно произвести на первых двух-трёх остановках после отправления с узловой станции, где был сформирован поезд.

Тот тормоз, который совсем не отпускает или слишком затягивает отпуск (например, на полминуты или больше после того, как все последующие тормоза в направлении к хвосту поезда уже отпустили), надо считать неблагополучным в отношении юза, и поэтому нужно его обязательно выключить, а на разобщительный кран повесить ярлычок с надписью «не отпускает». Такими ярлычками с проволочными повязками должны быть снабжены все поездные бригады.

6. После отправления поезда с места остановки обслуживающий персонал (паровозная бригада, кондукторы и поездной мастер) обязаны выглянуть и окинуть взором весь поезд. Если же по пути случится кривая, то ещё раз надо посмотреть с вогнутой стороны. Ночью ползуны искрят, а днём виден дым и заклиненные колёса; тогда поезд должен быть немедленно задержан, тормоз отпущен и выключен, а на кран повешен ярлык.

7. Будущий новый товарный тормоз, должен быть, во-первых, совершенно мягким в отношении отпуска, т. е. он не должен иметь ступенчатого отпуска; во-вторых, порожний режим или должен осуществляться давлением 3,5 *ат*, но тогда гружёный режим должен выполняться при помощи добавочного тормозного цилиндра, как это практикуется в Америке, или если осуществлять оба режима в одном тормозном цилиндре, то более надёжным способом, чем в тормозе Матросова, не дающем точных градаций отпуска.

8. Величину ходов поршней тормозных цилиндров у товарных поездов устанавливать не меньше 110 *мм* во избежание сверхзарядки тормозов передних вагонов, которая даёт самоторможение.

§ 22. ОПЫТ ПРИЛОЖЕНИЯ ФОРМУЛЫ ТРЕНИЯ (22) К ВЫВОДУ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ ЗАТОРМОЖЕННОГО ПОЕЗДА

В науке о тяге поездов имеются различные способы решения задач, относящихся к движению заторможенного поезда. Наиболее точным из них в настоящее время является способ конечных разностей (с делением процесса на части и с заменой переменной силы на постоянную в каждой части), предложенный проф. Егорченко В. Ф.

Ниже предлагается способ решения этих задач взятием интеграла. Поскольку на основании теории, изложенной в § 18, нам уже известны формулы зависимости коэфициентов трения и тормозных сил от скорости, постольку решение тормозных задач упрощается.

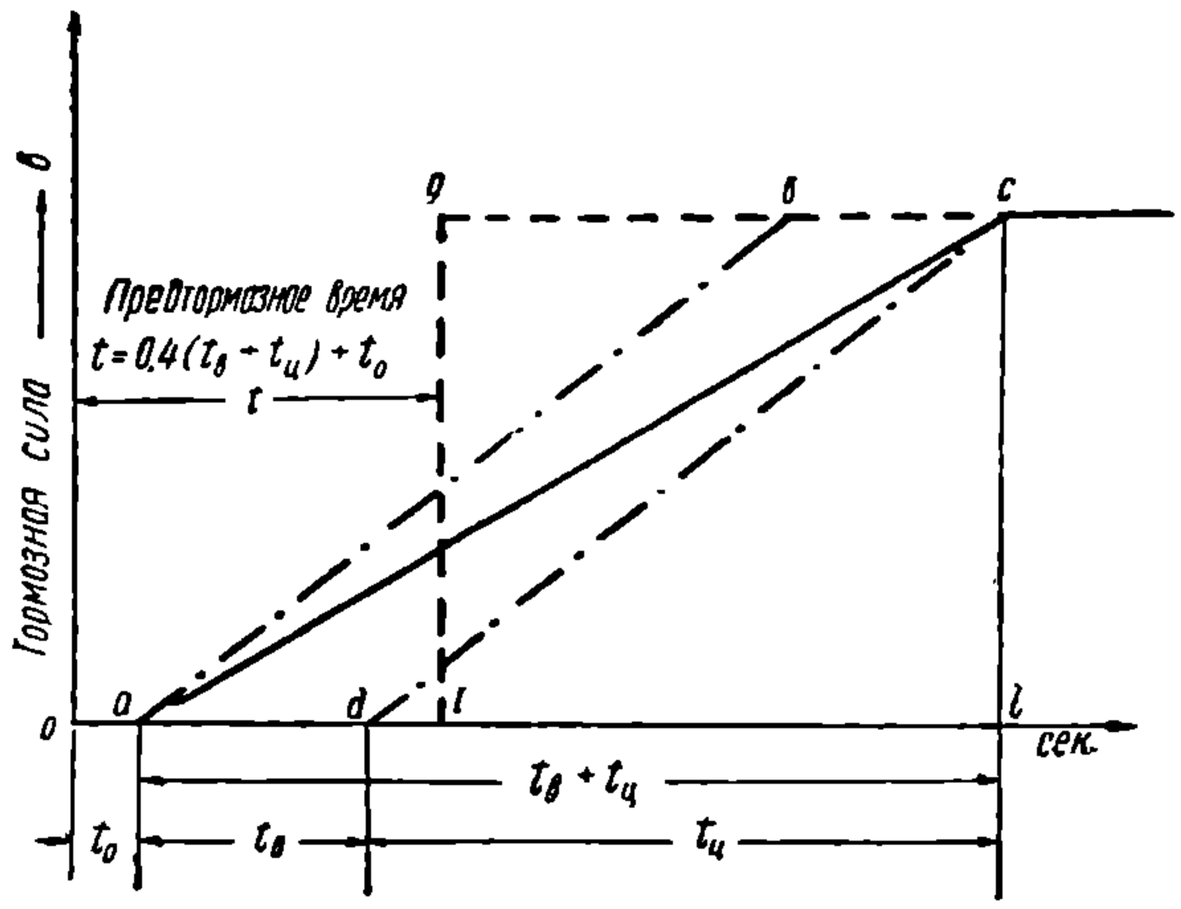
Предварительно рассмотрим условия, при которых происходит движение заторможенного поезда.

На поезд действуют, наряду с тормозными силами, также его собственные сопротивления, а на спусках и подъёмах — составляющая сила тяжести.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Напомним также, что тормозная сила не сразу достигает требуемой величины, так как нарастание давлений в тормозных цилиндрах, а также распространение тормозной волны вдоль поезда требует некоторого времени. Кроме того, всякому торможению, сделанному по сигналу или по замеченному на пути препятствию, предшествует незначительный промежуток времени от момента воспринятия машинистом сигнала до момента приведения им тормозов к полному действию. Поэтому все начальные фазы тормозных операций требуют, при определении длины тормозного пути, особого исчисления. Хотя оно не является основной задачей настоящей работы, предназначенной показать возможность приложения формулы трения к выводу уравнения движения заторможенного поезда, однако для упрощения этого вывода и получения кратких формул необходимо исследовать указанные начальные фазы.

Чтобы упростить искомую формулу, существуют методы замены постепенного нажатия колодок и его распространения вдоль поезда таким нажатием, которое предполагается мгновенно возникшим сразу во всём поезде, что изображено графически на фиг. 69 по линии ig.



Фиг. 69. К выводу формулы предтормозного времени

Чтобы при этом эффект предполагаемой тормозной силы был таким же, как в действительности, нужно выяснить, на сколько позже должно начинаться указанное предполагаемое торможение по сравнению с действительным.

На фиг. 69 показано, что в моменг, соответствующий началу отсчёта времени 0, замечен сигнал остановки и сделано экстренное торможение, в последующий момент времени t_0 получается начало торможения первого вагона, а в момент $t_0 + t_b$ — торможение последнего вагона; наконец, в момент времени $t_0 + t_b + t_ц$ заканчивается развитие полной тормозной силы во всём поезде до максимальной величины.

Закон накопления тормозной силы во всём поезде может быть представлен графически в следующем виде.

Предположим, для упрощения рассуждения, что подъём давления в каждом тормозном цилиндре происходит по линейному закону. Тогда мы можем считать, что тормозная сила, будучи пропорциональна этому давлению, возрастает тоже по линейному закону, что и представлено на фиг. 70 в виде линии ab для первого вагона и dc для последнего, тормоз которого действует с опозданием на время тормозной волны ad. Линии действия остальных тормозов в поезде находятся между ab и dc. Они не показаны на фиг. 70, но если бы все эти линии изобразить, то число их вместе с двумя крайними было бы равно числу тормозных единиц в поезде.

Всё это семейство кривых, заключающееся внутри контура $abcd$, можно себе представить в виде общего действия единого тормоза для всего поезда, линия действия тормозной силы которого будет очевидно средней ломаной линией, состоящей из элементов: ae, представляющего время первой фазы торможения, ef — второй фазы и fc — третьей фазы. Но эта ломаная линия настолько близка к прямой, что мы не сделаем большой погрешности, если заменим ее прямой ac и будем считать, что всё торможение поезда, развивающееся от нуля до максимальной силы (в функции времени наполнения тормозных цилиндров $t_ц$, с одной стороны, и длины поезда l — с другой), суммарно происходит по линии ac, развиваясь в функции уже только одного времени $t_{общ} = t_в + t_ц$, как это показано на чертеже.

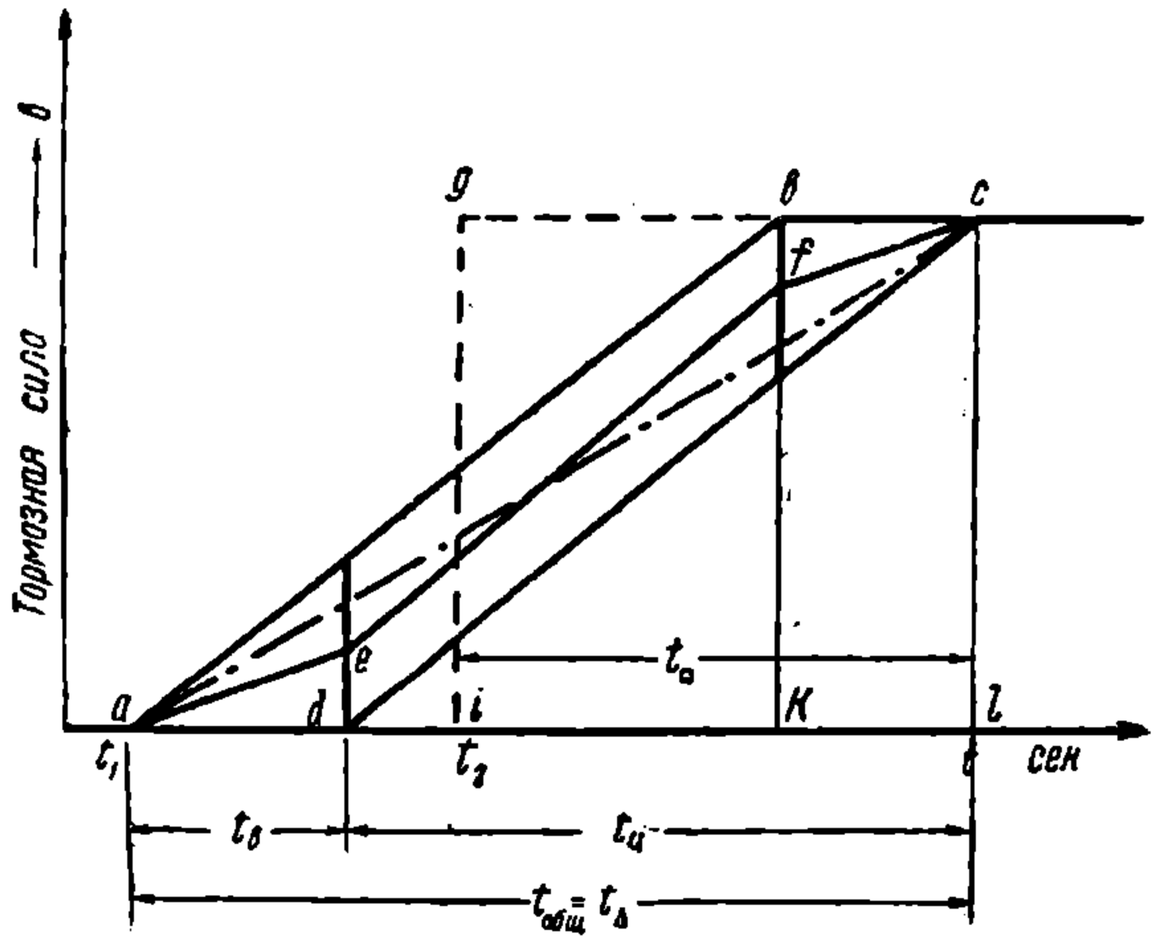
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Чтобы, далее, не вводить в расчёт, как указывалось выше, переменной величины суммы нажатия колодок (в данном случае по линии *ac*), мы заменяем её ступенью *ig*.

Спрашивается: какое надо принять условное опоздание начала действия такого фиктивного нажатия колодок по отношению ко времени реального начала его?

Чтобы ответить на этот вопрос, обратим внимание на то, что реальная тормозная сила развивается по закону треугольника *acl*, а фиктивная — по закону прямоугольника *igcl*. Как та, так и другая начинают своё действие при одинаковых скоростях V_0 *км/ч*. Отсчёт времени у них независимый: первая начинает действовать в момент времени $t_1 = O\Delta$, отмеченный на чертеже буквой *a*, вторая—в момент времени $t_2 = O\square$, отмеченный буквой *i*. Но момент времени окончания их действия *t* принимается общий, он отмечен на чертеже буквой *l*. При этом полное время действия тормозной силы по закону треугольника в этом случае будет:

$$t\Delta = t_в + t_ц . \qquad (а)$$



Фиг. 70. К выводу формулы предтормозного времени

Тормозную силу будем исчислять в её удельном значении, именно, в килограммах, отнесённых к 1 *m* веса поезда, причём максимальную величину её назовём буквой *b*, а неполную силу символом *b′*

Если на 1 *m* веса поезда при его движении по инерции действует тормозная сила 1 *кг*, то получающееся замедление выразится некоторой величиной, которую назовём буквой ζ.

Теперь можно приступить к выяснению условий эквивалентности тормозных сил: одной, развивающейся постепенно (по закону треугольника), и другой, возникающей мгновенно (по закону прямоугольника). Выполним это в следующем порядке: а) сначала определим длину тормозного пути при торможении по закону треугольника; б) затем по закону прямоугольника; в) наконец, приравнивая их друг другу, определим, какие надо выполнить условия, чтобы в отношении тормозного пути вторая кривая была эквивалентна первой.

Определение длины тормозного пути при действии тормозной силы по закону треугольника. При постепенном возрастании тормозной силы поезд получает замедление:

$$\frac{dV}{dt} = b' \zeta. \qquad (б)$$

Для какого-нибудь времени $t < t_в + t_ц$ после начала торможения тормозная сила достигает величины

$$b' = \frac{b}{t_в + t_ц} t = \frac{b}{t_\Delta} t.$$

Подставляя найденное значение b' в уравнение (б), получаем:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{b\zeta}{t_\Delta} t,$$

или

$$dV = \frac{b\zeta}{t_\Delta} t dt.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Интегрируя это уравнение в пределах:

для скоростей от V_0, при которой начато торможение, до V и для времени от нуля до t, имеем:

$$\int_{V_0}^{V} dV = \frac{b\zeta}{t_\Delta} \int_0^t t\,dt.$$

Решая, получаем:

$$V_0 - V = \frac{1}{2}\,\frac{b}{t_\Delta}\,\zeta t^2,$$

или

$$V = V_0 - \frac{1}{2}\,\frac{b}{t_\Delta}\,\zeta t^2.$$

Элементарный путь, проходимый поездом в бесконечно малый промежуток времени dt, будет:

$$V\,dt = ds = \left(V_0 - \frac{b}{2t_\Delta}\zeta t^2\right) dt.$$

Откуда, беря интеграл в левой части от нуля до s_Δ и в правой от нуля до t_Δ, соответствующего точке c на фиг. 70, находим:

$$s_\Delta = V_0 t_\Delta - \frac{1}{6}\,b\zeta t_\Delta^2. \qquad (58)$$

Б. Определение длины тормозного пути при действии тормозной силы по закону прямоугольника. При мгновенном появлении тормозной силы максимальной величины по линии ig (фиг. 70) поезд получает постоянное замедление:

$$\frac{dV}{dt} = b\zeta.$$

Отделяя переменные, получаем:

$$dV = b\zeta\,dt. \qquad (г)$$

Интегрируя это уравнение в пределах:

для скоростей от V_0 в момент начала торможения до V и для времени от нуля до t, имеем:

$$\int_{V_0}^{V} dV = b\zeta \int_0^t dt.$$

Решая, находим

$$V = V_0 - b\zeta t.$$

Помножая обе части на dt, получаем элементарный путь:

$$ds = (V_0 - b\zeta t)\,dt,$$

откуда, беря интеграл для левой части от нуля до $s_\square$, а для правой от нуля до $t_\square$, соответствующего точке c на фиг. 70, получаем:

$$s_\square = V_0 t_\square - \frac{1}{2}\,b\zeta t_\square^2. \qquad (59)$$

Определение условий, которые надо выполнить при расчётах, чтобы тормозной путь по формуле (59) был равен тормозному пути по формуле (58). Ясно, что длина тормозного пути при торможении по закону треугольника больше, чем по закону прямоугольника. Чтобы их эквивалентно уравнять, а это является нашей целью, надо разность $s_\Delta - s_\square$ приравнять нулю.

НТБ УДУГТ (ДІІТ)

Эту разность получим, вычтя из формулы (58) формулу (59). Имеем:

$$s_{\Delta} = V_0 t_{\Delta} - \frac{1}{6} b \zeta t_{\Delta}^2$$

$$- \quad s_{\square} = V_0 t_{\square} - \frac{1}{2} b \zeta t_{\square}^2$$

$$s_{\Delta} - s_{\square} = V_0 (t_{\Delta} - t_{\square}) + b \zeta \left(\frac{1}{2} t_{\square}^2 - \frac{1}{6} t_{\Delta}^2 \right)$$

Очевидно, что здесь разность $s_{\square} - s_{\Delta}$ будет равна нулю лишь в том случае, если в правой части первые и вторые скобки порознь будут равны нулю. Для этого требуется, чтобы вторые скобки удовлетворяли условию, при котором

$$\frac{1}{2} t_{\square}^2 - \frac{1}{6} t_{\Delta}^2 = 0.$$

Таким условием будет

$$\frac{t_{\square}^2}{t_{\Delta}^2} = \frac{1}{3},$$

или

$$\frac{t_{\square}}{t_{\Delta}} = \sqrt{\frac{1}{3}} = 0{,}58,$$

откуда

$$t_{\Delta} - t_{\square} = 0{,}42\, t_{\Delta}.$$

Следовательно, чтобы для первых скобок $t_{\Delta} - t_{\square} = 0$, нужно $t_{\square}$ увеличить на 0,42 t_{Δ}, т. е. начало мгновенного действия тормоза по фиктивной линии ig надо считать с запозданием на $0{,}42\, t_{\Delta}$, а так как по (а) $t_{\Delta} = t$ $t_{\text{ц}}$ то значит с опозданием на 0,42 $(t_{\text{в}} + t_{\text{ц}})$.

Итак при замене постепенного повышения тормозной силы ступенью по линии мгновенного повышения её до расчётной величины, надлежит последнюю считать начинающейся через 0,42 $(t_{\text{в}} + t_{\text{ц}})$ сек., после момента действительного начала торможения. На практике к этому времени добавляется ещё время подготовки (восприятие сигнала и поворот ручки крана машиниста). На фиг. 69 это время отмечено t_0. Поэтому полное предтормозное время будет

$$t = 0{,}42\,(t_{\text{в}} + t_{\text{ц}}) + t_0, \tag{60}$$

где t — предтормозное время в секундах;

t_0 — время подготовки в секундах.

В течение времени t считается, что поезд следует со скоростью V_0, следовательно, он проходит предтормозной путь, равный $V_0 t$. Если же движение поезда происходит на спуске в i $^0/_{00}$, то он, находясь под действием составляющей силы тяжести, будет в своём движении иметь ускорение, равное ζi. Таким образом, формула предтормозного пути будет такая:

$$s_{\text{пред}} = V_0 t + \frac{1}{2} \zeta i t^2,$$

Здесь ζ, как будет показано дальше, равно 120; тогда

$$s_{\text{пред}} = V_0 t + 60\, i t^2, \tag{61}$$

где i $^0/_{00}$ число тысячных уклона на спуске, а t берётся по формуле (60).

Например:

1) для пассажирского тормоза: $t_{\text{ц}} = 8$ сек., $t_{\text{в}} = 3$ сек., $t_0 = 1$ сек., поэтому:

$$t_{\text{пасс.}} = 0{,}42\,(8 + 3) + 1 = 5{,}6 \text{ сек.} = 0{,}0016 \text{ часа};$$

2) для товарного тормоза $t_{\text{ц}} = 28$ сек., $t_{\text{в}} = 6$ сек., $t_0 = 1$ сек.; поэтому:

$$t_{\text{тов.}} = 0{,}42\,(28 + 6) + 1 = 15{,}3 \text{ сек.} = 0{,}0042 \text{ часа}.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Подставляя эти значения t в (61), получаем формулы для предтормозных путей

$$\left.\begin{aligned} s_{0пасс.} &= 0{,}0016\,V_0 + 0{,}00014\ i\ км \\ s_{0тов.} &= 0{,}0042\,V_0 + 0{,}001\ \ \ i\ км \end{aligned}\right\}. \tag{62}$$

В них V_0 берётся в *км/ч* в момент начала торможения.

Предтормозной путь, взятый по формуле (62), прибавляется к расчётному тормозному пути с нажатыми полностью тормозными колодками, формула которого будет выведена ниже.

Длина тормозного пути при экстренных и полных торможениях играет важную роль в отношении безопасности движения, ввиду чего его расчёт производят для наиболее тяжёлых условий. Поэтому остановка поезда предполагается на руководящем спуске при наибольшей допускаемой расписанием скорости поезда.

Вывод формул расчётного пути при полностью нажатых тормозных колодках

Решение поставленной задачи начнём с уравнения, вытекающего из основного закона механики — масса, умноженная на замедление, равна силе

$$M\frac{dv}{dt} = -B. \tag{63}$$

Правая часть этого уравнения взята со знаком минус ввиду того, что написанное алгебраическое равенство правой и левой части должно выражать не только равенство численных значений, но и учитывать векторные направления, считая, что B без знака минус является противоположной силой по отношению к инерционной силе противодействия массы M. Для равенства этих величин в динамическом смысле надо в уравнении (63) один из векторов — правый или левый — условно повернуть на обратный.

В науке о тяге поездов все силы, действующие на поезд, относят к 1 *т* веса поезда; следовательно, в уравнении надо положить

$$M = \frac{1\,000}{g}.$$

Но так как, кроме того, скорость v принято выражать в *км/ч*, то ускорение силы тяжести g необходимо выражать тоже в тех же единицах измерения, т. е. величину 9,81 *м/сек²* надо перевести в *км/ч²*. Для этого метры в числителе разделим на 1 000, а секунды в знаменателе—на $3\,600^2$, что даст в результате

$$G = \frac{9{,}81 \cdot 3\,600^2}{1\,000} = 127\,000\ км/ч^2.$$

Если учесть вращающиеся массы колёс, приведённые к радиусам их инерции, и прибавить их к массе, имеющей в поезде только поступательное движение, то в найденное ускорение надлежит внести некоторую поправку, уменьшающую ускорение в среднем до 120 000 *км/ч²*. (Проф. А. М. Бабичков и В. Ф. Егорченко, «Тяга поездов», Трансжелдориздат, 1938 г., стр. 253). Тогда условная величина массы будет

$$M = \frac{1\,000}{120\,000} = \frac{1}{120} = \frac{1}{\zeta}. \tag{64}$$

Итак, в дальнейших выкладках и формулах символ $\frac{1}{\zeta}$ будет означать массу 1 *т*. При этом скорость поезда V должна выражаться в *км/ч*.

Правая часть уравнения (63) представляет собой следующую сумму сил

$$B = b + w + i, \tag{63^1}$$

где i — абсолютная величина уклона пути в тысячных долях от пройденного пути. Она одновременно показывает (с достаточной точностью) число килограммов составляющей силы тяжести, действующей на 1 *т* веса

НБ УрГУПС (ДИИТ)

поезда по направлению его движения. Эта сила берётся с минусом при движении поезда под уклон;

b — как известно удельная тормозная сила, которая выражается формулой:

$$b = 1\,000\,\vartheta\varphi\ (кг/т),$$

где ϑ — коэфициент тормозного нажатия поезда, а φ — коэфициент трения тормозных колодок. Беря последний по формуле (22), получаем

$$b = 1\,000\,\vartheta\,\frac{12}{V+40}\ (кг/т),$$

w — собственные удельные сопротивления поезда.

Последние для работы локомотива являются главными, но при определении длины тормозного пути имеют малое значение, например: если рассматривать торможение при высокой скорости, при 80 или 100 *км/ч*, то удельное сопротивление его с уменьшением скорости до нуля, при среднем весе вагонов брутто 10 *т* на ось, изменяется всего лишь от 5 до 2 *кг/т*, в то время как тормозная сила изменяется в обратном порядке — примерно от 70 до 150 *кг/т*.

Поэтому величину w можно не принимать во внимание. Если же её учитывать, то как среднюю для скорости $^1/_2\ v_0$ при весе 40 *т* (брутто четырёхосного вагона) по табл. 23, помещённой в книге «Тяга поездов» проф. А. М. Бабичкова и В. Ф. Егорченко, 1938 г., стр. 204 или по формуле

$$w_{ср} = 2 + 0{,}01\ v_0,$$

тогда уклон i надо уменьшать на эту величину, как на постоянную и обратную ему.

На основании этих пояснений величину w мы исключаем из уравнения и перепишем (63) в следующем виде:

$$\frac{1}{\zeta}\,\frac{dV}{dt} = -\left(1\,000\,\vartheta\,\frac{12}{V+40} + i\right) = \frac{-(12\,000\,\vartheta + Vi + 40\,i)}{V+40}.$$

Затем, отделяя переменные, получаем

$$dt = \frac{-(V+40)\,dV}{\zeta(12\,000\,\vartheta + Vi + 40\,i)},$$

$$\int_0^t dt = -\frac{1}{\zeta}\int_V^0 \frac{(V+40)\,dV}{12\,000\,\vartheta + Vi + 40\,i}.$$

Этот интеграл мы можем взять с помощью введения новой переменной. Для этого обозначим знаменатель его буквой

$$z = 12\,000\,\vartheta + Vi + 40\,i, \qquad (а)$$

откуда

$$\left.\begin{aligned} V &= \frac{1}{i}(z - 12\,000\,\vartheta - 40\,i) \\ V+40 &= \frac{1}{i}(z - 12\,000\,\vartheta) \\ dV &= \frac{1}{i}\,dz. \end{aligned}\right\} \qquad (б)$$

Подставляя под знак интеграла эти значения, имеем,

$$t = -\frac{1}{\zeta i^2}\int \frac{(z - 12\,000\,\vartheta)\,dz}{z}$$

или

$$t = -\frac{1}{\zeta i^2}\int dz + \frac{1}{\zeta i^2}\int \frac{12\,000\,\vartheta\,dz}{z}.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Решая, находим

$$t = \frac{-1}{\zeta i^2}(z - 12\,000\,\vartheta \ln z) + C.$$

Теперь вместо z можно подставить значение его из (а) и взять пределы знаков подстановки.

$$t = \frac{-1}{\zeta i^2}\left[12\,000\,\vartheta + Vi + 40\,i\right]_V^\circ - \frac{-1}{\zeta i^2}\left[12\,000\,\vartheta \ln (12\,000\,\vartheta + Vi + 40i)\right]_V^\circ$$

Раскрывая знаки подстановки, получаем

$$t = \frac{V}{\zeta i} - \frac{12\,000\,\vartheta}{\zeta i^2} \ln \frac{12\,000\,\vartheta + 40\,i + Vi}{120\,000\,\vartheta + 40\,i},$$

или

$$t = \frac{V}{\zeta i} - \frac{12\,000\,\vartheta}{\zeta i^2} \ln \left(1 + \frac{Vi}{12\,000\,\vartheta + 40\,i}\right). \qquad \text{(в)}$$

Теперь нам удобнее, и даже необходимо, логарифм представить в виде эквивалентной алгебраической величины. Для этого разложим его в ряд.

По своей форме логарифм (в) соответствует следующему ряду

$$\ln (1 + x) = \frac{x}{1} - \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3}$$

Поэтому имеем:

$$\ln \left(1 + \frac{Vi}{12\,000\,\vartheta + 40\,i}\right) = \frac{Vi}{12\,000\,\vartheta + 40\,i} - \frac{V^2 i^2}{2(12\,000\,\vartheta + 40\,i)^2} + \frac{V^3 i^3}{3(12\,000\,\vartheta + 40\,i)^3}.$$

Вводим этот ряд в выражение (в):

$$t = \frac{V}{\zeta i} - \frac{12\,000\,\vartheta V}{\zeta i(12\,000\,\vartheta + 40\,i)} + \frac{12\,000\,\vartheta V^2}{2\zeta(12\,000\,\vartheta + 40\,i)^2} - \frac{12\,000\,\vartheta V^3 i}{3\zeta(12\,000\,\vartheta + 40\,i)^3} + \cdot$$

Первый член в правой части приводим к одному знаменателю со вторым членом:

$$t = \frac{12\,000\,\vartheta V}{\zeta i(12\,000\,\vartheta + 40\,i)} + \frac{40\,V}{\zeta(12\,000\,\vartheta + 40\,i)} - \frac{12\,000\,\vartheta V}{\zeta i(12\,000\,\vartheta + 40\,i)} + \frac{12\,000\,\vartheta V^2}{2\zeta(12\,000\,\vartheta + 40\,i)^2} - \frac{12\,000\,\vartheta V^3 i}{3\zeta(12\,000\,\vartheta + 40\,i)^3} +$$

Подставляя вместо ζ (обратная величина массы одной тонны) цифровое значение её 120 из (64) и сокращая, получаем

$$t = \frac{V}{120(300\,\vartheta + i)} + \frac{\vartheta V^2}{32(300\,\vartheta + i)^2} - \frac{\vartheta V^3}{1\,920(300\,\vartheta + i)^3}. \qquad \text{(г)}$$

Покажем, что третий член части этой формулы представляет собой настолько малую величину, что его можно отбросить.

Для этого вычислим время t по этой формуле для какого-нибудь примерного случая.

Предположим: $V = 50$ *км*/ч; $\vartheta = 0{,}5$; $i = 10^0/_{00}$. Тогда

$$t = \frac{50}{168\,000} + \frac{1\,250}{527\,200} - \frac{625\,000}{5\,268\,480\,000} \text{ часа},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

или

$$t = 0{,}003 + 0{,}0024 - 0{,}00012 \text{ часа},$$

переводим в секунды

$$t = 10{,}8 + 8{,}6 - 0{,}4 = 19 \text{ сек.}$$

Отсюда видно, что если отбросить третий член формулы, то получим не 19 сек., а 19,4 сек.

Следовательно, отбрасывание в (г) третьего члена изменяет результат подсчёта времени на доли секунды (в данном случае составляющие 2% от полного времени). Такой величиной при подсчётах тормозных путей обычно пренебрегают, поэтому мы берём формулу (г) без третьего члена, в таком виде:

$$t = \frac{V}{120\,(300\,\vartheta + i)} + \frac{\vartheta\,V^2}{32\,(300\,\vartheta + i)^2} \text{ часа.} \tag{66}$$

Чтобы результат получать в секундах, умножаем правую часть на 3 600, и тогда получаем такую формулу:

$$t = \frac{30\,V}{300\,\vartheta + i} + \frac{112\,V^2\,\vartheta}{(300 + i)^2} \text{ сек.} \tag{67}$$

Формулы (66) и (67) дают время пройденного поездом теоретического тормозного пути. К этому времени, как пояснилось выше, надо прибавлять предтормозное время — 13 сек. для товарного тормоза и 5 сек. для пассажирского.

Поэтому для практических целей надлежит пользоваться следующими формулами:

$$\left.\begin{aligned} t_{пасс.} &= \frac{30\,V}{3\,000\,\vartheta + i} + \frac{112\,V^2\,\vartheta}{(300\,\vartheta + i)^2} + 5 \text{ сек.} \\ t_{тов.} &= \frac{30\,V}{300\,\vartheta + i} + \frac{112\,V^2\,\vartheta}{(300\,\vartheta + i)^2} + 13 \text{ сек.} \end{aligned}\right\} \tag{68}$$

Пользуясь формулой (66), легко вывести из неё формулу длины тормозного пути. Для этого предварительно продифференцируем её:

$$dt = \frac{dV}{120\,(300\,\vartheta + i)} + \frac{\vartheta\,V\,dV}{16\,(300\,\vartheta + i)^2}.$$

Так как элемент пройденного поездом пути ds равен Vdt, то, помножая обе части написанного равенства на V, находим:

$$ds = \frac{V\,dV}{120\,(300\,\vartheta + i)} + \frac{\vartheta\,V^2\,dV}{16\,(300\,\vartheta + i)^2}.$$

Откуда, для полной остановки поезда со скорости V имеем

$$\int_0^s ds = \frac{1}{120\,(300\,\vartheta + i)} \int_V^0 V\,dV + \frac{\vartheta}{16\,(300\,\vartheta + i)^2} \int_V^0 V^2\,dV,$$

или

$$s = \frac{V^2}{240\,(300\,\vartheta + i)} + \frac{\vartheta\,V^3}{48\,(300\,\vartheta + i)^2} \text{ км.}$$

Здесь i имеет абсолютное значение.

Степень точности этой формулы по сравнению с результатами обычных подсчётов в виде готовых таблиц — около 5%.

Прибавляя сюда величину предтормозного пути s_0 по формуле (62) и для спуска беря i со знаком минус, окончательно получаем:

$$S = \frac{V^2}{240\,(300\,\vartheta - i)} + \frac{\vartheta\,V^3}{48\,(300\,\vartheta - i)^2} + s_0 \text{ км.} \tag{69}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Пример. Паровоз СО, вес его с тендером 145 *т*
вес состава . . . 2 000 »
вес всего поезда . 2 145 »

Тормозных осей	Число тормозных осей	Приведённые нажатия на ось
паровозных	5	5 *т*
тендерных	4	4 *т*
на гружёном режиме у четырёхосных вагонов	40	5 *т*
на гружёном режиме у двухосных вагонов	32	6 *т*
на порожнем режиме	30	3,5 *т*

Определяем коэфициент тормозного нажатия для всего поезда:

$$\vartheta = \frac{5 \cdot 5 + 4 \cdot 4 + 40 \cdot 5 + 32 \cdot 6 + 30 \cdot 3{,}5}{2\,145} = 0{,}25.$$

На спуске $10^0/_{00}$ при скорости 50 *км/ч* длина тормозного пути по формулам (62) и (69) будет:

$$S = \frac{50^2}{240(300 \cdot 0{,}25 - 10)} + \frac{0{,}25 \cdot 50^3}{48(300 \cdot 0{,}25 - 10)^2} + 0{,}0042 \cdot 50 + 0{,}001\ 10 =$$

$$= 0{,}160 + 0{,}150 + 0{,}200 + 0{,}010 = 0{,}521\ км.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

РЫЧАЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 23. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Каждая тормозная единица подвижного состава снабжена рычажной передачей.

Рычажная передача представляет собой механическое устройство для передачи силы, развиваемой тормозным цилиндром (или винтом при ручном действии), ко всем тормозным колодкам. Основные элементы её — рычаги, тяги, триангели и подвески, связанные между собой шарнирно.

Рычажная передача должна удовлетворять трём главным условиям: передавать силу от источника на расстояние ко всем тормозным колодкам; увеличивать эту силу на определённую величину; распределять её равномерно на все тормозные колодки.

Если тормозные колодки нажимают на колёса с двух противоположных сторон, то такое торможение называется двусторонним; если с одной стороны, — то односторонним.

Установлены следующие стандартные округлённые размеры нажатий тормозных колодок (взято из Правил технической эксплуатации железных дорог Союза ССР):

1) для паровозов — 5 *т* на ось,
2) для тендеров — 4 *т* на ось,
3) для электровозов и тепловозов — 8 *т* на ось,
4) для электровагонов и пассажирских вагонов длиной 20,2 *м* и более—7 *т* на ось,
5) для остальных пассажирских вагонов —5 *т* на ось,
6) для вагонов товарного парка на порожнем режиме — 3,5 *т* на ось,
7) для вагонов товарного парка на гружёном режиме — 6,5 *т* на ось.

Для точных расчётов при проектировании, при проверке и в других случаях необходимо пользоваться формулами и методами расчёта, указанными ниже, а также знать следующие определения.

Тормозным весом единицы подвижного состава называется тот минимальный вес (т. е. минимальное давление тормозных осей на рельсы), для которого рассчитывалось максимальное нажатие тормозных колодок при проектировании этой единицы.

Коэфициентом нажатия тормозных колодок единицы подвижного состава называется отношение величины максимального нажатия всех тормозных колодок этой единицы к величине тормозного веса её.

Коэфициентом тормозного нажатия поезда, или коэфициентом торможения поезда, называется отношение суммы максимального нажатия всех тормозных колодок в поезде к весу этого поезда.

§ 24. КОЭФИЦИЕНТЫ НАЖАТИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

Из вышеуказанных определений следует, что коэфициент нажатия тормозных колодок (обозначим его через δ) определяется из следующего соотношения:

НБ УДУНТ (ДИТ)

$$\delta = \frac{kx}{q},$$

где x — нажатие одной тормозной колодки на колесо при полном торможении;

k — число колодок на одну ось;

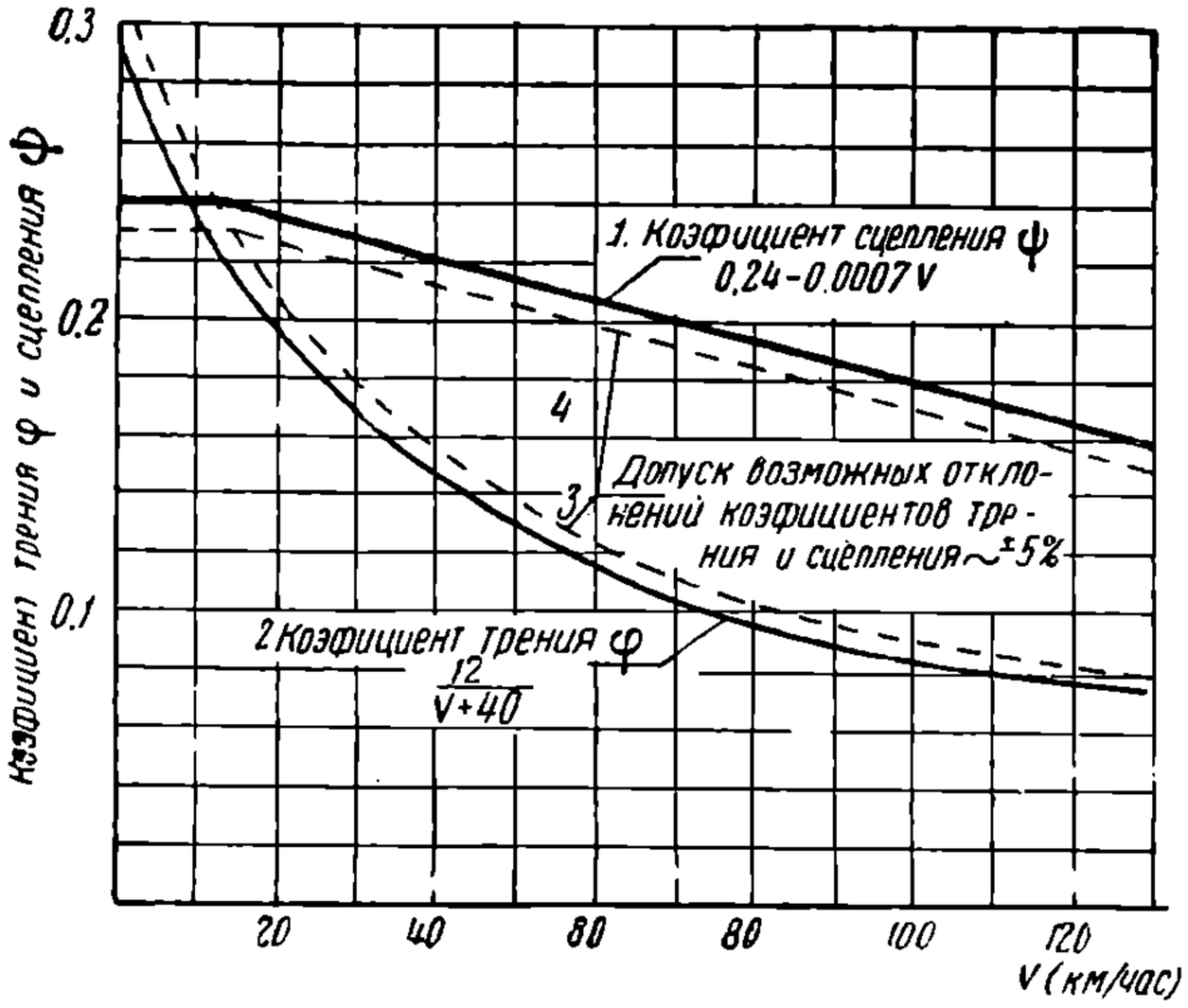
q — тормозной вес, приходящийся на одну ось.

Ясно, что тормозной вес должен представлять собой наименьшую величину давления колёс на рельсы, какая только может при данном режиме тормоза случаться в эксплоатации, с учётом возможных разгрузок осей во время торможения. (Вопрос о разгрузках осей разоирался в § 15.)

Чрезвычайно важно выбр ать наиболее правильный и выгодный коэфициент нажатия, чтобы при экстренных торможениях получались наиболее короткие тормозные пути. Чрезмерно малые или чрезмерно большие нажатия колодок могут быть причиной умень шения тормозной силы. При чрезмерном нажатии может получиться в начале торможения юз, дающий, как известно, уменьшение тормозной силы более чем вдвое.

Из этого следует, что требуется соблюсти в отношении нажатия колодок некоторые нормы.

Чтобы дать обоснование выбора коэфициента нажатия тормозных колодок, построим диаграмму средних коэфициентов сцепления колёс с рельсами (линия *1*) и коэфициентов трения колодок о бандажи (линия *2*) (фиг. 71). Эти коэфициенты взяты из диаграммы фиг. 37 и 60.



Фиг. 71. Диаграмма коэфициентов трения колодок и сцепления колёс с рельсами и сил торможения и сцепления под нагрузкой 1 *m*

Около этих линий проводим границы возможных отклонений значений коэфициентов. Отклонения же эти могут происходить по причине сотрясений, колебаний рессор, виляний колёс и т. д. Собственно говоря, эти границы соответствуют области рассеивания опытных точек при нахождении коэфициентов трения экспериментальным путём. На основании диаграмм и наблюдений такие отклонения можно установить для коэфициентов сцепления и для коэфициентов трения $\pm 5\%$, что и отмечено на диаграмме тонкими пунктирными линиями *3*, *4*.

На основании высказанных соображений мы должны при подсчётах брать не точные кривые, а их отклонения в сторону сближения обоих коэфициентов, чтобы надёжно гарантировать правильную работу тормозной оси.

Учитывая указанные допуски, надо давать такие нажатия тормозным колодкам, чтобы при скоростях, близких к нулю, тормозная сила не превышала силу сцепления колёс с рельсами.

Это условие кладём в основу следующего вывода.

Обозначая давление колёс одной оси на рельсы буквой q, число колодок k, нажатие одной колодки x, коэфициент сцепления колёс с рельсами ψ и трения колодок φ, можно написать следующее выражение:

$$kx\ (\varphi + 0{,}05\,\varphi) \leqslant q\ (\psi - 0{,}05\,\psi),$$

откуда

$$\delta = \frac{kx}{q} \leqslant 0{,}9\,\frac{\psi}{\varphi}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя сюда значения $\varphi = \frac{12}{V+40}$ и $\psi = 0{,}24 - 0{,}0007\,V$ из формул (22) § 18 и (55) § 21, получаем:

$$\delta \leqslant 0{,}9\,\frac{(0{,}24 - 0{,}0007\,V)\,(V+40)}{12},$$

или после преобразования

$$\delta \leqslant 0{,}72 + 0{,}018\,V - 0{,}00005\,V^2. \qquad (1)$$

Для обыкновенных тормозов коэфициент δ подсчитывается при скорости, близкой к нулю, поэтому

$$\delta \leqslant 0{,}72.$$

Для скоростных тормозов, снабжённых «деселакронами», меняющими автоматически нажатия колодок в зависимости от величины замедления скорости поезда, коэфициент нажатия δ, например, для скорости 150 *км/ч* можно допустить

$$\delta = 0{,}72 + 0{,}018 \cdot 150 - 0{,}00005 \cdot 150^2 = 2{,}3.$$

Теперь остаётся выяснить, по отношению к какому тормозному весу, т. е. к какому давлению колёс на рельсы, надо применять данный коэфициент.

В практике считают, что коэфициент нажатия колодок относится к давлению колёс, находящихся под нагрузкой тары вагонов при порожнем режиме торможения и под нагрузкой тары плюс 5 *т* на каждую ось минимального груза при гружёном режиме. Если это для грубых практических расчётов приемлемо, то для проектирования тормоза и для теоретических расчётов не может быть допущено, в особенности для четырёхосных вагонов, у которых при торможении разгрузка задних осей, согласно формуле (68′) § 15, может доходить до 19%. Поэтому при расчётах нажатия тормозных колодок надо сначала определить тормозной вес по наименьшему давлению колёс на рельсы во время торможения по формулам § 15 и тогда к нему относить нажатие колодок по формуле (1).

При расчётах коэфициента нажатия тормозных колодок необходимо особенно внимательно относиться к чугунным (Гриффина) колёсам. Во-первых, коэфициенты сцепления с рельсами у них несколько меньше, чем у колёс со стальными бандажами (примерно на 5%) из-за разнородности соприкасающихся металлов; во-вторых, коэфициенты трения чугунных тормозных колодок несколько больше, чем на стальных бандажах (примерно на 10% в пределах скоростей от 0 до 30 *км/ч*), вследствие однородности соприкасающихся металлов. В сумме нажатие колодок на такую колёсную пару должно быть меньше, чем на колёсную пару со стальными бандажами (приблизительно на 15%) из опасения заклинивания колёс.

Кроме того, необходимо учитывать вредное влияние чрезмерного удельного давления тормозной колодки на поверхность обода чугунного 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 трения служит причиной появления незаметных трещин, которые ведут к быстрому расстройству поверхностной структуры, а затем вообще к разрушению поверхности катания колеса.

Оптимальная величина нажатия колодок для чугунных колёс, не причиняющая вреда, — это 6 *кг/см²* и, как предел, 8 *кг/см²*.

§ 25. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Число, показывающее отношение теоретической величины суммы сил нажатия всех тормозных колодок данной тормозной единицы Σx к величине силы источника P, называется передаточным числом n

$$n = \frac{\Sigma x}{P} \qquad (2)$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

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. § 24). 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 нём при полном (максимальной силы) торможении и в общем равна

$$P = p\,\frac{\pi D^2}{4},$$

где D — диаметр поршня тормозного цилиндра в *см*,
p — давление воздуха в тормозном цилиндре при полном торможении в $кг/см^2$.

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 давления: 3,5 *ат* при однорежимном тормозе; 3,5 *ат* для гружёного режима и 2,0 *ат* для порожнего при двухрежимном 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 укреплён, например, нерационально ставить 14″ цилиндр на двухосном вагоне, — получается слишком тяжело и громоздко; но для тяжёлых или быстроходных типов подвижного состава уместно ставить иногда 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. Вообще на пассажирских вагонах выгодно ставить тормозные цилиндры на тележках.

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 в других элементах для расчёта 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 и зависимости, чтобы при помощи этих формул можно было быстро и точно решить любую задачу на построение рычажной передачи.

Эти формулы следующие (вывод их даётся дальше).

Для автоматического воздушного тормоза (фиг. 72 и 73):

$$n = m\,\frac{ac}{bd}\cos\alpha = \frac{\Sigma x}{P}; \qquad (3)$$

для ручного тормоза (фиг. 74)

$$n_{руч} = 6{,}3\,\frac{r}{h}\,m\,\frac{s}{t}\,\frac{a'c}{bd}\cos\alpha, \qquad (4)$$

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 колёсной пары);
ac, $a'c$ — величины в числителе, соответствующие длинам ведущих плеч рычагов, находящихся в зоне рычажной передачи между источником силы до ближайшей пары колодок;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

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;

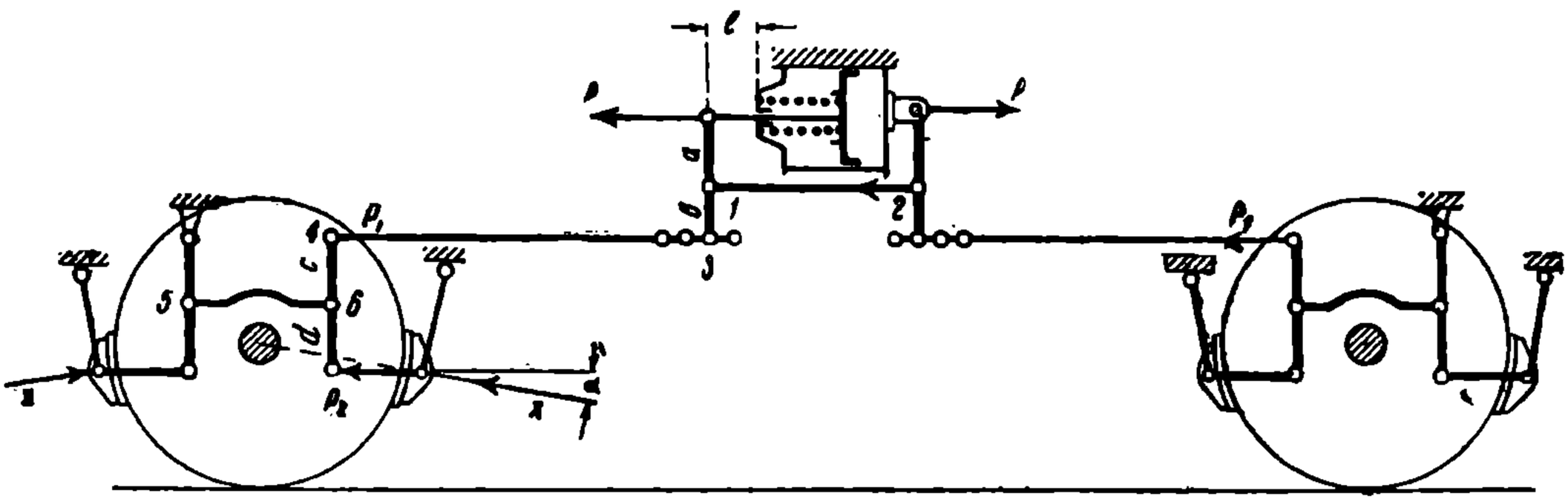
s — длина ведущего плеча кривого рычага (под тормозной площадкой);

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. 72 и 73);

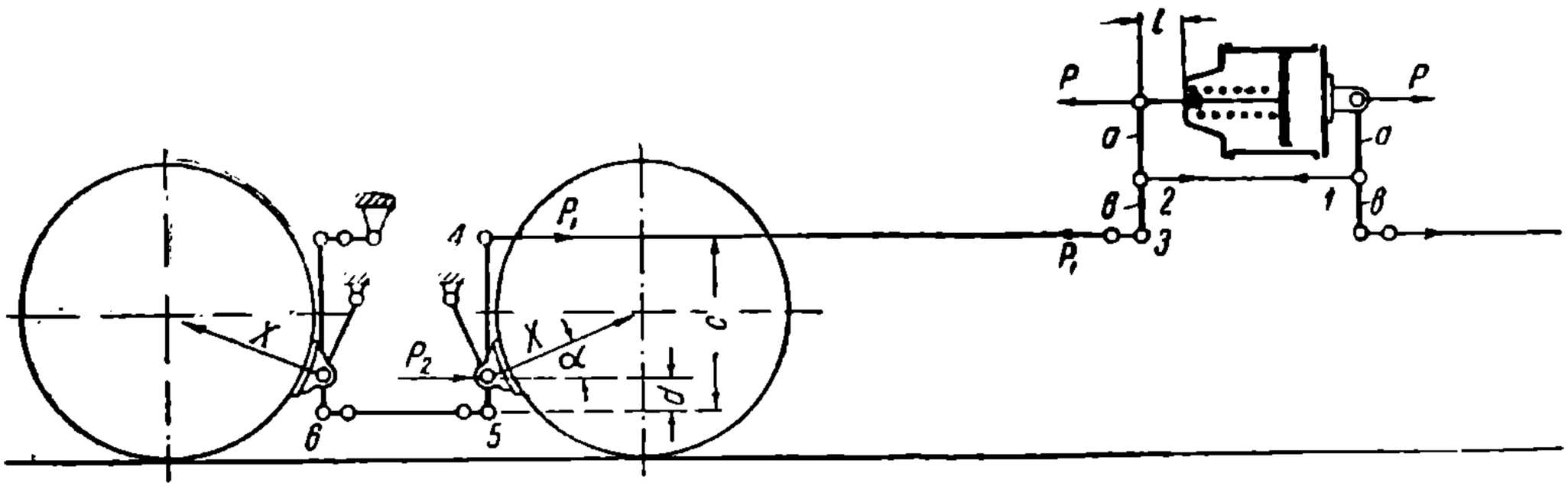
Σx — сумма сил нажатия всех колодок;

P — сила источника в ручном тормозе — тормозильщика, в воздушном — тормозного цилиндра.



Фиг. 72. Схема рычажной передачи двухосного 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 определённых 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



Фиг 73. Схема рычажной передачи четырёхосного товарного вагона

тяги строятся и рассчитываются соответственно средним условиям износа тормозных колодок и ободов колёс при среднем ходе поршня тормозного цилиндра и ортогональном расположении тяг и рычагов, как показано на фиг. 72 и 73.

При таком условии погрешности будут симметричны и будут иметь наименьшее значение как при совершенно новых колодках и бандажах, так и при износе до установленных крайних пределов.

Формула (3) универсальна и пригодна для любой системы рычажной передачи при условии, что силы нажатий всех пар колодок одинаковы, что вообще и должно быть соблюдено при расчёте.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Выводится эта формула следующим образом (фиг. 72 и 73): сила P поршня, действующая по направлению штока, передаётся 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 передаётся на триангель или балку пары колодок с новым изменением величины пропорционально отношению плеч $c : d$ второго рычага. Эта последняя сила P_2 действует под углом α к направлению нормального давления колодок. Чтобы узнать величину этого давления, надо силу P_2 помножить на косинус угла α. На основании сказанного составляем формулы

$$P_1 = P\frac{a}{b};\ P_2 = P_1\frac{c}{d};\ x = P_2\cos\alpha.$$

$$x = P\frac{a\cdot c}{b\cdot d}\cos\alpha.$$

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 колёсных 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 последнего выражения сумму сил нажатия всех пар колодок, число которых назовём буквой m, нужно это выражение помножить на m. Тогда получим

$$\sum x = Pm\frac{a\cdot c}{b\cdot d}\cos\alpha. \qquad (5)$$

Передаточное же число n равно отношению суммы сил нажатий колодок $\sum x$ к силе по штоку P тормозного цилиндра. Его получим, если разделим левую и правую части последнего выражения на P:.

$$n = \frac{\sum x}{P} = m\frac{ac}{bd}\cos\alpha. \qquad (6)$$

Это и есть формула (3). 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 работают как рычаги, как это часто бывает у рычажных передач локомотивов.

Этот вывод относится к рычажной передаче воздушного тормоза. Для получения же формулы (4) 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. 74), 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 r, а сила, приложенная к ней, $P_{руч}$, то на основании принципа равенства работ при отсутствии трения имеем

$$P_{руч}\ 2\pi r = P_{гайка}\ \ h$$

или

$$P_{гайка} = 6{,}3\frac{r}{h}P_{руч}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

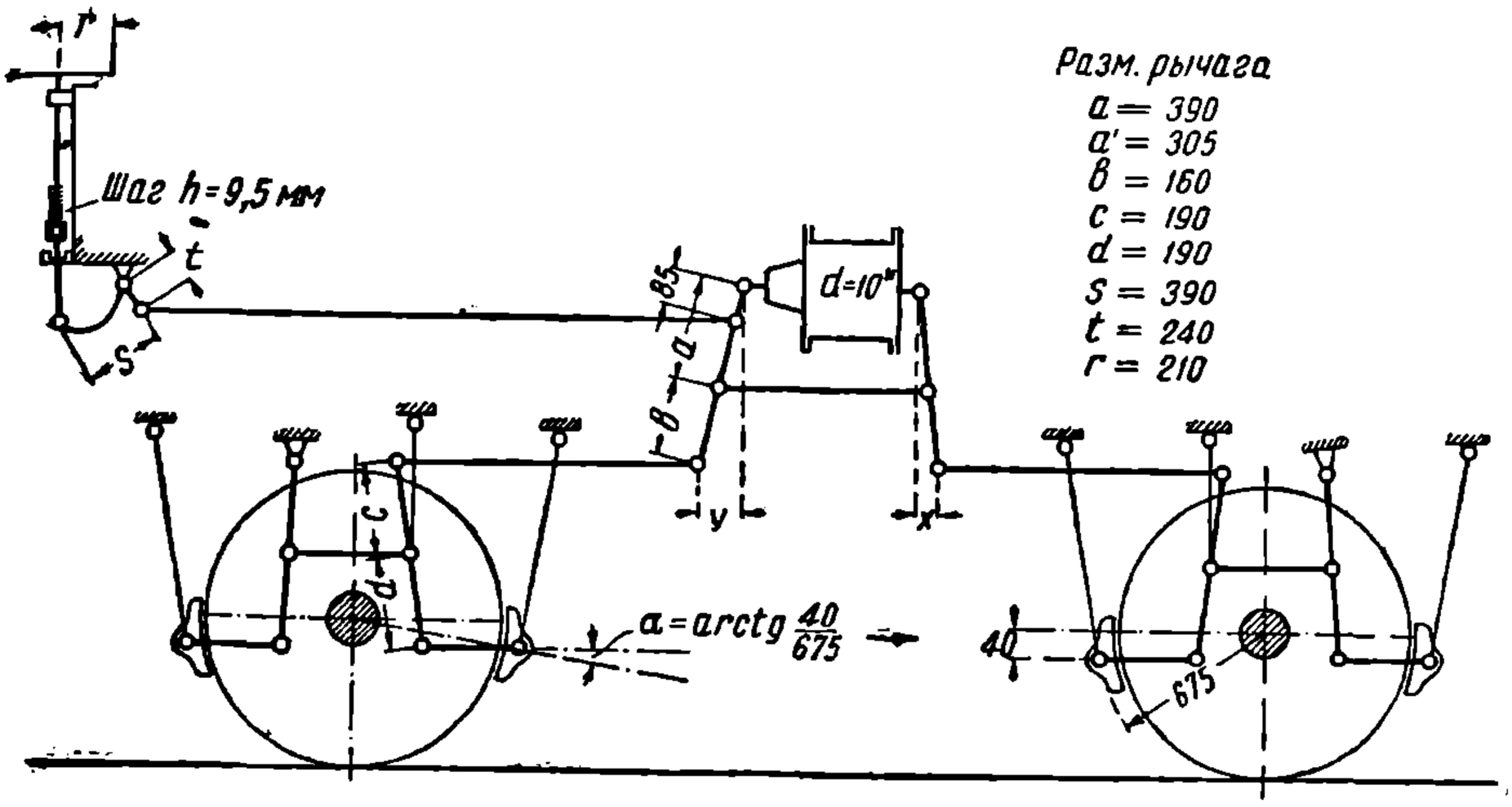
Дальше, переходя к кривому рычагу с отношением плеч $s : t$, а от него к остальным рычагам от ведущих плеч к ведомым, как это было рассмотрено выше, получаем силу нажатия всех колодок левой оси

$$\sum x = 6{,}3\, P_{руч}\, \frac{rsma'c}{ht\ bd} \cos \alpha.$$

Передаточное же число согласно определению

$$n_1 = \frac{\sum x}{P_{руч}} = 6{,}3\, \frac{rsma'c}{htbd} \cos \alpha. \qquad (7)$$

Обращаем внимание, что передаточное число рычажной передачи является величиной теоретической (предполагается отсутствие сопротивлений) и что спа-



Фиг. 74. Схема рычажной передачи двухосного вагона с ручным тормозом

ренные рычаги и тяги, находящиеся в одной плоскости, друг другу параллельны. На практике могут быть некоторые отклонения от этих условий, и тогда действительный коэфициент передачи может несколько отличаться от теоретического. Чтобы, однако, эти отклонения были по возможности меньшими и чтобы правильно построить рычажную передачу, необходимо предусмотреть следующие условия: 1) тормозные колодки наполовину изношены (на толщину 25 *мм*); 2) бандажи колёс на половину рабочего слоя обточены (на толщину 25 *мм* или на 50 *мм* по диаметру); 3) все регулировочные приспособления (стяжные муфты, ступенчатые отверстия) переставлены наполовину и все тормозные колодки, когда шток тормозного цилиндра вышел на половину своего допускаемого максимального хода, прижаты к бандажам, наконец, 4) все рычаги взаимно параллельны, а оси тяг и затяжек, сочленённых с этими рычагами, перпендикулярны к ним (фиг. 72 и 73). Построенная и рассчитанная рычажная передача для этих условий будет нормальной для отклонений в ту или другую сторону, встречающихся в эксплуатации.

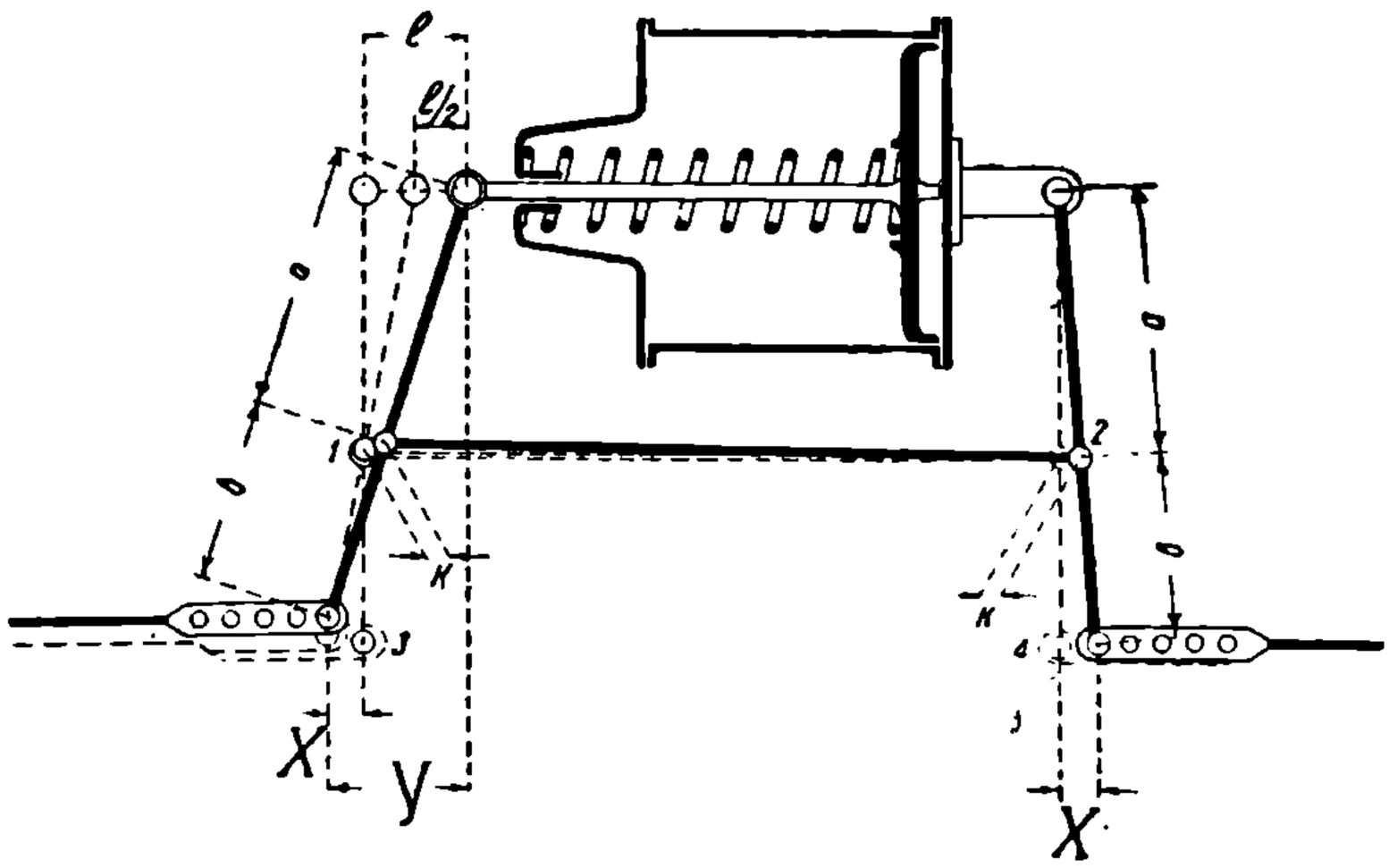
Стяжные муфты и ступенчатые отверстия, предназначенные для регулировки рычажной передачи, должны допускать стягивание и распускание рычажной передачи настолько, чтобы рычаги и тяги можно было правильно устанавливать как при новых, так и при изношенных до крайних пределов колодках и бандажах. Очевидно, что для выполнения этих условий рациональнее регулировку предусматривать у четырёхосных вагонов отдельно как для главных рычагов, расположенных непосредственно у тормозных цилиндров, так и у передаточных рычагов, расположенных у колёсных пар.

При проектировании рычажной передачи все эти условия легко выполняются посредством графического построения трёх случаев положения рычагов и тяг: 1) при новых, 2) среднеизношенных и 3) предельно изношенных колодках и бан-

НБ УДУНТ (ДИТ)

дажах колёс. При этом построении рекомендуется брать масштаб достаточно крупный, например 1 5.

В рычажных передачах желательно, чтобы рычаги при тормозных цилиндрах устанавливались во время торможения в наиболее выгодное положение — перпендикулярное к штоку поршня и к тягам. Для этого требуется, чтобы концы рычагов при отпущенном тормозе находились в положениях, определяемых расстояниями *X* и *У* (фиг. 75).



Фиг. 75. Установка горизонтальных рычагов

Величина этих расстояний получается из формул

$$X\frac{a}{a+b}=\frac{l}{2}\frac{b}{a+b},$$

$$\left.\begin{aligned} X&=\frac{l}{2}\frac{b}{a},\\ Y&=x+l. \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

где $\frac{a}{b}$ — отношение плеч рычагов;

l — величина среднего хода поршня, например

$$\frac{100+176}{2}=138\ мм.$$

§ 26. ПРИМЕРЫ И УКАЗАНИЯ К ПОСТРОЕНИЮ РЫЧАЖНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 1. Найти передаточное число рычажной передачи 20-тонного вагона, пользуясь данными, показанными на фиг. 74.

По формуле (6) имеем для автоматического тормоза:

$$n=m\frac{ac}{bd}\cdot\cos\alpha.$$

Берём из фиг. 74 размеры плеч рычагов, а $\cos\alpha$ находим из таблиц по тангенсу угла, равному $\frac{40}{675}=0{,}0592$.

Именно:

$$\cos\alpha=0{,}9982.$$

Подставляя эти цифры, получаем:

$$n=4\frac{390\cdot190}{160\cdot190}0{,}9982=9{,}7.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя в формулы (7) и (8) соответственно цифровые значения букв из фиг. 74, имеем:

$$n_1 = 6{,}3 \cdot \frac{210}{9{,}5} \cdot \frac{390}{240} \cdot 4\,\frac{305}{160} \cdot 0{,}9982 \approx 1\,720.$$

Для правильной установки горизонтальных рычагов находим расстояния X и Y:

$$X = \frac{bl}{2a};\ Y = Xl.$$

Беря для l средний выход штока между крайними 90 и 172 *мм*:

$$l = \frac{176 + 100}{2} = 138\ мм,$$

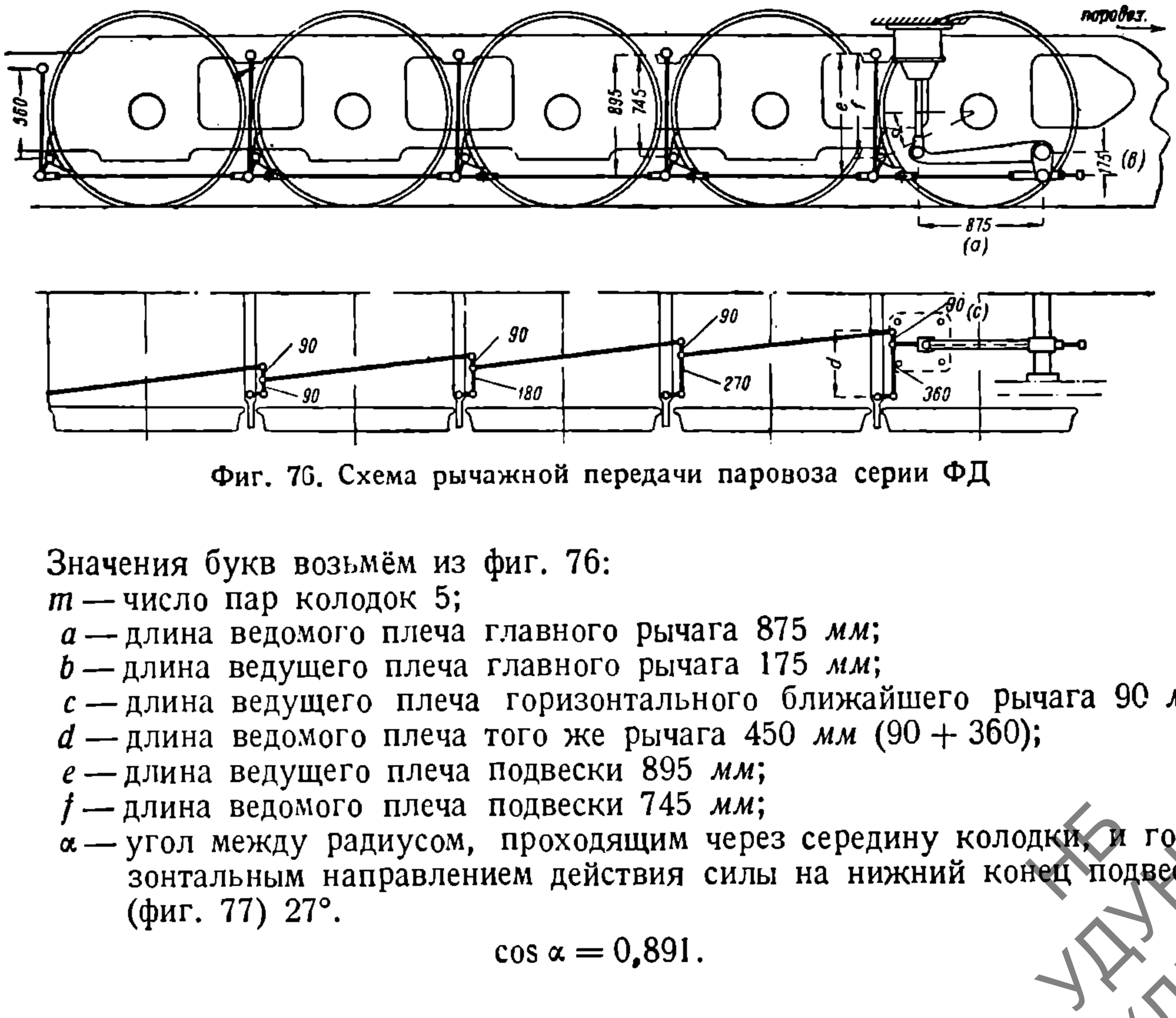
а величины b и a из фиг. 74, имеем

$$X = \frac{160}{2} \cdot \frac{138}{390} = 28\ мм;$$

$$Y = 28 + 138 = 166\ мм.$$

Пример 2. Рассчитаем схему рычажной передачи паровоза серии ФД (фиг. 76). Подвески колодок в этой передаче по причине очень малых расстояний между колёсами имеют особую пространственную конструкцию (фиг. 77): короткая ветвь подвески приходится внизу против бандажа, т. е. в плоскости колеса, а длинная ветвь выходит за плоскости колёс и верхним концом подвешивается на пальце, укреплённом на раме. Передаточное число n рычажной передачи паровоза серии ФД будет согласно формуле (6)

$$n = m\,\frac{ac}{bd}\cos\alpha.$$



Фиг. 76. Схема рычажной передачи паровоза серии ФД

Значения букв возьмём из фиг. 76:

m — число пар колодок 5;
a — длина ведомого плеча главного рычага 875 *мм*;
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* (90 + 360);
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. 77) 27°.

$$\cos\alpha = 0{,}891.$$

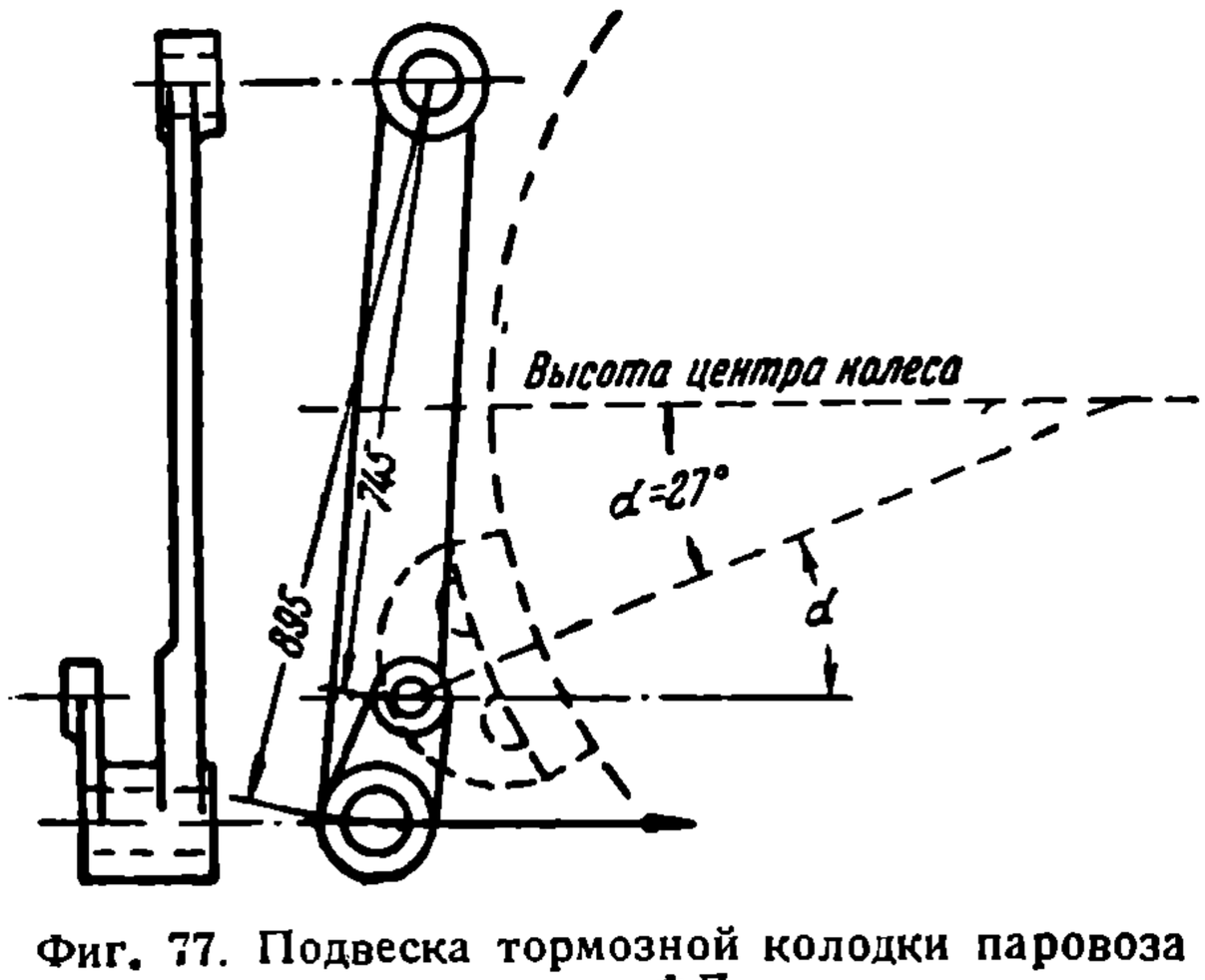
НБ УДУНТ (ДИТ)

Подставляя в формулу эти цифры (для трёх рычагов), получаем

$$n = 5\,\frac{875 \cdot 90 \cdot 895}{175 \cdot 450 \cdot 745} \cdot 0{,}891 \approx 5{,}4.$$

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 её половина работает параллельно с первой, имея свой тормозной цилиндр. Передаточные рычаги рассчитываются так, чтобы все колодки получили одинаковые нажатия.

Расчёт рычажной передачи на прочность. Расчёт на прочность частей передаточного механизма чрезвычайно прост и сводится к расчёту 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 напряжения в тягах для сохранения единого диаметра их, так как действия сил у рычажной передачи кратковременны и эластичны.



Фиг. 77. Подвеска тормозной колодки паровоза серии ФД

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 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 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*.

Пример 3. Рассчитать рычажную передачу двухрежимного тормоза четырёхосного вагона типа «гондола» грузоподъёмностью 60 *т* по следующим основным данным (фиг. 78).

1. Тара вагона 20 000 *кг*.
2. Тормозной цилиндр 14″ ($d = 356$ *мм*) с воздухораспределителем *М*.
3. Нормальное давление воздуха в тормозном цилиндре: при гружёном режиме 3,5 *ат*, при порожнем 1,8—1,9 *ат*.
4. Горизонтальные (главные) рычаги цилиндра взяты из конструктивных соображений длиной по 500 *мм*.
5. Кривой рычаг у винта ручного тормоза взят по конструктивным условиям с ведущим плечом, равным 250 *мм*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

6. Полное нажатие колодок при гружёном режиме $\sum x = 28\,000$ *кг*. исходя из условия перевода тормоза на полный гружёный режим при весе груза 25% от грузоподъёмности вагона, т. е. при 15 000 *кг* с коэфициентом нажатия колодок 0,8.

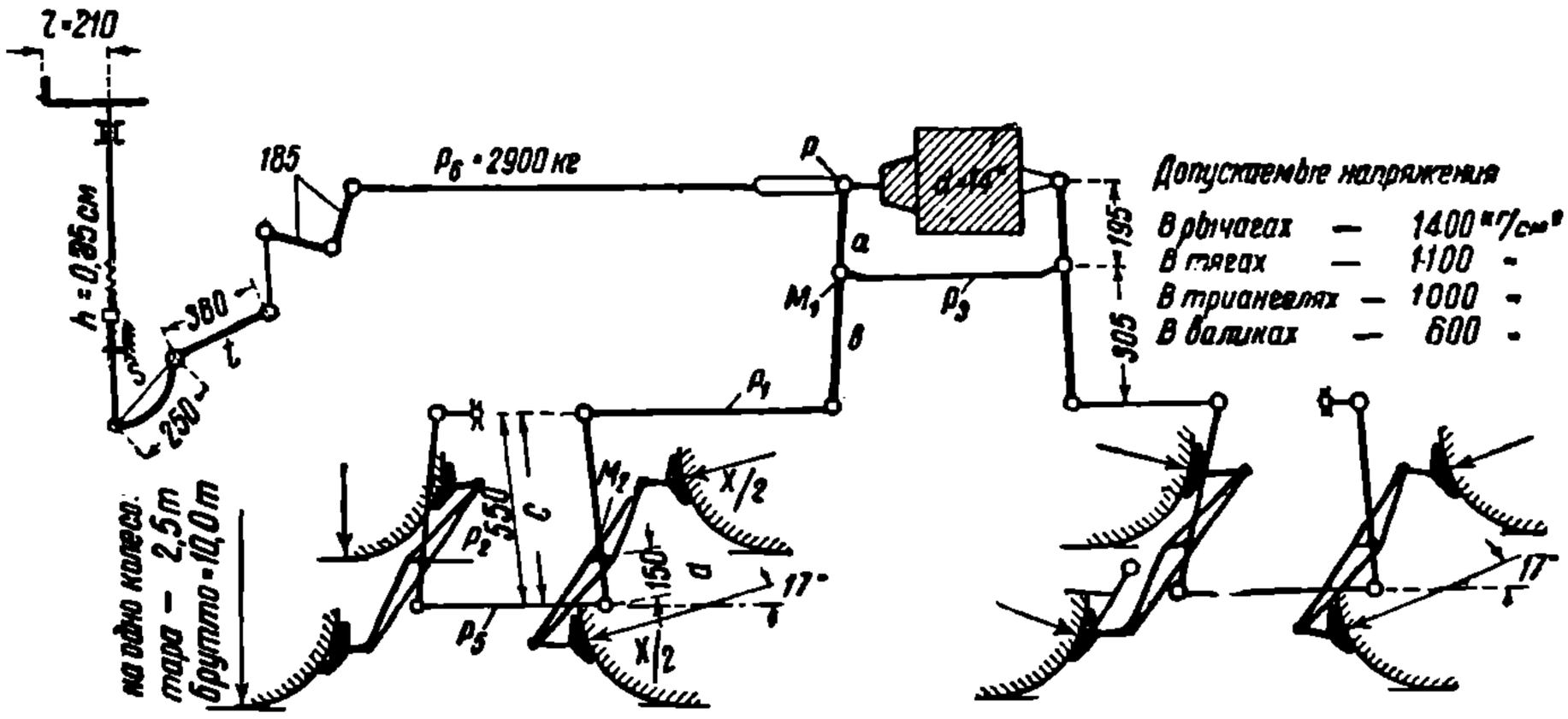
7. Ручное торможение при 30 *кг* усилия тормозильщика на рукоятке винта должно обеспечивать 80% нажатия всех колодок от тары вагона.

8. Допускаемые напряжения в частях рычажной передачи в кованых рычагах 1 400, в тягах 1 100, в триангелях 1 000, в валиках 700 *кг/см*^{2}.

9. Тележки типа Даймонда.

Расчёт воздушного тормоза. Усилие по штоку поршня тормозного цилиндра при гружёном режиме, т. е. при давлении 3,5 *ат*, без учёта сопротивления трения и действия пружины

$$P = \frac{\pi d^2}{4}\, p = \frac{3{,}14 \cdot 35{,}6^2}{4} \cdot 3{,}5 = 3\,480 \text{ кг}.$$



Фиг. 78. Схема рычажной передачи двухрежимного тормоза четырёхосного вагона «гондола» грузоподъёмностью 60 *т*, тара 20 *т*

Подбираем плечи рычагов *a*, *b*, *c*, *d* так, чтобы при нормальном давлении в тормозном цилиндре 3,5 *ат* нажатие колодок согласно п. 6 данных условий составляло на все колёса 28 000 *кг*. Следовательно, надо , чтобы согласно (5) было

$$\frac{1}{\eta} \sum x = Pm \frac{ac}{bd} \cos 17^\circ = 28\,000 \text{ кг}.$$

Здесь η — коэфициент полезного действия рычажной передачи.

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:

$$\sum x_{гр} = 3\,480 \frac{195 \cdot 550}{305 \cdot 150} 4 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}965 \approx 28\,000 \text{ кг}.$$

Передаточное число при гружёном режиме

$$n = \frac{28\,000}{3\,480} \approx 8.$$

При порожнем режиме это нажатие будет прямо пропорционально давлению в цилиндре, равному 1,8 *ат* согласно п. 3 данного примера.

$$\sum x = 28\,000 \frac{1{,}8}{3{,}5} = 14\,500 \text{ кг}.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

что соответствует проценту нажатия от тары:

$$\delta = \frac{14\,500}{20\,000} \quad 100 = 74\%.$$

Передаточное число при порожнем режиме:

$$n = \frac{14\,500 \cdot 3{,}5}{3\,480 \cdot 1{,}8} = 8{,}1.$$

Для расчёта на прочность надо взять силу по штоку поршня тормозного цилиндра при давлении воздуха 3,8 *ат* (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:

$$P_3 = 3\,780\,\frac{500}{305} = 6\,195\ кг.$$

Усилия в подвесках тормозных колодок P_4 при коэфициенте трения 0,5 (в момент остановки) при нажатии на одну колодку:

$$x = \frac{28\,000}{8} = 3\,500\ кг,$$

равно:

$$P_4 = 3\,500 \cdot 0{,}5 = 1\,750\ кг.$$

Усилие в распорках рычагов под триангелями:

$$P_5 = 3\,780\,\frac{195\,(550 - 150)}{305 \cdot 150} = 6\,443\ кг.$$

Изгибающие моменты горизонтальных и вертикальных рычагов:

$$M_1 = 3\,780 \cdot 19{,}5 = 73\,710\ кгсм,$$

$$M_2 = 3\,780 \cdot \frac{195}{305}\,(55{,}0 - 15{,}0) = 96\,640\ кгсм.$$

Ручное торможение

Усилие вдоль тяги от главного рычага к ручному тормозу с учётом к. п. д. 0,65:

$$P_в = P_{руч} \cdot 6{,}3\,\frac{rs}{ht}\,0{,}65.$$

Усилие тормозильщика $P_{руч}$ принимаем 30 *кг*, радиус рукоятки и шаг винта берём стандартные: $r = 21{,}0$, $h = 0{,}95$ *см*; плечо s кривого рычага берём по конструктивным соображениям длиной 250 *мм*. Требуется 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

НБ УАДИТ (ДІТ)

должно равняться усилию по штоку при порожнем режиме при давлении воздуха 1,9 *ат*:

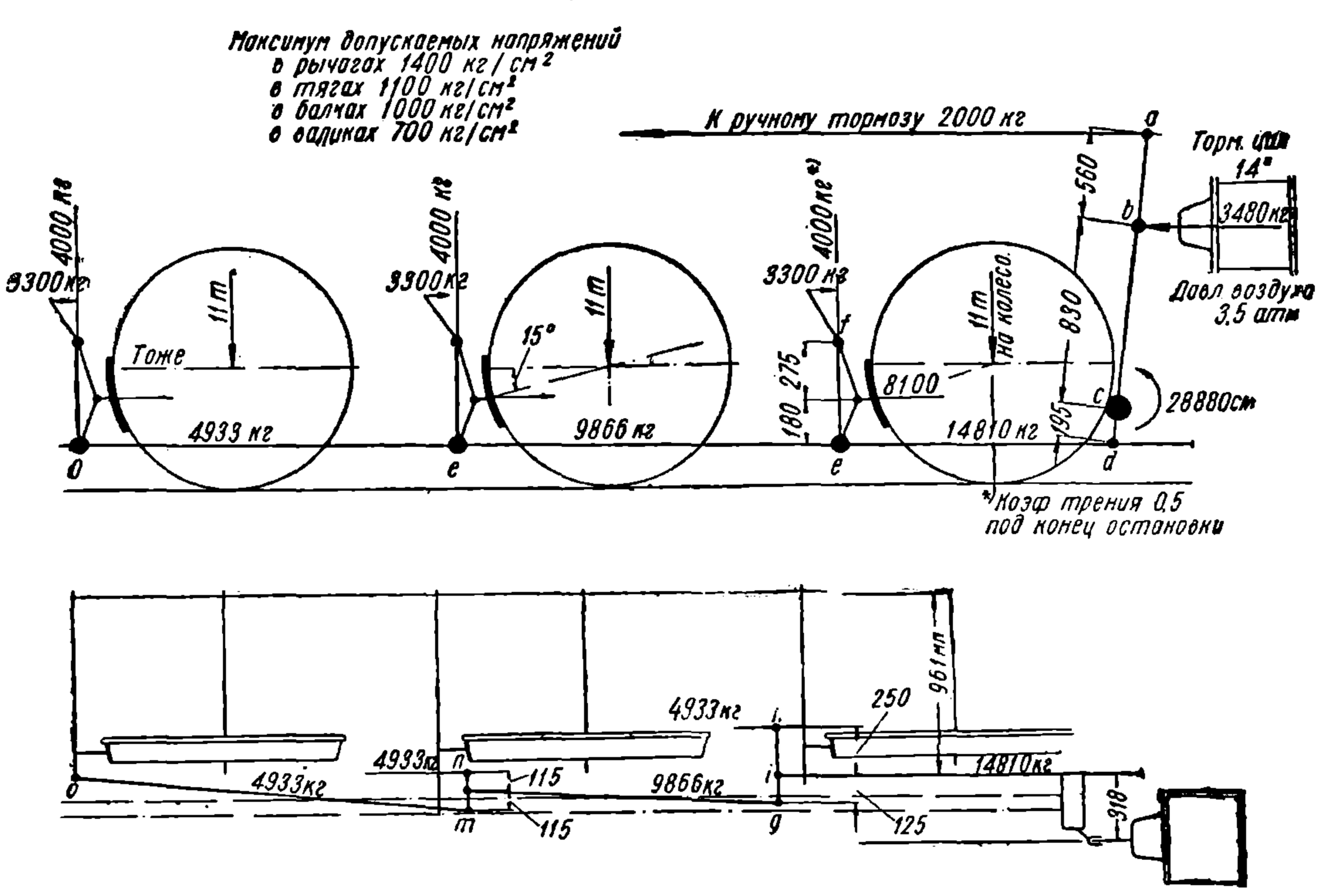
$$P_б = \frac{\pi d^2}{4} 1{,}9 = \frac{3 \cdot 14 \cdot 35{,}6^2}{4} 1{,}9 = 1\,888\ кг.$$

Ввиду этого предыдущую формулу приравняем усилию $P_б$, заменив предварительно в ней символы известными данными:

$$P_б = 30 \cdot 6{,}3 \frac{210}{9{,}5} \cdot \frac{250}{t} 0{,}65 = 1\,888\ кг.$$

Отсюда находим плечо кривого рычага:

$$t = \frac{30 \cdot 6{,}3 \cdot 210 \cdot 250 \cdot 0{,}65}{9{,}5 \cdot 1\,888} = 360\ мм.$$



Фиг. 79. Схема рычажной передачи одной тележки электровоза

Для определения прочных размеров усилие по тяге ручного тормоза $P_б$ необходимо рассчитывать без к. п. д:

$$P_б = \frac{1\,888}{0{,}65} = 2\,900\ кг.$$

Подобным образом производится расчёт любой схемы рычажной передачи, например тележки электровоза (фиг. 79). На этой схеме главные усилия надписаны над соответственными частями передачи, исходя из расчёта усилия по штоку тормозного цилиндра при давлении воздуха 3,5 *ат*. Для расчёта на прочность их необходимо увеличить в 1,3 раза, так как при работе вспомогательным краном на электровозе товарного типа может случайно получиться, что давление в тормозном цилиндре будет когда-либо завышено до 4,5 *ат*.

О подвешивании тормозных колодок. При проектировании рычажной передачи и при проверке максимальных сил нажатия колодок необходимо учитывать возможные на практике отклонения от расчётных величин вследствие изменения угла наклона подвесок по мере износа колодок или же из-за неправильно выбранных углов и длин подвесок при проектировании.

НБ УГЛИТ (ДИТ)

На фиг. 80 представлена схема подвешивания тормозных колодок, где видно, что при наклоне подвески под углом β по отношению к перпендикуляру, проведённому к радиусу OA, тормозная сила трения вызывает со стороны правой подвески реакцию R, направленную вниз при вращении колеса в сторону, противоположную движению часовой стрелки, и вверх со стороны левой подвески. Величина каждой реакции, как это вполне понятно из схемы на чертеже, есть

$$\pm R = \frac{T}{\cos \beta}.$$

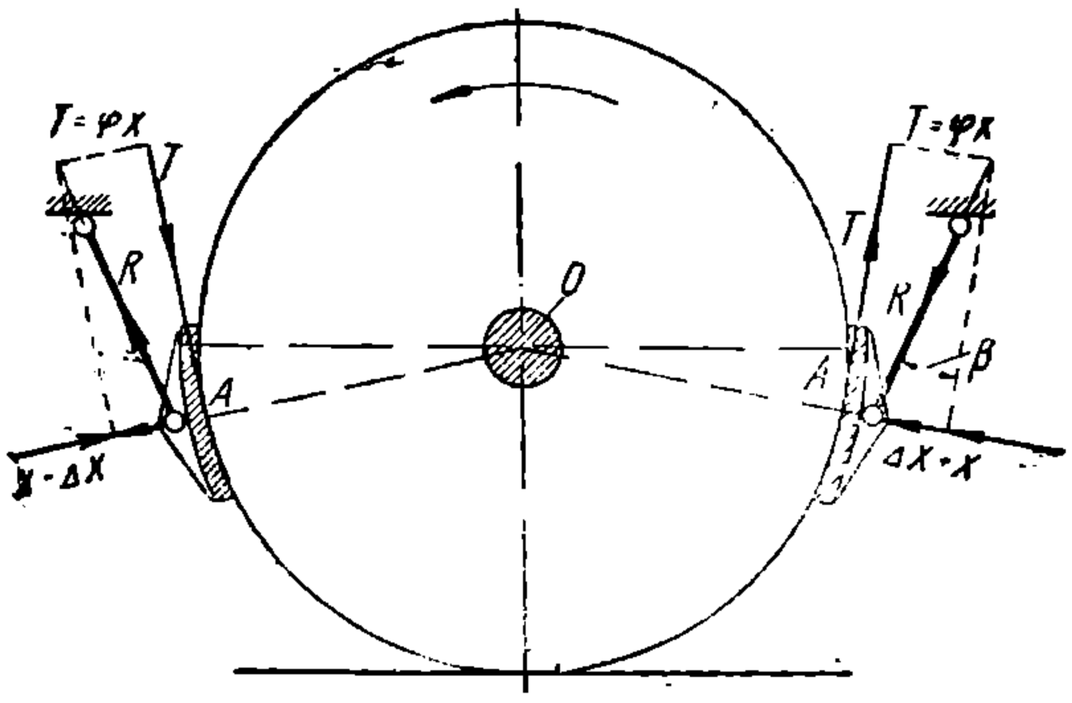
Спроектировав затем реакцию R на направление силы X, прижимающей колодку к бандажу по направлению к центру колеса, получаем добавочную силу нажатия

$$\pm \Delta X = \frac{T}{\cos \beta} \sin \beta = T \operatorname{tg} \beta. \qquad (9)$$

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 колёс в случае одностороннего торможения.

Чтобы подобные явления не имели места, необходимо соблюдать следующие правила при проектировании подвешивания колодок: тормозные колодки подвешивать таким образом, чтобы при нажатии колодки 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. 81). Но так как тормозная колодка и бандаж колеса всё 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 тоже на 25 *мм*.



Фиг. 80. Схема подвешивания тормозных колодок

Это условие требуется для нормальной работы колодки при вращении колеса в ту или другую сторону. Несоблюдение его 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 берётся равной приблизительно радиусу колеса (на тележках американского типа Даймонда 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 колёсной парой, которая перемешается 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.

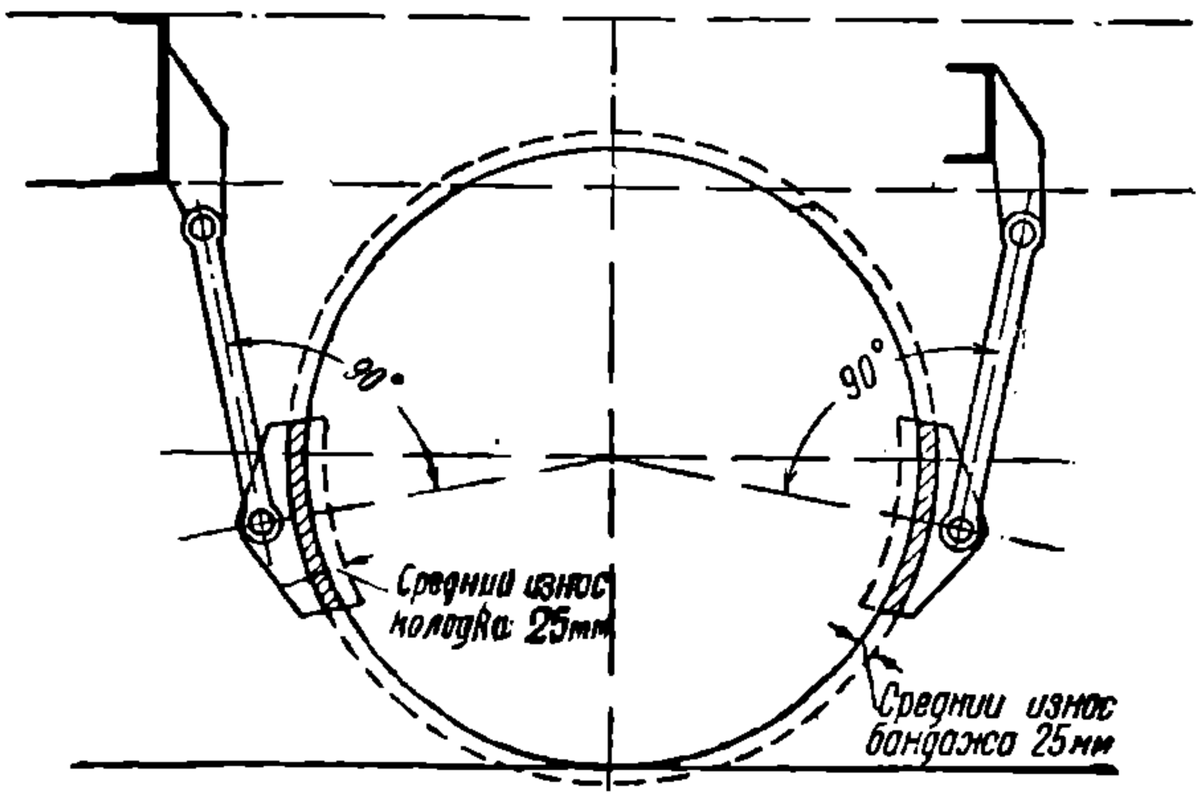
Подвешивание башмаков тормозных колодок производится таким образом, чтобы при отпущенном тормозе колодки стремились под действием собственного веса отходить от колёс. Для этого необходимо, чтобы центры тяжестей башмаков

НБ УДУНТ (ДИТ)

с колодками были опущены ниже центра оси колёсной пары не менее как на 40 *мм*. Часто этот размер по конструктивным условиям бывает значительно больше, например, на тележках Даймонда или на локомотивах, что ещё более надёжно обеспечивает отход колодок от колёс при отпущенном тормозе.

Одностороннее и двустороннее торможение. Рычажные передачи проектируются в зависимости от условий для одностороннего и двустороннего торможений. Первое, когда колодки подвешиваются с одной стороны колёс, второе, когда они подвешены с двух сторон колёс.

Последнее имеет преимущество по сравнению с первым в том, что нажатия колодок на бандажи колёс 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 товарных вагонов и локомотивов, а также во избежание увеличения веса и габарита их. Особенно неблагоприятно действует одностороннее торможение на ободы чугунных колёс, так как от сильных сосредоточенных нажатий во время трения тормозных колодок развиваются высокие температуры, вызывающие кратковременные поверхностные деформации, которые не выдерживает чугун. Это можно сравнить с явлениями, происходящими во время сварки: стальные предметы выдерживают сварку, а чугунные не выдерживают и дают трещины.



Фиг. 81. Соблюдение условий подвешивания тормозных колодок

Двустороннее торможение, как правило, должно применяться: а) на всех пассажирских вагонах, б) на скоростных локомотивах, в) на подвижном составе горных железных дорог.

К. п. д. рычажной передачи. Чтобы определить силу нажатия всех тормозных колодок на бандажи колёс, надо силу источника P помножить на передаточное число n и на к. п. д. рычажной передачи η.

Этот коэфициент берётся для рычажной передачи воздушного тормоза (включая действие оттормаживающей пружины) довольно высоким — 0,9, а в США — 1,0. Объясняется это тем, что во время торможения на ходу поезда трущиеся тормозные колодки дрожат и передают свои мелкие колебания тягам и рычагам, находящимся в напряжённом состоянии; ввиду этого во всех шарнирах и в сочленениях, где только имеет место скольжение одной детали по другой при дрожании и колебательных движениях, трение перестаёт оказывать сопротивление. Это явление разобрано подробно в теории трения в § 19 п. 6.

Если принять к. п. д. тормозной передачи в условиях движения поезда за единицу, то всё же надо учесть потери от противодействия оттормаживающей пружины в тормозном цилиндре.

Чтобы определить эту потерю, возьмём для примера 12″ тормозной цилиндр. Сила пружины его (при среднем ходе поршня) равна 160 *кг*. Площадь поршня 729 $см^2$. Сила поршня при давлении воздуха 3,5 *ат* (гружёный режим) составляет 2 550 *кг*, а при давлении 1,9 *ат* (порожний режим) 1 380 *кг*. Тогда к. п. д. силы тормозного цилиндра будет для гружёного режима

НБ УДУНТ (ДИТ)

$$\eta_1 = \frac{2\,550 - 160}{2\,550} \approx 0{,}94$$

и для порожнего режима

$$\eta_2 = \frac{1\,380 - 160}{1\,380} \approx 0{,}88.$$

Для 14″ тормозного цилиндра к. п. д. получится несколько больше. В справочниках и инструкциях средняя цифра его указывается (для обоих режимов) — 0,90. Что же касается к. п. д. рычажной передачи ручного тормоза, в котором имеется тормозной винт, то, учитывая к. п. д. его 0,6 ввиду неблагоприятных условий работы (пыль, недостаточная смазка) и включая сопротивления подпятника, получим общий к. п. д. всей рычажной передачи при ручном торможении, равном для груженого режима

$$\eta_{руч} = 0{,}94 \cdot 0{,}60 \approx 0{,}56;$$

для порожнего режима:

$$\eta_{руч} = 0{,}88 \cdot 0{,}60 \approx 0{,}52.$$

§ 27. ТОРМОЗНЫЕ КОЛОДКИ

В главе второй подробно рассмотрены коэфициенты трения тормозных колодок, а также рассмотрен износ колодок и даны краткие указания относительно рациональных форм колодок. 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. Из этого следует, что тормозной колодке надо уделять больше внимания, чем обычно это делается, ибо от неё зависит в значительной степени качество торможения поезда.

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 колёс. С этой точки зрения сила торможения, а следовательно, и длина тормозного пути зависят не от качества и конструкции колодки, а от силы нажатия на неё, 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 определённого типа как по форме, так и по структуре, то окажется, что длина тормозного пути уже будет зависеть в значительной степени от того, насколько в эксплуатации это условие будет выполняться. Например, если нагрузка на ось порожнего товарного вагона равна 5 *т*, а коэфициент нажатия был выбран 0,7, то допускаемая максимальная сила нажатия на колодки этой оси должна быть 5 0,7 = 3,5 *т*. 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 будет меньше, следовательно, тормозной путь будет соответственно большим.

Такие случаи вполне возможны. Достаточно поставить тормозные колодки из рыхлого, крошащегося засоренного чугуна, у которого кристаллические зёрна

НБ УДУНТ (ДИТ)

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.

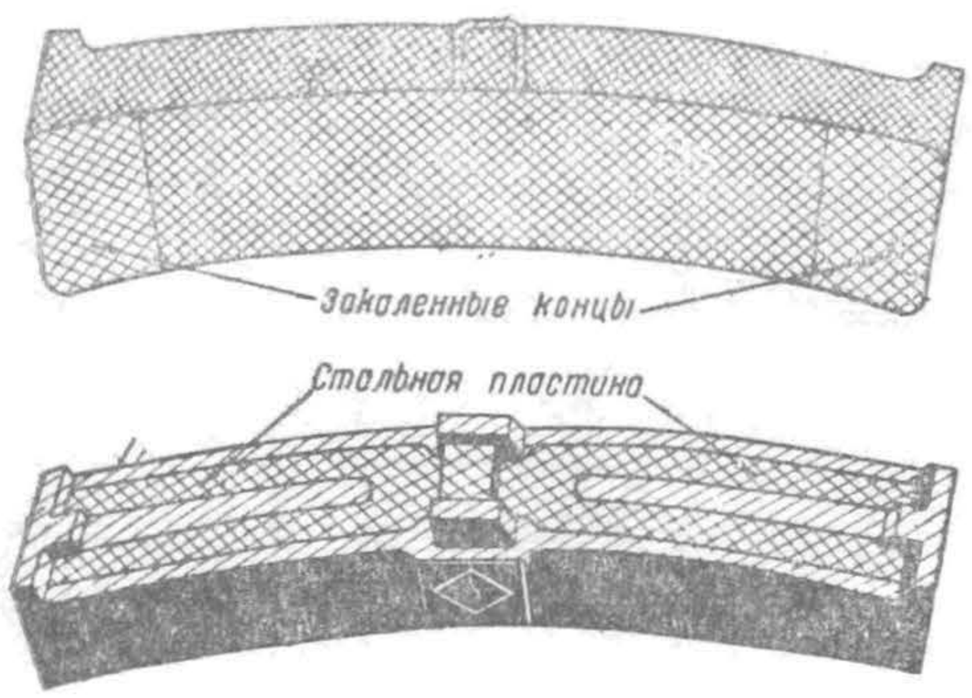
Точно так же слишком большое содержание в чугуне свободного, пачкающего графита является смазкой, понижающей коэфициент трения.

Совершенствовать тормозные колодки необходимо ещё с экономической стороны. Быстрый износ их не только ведёт к перерасходу металла, но перегружает производство по заготовке запасных колодок и смене их на подвижном составе. Ввиду этого необходимо изготовлять такие тормозные колодки, которые изнашиваются медленно и в то же время имеют хороший коэфициент трения.

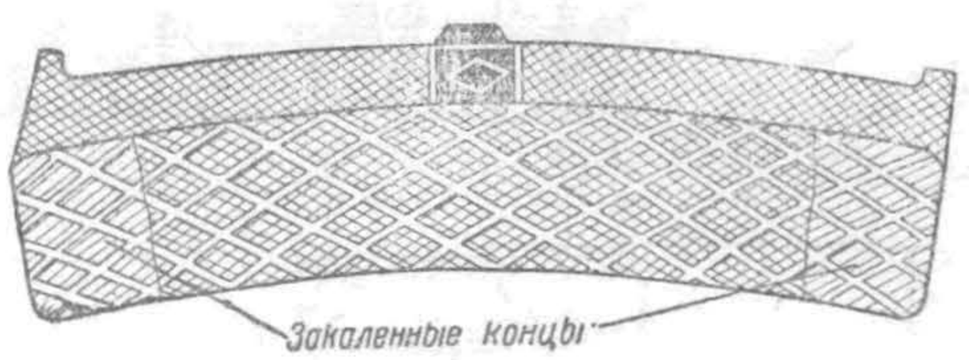
Эти основные соображения по поводу выгодности тормозных колодок с высоким коэфициентом трения, мало зависящим от скорости, и с хорошим сопротивлением изнашиванию были причиной появления ряда новых конструкций, давших весьма положительные результаты.

После продолжительных испытаний в Америке появились два основных стандартных типа колодок.

Первый тип колодки — из чистого чугуна с закалёнными концами (фиг. 82);



Фиг. 82. Американская чугунная тормозная колодка с закалёнными концами и стальной пластиной на тыловой части



Фиг. 83. Американская чугунная тормозная колодка с включением стальной решётки

твёрдость её по Бринелю в средней части равна 230 единицам, а на концах — 460—470 единицам. Эти твёрдости относятся к новым колодкам; после некоторой работы и нагрева во время торможения она несколько уменьшается, например, на 20—30 единиц.

Закалка концов колодки играет ту роль, что она предотвращает более сильный износ на этих концах, чем в середине, вследствие выворачивающего колодку момента, а также и ввиду того, что остывшая после торможения колодка деформируется и, вновь накладываясь на бандаж, даёт в середине зазор, проходящий по мере нагрева колодки; при мягких концах, пока колодка нагревается, она успевает пришлифоваться к бандажу, и гогда при законченном нагреве, получая обратную деформацию, колодка даёт уже зазоры на концах. По этой причине колодка большей частью работает не полной поверхностью, что ведёт к более быстрому износу и уменьшению коэфициента трения, а также к неравномерному нагреву всего тела колодки. Закалённые концы колодки наполовину уменьшают описанные явления неравномерного поочерёдного стирания то концов, то середины, и поэтому колодка работает дольше.

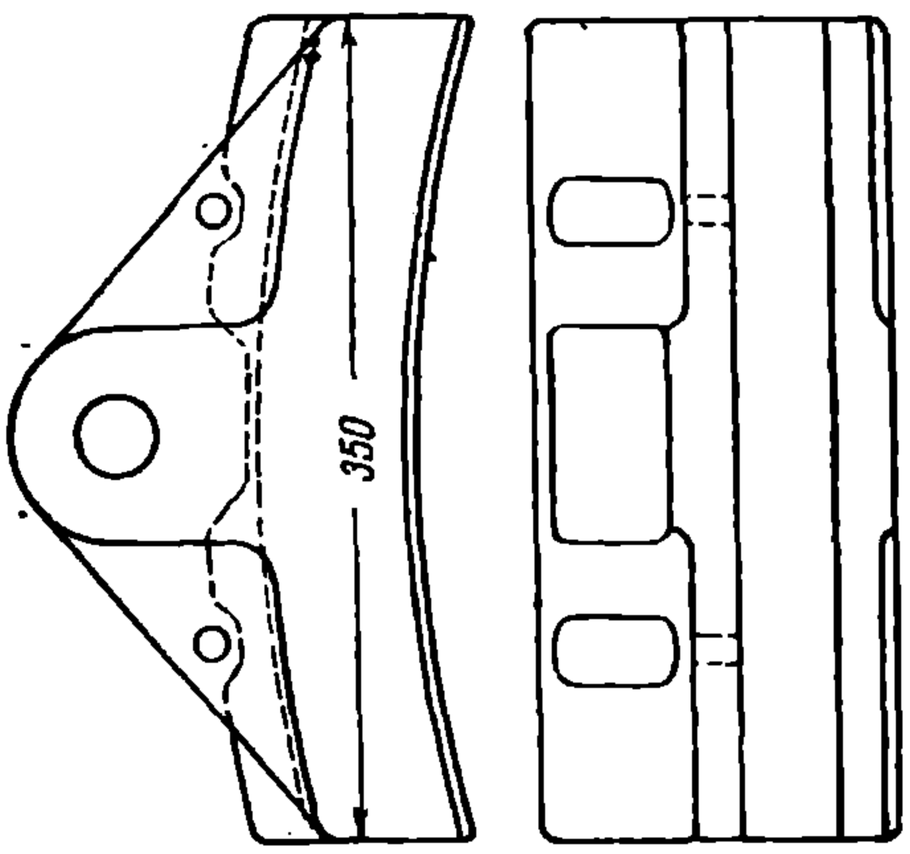
Ввиду сравнительно большой твёрдости эти колодки хрупки и ломаются после некоторого износа. Во избежание разрушения на спинке их имеется залитая стальная пластина со скошенными краями наподобие ласточкина хвоста для более прочной связи её с телом колодки во время отливки. В таком виде колодка может работать до полного износа, а если и лопнет в одном или нескольких местах, то это не мешает дальнейшей её службе и правильному прилеганию к поверхности бандажа. Наоборот, ввиду отсутствия температурной деформации она работает лучше.

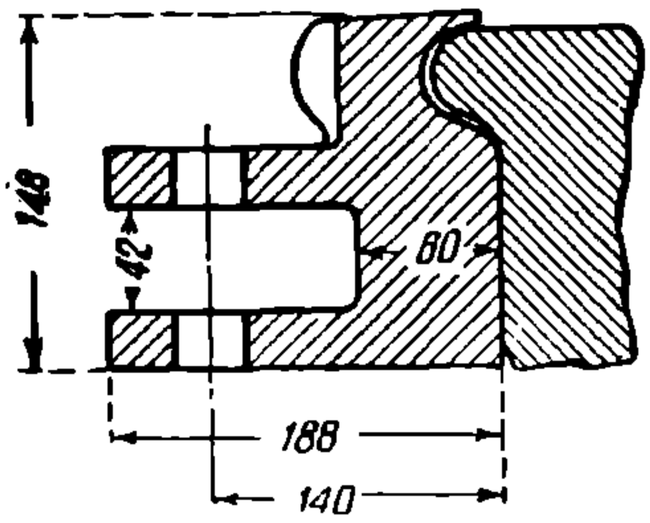
Второй тип колодки — это так называемая колодка типа Даймонда в переводе «Ромб» (фиг. 83). В тело этой колодки при отливке её введена стальная решёт-

НБ УДУТ (ДИТ)

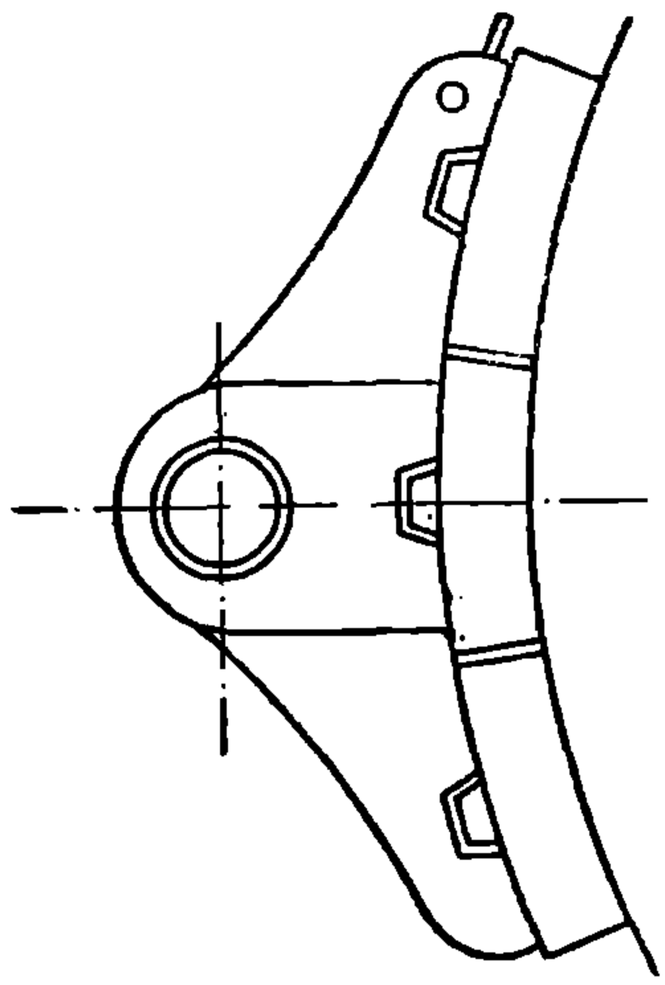
чатая пластина из мягкой стали. Такой стальной скелет колодки значительно улучшает фрикционные качества её, коэфициент трения у неё при изменениях скорости более постоянен, износ — медленный. Концы этой колодки также закалены, а спинка укреплена стальной пластиной. Этот тип колодки является приближением к той идеальной комбинации разных материалов, фрикционные свойства которых в сумме дают желаемый устойчивый коэфициент трения с поглощением большой работы на единицу износа её ввиду хорошего отвода тепла трения.

К особым типам тормозных колодок относятся ещё такие, которые имеют очертания в поперечном сечении, соответствующие профилю бандажа (фиг. 84). Такая колодка скользит по поверхности катания бандажа, а после некоторой сработки — и по гребню его, так как в такой колодке делается предварительный зазор между гребнем и фасонной частью её, чтобы обеспечить с самого начала





Фиг. 84. Фасонная колодка с обхватом реборды колеса



Фиг. 85. Разрезная тормозная колодка

соприкасание по поверхности катания, необходимое для хорошего торможения. Концы колодки тоже закаливаются, а в средней части её в области обхвата бандажа и гребня заливаются куски крепкого металла, например, отбелённого чугуна.

Такая фасонная колодка с твёрдыми кусками на её поверхности способна в некоторой степени обтачивать бандаж, при этом средняя часть поверхности катания бандажа, на которой образуется прокат от пробега колеса по рельсам, не трётся или очень мало трётся о колодку, и таким образом больше срабатывается выступающая над прокатом поверхность бандажа, а потому в некоторой степени колодка выравнивает профиль бандажа, поддерживая его всё время близким к нормальному. Благодаря этому обточку скатов можно делать реже и исключается появление острого гребня, в связи с чем число подъёмок паровоза в депо от этого уменьшается.

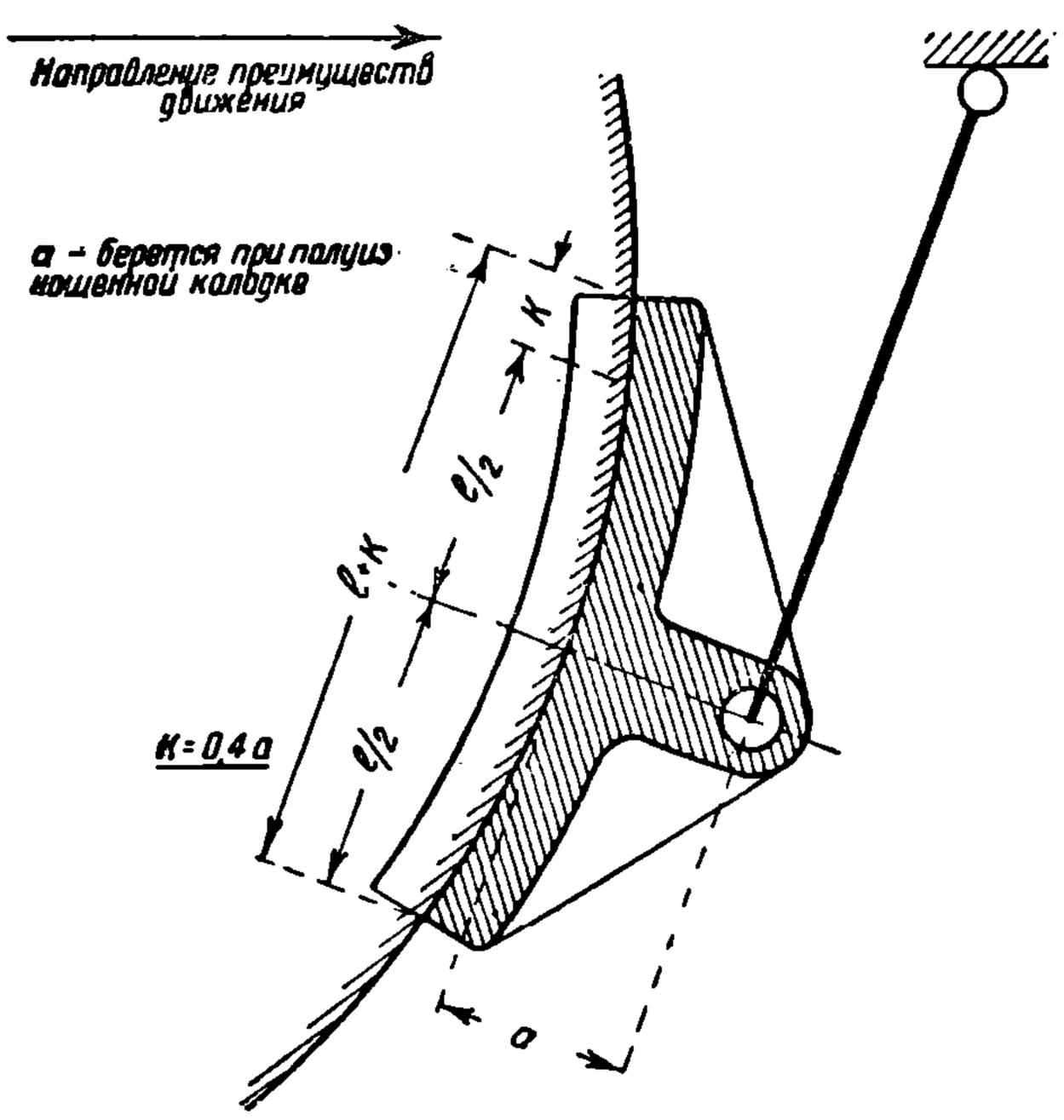
Благоприятным условием для работы тормозной колодки считается увеличение площади трущейся поверхности, что может быть выполнено за счёт удлинения дуги обхвата. Чем больше рабочая площадь, тем меньше удельное давление, следовательно, выигрывается коэфициент трения при меньшем износе. Однако чрезмерное удлинение тормозной колодки не даёт ожидаемых улучшений качества её работы ввиду постоянных короблений по мере нагревания и остывания, поэтому она при переменных температурных режимах постоянно деформи-

УДУНТ (ДІІТ) НБ

руется и не даёт полного прилегания к бандажу и, как следствие, не улучшает, а ухудшает работу трения. Для избежания этого иногда применяют «разрезные» колодки, т. е. в одном длинном башмаке помещают две или три малые колодки (фиг. 85). Такие колодки оказались эффективнее, например, тормозные пути при них короче на 10—15%, чем при неразрезных колодках.

При трении о колесо колодка испытывает выворачивающее усилие, в результате которого один конец её прижимается сильнее другого.

Вследствие этого получается неравномерный износ. Но он в конце концов компенсируется при перемене направления движения. И только у тех локомотивов, которые имеют преимущественное движение в одну сторону, колодки изнашиваются неравномерно, ввиду чего срок службы их укорачивается.



Фиг. 86. Асимметричная колодка для локомотивов с преимущественным направлением движения

Для получения в таких условиях равномерного износа колодок применяется несимметричная форма их, как показано на фиг. 86.

При хорошо налаженном колодочном хозяйстве изготовление колодок должно быть централизовано и строго специализировано. Для приёмки продукции на заводе устанавливаются специальные машины трения с целью проверки фрикционных свойств колодок и сопротивляемости изнашиванию согласно техническим условиям.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

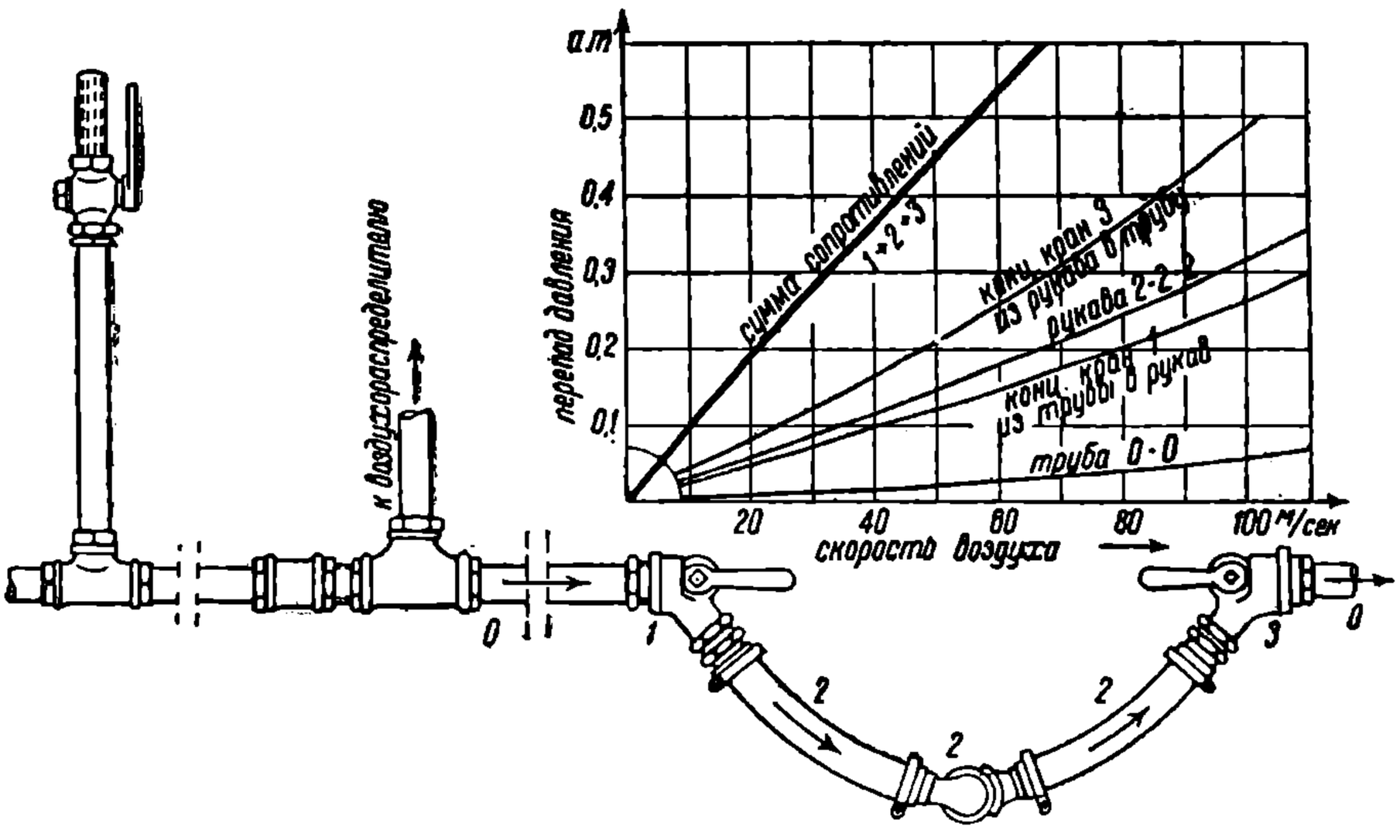
ГЛАВА ЧЕТВЁРТАЯ

ТЕОРИЯ ВОЗДУШНОЙ ТОРМОЗНОЙ МАГИСТРАЛИ

§ 28. ТОРМОЗНАЯ МАГИСТРАЛЬ И ЕЁ ХАРАКТЕРИСТИКА

Тормозной трубопровод, начинающийся у крана машиниста и заканчивающийся в конце поезда, принято называть тормозной магистралью.

Назначение её двоякое: с одной стороны, тормозная магистраль служит пневматическим проводником для управления всеми тормозами из одного места; с другой, — она выполняет роль воздушного трубопровода, по которому производятся питание и зарядка сжатым воздухом всей тормозной системы, а также пополнение расхода воздуха вследствие утечек.



Фиг. 87. Элементы магистрали и их сопротивления по опытам доц. Карминского

Характерной особенностью тормозной магистрали, как трубопровода, является многочисленность гибких соединений, кранов и отводов. Нормально магистраль каждой тормозной единицы имеет на концах (фиг. 87) два гибких рукава, снабжённых головками, два концевых крана, отводы к воздухораспределителю и отводы к кранам остановки, если они имеются. Все эти детали создают сопротивление движению воздуха, ухудшая работу тормоза.

Нас не столько интересует магистраль как трубопровод, питающий тормозную систему воздухом, сколько как провод для пневматической связи всех тормозных приборов поезда с центральным прибором управления — краном машиниста. Единственным способом этого управления является изменение давления воздуха в магистрали на определённую величину таким темпом, чтобы возбудить к действию и заставить работать воздухораспределители, находящиеся у каждого тормозного цилиндра.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Общий и основной принцип работы всех типов тормозных воздухораспределителей и тройных клапанов заключается в том, 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: определённой величины темп изменения давления воздуха воздействует на рабочие площади поршней или диафрагм, помещённые в приборах, ввиду чего эти поршни или диафрагмы перемещаются, увлекая или толкая золотники или клапаны. Эти 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 всё время меняется. Спрашивается, по какому термодинамическому закону следует рассматривать эти процессы. Ясно, 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 производства операций полного или экстренного торможения, то, если только размер утечек не выходит за пределы, установленные техническими нормами, утечки не вносят существенных изменений в работу тормозов.

При помощи воздухораспределительных приборов в тормозных цилиндрах устанавливаются определённые давления во время торможения. Однако эти давления не производят такой работы, как, например, давления пара или газа в двигателях, а лишь создают определённый статический нажим на поршни и рычаги; поэтому расход воздуха при торможении не зависит ни от скорости поезда, ни от длины тормозного пути, но зависит лишь от числа тормозов и от числа отдельных торможений и отпусков, причём каждый раз воздух расходуется на магистрали для снижения давления в ней в начале торможения, а затем через эту магистраль возобновляется зарядка тормозов после торможения.

Рассмотрим подробнее режим работы магистрали.

При повороте ручки крана машиниста в тормозное положение магистраль сообщается через этот кран с атмосферой, и в ней с определённой скоростью происходит процесс последовательного движения волны падения давления воздуха по направлению от крана машиниста к концу магистрали. Этот процесс называется воздушной волной, а скорость его распространения в магистрали — скоростью воздушной волны. Эта скорость 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 достигает его, но и создаёт 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.*

Темпы падения давления, достигнув определённой величины, вызывают действие воздухораспределителей, а эти последние — действие тормозов. Последо-

НБ УДУНТ (ДИТ)

вательное распространение действия тормозов вдоль поезда называется тормозной волной.

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

Скорость тормозной волны равна длине магистрали, делённой на время, протекающее с момента поворота ручки крана машиниста до момента начала действия тормоза, находящегося в конце магистрали. Началом действия тормоза является первое появление воздуха в тормозном цилиндре, что обнаруживается по манометру или по моменту начала выхода штока поршня тормозного цилиндра.

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 Гильденбрандтом в Германии и опубликованные им в книге «Die Entwicklung der selbsttätigen Druckluft-bremse» (1927 г.) с целью изучения пневматики магистрали, показывают, что темпы падения давления в разных точках магистрали зависят от высоты зарядного давления, величины диаметра трубы, длины магистрали, способа снижения давления в ней и от вредных объёмов, образуемых приключёнными 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.

Весь магистральный трубопровод, имеющий длину около 1 160 *м*, был проведён таким образом, что с места управления краном можно было наблюдать за работой прибора не только первого вагона, но также 25, 50, 75 и 100-го.

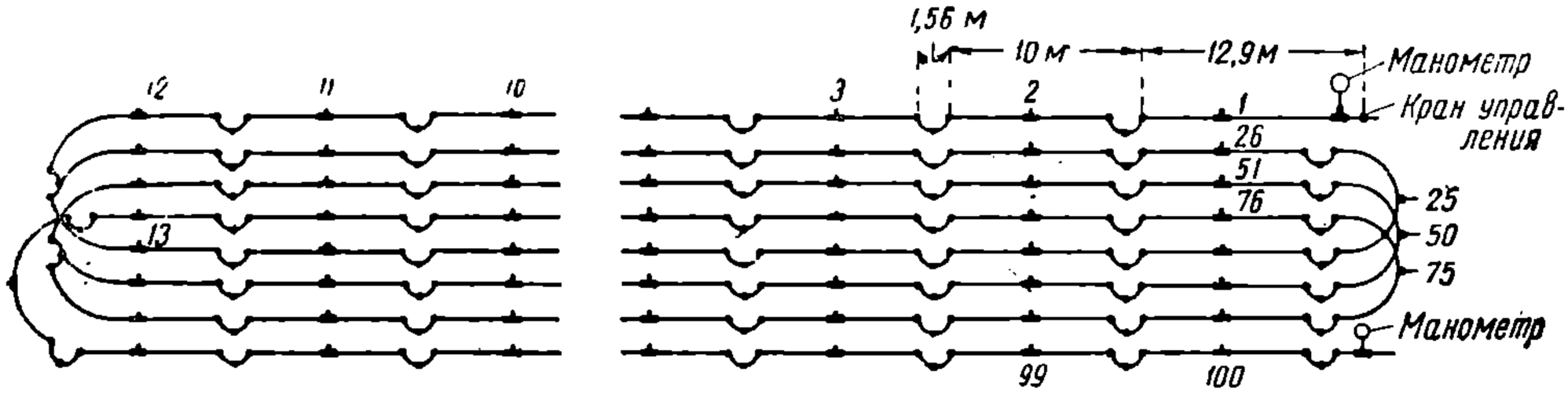
Здесь под словом «вагон» подразумевается участок опытной магистрали, (заканчивающийся гибкими рукавами), длина которого соответствует одному двухосному вагону.

Для сообщения магистрали с атмосферой, т. е. для разрядки её, употреблялся простой двухходовой кран, живое сечение которого равнялось живому сечению трубы. Но если нужно было выпустить воздух через малые отверстия, то в выходной отросток крана ввёртывалась специальная шайба с соответствующим отверстием. Ручка крана была снабжена электрическими контактами, которые замыкали ток для приведения в действие электромагнитных перьев на измерительных приборах, присоединённых к магистрали; эти перья отмечали на лентах марки в моменты открытия крана. На тех же лентах контактные часы отбивали секунды, а индикаторы, соединённые с магистралью, одновременно записывали кривые изменения давлений в ней. Таким образом получались диаграммы работы магистрали в разных точках. Затем при обработке этих диаграмм все кривые можно было привести к одной начальной ординате времени. Пуск ленты в ход в аппаратах происходил путём электрической передачи в момент открытия крана, т. е. при повороте его ручки.

Схема магистрали, на которой производились опыты, представлена на фиг. 88. 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 12,9 *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*. Загибы труб по схеме сделаны такого радиуса, что сопротивлениями движения воздуха в них практически можно пренебречь. Длина всей магистрали по точному измерению равна 1 152,34 *м*.

НБ УДУТ (ДІІТ)

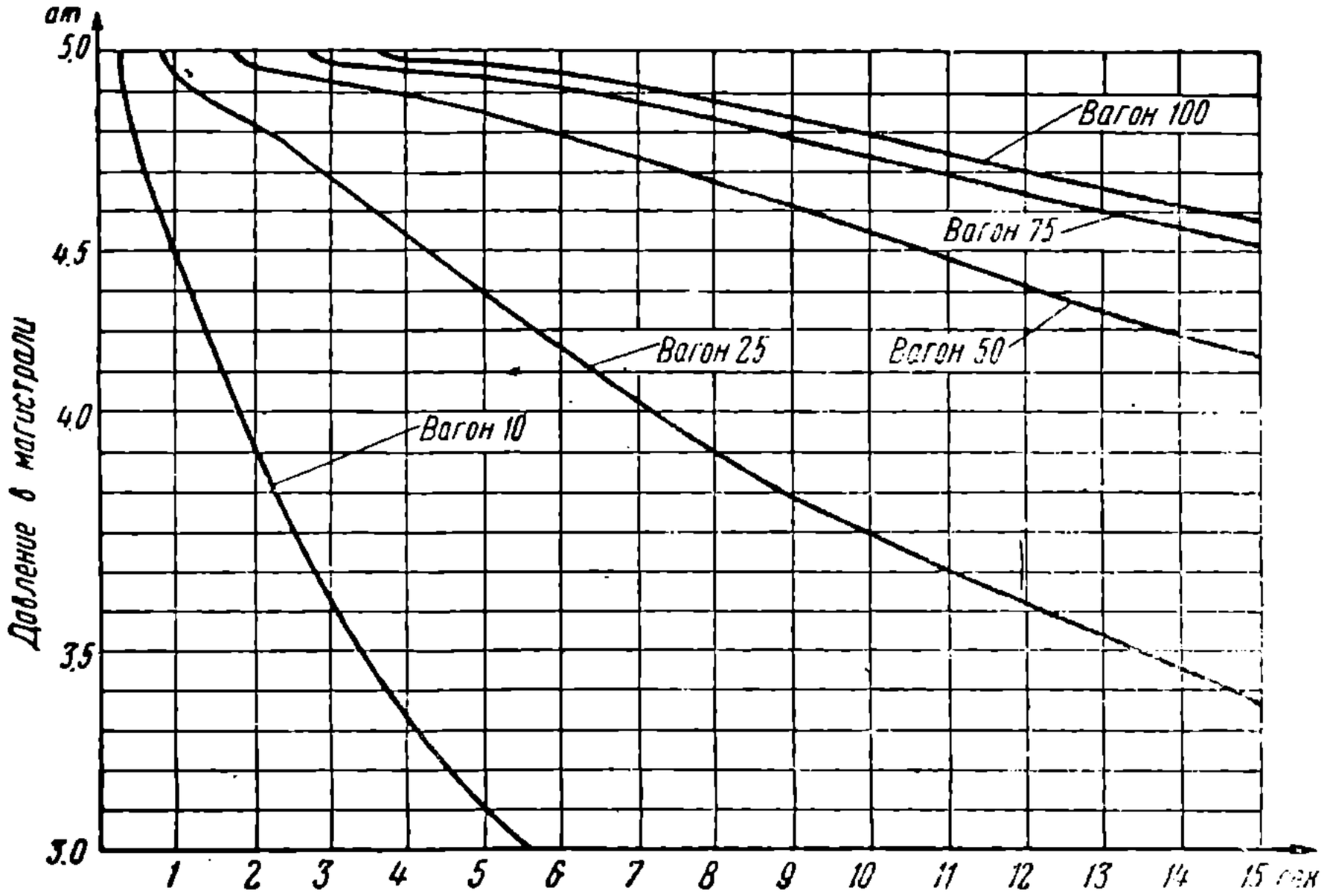
Результаты снятых диаграмм изображены на фиг. 89—94. Они представляют кривые давлений в функции времени, заснятые на 10, 25, 50, 75 и 100-м вагонах магистрали. Начальное зарядное давление показано на диаграммах. Кран во время опытов открывался сразу полностью, поэтому падение давления в магистрали соответствует экстренному торможению за исключением одного опыта разрядки через малое отверстие.



Фиг. 88. Лабораторная тормозная магистраль для изучения её работы

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 1 152,34 *м* в 3,52 сек., то скорость её равна 327 *м/сек*. Эта цифра очень близка к той, которая получилась ниже по формулам, выведенным на основании теоретического анализа.

Рассматривая диаграммы, мы видим, что скорость воздушной волны остаётся постоянной также и при различных способах снижения давлений как через широкое, так и узкое отверстие (фиг. 89 и 91), а также при различной длине магистрали, что видно из фиг. 92, на которой изображены диаграммы для длины магистрали в 75, 50 и 25 вагонов. Из них видно, что при любой общей длине поезда волна доходит до 10, 25, 50 и 70-го вагонов с одинаковой скоростью.



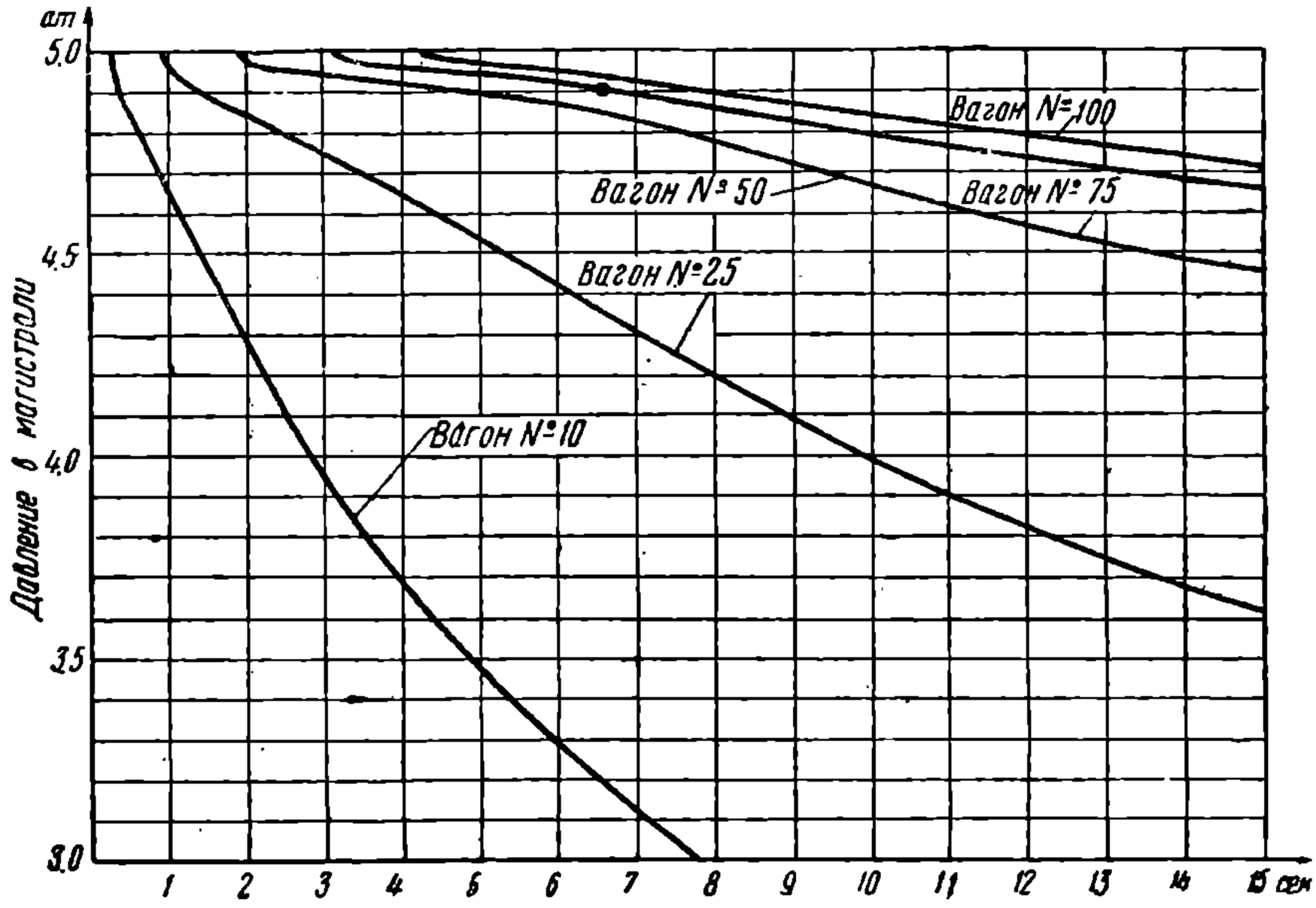
Фиг. 89. Разрядка магистрали через полностью открытый кран. Длина магистрали 1 060 *м*. Начальное давление 5 *ат*

Но темпы падения давления в разных местах поезда очень различны. До 10-го вагона давление падает быстро, а к концу поезда замедляется и становится всё более однородным, например у 100-го вагона имеется тот же

НБ УрГУПС (ДИТ)

темп, что и у 75-го вагона, ввиду чего линии на диаграмме для этих вагонов почти параллельны и разница в давлениях сравнительно незначительная.

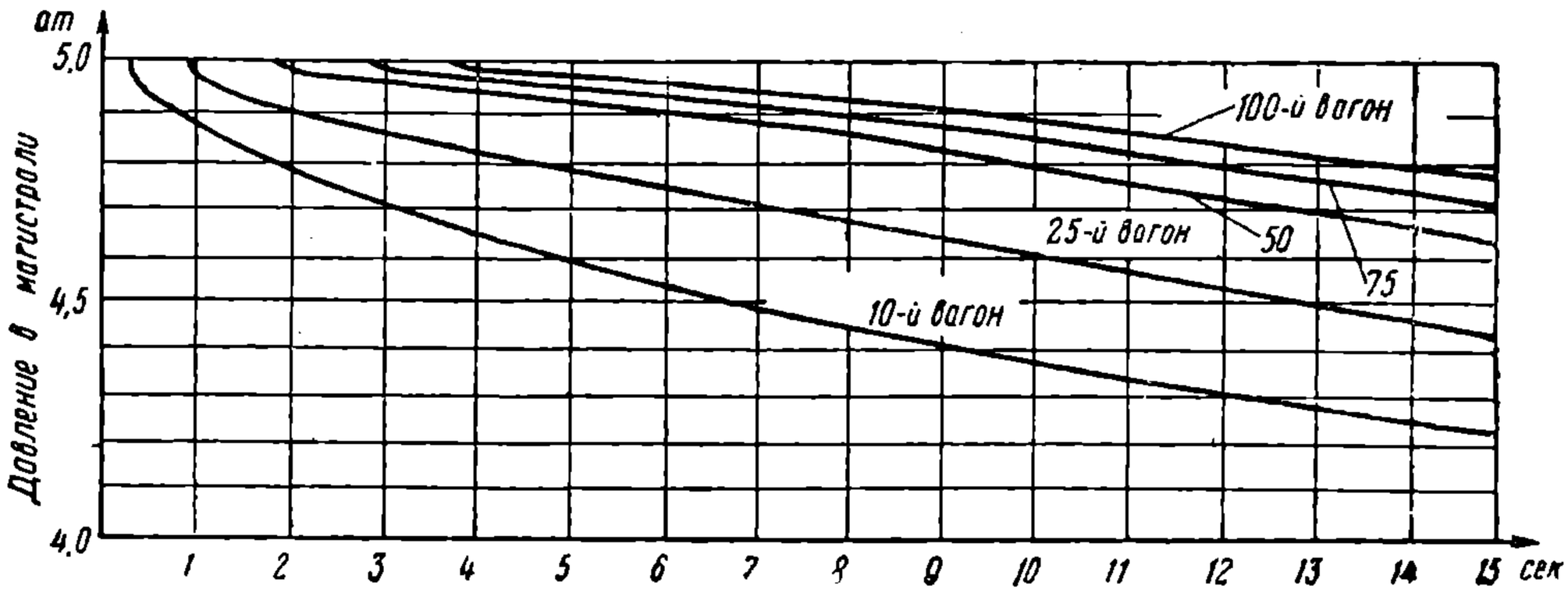
Большой интерес представляет собой картина распределения темпов падения давления в магистрали, так как от этого зависят тормозная волна и характер работы тормоза, что видно на диаграмме фиг. 94, на которую перенесены данные из диаграммы фиг. 89 распределения давления в магистрали в различные моменты



Фиг. 90. Разрядка той же магистрали, объём её увеличен путём присоединения к ней отростков длиной по 2 *м* под каждым вагоном

времени. Эта диаграмма показывает темпы падения давления, которые образуются в магистрали в конце 1, 2, 3, 4 и 10 сек., а также предположительно (показано 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 маги-



Фиг. 91. Разрядка той же магистрали (фиг. 89), но через отверстия диаметром 5 *мм* при зарядном давлении 5 *ат*

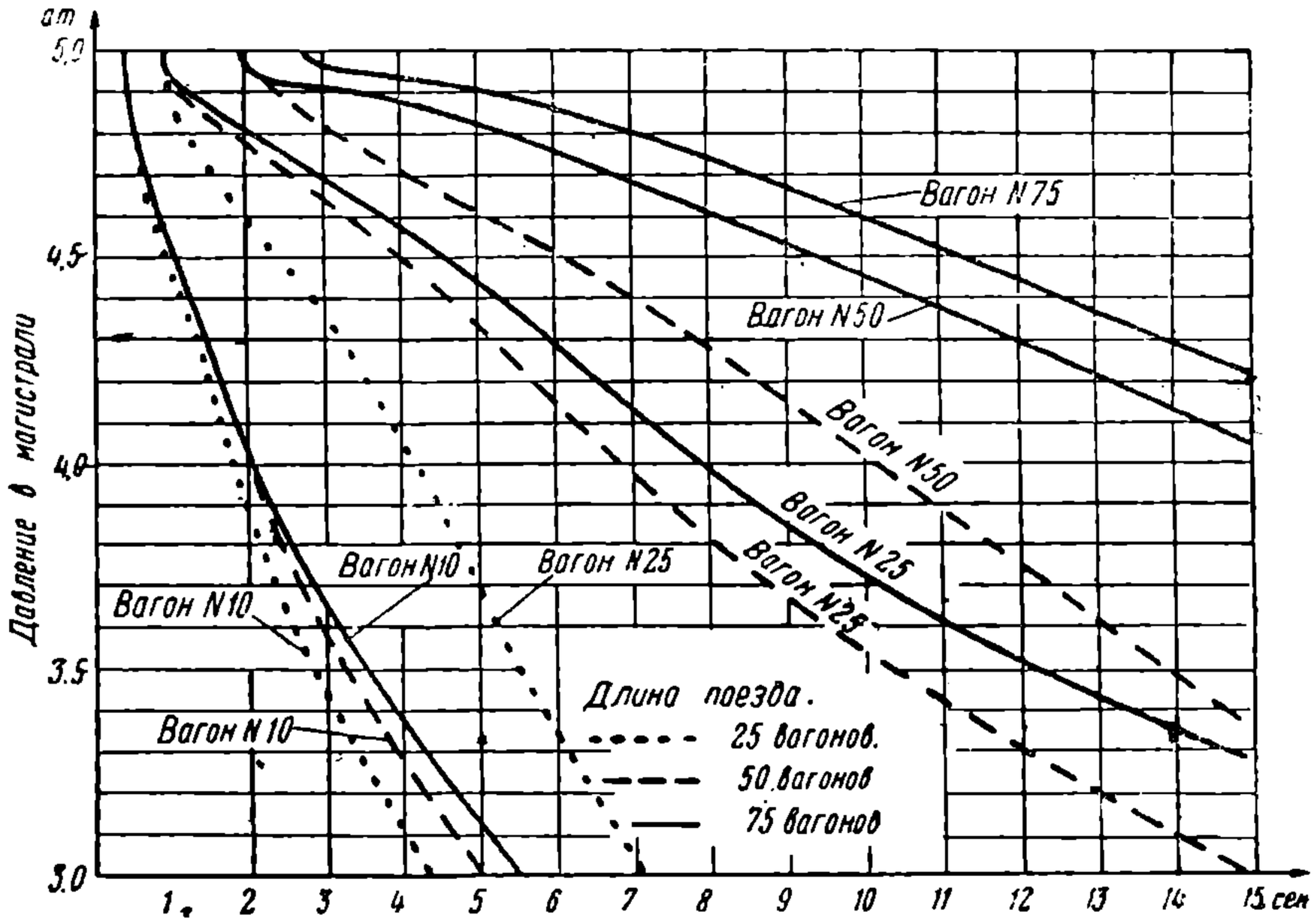
страли с постоянной скоростью до конца магистрали —это есть воздушная волна. Темпы же падений становятся тем медленнее, чем дальше от начала магистрали рассматриваемое поперечное сечение. Через 0,25 сек. от момента начала разрядки волна достигла 8-го вагона. На этом участке кривая давления круто падает. По истечении 1 сек. волна достигла 32-го вагона; от этого вагона до начала магистрали кривые падают тоже круто.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Совершенно иная картина появляется по истечении 4 сек., когда волна уже достигла конца магистрали. Так как в конце магистрали отсутствует приток воздуха, то имеющийся там воздух не стремится так интенсивно двигаться к переднему концу, как в передней части магистрали, где он имеет достаточно большую скорость.

Вследствие этого давление в задней части магистрали изменяется почти равномерно по длине её, 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.

Влияние диаметра выпускного отверстия в кране машиниста на величину темпов падения давления в магистрали видно на фиг. 91. При отверстии



Фиг 92. Разрядка магистрали через полностью открытый кран при различных длинах магистрали

диаметром в 5 *мм* темпы падения давления, особенно в начале магистрали, сильно уменьшаются.

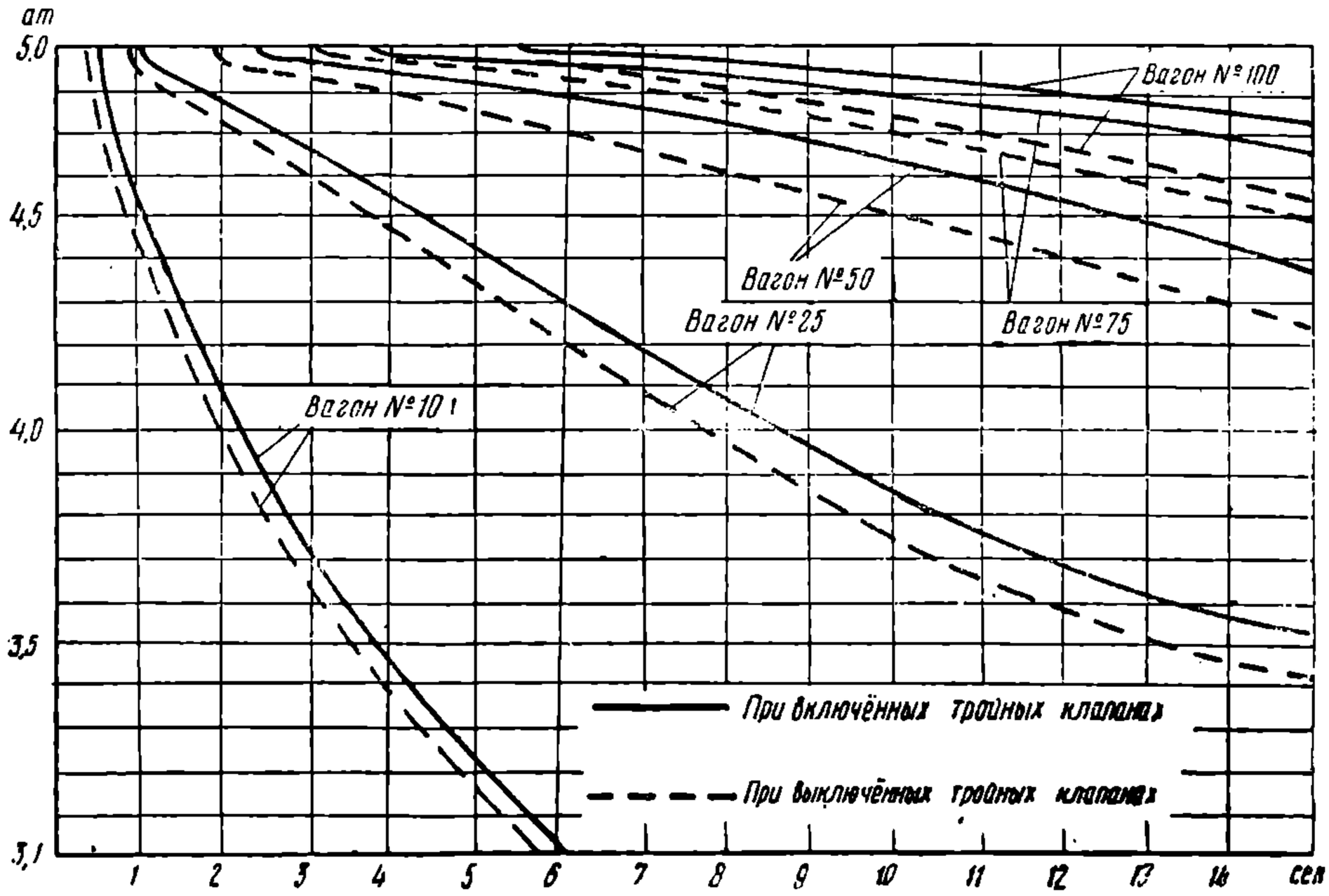
Наконец, рассматривая фиг. 92, замечаем, что темпы падения давления в магистрали тем медленнее для одних и тех же расстояний от крана машиниста, чем длиннее поезд.

Скорость воздушной волны, а в особенности темпы падения давлений воздуха, значительно замедляется от наличия «вредных объёмов в магистрали», т. е. тех побочных объёмов, 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 возможности соединения их после поворачивания вагонов, как это сделано в вагонах метрополитена).

На фиг. 90 показана диаграмма распространения воздушной волны в магистрали, когда к ней на каждом вагоне в точках *1,2 3*....., *100* (фиг. 88) присоединены отростки труб длиной по 2 *м* того же диаметра и закрытые на концах. Воздушная волна достигает в этом случае последнего вагона через 4,2 сек., тогда как при чистой магистрали без отростков (фиг. 89) волна доходит до последнего вагона в 3,6 сек., а падение давления в хвосте — на 0,2 *ат* получается через 11,2 сек. (фиг. 90), тогда как при чистой магистрали это падение получается через 9,8 сек. (фиг. 89).

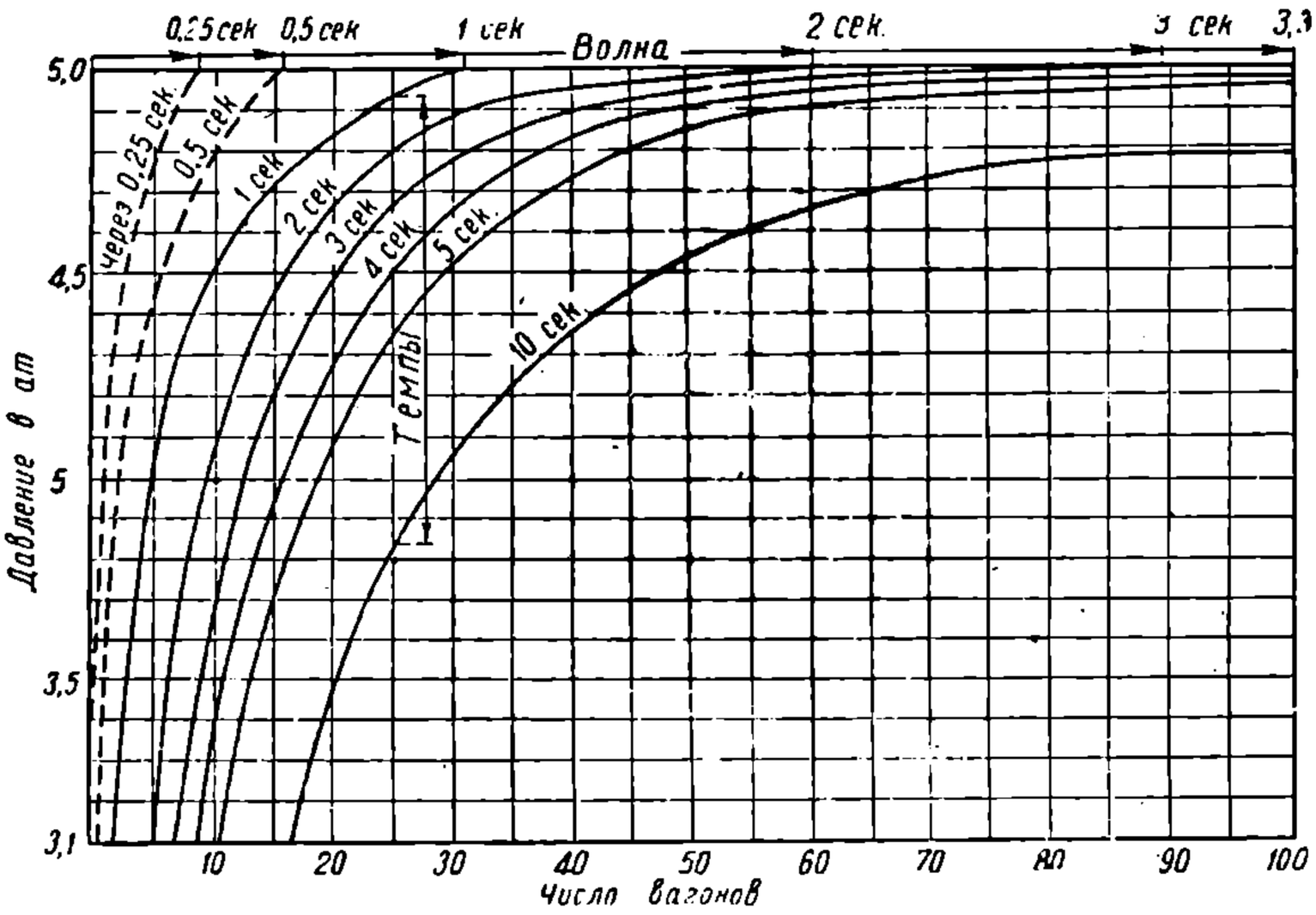
НТБ УДУТ (ДИИТ)

Ввиду этого рекомендуется избегать лишних ответвлений, а те, которые безусловно необходимы, делать по возможности короче. Довольно большое влияние на замедление волны и уменьшение темпов падения давления оказывает воздух, поступающий из воздухораспределителей (или из тройных клапанов)



Фиг. 93. Разрядка магистрали при включённых тройных клапанах с ускорителями на всех вагонах

в начале работы при движении распределительных поршней в сторону магистрали; этими движениями в магистраль со стороны каждого прибора вталкивается некоторый объём воздуха, а в массе при наличии большого числа приборов это даёт весьма большое количество сжатого воздуха, поступающего в магистраль.



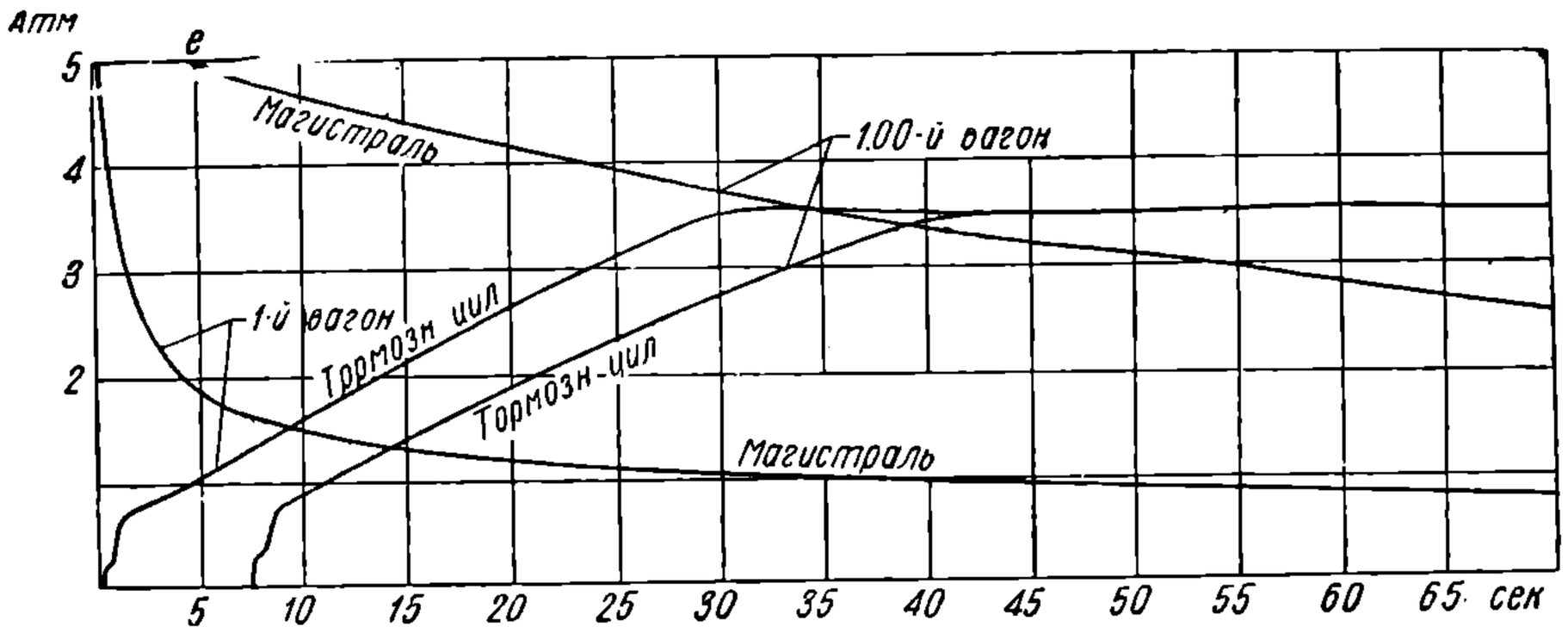
Фиг. 94. Темпы падения давления в разных местах поезда в функции времени, указанного на кривых

К этому присоединяется ещё некоторое количество воздуха, проникающего в магистраль перед началом движения распределительного поршня из запасного резервуара или из дополнительной или золотниковой камеры (в тормозе Матро-

НБ УДИТ (ДІТ)

сова) через питательные канавки, как только давление в магистрали начинает понижаться.

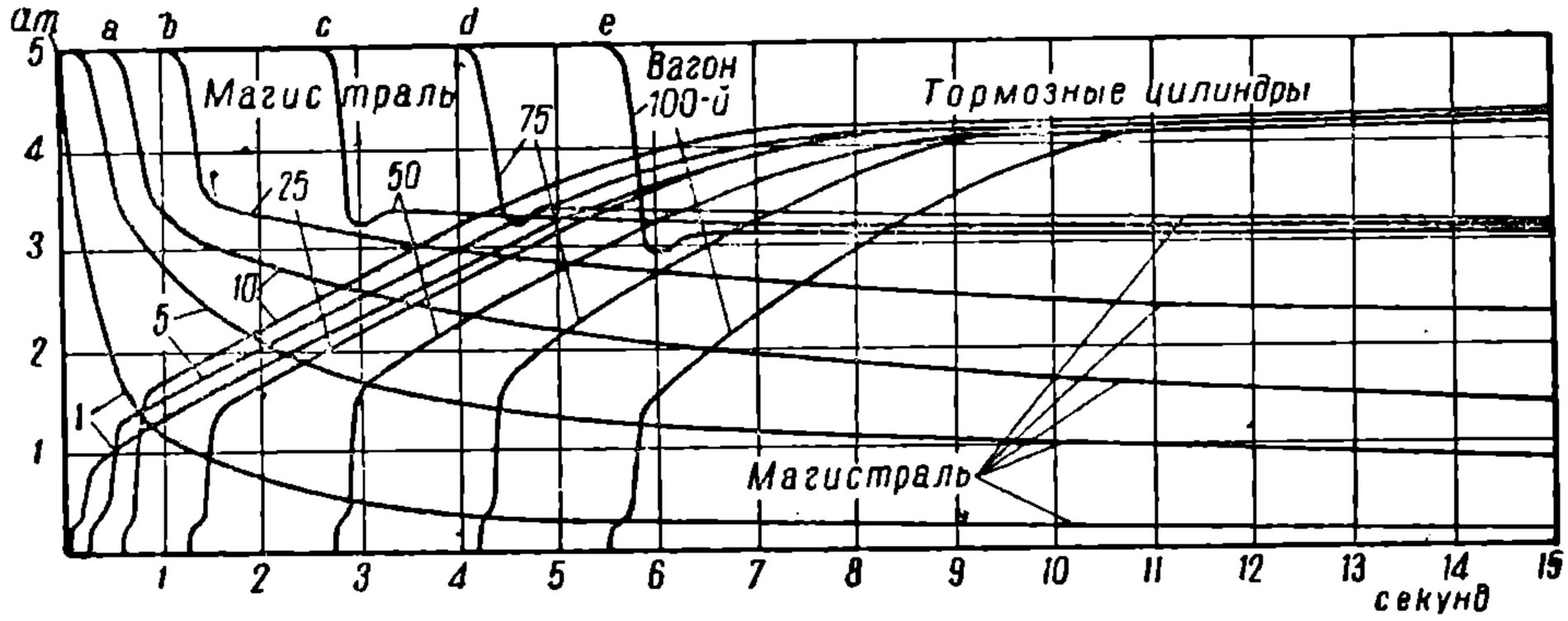
Влияние этих двух вредных притоков воздуха в магистрали на понижение давления в ней видно из диаграммы на фиг. 93. Рядом с этими кривыми проведены для сравнения пунктирные кривые, полученные при выключенных тройных клапанах. Время распространения воздушной волны, как это видно на диаграмме, равно 5,3 сек., тогда как при выключённых приборах оно равно 4 сек., при этом темп падения давления в последнем вагоне настолько мал,



Фиг. 95. Тормозная волна (расхождение во времени начала действия первого и последнего тормозов) при выключенных ускорителях

что даже трудно точно установить начальную точку падения. При таких слабых темпах тормозные приборы последних вагонов могут не прийти в действие, ввиду чего всегда предусматривается в устройстве воздухораспределителей товарного типа служебная дополнительная разрядка магистрали.

Тормозная волна имеет скорость, значительно меньшую, чем воздушная. Это видно из фиг. 95, на которой дана диаграмма совместной работы магистрали и тормозного цилиндра товарного тормоза. Рассматривая диаграмму, замечаем, что воздушная волна достигла конца поезда в 5 сек., а тормозная волна—в 7,5 сек.



Фиг. 96. Тормозная волна (расхождение во времени начала действия первого и последнего тормозов) при включённых ускорителях

при длине магистрали 1 060 *м* (100 немецких вагонов). Необходимо принять во внимание, что торможение происходит со служебной дополнительной разрядкой магистрали, т. е. с забором воздуха из неё в объёме около 0,5 *л* у каждого воздухораспределителя в моменты начала действия их. На диаграмме на высоте линии магистрального давления эта дополнительная разрядка не отразилась ввиду её малой величины, тем более что она главным образом компенсирует встречное действие вредного воздуха, выталкиваемого поршнями приборов в магистраль, и отчасти от перепуска воздуха питательными канавками тех же приборов.

На следующей диаграмме (фиг. 96) показана работа тормоза с экстренной дополнительной разрядкой, производимой скородействующими тройными клапа-

НБ УДУНТ (ДИТ)

нами Вестингауза. Из неё видно, что движение воздушной волны, характеризующейся распространением начала падения давления вдоль магистрали, нисколько не ускорилось (по сравнению с диаграммой фиг. 93), но быстрота темпов падения давления после достижения воздушной волной данного места в точках *a*, *b*, *c*, *d*, *e* получилась для всех вагонов одинакового порядка. Такие темпы толчками передаются от тормоза к тормозу, и тормозная волна, саморазвиваясь, получает значительно бóльшую скорость распространения вдоль поезда.

§ 29. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗДУШНОЙ И ТОРМОЗНОЙ ВОЛНЫ

А. ВОЗДУШНАЯ ВОЛНА

а) Общие сведения

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.

Практика показала, что только в этих случаях достигается возможность быстро наполнять сжатым воздухом тормозные цилиндры, т. е. иметь вполне управляемый и максимально мощный тормоз, дающий кратчайшие тормозные пути. Чем длиннее магистраль, тем труднее достигнуть этой цели. 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 серьёзным, если недостаточно изучена сама магистраль как проводник, связывающий все тормозные приборы в единую непрерывную систему; для изучения же магистрали прежде всего должны быть изучены физическое состояние заключённого в неё воздуха и законы изменения давления его во время процессов управления тормозом.

Рассмотренные нами в § 28 практические данные, относящиеся к вопросам изменения давлений воздуха в магистрали во время зарядки её. могут служить лишь отправной базой для изучения явлений, происходящих в ней; но, чтобы вполне выявить природу этих явлений, необходимо произвести ещё теоретическое исследование.

Магистральный трубопровод в процессах управления тормозом, будучи заряжен сжатым воздухом, остаётся замкнутым на одном конце, в то время как на другом при торможении производится выпуск воздуха в атмосферу, или наоборот — при отпуске тормозов пополнение провода воздухом из главного резервуара.

Ввиду большой длины магистральной трубы и упругости воздуха изменение давления в одном её конце не передаётся мгновенно в другой конец, а распространяется с некоторой определённой 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.

Механизм распространения воздушной волны выясняется следующим образом.

При открытии крана на одном из концов длинной магистрали, заряженной сжатым воздухом, в ней вблизи этого крана начинает зарождаться и распространяться далее струйное движение воздуха, направляющегося к выходу. Это сопровождается падением давления, представляющим собой результат превращения энергии давления в энергию движения. Распространение начала этого процесса по направлению от открытого крана к другому концу магистрали, т. е. распространение воздушной волны, может быть объяснено движением молекул сжатого воздуха.

При открытии крана вся та масса молекул, которая в своём непрерывном беспорядочном движении должна была столкнуться (и отразиться) с той поверхностью, которая закрывала отверстие, на этот раз беспрепятственно летит в от-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

верстие. Таким образом, общее равновесие воздуха, находящегося у отверстия, нарушается.

Так же последовательно нарушается равновесие следующих слоёв воздуха, теряя опору в предыдущих слоях.

Этот процесс продвигается вдоль трубы с некоторой скоростью, пока не достигнет противоположного конца её.

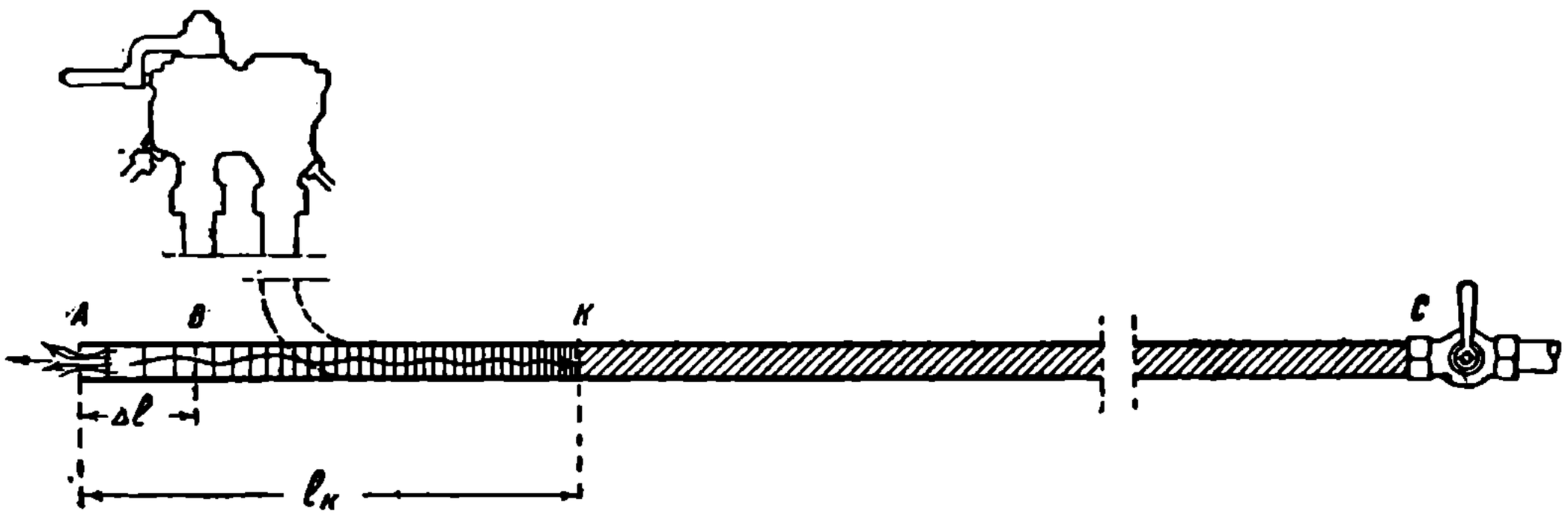
Начинающийся в каждом месте трубы уход воздуха создаёт начало падения давления, которое распространяется вдоль магистрали с определённой скоростью, что и называется скоростью воздушной волны.

Затем, пока кран остаётся открытым в каждом месте магистрали, через которое воздушная волна уже прошла, с определённым темпом начинается и продолжается местное падение давления.

б) Скорость воздушной волны

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

Так как все явления пневматики преимущественно сводятся к превращению энергии тепла и давления воздуха в кинетическую энергию, то не безразлично, по какому закону считать эти изменения: по адиабатическому или изотермическому, если мы не желаем вводить в наши рассуждения неопределённый политропический процесс.



Фиг. 97. Определение теоретической скорости воздушной волны в магистрали

Магистральная труба по сравнению с заключённым в ней воздухом представляет собой большую массу. В силу этого необходимо учитывать возможность перехода её тепла к этому воздуху, если его температура будет ниже, и наоборот, если она будет выше. Поэтому если рассматриваемое изменение состояния воздуха, заключённого в трубе, происходит сравнительно медленно, то этот процесс приближается к изотермическому (например, струйное движение воздуха при наличии больших сопротивлений).

Если же процесс проходит мимо данного сечения трубы очень быстро (например передача толчка от слоя к слою при распространении воздушной волны), то сколько-нибудь заметный обмен тепла между стенками трубы и воздухом на протяжении рассматриваемого небольшого отрезка времени практически произойти не успе ает. Такой процесс приближается к адиабатическому.

Предположим, что имеется заряжённая сжатым воздухом магистраль, на одном конце A которой (фиг. 97) помещён кран машиниста, а на другом C—концевой кран. Последний в нашем исследовании всё время остаётся закрытым.

Положим далее, что в момент времени t посредством крана машиниста мы сообщили магистраль с атмосферой. В момент времени $t + \tau$, следующий за моментом t, воздушная волна уже дошла до точки k, пройдя расстояние $l_к$ с какой-то скоростью w, так что

$$l_к = w\tau. \qquad (1)$$

НЕ УДУНП (ДПТ)

Остановимся на этом моменте и исследуем его подробнее, сделав следующую оговорку.

Для предварительных рассуждений будем относить весь ход развивающегося процесса воздушной волны к ничтожно малому промежутку времени, который в пределе является бесконечно малым. Это даёт право упрощать явления, отбрасывая малые величины высшего порядка и получая таким образом линейные зависимости, как это и делается обычно при анализе.

Итак, за время τ после открытия крана успело уже выйти наружу некоторое количество сжатого воздуха в объёме части магистрали AB. Следовательно, для заполнения освободившегося объёма в движение пришла вся масса воздуха на длине магистрали $l_к$, так как вся остальная часть магистрали остаётся в своём первоначальном состоянии и пока не участвует в данном процессе.

Разделим мысленно участок AK на поперечные тонкие слои. Так как все они уже находятся в движении по направлению к выходному отверстию, то называя массу каждого слоя через m_i, а его скорость через u_i (здесь i показывает порядковое место воображаемого слоя), получим количество движения для одного слоя за промежуток времени Δt, равное $m_i u_i$ Для всей массы воздуха на участке магистрали длиной $l_к$ суммарное его количество будет:

$$\Sigma m_i u_i = H. \tag{2}$$

Взяв условно сечение K за неподвижное, мы можем принять, что при перемещении поперечного слоя воздуха из B в A на величину Δl центры тяжести всех других поперечных слоёв воздуха BK переместятся не на ту же величину, а пропорционально расстоянию от сечения K.

Поэтому, если скорость слоя в сечении B равна u, а в сечении K равна нулю, то за среднюю скорость мы можем принять скорость

$$\frac{u}{2} = \frac{\Delta l}{2\tau}.$$

Так как расширение всей массы воздуха, заключающегося в магистрали на длине BK для занятия всего объёма AK, совершилось в течение времени τ, т. е. пока воздушная волна двигалась до места K, то средняя скорость поперечных слоёв воздуха, на основании сказанного выше, может быть принята равной:

$$u_{ср} = \frac{u}{2} = \frac{\Delta l}{2\tau}.$$

Поэтому, вынося в выражении (2) элементарные средние скорости u_i за знак суммы, а сумму элементарных масс частиц воздуха $\sum m_i$ в объёме магистрали BK называя буквой M, получаем:

$$u_{ср} \sum m_i = M \frac{\Delta l}{2\tau} = H. \tag{3}$$

Массу же M мы можем выразить через удельный вес воздуха γ, делённый на ускорение силы тяжести g и умноженный на объём этого воздуха в отрезке магистрали длиной BK площадью поперечного сечения ω, т. е.

$$M = \frac{\gamma}{g} l_к \omega,$$

а так как длину участка $l_к$ можно выразить через скорость воздушной волны w по (1), то

$$M = \frac{\gamma}{g} \omega w \tau.$$

Подставляя значение этой массы в выражение (3), получаем

$$\frac{\Delta l \cdot \gamma}{2\tau g} \omega w \tau = H.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Здесь τ можно было бы сократить, но вместо сокращения заменим его в знаменателе следующим значением из (1):

$$\tau = \frac{l_к}{w}.$$

Тогда получаем:

$$\frac{\Delta l}{2 l_к} \frac{\gamma}{g} \omega w^2 \tau = H. \qquad (4)$$

По закону количества движения величина H должна быть равна импульсу S сил, действующих на данный объём воздуха за тот же промежуток времени τ. Займёмся нахождением этого импульса.

Единственной причиной, вызывающей появление воздушной волны, служит выпуск воздуха через кран машиниста в атмосферу. За рассматриваемый промежуток времени τ воздух в объёме участка Δl уже успевает удалиться. Поэтому воздушный ствол в участке магистрали BK получает удлинение, а плоскость его торцевого сечения B перемещается влево до сечения выходного отверстия A. Вследствие такого удлинения давления в поперечных слоях указанного воздушного ствола изменяются между сечениями B и A по линейному закону в функции расстояния в убывающем порядке от K к A. Таким образом, если зарядное давление магистрали назовём через p, то в сечении A оно будет $p - \Delta p$, а в сечении, проходящем через середину данного участка, оно выразится как $p - \frac{\Delta p}{2}$ (при ничтожно малом значении τ, следовательно, и длины AK).

Поэтому, для определения среднего импульса силы мы должны отнести его к середине указанного участка. Следовательно, величина снятой нагрузки 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 τ, то средний импульс этой силы для всего отрезка AK равен:

$$\frac{1}{2} \Delta p \, \omega\tau = S. \qquad (5)$$

Согласно закону количества движения величина H, выраженная формулой (4), равна величине S, выраженной формулой (5):

$$\frac{\Delta l}{2 l_к} w^2 \frac{\gamma}{g} \omega\tau = \frac{1}{2} \Delta p \, \omega\tau,$$

что после сокращений даёт

$$\frac{\Delta l}{l_к} w^2 \frac{\gamma}{g} = \Delta p,$$

откуда искомая скорость воздушной волны w будет:

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} l_к \frac{\Delta p}{\Delta l}} \qquad (6)$$

Эта формула, однако, для практики неудобна, так как неизвестен темп падения давления $\frac{\Delta p}{\Delta l}$, поэтому преобразуем её.

Длину трубы $l_к$ под корнем этого выражения заменим объёмным измерением, помножив и разделив подкоренную величину на площадь трубы ω. (Это можно сделать, так как вся магистраль имеет постоянный диаметр.)

Тогда получаем:

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} l_к \omega \frac{\Delta p}{\Delta l \omega}}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

или

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} v_к \frac{\Delta p}{\Delta v_к}} \qquad (7)$$

где $v_к$ — объём воздуха в трубе длиной $l_к$.

Производя данный анализ, мы остановились на том моменте, который соответствует некоторому приращению времени τ после момента открытия отверстия на конце трубы.

Переходя же от конечного значения элемента времени τ к бесконечно малому его значению $d\tau$, мы должны в подкоренной величине (7) отношение $\frac{\Delta p}{\Delta v}$ заменить диференциальной формой, тогда получим:

$$w = \sqrt{\frac{g v_к \, dp}{\gamma \, dv_к}} \qquad (8)$$

Чтобы получить окончательную формулу скорости воздушной волны, нам надо найти, чему равна производная $\frac{dp}{dv_к}$, 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 объём $v_к$ и давление p связаны формулой Пуассона:

$$pv_к^n = \text{const},$$

где n для воздуха равно 1,4.

Продиференцируем эту формулу:

$$v_к^n dp + npv_к^{n-1} \, dv = 0.$$

Сокращая все выражения на $v_к^{n-1}$, получаем:

$$v_к \, dp + npdv_к = 0,$$

откуда и находим:

$$v_к \frac{dp}{dv_к} = np.$$

Подставляя найденное значение левой части последнего выражения под корень выражения (8), получаем поэтому без значка $к$ окончательную формулу скорости воздушной волны для всей длины магистрали:

$$w = \sqrt{gn \frac{p}{\gamma}}, \qquad (9)$$

где g — ускорение силы тяжести;

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

n — показатель адиабаты, т. е. отношение теплоёмкости воздуха при постоянном давлении к теплоёмкости при постоянном объёме;

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

Так как мы всегда имеем дело с воздухом, то показатель адиабаты $n=1,4$, а ускорение силы тяжести $g = 9,8$ $м/сек^2$. Учитывая это и вынося множитель gn за знак радикала, получим формулу, которой удобно пользоваться на практике:

$$w = 3,7 \sqrt{\frac{p}{\gamma}} \qquad (10)$$

Обращает на себя внимание то, что в формулу скорости воздушной 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. Это, 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 5 *мм* (фиг. 89—91).

НБ УДУГТ (ДІІТ)

Подставим в формулу (10), например, следующие цифры:
$p = 6$ *ата* $= 60\,000$ *кг/м²*;
γ при $+10°C = 1{,}2 \cdot 6 = 7{,}2$ *кг/м³*;
γ при $0°C = 1{,}25 \cdot 6 = 7{,}5$ *кг/м³*;
γ при $-10°C = 1{,}3 \cdot 6 = 7{,}8$ *кг/м³*.
Тогда получим скорости воздушной волны при температурах: $+10°$, нуль и $-10°$.

$$\left.\begin{aligned} w_{+10} &= 3{,}7\sqrt{\frac{60\,000}{7{,}2}} = 336 \text{ м/сек};\\ w_{0} &= 3{,}7\sqrt{\frac{60\,000}{7{,}5}} = 330 \text{ м/сек};\\ w_{-10} &= 3{,}7\sqrt{\frac{60\,000}{7{,}8}} = 324 \text{ м/сек}. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

В формуле скорости воздушной волны отсутствует коэфициент сопротивления, объясняется это тем, что указанная 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.

Следует заметить, что при измерениях самопишущими приборами воздушная волна не улавливается с абсолютной точностью, так как в начальный момент записи движущиеся части измерительного прибора должны получать начальные ускорения и преодолеть, хотя бы и очень небольшие, но всё же имеющиеся сопротивления. Неточность даёт погрешности более 10%, причём тем больше, чем дальше от крана производится наблюдение.

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

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

Б. ТОРМОЗНАЯ ВОЛНА

а) Общие сведения

Для того чтобы привести в действие расположенные по всей длине поезда тормозные воздухораспределители, требуется определённая энергия для перемещения их внутренних органов из положений, соответствующих отпущенному состоянию тормозов, в положение торможения. Для этого надо преодолеть в каждом воздухораспределителе препятствия:

а) мешающие быстрому перемещению магистрального поршня, сопротивление трения и сопротивление инерции,

б) замедляющие темпы снижения давления в магистрали — вталкивание воздуха в сторону магистрали при движении поршня и пропуск воздуха из запасного резервуара в магистраль через питательную щель.

Эти причины мешают лёгкому и быстрому начальному действию воздухораспределителя, но всё же в известной степени они не являются вредными, если в сумме не превышают определённой нормы. Если бы их не было, то пришлось бы создавать искусственные сопротивления, так как условия работы тормозов сами этого требуют, что объясняется следующим.

Определённая мера нечувствительности работы воздухораспределителей гарантирует от нежелательного самоторможения: при случайном медленном понижении давления в магистральном проводе, в особенности после отцепки локомо-

НВ УДУНТ (ДИТ)

тива от состава, когда в тормозной сети давление медленно снижается вследствие утечек воздуха. В противном случае станционные маневровые работы были бы чрезвычайно затруднены. Точно также и в пути, например вследствие замедленной работы насоса при недостатке пара или при остановке его по какой-либо надобности. Наконец, питание магистрали и поддержание давления на одном уровне при поездном положении ручки крана машиниста может происходить периодически с небольшими колебаниями давления.

Но если, с одной стороны, нечувствительность приборов торможения в начале их действия считается в известной мере необходимой, то, с другой, — чрезвычайно важно, чтобы приборы безотказно приходили в действие тогда, когда это требуется, и в дальнейшей своей работе сколь возможно были послушны машинисту как при регулировании силы, так и при отпуске, когда минует надобность в торможении.

Для выполнения этих условий установлены определённые правила для приёмки воздухораспределителей как новых выходящих из завода, так и находящихся в эксплуатации после выхода их из ремонта или при ревизионной проверке.

На основании длительной практики и наблюдений установлена следующая степень нечувствительности, которой должны удовлетворять воздухораспределители при индивидуальном их испытании на магистрали объёмом 50 *л*: при падении давления в магистрали 0,1 *ат* в 15 сек., т. е. 0,4 *ат* в минуту, воздухораспределитель не должен реагировать.

Естественно, что в противположность этому имеются технические условия на проверку наличия определённой меры чувствительности. Эта мера состоит в следующем: воздухораспределители как новые, так и выпущенные из капитального ремонта при испытании на индивидуальном стенде должны приходить в действие при падении давления в магистрали темпом 0,1 *ат* в 2 сек. не позже как через 5 сек. после начала падения. Воздухораспределители, снятые с подвижного состава во время ревизий для чистки и смазки, учитывая возможную давность выхода их из ремонта и изношенность, при проверочном испытании должны приходить в действие при падении давления в магистрали 0,1 *ат* в 1 сек. не позже как через 5 сек. после начала падения.

Для скородействующих воздухораспределителей, т. е. приспособленных для экстренного торможения, устанавливается мера для чувствительности на экстренное торможение: при падении давления в магистрали темпом 0,7 *ат* в 1 сек. должно получаться экстренное торможение.

Краны машиниста обычно приспособлены таким образом, что при служебном торможении они дают в голове поезда темпы падения давления 0,3—0,4 *ат/сек* при нормальной плотности тормозной сети (0,2 *ат/сек*).

При экстренном торможении имеет решающее значение резкость падения давления, которая в голове поезда достигается путём сообщения магистрали с атмосферой через кран машиниста широким отверстием, после чего каждый воздухораспределитель, последовательно один от другого, получает возбуждение таким же резким падением давления благодаря приходящим в действие ускорительным клапанам, работающим только при таком сильном темпе падения давления, и во всяком случае при темпе не меньше 0,7 *ат/сек*. Ускорительные клапаны при этом сообщают магистраль с атмосферой или с тормозным цилиндром по месту работы воздухораспределителя, что называется экстренной дополнительной разрядкой магистрали.

Но имеется также и служебная дополнительная разрядка магистрали, которая применяется в тормозах, предназначенных для товарных и вообще для длинных поездов. Без такой разрядки магистрали, производимой самими приборами, ступенчатое торможение доходило бы в поезде, длиной например, 1 000 *м*, только до его половины. Конечно, служебная разрядка должна быть не сильной, рассчитанной лишь на то, чтобы удалить из магистрали те вредные порции воздуха, которые поступают в магистраль в начале каждого торможения через питательные отверстия, а также воздух, вталкиваемый в магистраль пришедшими в движение магистральными поршнями. Во всяком случае, размер служебной дополнительной разрядки должен быть такой, чтобы она не помешала машинисту выполнить

НБ УДУТ (ДІІТ)

первую ступень торможения снижением давления на 0,4 *ат*. Для выполнения этих условий достаточно забирать из магистрали сжатого воздуха около 0,5 *л*, не учитывая наличия утечек в тормозной сети.

С этой целью в самом начале работы воздухораспределителя воздух выбрасывается в требуемом количестве из магистрали или, что лучше, захватывается в особую поглощающую камеру. В нашем улучшенном пассажирском тормозе Вестингауза — Шавгулидзе поглощающая камера имеет объём 1 *л*, но зато в воздухораспределителе против магистрального поршня поставлен сдерживающий его давление пружинный буфер. Всё это сделано для увеличения скорости тормозной волны при служебном торможении и для чёткости работы тормоза.

Экстренная и служебная дополнительные разрядки являются средствами для того, чтобы получалась саморазвивающаяся тормозная волна значительной скорости и сквозного действия.

Однако дополнительная разрядка может развиваться лишь тогда, когда обеспечено начало действия воздухораспределителей. Если же последние в поезде расставлены на таком расстоянии друг от друга, что несмотря на дополнительную разрядку, произведённую предыдущим воздухораспределителем, темп снижения давления вследствие сопротивлений затухает настолько, что последующий воздухораспределитель уже не в состоянии дать экстренной разрядки, а только лишь даёт служебное торможение, или едва в состоянии вообще притти в действие, то в таком случае дополнительная экстренная разрядка обрывается на нём и остальная часть поезда тормозится служебным торможением.

То небольшое расстояние между воздухораспределителями в поезде, при котором они ещё могут давать экстренную разрядку при постановке ручки крана машиниста в положение экстренного торможения, будем называть критическими расстояниями для экстренной разрядки, а то наибольшее расстояние, при котором воздухораспределители ещё в состоянии притти в действие и дать служебное торможение, при снижении давления краном машиниста служебным темпом на 0,4 *ат/сек*, будем называть критическим расстоянием для служебной разрядки.

Как та, так и другая дополнительная разрядка предусматриваются в основном для того, чтобы получить как можно бóльшую скорость тормозной волны, обеспечивающую плавность торможения при быстрых наполнениях тормóзных цилиндров, т. е. обеспечивающую эффективность тормоза.

Поэтому ставим в данном случае перед собой задачу определения скорости тормозной волны, являющейся важнейшим показателем качества работы тормозов. В первом приближении составим пока схему определения этой скорости.

Предположим, что поезд имеет такую длину, что при служебном торможении темп падения давления в хвосте его имеет минимальную величину 0,1 *ат/сек*. Спрашивается, через сколько секунд от момента поворота ручки крана машиниста тормозная волна дойдёт до конца поезда.

Ответить на этот вопрос нетрудно. Выше указывалось, что при темпе падения давления в 0,1 *ат/сек* воздухораспределитель должен притти в действие не позже как через 5 сек. Следовательно, как только воздушная вóлна достигла хвоста поезда, с этого момента через 5 сек. можно считать, что тормоз придёт в действие. Поэтому время тормозной волны будет

$$t_{тор} = t_{в} + 5 \text{ сек.}$$

Время воздушной волны определяется по формуле

$$t_{в} = \frac{L}{w},$$

где L — длина поезда, а w — скорость воздушной волны, которая по (11) при 0°С равна 330 *м/сек*.

Поэтому время

$$t_{тор} = \frac{L}{330} + 5 \text{ сек.}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При длине поезда L скорость тормозной волны будет

$$w_{тор} = \frac{L}{t_{тор}} = \frac{330\,L}{L + 1\,650}\,.$$

Пусть, например, поезд имеет длину 1 000 *м*. Тогда

$$t_{тор} = \frac{1\,000}{330} + 5 \approx 8 \text{ сек.}$$

и скорость тормозной волны

$$w_{тор} = \frac{1\,000}{8} = 125 \text{ м/сек.}$$

Из этого примера видно, что для определения скорости тормозной волны надо знать три фактора:

1) скорость воздушной волны;
2) величину темпа падения давления в данном месте;
3) число секунд, необходимое для того, чтобы воздухораспределитель при данном темпе пришёл в действие.

Скорость воздушной волны находим из формулы (11). Что же касается теоретического способа определения темпа падения давления при заданной длине поезда и времени начала действия воздухораспределителя, то таковые подлежат выяснению.

б) Темпы падения давления в разных точках магистрали

Для работы тормоза существенную роль играет закон изменения давления в разных точках магистрали при её разрядке во время торможения или зарядке во время отпуска.

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

$$\eta = \frac{dp}{dt} \text{ ат/сек.}$$

Одновременно с этим ввиду наличия в магистрали струйного движения воздуха по направлению к крану машиниста при разрядке и от крана при зарядке вдоль магистрали имеется постепенное изменение давления. Такое изменение будем называть градиентом.

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

Обозначая градиент буквой ϑ, имеем

$$\vartheta = \frac{dp}{dl} \text{ ат/м.}$$

Если затем по данной характеристике тормозного прибора нам известно, при каком темпе и 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 можно установить время начала действия данного тормоза, откуда уже легко определить и скорость тормозной волны.

Движение воздуха вдоль магистрали обусловливается тремя взаимодействующими силами: падением давления вдоль его движения, сопротивлением трения и сопротивлением инерции.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Выделим в движущемся воздухе поперечный слой A (фиг. 98). Его динамику будем выражать в удельном значении, т. е. будем относить её к 1 $м^3$ воздуха.

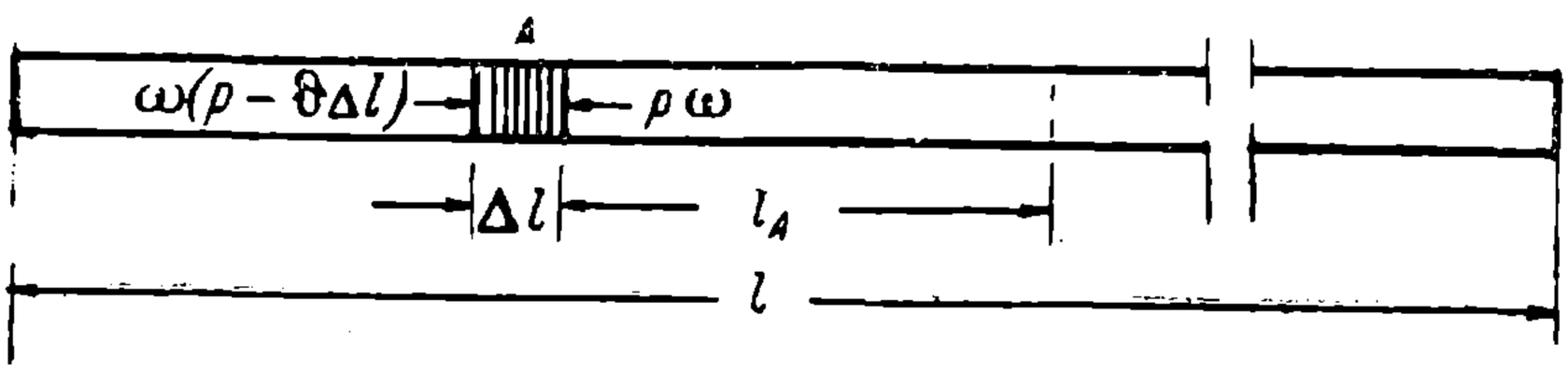
Воздух, содержащийся в слое A, испытывает, с одной стороны, давление на всю свою поперечную площадь ω, равное ωp, и, с другой, — благодаря наличию градиента ϑ уменьшенное давление $\omega(p - \vartheta \Delta l_A)$, где Δl_A — толщина слоя. Таким образом, в результате получается движущая этот слой сила $\omega \vartheta \Delta l$, которая, будучи отнесенной к 1 $м^3$, выразится как

$$\omega \vartheta l_A , \qquad \text{(а)}$$

где l_A — представляет длину, соответствующую 1 $м^3$ воздуха.

Сопротивление движению воздуха в магистрали ввиду небольшой скорости (за исключением лишь самого переднего конца её) будем считать пропорциональным скорости w этого движения, равной $\frac{dl}{dt}$. Поэтому (называя коэфициент сопротивления, отнесённый к 1 $м^3$ воздуха, через r) величина удельного сопротивления будет:

$$r \frac{dl}{dl} \qquad \text{(б)}$$



Фиг. 98. К выводу формулы темпа изменения давления вдоль магистрали при разрядке или зарядке её

Назовём массу 1 $м^3$ воздуха буквой ρ, т. е. будем считать, что $\rho = \frac{\gamma}{g}$, где γ — удельный вес воздуха; тогда при наличии ускорения и удельную инерционную силу этой массы можно выразить в виде:

$$\rho \frac{d^2 l}{dt^2} . \qquad \text{(в)}$$

Одновременное действие сил (а), (б), (в) по закону динамики даст движение, которое соответствует следующему уравнению:

$$\rho \frac{d^2 l}{dt^2} = r \frac{dl}{dt} - \omega \vartheta l_A .$$

Перенося члены, стоящие в правой части равенства, влево, и разделив на ρ, имеем

$$\frac{d^2 l}{dt^2} - \frac{r}{\rho} \frac{dl}{dt} + \frac{\omega}{\rho} \vartheta l_A = 0. \qquad \text{(г)}$$

Покажем, что это есть диференциальное уравнение колебаний с членом, зависящим от сопротивления. Для этого уравнению надо придать соответственный типовой вид.

Введём обозначения:

$$2n = \frac{r}{\rho} ; \quad k^2 = \frac{\omega \vartheta}{\rho}$$

Подставляя их в (г), получаем диференциальное уравнение:

$$\frac{d^2 l}{dt^2} - 2n \frac{dl}{dt} + k l_A = 0. \qquad \text{(д)}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Одно из общих решений его для случая, когда $n = k$, будет:

$$l_A = e^{-nt}\,(C_1 + C_2 t), \qquad \text{(е)}$$

где C_1 и C_2 — произвольные постоянные.

Случай $n = k$ выбран нами на том основании, что он даёт формулы, наиболее согласующиеся с практикой.

Подробный вывод решения уравнения (д) в формуле (е) даётся в курсах теории колебаний.

Анализируя уравнение (е), приходим к заключению, что движение, соответствующее ему, не имеет полного колебательного характера, так как все его члены, содержащие переменные, являются однозначными. Это получилось благодаря наличию большого сопротивления, ввиду чего движение, соответствующее этому уравнению, имеет апериодический характер.

Возникает вопрос, как можно себе представить такое движение, если воздух в трубе течёт всё время в одну сторону по направлению к выходу.

Независимо от того, каким образом вызвано струйное движение воздуха в магистрали (в данном случае путём выпуска воздуха в начале магистрали, что является как бы снятием нагрузки с одного конца её), упругая масса его в трубе получила кинетическую энергию за счёт упавшего давления в переднем конце магистрали. Если в этот рассматриваемый момент закрыть выход воздуху из трубы, то вся накопленная энергия движения вследствие остановки превратится в эквивалентную величину давления в переднем конце магистрали при упавшем давлении в конце её ввиду ухода оттуда части воздуха по инерции.

Теперь естественно ожидать обратное движение всей массы воздуха сначала ускоренно, затем замедленно, пока она снова не остановится при повышенном давлении уже в конце магистрали и при пониженном давлении в начале её. После этого должно было бы появиться опять движение к переднему концу и т. д. и при отсутствии сопротивлений эти колебания упругой массы воздуха продолжались бы бесконечно; но при наличии больших сопротивлений такое колебание, совершенно уничтожаясь, перешло бы в одностороннюю отдачу, заканчивающуюся выравниванием давления во всей магистрали.

Эта картина явлений соответствует, как указывалось, предположению, что в какой-то момент разрядки (или зарядки) магистрали закрывается кран для прекращения выпуска воздуха. Но в случае, когда кран не закрывается и разрядка происходит непрерывно, можно представить себе, что для каждого мгновения времени имеются начальные фазы движения, согласно уравнению (е), и в каждый новый момент они зарождаются, а отдельные амплитуды их, имея одностороннее направление, накладываются одна на другую без возврата обратно. В сумме же всё это складывается и даёт струйное движение под действием непрерывного превращения энергии давления в энергию движения за вычетом потерь на сопротивления.

Чтобы использовать для решения нашей задачи уравнение (е), необходимо остановиться ещё на выяснении значения темпа падения давления в начале магистрали после открытия крана.

Пока воздушная волна не придёт в конец магистрали, до тех пор там давление воздуха не изменяется, в то время как в начале магистрали оно всё время падает с того момента, как ручка крана была поставлена в открытое положение.

После открытия крана, за время распространения воздушной волны до конца магистрали t, давление воздуха в переднем конце её падает на величину Δp. Следовательно, темп этого падения

$$\eta = \frac{\Delta p}{t}\,.$$

Но так как

$$t = \frac{l}{w_в}\,, \qquad \text{(ж)}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где l — длина всей магистрали, а $w_в$ — скорость волны, то

$$\eta = \frac{\Delta p}{l} w_в . \qquad (з)$$

Теперь обратимся к формуле (е). Амплитуда l_A как сумма амплитуд центров тяжестей всех элементарных поперечных слоёв воздуха, или амплитуда центров тяжести всей массы движущегося воздуха, связана законом прямой пропорциональности с темпом падения давления η, как две меры энергетического баланса, превращающихся одна в другую согласно принципу сохранения их

$$i_A = \alpha\eta,$$

где α — коэфициент пропорциональности.

Подставляя этот эквивалент в (е), можем написать равенство:

$$\eta = e^{-nt} (1/\alpha C_1 + 1/\alpha\ C_2 t), \qquad (и)$$

или

$$\eta = e^{-nt} (C_3 + C_4 t),$$

где C_3 и C_4 являются новыми произвольными постоянными.

Чтобы определить постоянную C_3, обратимся к начальным условиям.

В момент времени $t = 0$ множитель e^{-nt} обращается в единицу, и уравнение (и) превращается в равенство:

$$\eta = C_3.$$

Подставляя же здесь вместо η его значение из (з), находим

$$\frac{\Delta p}{l} w_в = C_3,$$

где l — длина всей магистрали.

Таким образом, уравнение (и) можем переписать в таком виде:

$$\eta = e^{-nt} \left(\frac{\Delta p}{l} w_в + C_4 t \right) . \qquad (к)$$

Теперь надо определить значение второй постоянной C_4. Для этого возьмём другое крайнее условие: берём момент времени t_w, равный времени воздушной волны, и поэтому η за это время, продвигаясь вдоль магистрали, относится к концу её, где последний элементарный поперечный слой воздуха ещё не тронулся с места, поэтому для него $\eta = 0$, и падение давления $\Delta p = 0$. Следовательно, равенство (к) при этих условиях даёт:

$$0 = C_4 t_w,$$

откуда $C_4 = 0$; и поэтому равенство (к) можно написать в таком виде:

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

Но нас интересует формула, определяющая темп падения давления в любой точке магистрали на расстоянии $l_к$ от крана. Поэтому логарифмический градиент затухания темпа падения давления — nt выразим в функции длины магистрали l_x, для чего вместо t подставим его значение из (ж).

Получаем:

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

Падение давления Δp в начале магистрали соответствует критическому давлению. Округлённо можем считать его равным половине зарядного давления: $\Delta p \quad 1/2\ p$. Следовательно, можно написать:

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{p}{l} w_в e^{-n\frac{l_x}{w_в}} \qquad (л)$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Из всех символов, входящих в эту формулу, нам ещё неизвестен один n как логарифмический показатель затухания темпа изменения давления.

Его можно определить, пользуясь данными из практики. Берём их из диаграммы фиг. 89, на которой изображены кривые темпов падения давления в магистрали длиной несколько больше 1 000 *м* при её первоначальной зарядке давлением $p = 6$ *ата*. Из этой же диаграммы находим темп падения давления в конце магистрали, т. е. там, где $l_x = l$. Мы видим, что через 3,5 сек. давление упало в магистрали на 0,085 *ат*. Следовательно, мы имеем все данные за исключением n, чтобы формулу (л) выразить цифрами. Эти частные данные следующие:

$p = 6$ *ата* — зарядное давление;
$l = 1\,000$ *м* — длина магистрали;
$w = 330$ *м/сек* — скорость воздушной волны по формуле (11);
$e = 2{,}72$ — основание натурального логарифма;
$l_x = l = 1\,000$ *м* — расстояние от крана машиниста до данного места;
n — коэфициент затухания волны вдоль магистрали;

$\eta = \frac{0{,}085}{3{,}5} = 0{,}024$ — темп падения давления в конце магистрали.

Все эти данные подставляем в формулу (л)

$$0{,}024 = \frac{1}{2} \cdot \frac{6}{1\,000} \cdot 330 \quad 2{,}72^{-n\frac{1\,000}{330}}$$

откуда

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

Логарифмируя это выражение, получаем:

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

а так как

$$\lg 2{,}72 = 0{,}44,$$
$$\lg 0{,}024 = -1{,}62;$$

то

$$n = \frac{1{,}62}{\frac{1000}{330} \cdot 0{,}44} = 1{,}22.$$

Таким образом, подставляя в формулу (л) это значение, мы окончательно получаем формулу для определения темпов падения давления в магистрали в функции расстояния от крана

$$\eta_x = \frac{330}{2}\ \frac{p}{l}\ e^{-\frac{1{,}22}{330} l_x},$$

или

$$\eta_x = 165\,\frac{p}{l}\,2{,}72^{-\,0{,}0037\,l_x}, \qquad (12)$$

где η_x — темп падения давления в *ат/сек* на расстоянии l_x от крана в *м*,
p — разрядное давление магистрали в *ата*,
l_x — расстояние от крана в *м*,
l — длина всей магистрали в *м*.

При выводе этой формулы было принято, что сопротивление r движению воздуха в трубе пропорционально скорости. Но величина r не была учтена ввиду того, что она в неявном виде входила в логарифмический коэфициент затухания n [см. выражение (д)]. Но этот последний коэфициент мы определили на основании данных реального опыта, представленных на диаграмме фиг. 89. Поэтому в него вошла и мера сопротивления магистрального провода из того же опыта.

Эти сопротивления в значительной степени зависят от устройства концевых кранов, соединительных головок рукавов и от диаметра магистрали. С увеличе-

НТБ УДУНТ (ДИТ)

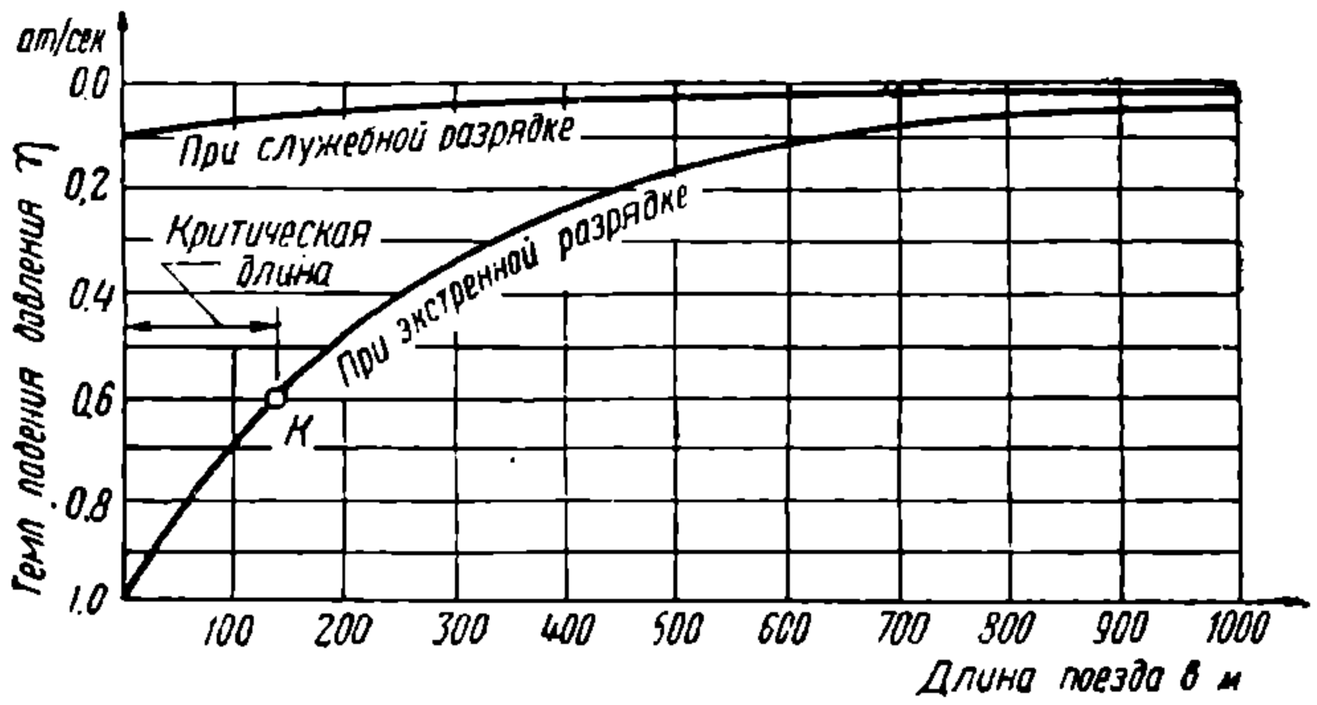
нием диаметра магистрали на 25% (вместо 1″ взять $1^1/_4$), улучшением конструкции элементов магистрали сопротивление её может быть значительно уменьшено и тогда тоже уменьшится n, а с ним увеличатся темпы падения давления вдоль магистрали, дающие увеличение скорости тормозной волны.

Если разрядка магистрали производится через меньшее отверстие, например при служебном торможении, то темп 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 при служебной разрядке будет равен

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

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

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



Фиг. 99. Темпы изменения давления в магистрали по формулам (12) и (13) при разрядке или зарядке её

Например, предположим, что выпускное отверстие для экстренного торможения имеет диаметр 24 *мм*, а для служебного торможения 8 *мм*. Тогда темпы падения для экстренного торможения могут быть переведены на служебные понижением их на $\left(\frac{8}{24}\right)^2 = 0{,}111$, или округлённо на 0,1, т. е.

$$\eta_{сл} = 16{,}5 \frac{p}{l} 2{,}72^{-0{,}037\, l_x}. \qquad (13)$$

По формулам (12) и (13) для магистрали в 1 000 *м* находим для точек через 250 *м* следующие темпы падений при экстренной и служебной разрядках на чистой без отростков магистрали, при зарядном давлении $p = 6$ *ата*, т. е. когда $\frac{p}{l} = 0{,}006$ (см. табл. 16).

Таблица 16

Темпы изменения давления в разных местах магистрали при разрядке или зарядке её по формулам (12) и (13)

Экстренная разрядка		Служебная разрядка
Расстояние от крана машиниста l_x	Темпы τ_{lx} *am/сек*	$\tau_{lсл} = 0{,}1\, \tau_{lэ}$ *am/сек*
0	0,1	0,1
250	0,4	0,04
500	0,16	0,016
750	0,07	0,007
1 000	0,3	0,003

Эти темпы изображены графически на фиг. 99.

При наличии отростков от магистрали к воздухораспределителям надо сумму их длин прибавлять к длине магистрали.

При наличии дополнительной разрядки, производимой воздухораспределителями, нужно в формуле (12) коэфициент затухания в показателе перед l_x соответственно уменьшить, находя его из эмпирических данных, как это было сделано выше. При исправной работе ускорителей при экстренной разрядке этот коэфициент можно принимать равным нулю.

НВ УДЛИТ (ДИТ)

в) Определение времени начала действия воздухораспределителя и скорость тормозной волны

Практически величина рабочей площади магистрального поршня у воздухораспределителя подбирается такой, чтобы последний имел достаточную энергию возбуждаться к действию при определённом заданном темпе падения давления перед этим поршнем. У существующих воздухораспределителей разных систем площади магистральных поршней бывают от 60 до 80 *см*², что соответствует диаметрам примерно от 80 до 100 *мм*.

Теоретически чем больше площадь распределительного поршня, тем выгоднее для увеличения скорости тормозной волны. Но на практике этому ставятся определённые границы.

Во-первых, требуется, как уже указывалось, чтобы работа тормоза в начале его действия имела определённую нечувствительность. Мерой этой нечувствительности служит темп падения давления около 0,4 *ат/мин*. Во-вторых, слишком большой магистральный поршень при своём движении вталкивает в магистраль много воздуха и этим замедляет вызванную краном машиниста разрядку магистрали, — значит замедляет тормозную волну. Это подтверждается практикой. Например, из отчётов инж. Гильдебрандта нам известно, что во время опытов с поездом длиной в 1 060 *м* при служебном торможении тормоз Кнорра распространял своё действие только до 50-го вагона, а тормоз Вестингауза — до 75-го вагона, а при экстренном торможении эти оба тормоза хотя и распространяли своё действие до конца поезда, но скорость тормозной волны у тормоза Кнорра была на 23—25 *м/сек* меньше. Между тем, диаметр магистрального поршня у воздухораспределителя Кнорра 100 *мм*, а Вестингауза — 88 *мм* и при индивидуальном испытании первый был чувствительней последнего. Площадь магистрального поршня, кроме того, должна соответствовать диаметру магистрали.

Кроме величины площади магистрального поршня, на чувствительность работы воздухораспределителя оказывают влияние сопротивления движения поршня вследствие трения поршневого кольца и золотника, а сила этого трения с течением времени изменяется по мере износа кольца, загустения и выдавливания смазки и вообще загрязнения прибора. В среднем эти сопротивления в сумме при давлении воздуха в 5 *ат* в эксплуатации колеблются от 4 до 8 *кг* в зависимости от типа прибора и его состояния.

Во всяком случае, та или иная чувствительность начала работы тормозного прибора оказывает влияние на время начала работы тормоза в поезде, на скорость тормозной волны, а также на критическую длину, на которую торможение способно распространяться без дополнительной разрядки, производимой самими воздухораспределителями; наконец, от чувствительности прибора зависит мягкость тормоза, т. е. его способность не реагировать на медленные разрядки магистрали.

Из этого видно, что чувствительность работы тормозных воздухораспределителей имеет разностороннее и важное значение. Займёмся исследованием её.

Зная сопротивление, которое магистральный поршень должен преодолеть при трогании с места, и площадь поршня, находим, при какой разнице давлений Δp воздуха сзади и спереди его он сдвинется с места, т. е. необходимо найти условие, когда

$$\Delta p > \frac{r}{\omega}, \qquad (а)$$

где r — сопротивление, а ω — площадь поршня.

Значит требуется, чтобы при данном темпе падения давления η_x в магистрали через некоторый промежуток времени t создалась 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 получается, а будет происходить просто тихая разрядка тормоза. Предположим, что торможение получается. Тогда должно иметь

НБ УДУИТ (ДІІТ)

место следующее уравнение, считая, что до этого давление воздуха за поршнем было такое же, как и перед поршнем:

$$\Delta p \leqslant (\eta_x - \eta_y)\, t, \qquad (a')$$

где Δp — удельная сила сопротивления распределительного поршня в атмосферах, отнесённых к площади поршня;

$\eta_x = \frac{\Delta x}{t}$ — 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 распределителя со стороны магистрали до момента начала действия тормоза.

Таким образом, 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

$$\Delta p \geqslant (\eta_x - \eta_y)\, t$$

и потому происходит лишь разрядка тормоза.

Величина η_x нам задана [или её можно определить по формуле (12)]. Что же касается η_y — темпа падения в резервуаре за поршнем, то его нужно найти.

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

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

Раскрывая скобки и производя сокращения, определяем:

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

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

$$\eta_y = \frac{\Delta y}{t} = \frac{\Delta Q y}{t\,(Q + \Delta Q)}$$

Подставляя это значение в уравнение (а'), имеем:

$$\Delta p \leqslant \left(\eta_x - \frac{\Delta Q y}{t\,(Q + \Delta Q)}\right) t. \qquad (б)$$

Здесь ΔQ — расход воздуха из объёма Q через разрядную канавку k в магистраль (фиг. 100). Полагая, что при небольших перепадах давления Δp плотность воздуха в этих пределах постоянная, а скорость движения его через отверстие средняя между нулём и максимальной величиной, соответствующей перепаду давления Δp, мы можем эту скорость определить по формуле:

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

Зная же площадь живого сечения s разрядного отверстия или разрядной канавки и время t, через которое начал работать воздухораспределитель от момента начала падения давления в данном месте магистрали, можно определить объёмный расход воздуха ΔQ, получившийся из находящегося за поршнем объёма, в магистраль, этот расход будет:

$$\Delta Q = stu\ м^3/сек.$$

НТБ УДУНТ (ДИТ)

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

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

Деля все члены на $\eta_x su$ 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

$$t^2 + At - B = 0, \qquad (г)$$

где

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

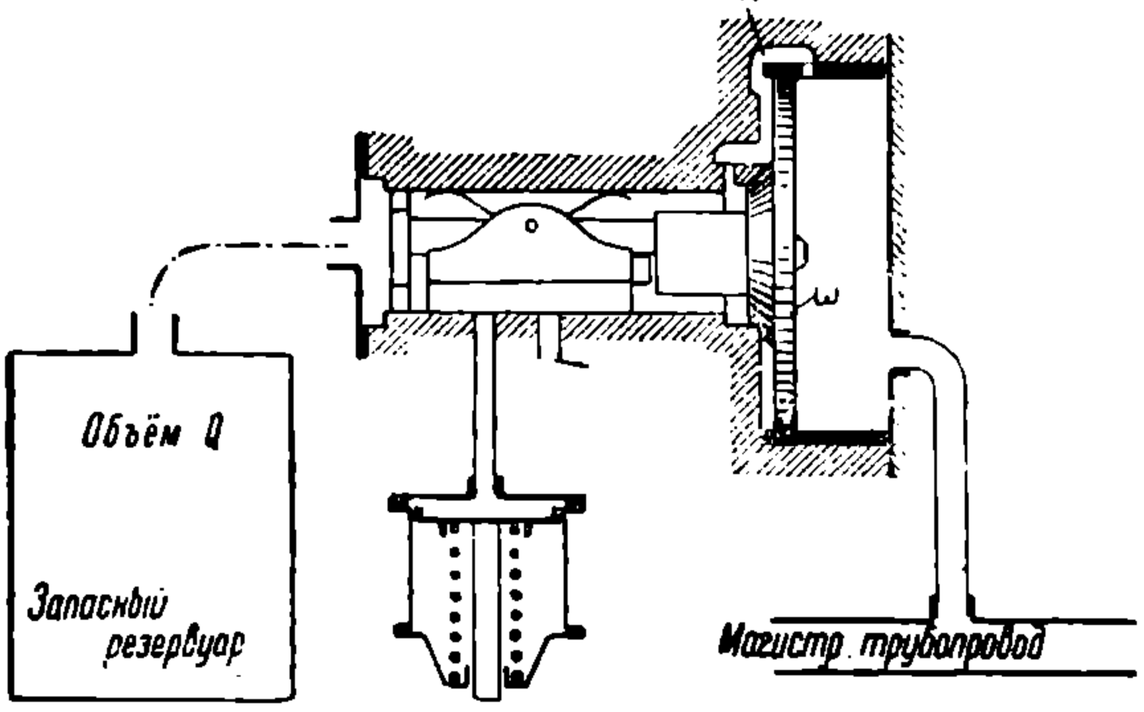
Здесь Δp берётся из (а), а η_x по формуле (12) или из диаграмм или непосредственно измеряется; x — начальное давление в магистрали.

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

$$t = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} + B}. \qquad (14)$$

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

$$t_{тор} = \frac{l}{w} + t.$$



Фиг. 100. Исследование начальной чувствительности работы воздухораспределителя

Скорость воздушной волны согласно формуле (11) равна в среднем 330 *м/сек*. Скорость же тормозной волны равна:

$$w_{тор} = \frac{l}{t_{тор}} = \frac{lw}{l + tw}, \qquad (15)$$

или

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

где t найдётся по формуле (14), для которой значения A и B указаны в выражении (д).

Формулой (15) 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. (по опытам Гильдебрандта) с опозданием, необходимым на образование требуемой величины падения давления перед поршнем тройного клапана, для преодоления инерций и трения. Поэтому тормозная волна при экстренном торможении приходит в конец поезда на столько позже, на сколько тройной клапан первого вагона позже пришёл 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 уско-

НВ УДУТ (ДИТ)

рителей и от расстояния между ними, т. е. от числа выключенных ускорителей.

Данное исследование скорости тормозной волны резюмируем в следующем виде.

Зарождается тормозная волна с момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение, при котором магистраль сообщается с атмосферой. С этого момента начинается падение давления в ней сначала в части, ближайшей к крану, а потом всё дальше удаляясь от крана с определённой скоростью через всю магистраль до конца её. Это — воздушная волна.

В каждой точке магистрали после прихода воздушной волны немедленно начинается падение давления. Когда это падение достигнет определённой скорости и величины, соответствующей начальной чувствительности воздухораспределителей, находящихся вблизи рассматриваемой точки, эти воздухораспределители приходят в действие и начинают впускать сжатый воздух в тормозные цилиндры. Но чем дальше находится рассматриваемая точка магистрали от крана машиниста, тем медленнее происходят падения давления и тем позже приходят в действие ближайшие к ней тормоза [величина η_x в формуле (д)].

Этим объясняется тот факт, что скорость тормозной волны при одной и той же системе тормозов с увеличением длины поезда становится всё меньше.

Например, по опытам тормозной лаборатории ЦНИИ над тормозами Вестингауза и Матросова в 1945 г. получились следующие результаты (табл. 17).

Таблица 17

Скорость тормозной волны в *м/сек* при разных длинах поездов

Состав поезда из четырёхосных вагонов	Экстренное торможение		Полное служебное торможение	
	тормоз Вестингауза	тормоз Матросова	тормоз Вестингауза	тормоз Матросова
10 вагонов	152	205	52	120
20 вагонов	102	180	38	110
30 вагонов	69	173	33	101

Пример. Определим скорость тормозной волны тормоза системы К (Казанцева) при длине магистрали 1 000 *м*.

1. При разрядке этого тормоза воздух в первый момент выходит через разрядное отверстие воздухораспределителя в магистраль одновременно из дополнительной камеры объёма 17 *л* и запасного резервуара 30 *л*. Следовательно, надо считать объём 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. 90 или по формуле (12) равен 0,025 $ат/сек = 250\ кг/м^2 \cdot сек$.

4. Для сдвига диафрагм с места требуется разность давлений в магистрали и в дополнительной камере $\Delta p = 0{,}1\ ат = 1\,000\ кг/м^2$.

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

6. Средняя скорость движения воздуха через разрядное отверстие при разности давления $\Delta p = 0{,}1\ ат$, или 1 000 $кг/м^2$ и весе воздуха при давлении 6 *ат* округлённо 7,2 $кг/м^3$, на основании формулы (в) будет:

$$u_{ср} = \frac{1}{2}\sqrt{2 \cdot 9{,}8\,\frac{1\,000}{7{,}2}} = 26\ м/сек.$$

Приступаем к решению примера. Согласно формулам (д) находим значения A и B, при таких данных: $Q = 0{,}047\ м^3$; $u = 26\ м/сек$; $s = 0{,}78 \cdot 10^{-6}\ м^2$; $\eta_x = 250\ кг/м^2 \cdot сек$; $\Delta p = 1\,000\ кг/м^2$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$A = \frac{0{,}047}{26 \cdot 0{,}78 \cdot 10^{-6}} - (60\,000 + 1\,000)\,\frac{1}{250} = 2\,073{,}5;$$

$$B = \frac{1\,000 \cdot 0{,}047}{250 \cdot 26 \cdot 0{,}78 \quad 10^{-6}} = 9\,270.$$

Число секунд t от начала падения давления в магистрали хвоста поезда до начала работы воздухораспределителя по формуле (14):

$$t = \frac{-2\,073{,}5}{2} + \sqrt{\frac{2\,073{,}5^2}{4} + 9\,270} =$$

$$= -1\,036{,}7 + 1\,041{,}2 \approx 4{,}5 \text{ сек.}$$

Скорость воздушной волны при 0°С согласно формуле (11) — 330 *м/сек*. Поэтому время воздушной волны при длине магистрали 1 000 *м* будет:

$$t_в = \frac{1\,000}{330} \approx 3 \text{ сек.}$$

Время же тормозной волны

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

Скорость тормозной волны равна:

$$w_{тор} = 1\,000 : 7{,}5 = 134{,}5 \text{ м/сек.}$$

На опытах с тормозами типа К скорость тормозной волны была в пределах 120—140 *м/сек*. Если в эксплуатации она бывает немного меньше, то причиной являются загрязнения сёдел 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 170 *м/сек*, а при экстренном — до 250 *м/сек*, что достигается тщательным подбором площади распределительного поршня, лёгкостью его хода при хорошей плотности, а также введением вспомогательной дополнительной разрядки магистрали различными способами. В выведенных выше формулах эти средства не учитываются.

г) Значение изменения сопротивления движению магистрального поршня для работы тормоза

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. Эти детали при их перемещении должны обладать определённым (минимальной величины) сопротивлением, чтобы выдержать условия мягкости тормоза.

Сопротивлениям должны соответствовать величина площади поршня, 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, или размер питательного отверстия, или просто загрязнился прибор и характеристика работы его изменилась, то спрашивается, как это отразится на скорости тормозной волны.

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 создаётся при темпе η в течение $t_T - t_w$ секунд, где t_T — время тормозной волны, а t_w — время распространения воздушной волны, т. е.

$$\Delta p = \eta (t_T - t_w). \qquad (e)$$

НТБ УДУНТ (ДИТ)

При условии, что во всём поезде все воздухораспределители имеют одинаковую чувствительность, величина Δp для них будет одинакова.

Для первого вагона время распространения воздушной волны $t_w = 0$. Обозначая для этого вагона темп η_1 и время тормозной волны t_{T-1}, имеем

$$\Delta p = \eta_1 t_{T-1}. \qquad (ж)$$

Предположим, что вследствие каких-то изменений например конструкции поршня или золотника, загрязнения или по другим причинам Δp изменилось. Значит и время t_{T-1} увеличилось на Δt. Тогда аналогично получим для первого вагона:

$$\Delta p_1 = \eta_1 (t_{T-1} + \Delta t). \qquad (з)$$

На основании формулы (е) в конце поезда на n-ном вагоне при исправном воздухораспределителе получаем:

$$\Delta p = \eta_n (t_{T-n} - t_w),$$

или

$$t_{T-n} = \frac{\Delta p}{\eta_n} + t_w.$$

Подставляя сюда значение Δp из формулы (е) для первого вагона и для случая до изменения конструкции, имеем:

$$t_{T-n} = \frac{\eta \cdot t_{T-1}}{\eta_n} + t_w. \qquad (и)$$

То же самое из формулы (з) для случая после изменения конструкции:

$$t_{T-n} = \frac{\eta_1 (t_{T-1} + \Delta t)}{\eta_n} + t_w. \qquad (к)$$

Отсюда можно определить, какая получается разница во времени тормозной волны между вторым и первым случаями. Для этого надо вычесть из выражения (к) выражение (и)

Имеем:

$$t'_{T-n} - t_{T-n} = \frac{\eta_1}{\eta_n} \Delta t. \qquad (16)$$

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 у воздухораспределителя в голове поезда понизилась чувствительность и он стал запаздывать в своём действии на Δt секунд, то будучи переставлен в хвост поезда его запаздывание увеличивается во столько раз, во сколько темп падения давления в голове больше темпа падения в хвосте при выбранном способе торможения.

Например в пассажирском поезде, состоящем из 20 четырёхосных вагонов, темпы падения давления в хвосте поезда приблизительно в три раза медленнее, чем в голове, а в товарном поезде, состоящем из 100 вагонов, темп 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 тормозной волны в первом случае на 0,6 сек., а во втором случае на 1,6—2,0 сек., ввиду чего скорость волны соответственно уменьшается.

§ 30. ОСОБЫЕ СЛУЧАИ РАЗРЯДКИ МАГИСТРАЛИ

а) Медленная разрядка магистрали и зависящая от неё «мягкость» тормоза

В эксплуатации воздухопроводная тормозная сеть не является идеально плотной, поэтому техническими нормами предусматривается определённый допуск утечек воздуха. Считается удовлетворительным такое состояние тормозной

НБ УДУНТ (ДІІТ)

сети, если она после зарядки её до 5 *ат* и отъединения от источника питания теряет вследствие утечек лишь столько воздуха, что получается темп падения давления не больше 0,15—0,20 *ат/мин*.

Следует заметить, что наличие утечек в магистрали служит причиной существования разницы давлений воздуха в ней в голове и в хвосте поезда, когда кран машиниста пополняет утечки и поддерживает уровень давления. Эта разница давлений достигает 0,10—0,15 *ат*, а иногда и больше в зависимости от длины магистрали и степени её плотности.

Образование такой разности в голове и хвосте поезда в процессе питания магистрали объясняется тем, что воздух при этом не находится в неподвижном состоянии, а всё 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, как указывалось выше, после зарядки её давлением 5 *ат* и отъединения её от источника питания она может давать утечки, характеризующиеся быстротой падения давления порядка 0,20 *ат/мин*, что допускается в эксплуатации. Если при этом известен объём тормозной сети, то легко найти и расход воздуха.

Для примера возьмём поезд, состоящий из 60 четырёхосных вагонов, среди которых 50 тормозных. Длина магистрали такого поезда 900 *м*, а объём её 450 *л*. Объём одного запасного резервуара 55 *л*, следовательно, объём 50 резервуаров 2 750 *л*. При этих данных объёмный расход воздуха в 1 мин., приведённый к давлению 6 *ата*, будет

$$Q = (450 \quad 2750)\frac{0{,}2}{6{,}0} \approx 100 \ л/мин.$$

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

$$w = \frac{100\,000}{60 \cdot 5} = 333 \ см/сек \approx 3{,}3 \ м/сек.$$

Наличие утечек в тормозной сети требует выполнения некоторых особых условий в системе тормозов, на которые мы ранее уже обращали внимание.

Прежде всего тормозные воздухораспределители должны быть так устроены, чтобы они не приходили в действие при указанных темпах падения давления, получающихся вследствие естественных утечек воздуха, которые предусмотрены как допустимые в пределах установленных норм.

Это необходимо с практической точки зрения на случай временного прекращения питания магистрали воздухом по какой-либо причине.

Ввиду этого при приёмках новых воздухораспределителей и тройных клапанов с завода или после выхода из ремонта они проверяются на испытательном столе в отношении нормы нечувствительности, называемой мягкостью тормозов, 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 её от крана машиниста. При объёме магистрали 50 *л* диаметр выпускного калиброванного отверстия в одном краннке должен быть 0,8 *мм* и в другом — 2,0 *мм*. При открытии первого краника получающийся темп падения давления 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. отъединённом от поезда.

Но воздухораспределители, выдержавшие указанные выше испытания на индивидуальной установке или на одной тормозной единице, могут не выдерживать их на длинной магистрали, именно: чувствительность прибора в этом случае как бы повышается и тем больше, чем длиннее магистраль; например, если

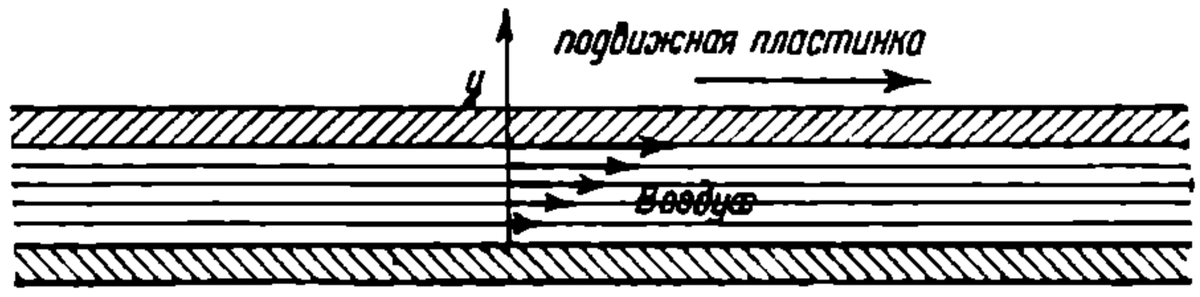
НБ УрГУПС (ДИТ)

прибор выдержал при индивидуальном испытании указанные выше нормы, то, будучи поставлен в длинный поезд, он уже не выдерживает эту норму нечувствительности. Короче говоря, чувствительность приборов в поезде оказывается почти в два раза больше, чем при индивидуальной изолированной их работе. Поэтому необходимо устанавливать две нормы нечувствительности: индивидуальную и поездную.

Тут, конечно, чувствительность приборов осталась та же, но условия испытания другие. Приборы, работающие на длинной магистрали, возбуждаются к действию преждевременно вследствие струйного течения воздуха в ней.

Обычно на практике при проверке нормы мягкости, т. е. нечувствительности тормоза в поездных условиях посредством неполного открытия какого-нибудь выпускного крана в одном месте магистрали даётся такой расход воздуха, чтобы манометр показывал заданный темп падения давления в ней. Но в это время вследствие возникшего в магистрали струйного движения воздуха в её отростках получается некоторый эжекторный отсос, дающий в них добавочное падение давления.

Очевидно, что это явление не влияет на скорость тормозной волны при торможении, ибо оно даёт, в сущности, лишь более скорое действие передних тормозов, не ускоряя действия задних тормозов, где струйное движение воздуха при разрядке тормоза почти отсутствует.



Фиг. 101. Явление вязкости воздуха

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

Действие указанной эжекции объясняется следующим образом: вследствие вязкости и некоторого подсоса движущаяся струя воздуха всё время захватывает тонкий слой примыкающего к ней из бокового отростка соседнего воздуха, создавая в нём постоянный добавочный ток и расход к тому расходу, который у него уже имеется ввиду падения давления.

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 пластинки на близком расстоянии друг от друга и одну из них начать передвигать в направлении её плоскости относительно другой пластинки со скоростью u, то экспериментальное наблюдение показывает, что:

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

2) скорости слоёв воздуха в промежутке между пластинками пропорциональны расстояниям этих слоёв от покоящейся пластинки (фиг. 101);

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 слоёв воздуха относительно других.

В н у т р е н н е е т р е н и е. 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 бо́льшей скоростью слой приводит в движение или ускоряет движение соприкасающегося с ним слоя,а этот последний ускоряет движение следующего 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 слоёв воздуха.

НБ УДУТ (ДИТ)

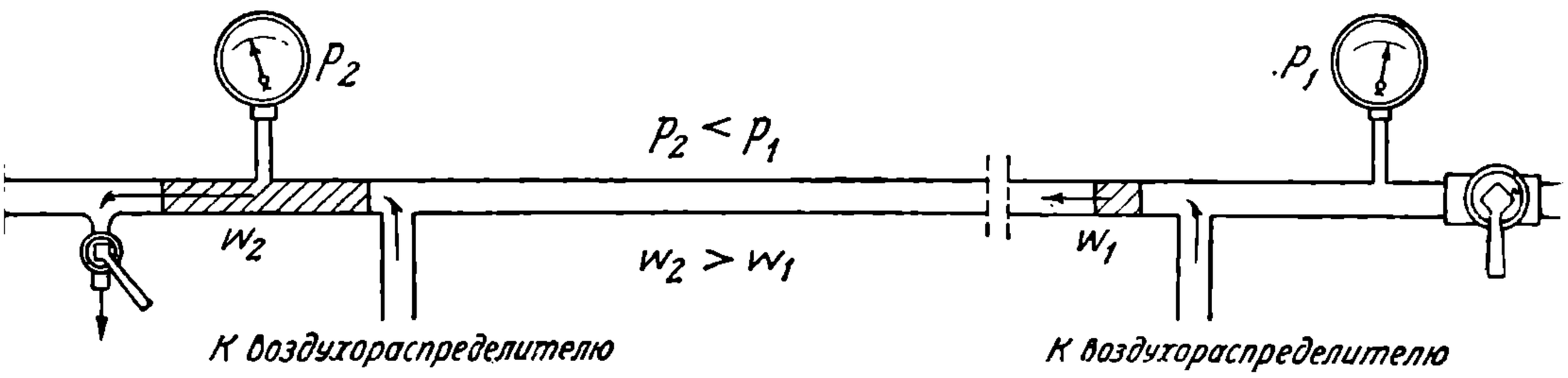
Таким образом получается формула

$$R = \xi \frac{u}{x} \omega, \qquad (17)$$

в которой 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 времени соприкосновения двух масс воздуха, в пограничном слое, смесь молекул с некоторой промежуточной средней скоростью, которая в дальнейшем принимает величину скорости основного потока.

П о д с о с. Известно, что при струйном движении воздуха там, где скорость его больше, давление соответственно меньше, и наоборот. Если в длинной, заряжённой сжатым воздухом трубе, создавать в одном месте утечку воздуха, то вблизи этого места скорость воздуха будет значительно бо́льшей, чем в отдалённых местах, так как чем ближе к месту истечения, тем большее объёмное количество воздуха должно пройти через сечение трубы в единицу времени. Ввиду этого манометр, стоящий в отдалённом месте от истечения, будет всегда показывать бо́льшее давление, чем манометр, поставленный вблизи него (фиг. 102).



Фиг. 102. Схема струйного движения воздуха в магистрали при медленной разрядке её через кран

Поэтому, если общее падение давления ближний манометр показывает ΔP_2, а отдалённый ΔP_1 и $\Delta P_1 < \Delta P_2$, то отношения величин этих падений к числу секунд, прошедших от начала наблюдений до момента отсчёта давлений, покажет, что темпы падения давления тем больше, чем ближе к месту истечения воздуха:

$$\frac{\Delta P_1}{t} < \frac{\Delta P_2}{t}$$

Эта разница темпов падения давления в разных местах магистрали может быть настолько большой, что в то время как $\frac{\Delta P_1}{t}$ в одном конце магистрали не вызывает действие тормоза, ΔP_2 в другом конце её может вызвать действие его благодаря подсосу.

Рассмотренные выше факторы, суммируясь, дают тот результат, который можно назвать эжекцией. 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 движения воздуха в нём (фиг. 103). В этом месте или вблизи него пришедшие в действие воздухораспределители вызывают своей дополнительной разрядкой действие остальных, и , таким образом, торможение может распространиться на большую длину поезда.

На индивидуальных испытательных стендах объём магистрали считают нужным доводить до 50 *л*, что осуществляется присоединением резервуара. Соз-

НБ УДУНТ (ДИТ)

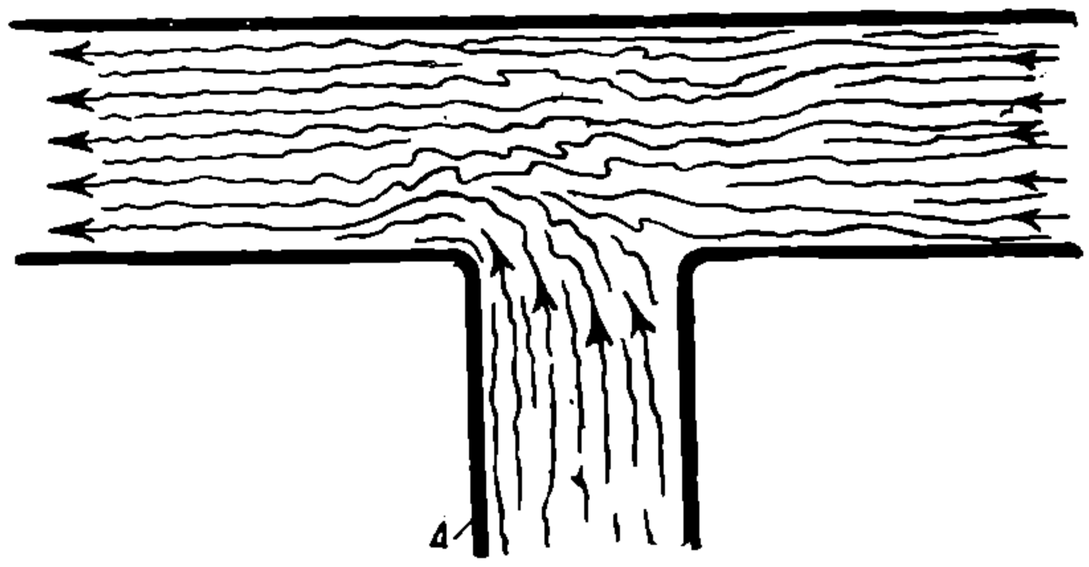
данная где-либо искусственная утечка воздуха, дающая требуемый темп падения давления, в этих случаях не даёт в резервуаре сильного потока воздуха, так как большая площадь поперечного сечения резервуара пропускает требуемое количество воздуха с ничтожной скоростью, и только в непосредственной близости к открытому отверстию возникает поток, превращающийся в струю.

Сделаем примерный расчёт влияния эжекции по формуле (17)

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

Здесь R — сила трения, захватывающая воздух из отростка A по площади его сечения ω (фиг. 103). Если силу разделить на площадь ω, то получим действие этой силы в атмосферах (удельное действие эжекции). Обозначив эту силу знаком $\Delta P_{эж}$, имеем

$$\Delta P_{эж} = \frac{R}{\omega} = \xi \frac{u}{x},$$



Фиг. 103. Эжекция воздуха из магистрального отростка при движении

где ξ — величина коэфициента трения, равная 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, даёт вследствие утечек падение давления 0,2 *ат/мин*, то в длинном поезде при её питании для поддержания давления требуется скорость потока около 3 *м/сек*. Толщину воздушного пограничного слоя между поточным воздухом в магистрали и примыкающим к нему воздухом в отростке при данных скоростях можно принять равной 3 *мм*, или 0,003 *м*.

При таких данных имеем:

$$\Delta P_{эж} = \frac{0{,}00024 \cdot 3}{0{,}003} = 0{,}24 \ ат/мин. \qquad (18)$$

Примерно такое добавочное разрежение даёт эжекция в примыкающем к магистрали отростке, идущем от воздухораспределителя в местах наибольшей скорости движения воздуха; это разрежение будет добавочным сверх 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 давления от эжекции прибавить величину общего падения давления в тормозной сети, наблюдаемого по отдельному манометру.

б) Критическая длина тормозной магистрали и дополнительная разрядка её при торможениях

В предыдущем параграфе рассматривался вопрос о законах изменения темпов падения давления в разных местах длины магистрали.

Это исследование показывает, что темпы падения давления при экстренной разрядке магистрали быстро уменьшаются с увеличением расстояния от крана машиниста. Если принять во внимание, что скородействующие тормоза дают экстренное торможение лишь тогда, когда темп падения давления в магистрали имеет величину не менее 0,6 *ат/сек*, то из фиг. 99 видно, что это критическое условие имеет место на расстоянии 130 *м* от крана машиниста. В этом месте тормоз может дать экстренное торможение.

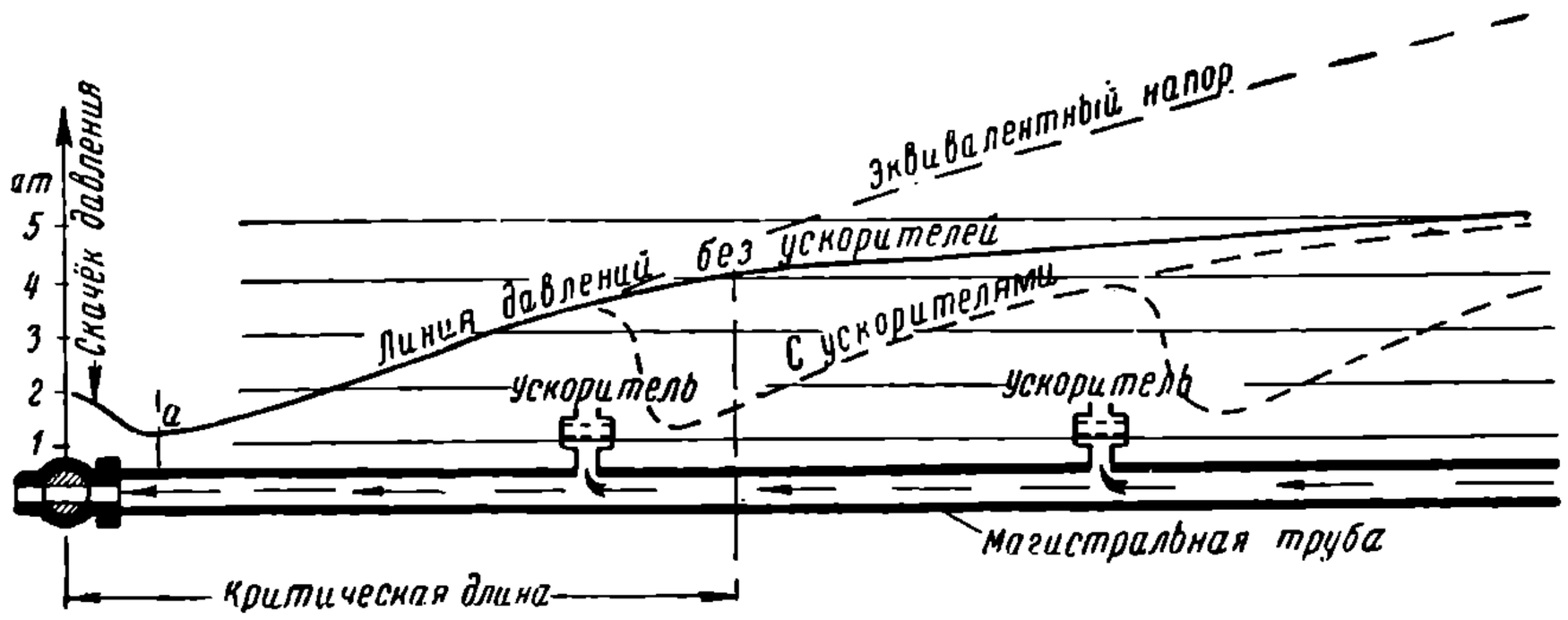
Точку K на кривой темпов падения давления, показывающую предельное расстояние от крана машиниста, на котором экстренное торможение ещё может

НВ УДУНТ (ДИТ)

получиться (при условии, что на этом участке нет других включённых тормозов), назовём критической точкой магистрали, а её расстояние от крана машиниста — критическим расстоянием.

В эксплуатации для большей надёжности это расстояние уменьшено до 75 *м*, т. е. считается, что между краном машиниста и первым тормозом может быть выключено не больше трёх подряд тормозных единиц, равно, как и между последовательно действующими тормозными единицами в поезде.

Известно, что принцип распространения тормозного действия при экстренном торможении основан на том, что тормозные приборы снабжаются такими дополнительными устройствами, которые, прежде чем начать торможение, дают сильную дополнительную разрядку магистрали к той разрядке, которую вызвал машинист посредством крана. Ясно, что если бы не эта дополнительная разрядка, то торможение головы и хвоста поезда было бы чрезвычайно контрастное, ибо в голове, как это видно из фиг. 99, темп падения давления около 1 *ат/сек*, а в хвосте едва 0,05 *ат/сек*, вследствие чего при быстрых наполнениях тормозных цилиндров сжатым воздухом получился бы колоссальной величины толчок от сильного сжатия поезда. Избегается это при тормозах, не дающих экстренного торможения (например, тормоз Матросова), только потому, что у них замедлено наполнение тормозных цилиндров примерно в три раза, чем это принято для скородействующих тормозов.



Фиг. 104. Дополнительная экстренная разрядка магистрали

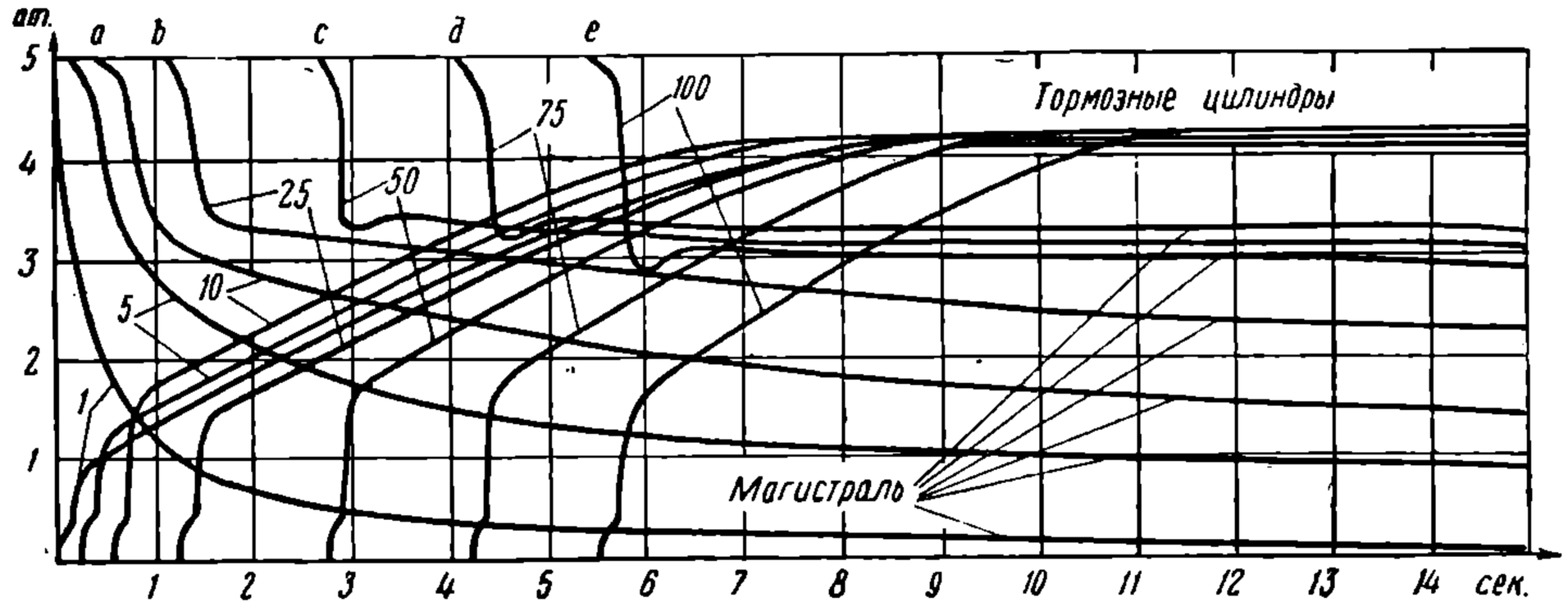
При наличии же экстренной дополнительной разрядки и при условии, что расстояние между воздухораспределителями меньше критической длины, получается условие, требующее лишь возбуждения экстренного действия первого ближайшего к тормозному крану тормоза, как это показано на фиг. 104. Теперь ясно, что если придёт в действие первый ускоритель, то он возобновляет быстрый темп падения давления, вызывая к действию следующий ускоритель и т. д. Таким образом критическая длина магистрали переносится от прибора к прибору, не давая затухать тормозной волне, скорость которой благодаря этому почти утраивается.

На фиг. 105 представлена диаграмма распространения экстренного торможения в поезде, состоящем из ста двухосных вагонов. Из неё видно как магистраль получает энергичную разрядку у каждого вагона, причём эта разрядка к концу поезда даже усиливается. При этой разрядке каждый воздухораспределитель забирает из магистрали около 5 *л* воздуха (приведённого к атмосферному давлению), следовательно во всей магистрали в течение 5,5 сек. выхвачено воздуха около 500 *л*, не считая того количества, которое ушло в атмосферу через кран машиниста.

У тормозов, предназначенных для длинных товарных поездов, устраивается обязательная дополнительная разрядка магистрали также и при служебных торможениях. Критическая длина магистрали при служебном торможении достигает 500—600 *м*, поэтому в длинных поездах служебное торможение могло бы не распространяться до конца, и вообще без дополнительной разрядки тормоза работали бы нечётко. В последнее время дополнительная служебная разрядка производится и у пассажирских тормозов.

НТБ УДУЛТ (ДІІТ)

Дополнительная служебная разрядка по сравнению с экстренной является весьма умеренной и осторожной. Она рассчитывается на удаление из магистрали лишь того количества воздуха, которое вталкивается магистральными поршнями воздухораспределителей при их начальном перемещении, и некоторого количе-



Фиг. 105. Диаграмма экстренного торможения поезда, состоящего из 100 двухосных вагонов (тормоза скородействующие Вестингауза)

ства воздуха, успевшего перетечь в магистраль через питательные отверстия до момента сдвига с места этих поршней, плюс ещё некоторое количество на возбуждение последующих приборов.

в) Разрядка магистрали при разрыве поезда

При разрыве или саморасцепе поезда при следовании в пути гибкое соединение магистрали между вагонами разъединяется и поэтому происходят отдельные самостоятельные разрядки тормозных магистралей обеих отделившихся друг от друга частей поезда; однако степень и быстрота этих разрядок различны: пока машинист не заметит происшедшего разрыва, магистраль той части поезда, которая находится при локомотиве, продолжает питаться сжатым воздухом при втором поездном положении ручки крана машиниста, и мы не знаем в точности, как тормозится эта часть поезда; наоборот, магистраль второй оторвавшейся части поезда получает быструю беспрепятственную разрядку и мы наверное знаем, что если до разрыва давление воздуха в ней было не менее 4,5 *ат*, а число тормозных осей в этой части поезда не менее предусмотренной нормы, то на любом профиле она остановится на расстоянии, не превышающем 800 *м*.

Поэтому исследование вопроса о поведении тормозов при разрыве поезда можно отнести только к той части поезда, которая осталась при локомотиве.

Из практики известны случаи с товарными поездами, когда машинисты, прибывая на станцию, не знали о том, что часть их поезда осталась на перегоне. Это, показывает, что после обрыва давление воздуха в главном резервуаре и даже в магистрали у крана машиниста оставалось неизменным или почти таким и режим работы локомотива тоже не изменился. Только частота выхлопов паро-воздушного насоса увеличивалась, но это трудно заметить на ходу поезда.

Из этого можно заключить, что после разрыва торможение передней части поезда происходит недостаточно сильно; сила его, очевидно, едва только компенсирует уменьшение сопротивления движению оторвавшейся части, и поезд продолжает следовать с одинаковой или с незаметно изменившейся скоростью.

Такое положение является ненормальным. Его можно объяснить тем, что в магистрали недостаточно интенсивно падает давление по всей длине вследствие чрезмерно большого питания её при втором положении ручки крана машиниста. По той же причине открытие в поезде крана остановки может не дать достаточно сильного торможения.

При втором поездном положении ручки крана машиниста должно поддерживаться давление воздуха в магистрали при следовании поезда в пути около 5 *ат*

НБ УДУНТ (ДИТ)

при давлении в главном резервуаре 7—8 *ат*. Для выполнения этого условия необходимо, чтобы питательное отверстие в кране машиниста было достаточной величины для постоянного пополнения того количества воздуха, которое непрерывно теряется вследствие утечек. Величина этих утечек должна учитываться по крайней мере в утроенном количестве по сравнению с предписанным в инструкциях (допускающих падение давления 0,2 *ат/мин*) для полного обеспечения питанием тормозной сети даже в случаях не вполне исправного состояния тормозной сети, что иногда может иметь место в эксплуатации.

Для этих условий отверстие диаметром 7—8 *мм* оказывается достаточным.

При таком размере питающего отверстия можно было бы ожидать при разрыве поезда достаточно быструю разрядку магистрали той части поезда, которая находится при паровозе, если конструкции концевых кранов и соединительных головок рукавов и зауженный диаметр магистрали не создают чрезмерно больших сопротивлений.

На поезд длиной 1 000 *м* при утечках, не превышающих установленные нормы, требуется около 0,8 *м³/мин* атмосферного воздуха (см. пример дальше в § 32а). Проверим, достаточно ли для поддержания давления в магистрали на уровне 5 *ат* при давлении в главном резервуаре 7 *ат* иметь в кране отверстие диаметром в 8 *мм*.

Для этого воспользуемся известной термодинамической формулой истечения воздуха из отверстия для случая, когда перепад давления меньше половины напорного давления

$$\xi = f\mu\sqrt{2g\frac{n}{n-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right]^{\frac{n+1}{n}}}, \qquad \text{(а)}$$

где ξ — расход воздуха в *кг/сек*;
f — площадь отверстия в *м²* (для $d = 8$ *мм* $= f = 50{,}3.10^{-6}$);
μ — коэфициент сжатия струи 0,8;
p_1 — напорное давление в метрических *ата* (70 000 *кг/м²*);
p_2 — давление при выходе из отверстия в *ата* (50 000 *кг/м²*;
v — удельный объём воздуха;
n — соотношение теплоёмкостей для воздуха = 1,4;
g — ускорение силы тяжести 9,8 *м/сек²*.

В этой формуле величины μ, n, g и указанные ниже R, T в практике тормозного дела можно считать постоянными, взятыми для средних условий. Например, T — абсолютную температуру — относить к 0° С, поэтому она равна 273. Остальные величины указаны выше.

Кроме того, удельный объём

$$v_1 = \frac{RT}{p_1},$$

где R — газовая постоянная 29,27.

Поэтому имеем отношение

$$\frac{p_1}{v_1} = \frac{p_1^2}{RT} = \frac{p_1^2}{29{,}27 \cdot 273}.$$

Подставляя цифровые значения названных величин в формулу (а), получаем:

$$\xi = 0{,}07 \text{ кг/сек}.$$

Переведём теперь весовой расход воздуха в объёмный, отнесённый к атмосферному давлению в минуту. Из уравнения состояния воздуха имеем:

$$Vp = GRT,$$

откуда при $p = 10\,000$ *кг/м²*

$$V = \frac{GRT}{10\,000} = \frac{0{,}07 \cdot 29{,}27 \cdot 273}{10\,000} = 0{,}05 \text{ м³/сек}, \qquad \text{(б)}$$

а в минуту $0{,}05 \cdot 60 = 3$ *м³/мин*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из расчёта расхода воздуха на утечки в примере § 32а получаем 2 *м³/мин* при нормальном допуске утечек, дающих падение давления в изолированной магистрали 0,2 *ат/мин*. Следовательно, отверстие в кране машиниста диаметром 8 *мм* обеспечивает питание магистрали запасом воздуха, т. е. если бы почему-либо утечки увеличились, то кран машиниста при втором положении ручки его всё ещё будет поддерживать в магистрали давление 5 *ат*, если только компрессор в состоянии удовлетворить потребность и поддерживать давление в главном резервуаре не менее 7 *ат*, пополняя утечки. Для того же, чтобы при втором положении ручки крана машиниста давление в магистрали не только поддерживалось, но и восстанавливалось при отпуске тормоза, диаметр питающего отверстия в кранах машиниста доводят до 9 *мм*.

г) Распределение давления в магистрали при разрыве поезда

Разрывы и саморасцепы в пути могут происходить в разных местах длины поезда; чаще всего они происходят в одной трети от хвоста его.

Предположим, что поезд, состоящий из 70 четырёхосных вагонов общей длиной около 1 100 *м*, разъединился в пути на две части и пусть та часть, которая осталась при паровозе, имеет длину 600 *м*. Значит, в конце этой части тормозная магистраль имеет свободное сообщение с атмосферой, а впереди получает питание через кран машиниста.

Выясним для сравнения вопрос, какое потребовалось бы питание магистрали, чтобы после разрыва поезда поддерживалось в ней впереди, т. е. у крана машиниста, давление в 5 *ат*. Для этого обратимся к формуле (19) (выведенной в следующем параграфе), и по ней определим, какая будет в этом случае скорость воздуха в магистрали там, где имеется давление 5 *ат*.

Имеем

$$w = 63\sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)D}{\xi^1 p_1^2 l}}.$$

Вместо букв подставляем цифры:

p_1 — давление в начале магистрали = 6 *ата*;

p_2 — давление в оборванном конце её = 1 *ата*;

l — длина магистрали — 600 *м*;

D — внутренний диаметр магистрали — 0,025 *м*;

ξ^1 — коэфициент сопротивления магистральной трубы, имеющей через каждые 15 *м* два концевых крана и пару соединительных рукавов. По опытам доц. Д. Карминского в Ростовском институте инженеров транспорта этот коэфициент почти вдвое больше, чем для сплошь гладких труб, ввиду чего принимаем $\xi = 0{,}0022$.

Получаем

$$w = 63\sqrt{\frac{(36 - 1)\cdot 0{,}025}{0{,}0022 \cdot 36 \cdot 600}} = 8{,}7 \text{ м/сек.} \qquad \text{(в)}$$

Площадь поперечного сечения трубы в свету, при диаметре 0,025 *м*, равна 0,0005 *м²*; поэтому объёмное количество воздуха при давлении в 6 *ата*, проходящее в секунду через сечение, будет

$$8{,}7 \cdot 0{,}0005,$$

а в минуту, и притом приведённое к давлению одной атмосферы:

$$V = 8{,}7 \cdot 0{,}0005 \cdot 60 \cdot 6 = 1{,}57 \text{ м}^3/\text{мин.} \qquad \text{(г)}$$

Выше в (б) было подсчитано, что кран машиниста обеспечивает питание в 3 *м³/мин*. Из этого можно заключить, что несмотря на разрыв магистрали и свободное вытекание сжатого воздуха в атмосферу подпор в начале магистрали будет держаться на одном уровне в 5 *ат*.

НБ УДЛТ (ДИТ)

Определим ещё, какие давления установились при этом в магистрали на расстояниях 200, 300, 400 и 500 *м* от крана машиниста.

Для этого воспользуемся формулой (20), вывод которой смотри в следующем параграфе:

$$p_x = p_1 \sqrt{1 - 2\xi^1 \frac{w^2 l}{RTD}}. \qquad (д)$$

Скорость w берём по (в) 8,7 *м/сек*. Произведение RT при температуре 0° С будет $29{,}3 \cdot 273 \approx 8\,000$.

Вместо l подставляем последовательно намеченные выше цифры, приведя предварительно формулу к такому виду:

$$p_x = 6 \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 0{,}0022 \cdot 8{,}7^2}{8\,000 \cdot 0{,}025}}$$

или

$$p_x = 6 \sqrt{1 - \frac{0{,}36}{200}},$$

при $l = 200$ *м* $\quad p_{200} = 6\sqrt{1 - 0{,}36} = 4{,}8$ *ата*,

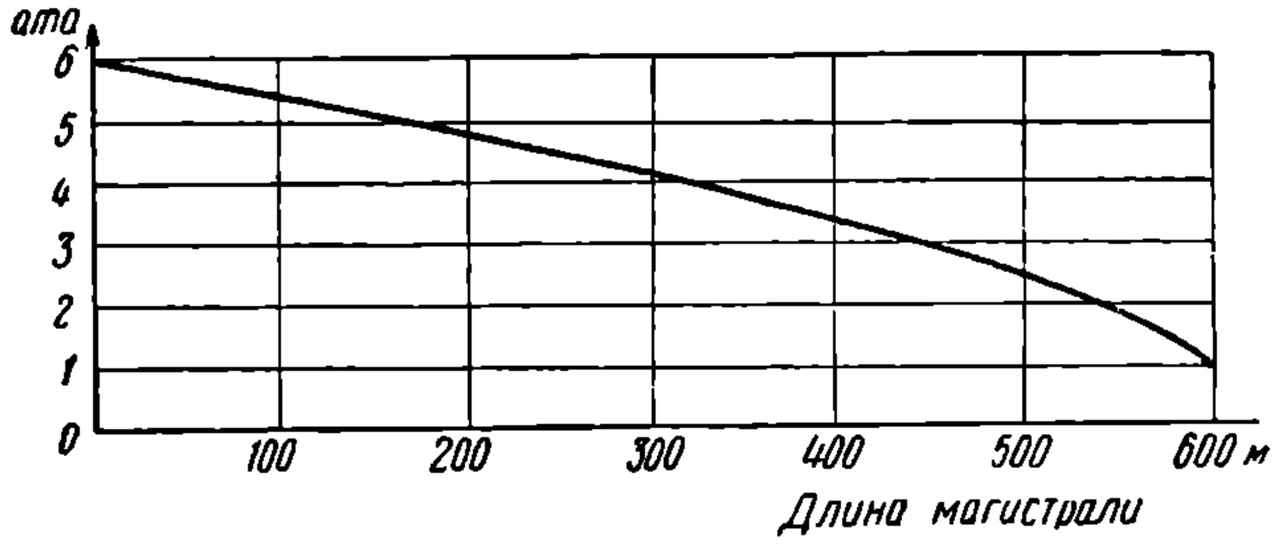
при $l = 300$ *м* $\quad p_{300} = 6\sqrt{1 - 0{,}54} = 4{,}0$ *ата*,

при $l = 400$ *м* $\quad p_{400} = 6\sqrt{1 - 0{,}72} = 3{,}1$ *ата*,

при $l = 500$ *м* $\quad p_{500} = 6\sqrt{1 - 0{,}90} = 2{,}0$ *ата*.

Это распределение давлений в магистрали показано графически на фиг. 106.

Из формулы (г) видно, что расход воздуха в 1,57 $м^3/мин$ при разрыве магистрали находится в пределах производительности насоса, а из фиг. 106 замечаем, что падение давления в магистрали от головы к хвосту происходит почти по линейному закону. При этом на протяжении 200 *м* от крана машиниста торможение происходит неполное, причём паровоз и тендер и передние вагоны совсем не тормозятся.



Фиг. 106. Распределение давления воздуха в магистрали в части поезда, оставшейся при паровозе после разрыва

Из формулы (д) следует, что для получения надёжного эффекта торможения необходимо сопротивление кранов и рукавов уменьшить применением более рациональных форм и конструкций, а диаметр трубы надо увеличить.

§ 31. ТОРМОЗНАЯ ВОЗДУХОПРОВОДНАЯ СЕТЬ

а) Вывод теоретических формул движения воздуха в трубах

В тормозном деле трубопроводы для сжатого воздуха большей частью применяются длинные. Например, в поезде магистраль может достигать длины 1 000—1 500 *м*; на контрольных пунктах при компрессорных установках магистральные трубы проводятся к паркам приёма и отправления поездов на расстояние до 2 000 *м*.

При движении воздуха в трубах под некоторым напором наблюдается падение давления его вследствие расхода энергии давления на работу сопротивления

НБ УДУНТ (ДІТ)

движению и сообщения ускорения, поскольку по длине трубопровода скорость потока по мере падения давления растёт.

В длинных трубопроводах ввиду большой площади соприкосновения стенок труб с окружающим воздухом имеет место постоянство температуры текущего внутри труб воздуха, так как обычно трубы не изолированы, а скорость движения воздуха в них небольшая. В этом случае происходит, следовательно, изотермическое течение воздуха.

Ввиду этого для определения падения давления при движении воздуха вдоль такого трубопровода и определения скорости этого движения выведем соответственные формулы, использовав метод предложенный проф. В. Шюле (Техническая термодинамика, изд. 1935 г., стр. 345).

Предполагаем установившееся течение воздуха, при котором через каждое поперечное сечение трубы протекает в единицу времени одно и то же весовое количество воздуха

$$G = \frac{fw}{v} = fw\gamma, \qquad (а)$$

где G — вес протекаемого воздуха в *кг/сек*;
f — площадь живого сечения трубы;
$v = \frac{1}{\gamma}$ — удельный объём, равный обратной величине удельного веса воздуха в *м³/кг*;
w — скорость движения воздуха в *м/сек*.

Из этого следует, что для двух разных сечений трубопровода имеет место следующее равенство:

$$w_1 f \gamma_1 = w_2 f \gamma_2,$$

а так как

$$\gamma = \frac{1}{v},$$

то

$$\frac{w_1}{v_1} = \frac{w_2}{v_2} = \frac{w_n}{v_n}. \qquad (б)$$

Поскольку мы условились считать течение воздуха изотермическим, то температуры во всех сечениях одинаковы, поэтому

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = p_n v_n = RT.$$

Тогда на основании формулы (б) имеем:

$$\frac{w}{w_1} = \frac{v}{v_1} \qquad (в)$$

и на основании закона Бойля:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}. \qquad (г)$$

Соединяя оба последних выражения в одно равенство, получаем

$$\frac{w}{w_1} = \frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}$$

или

$$w = w_1 \frac{p_1}{p}, \qquad (д)$$

где w — скорость воздуха в любом сечении трубы;
w_1 — скорость в данном сечении;
p_1 — давление в данном сечении;
p — давление в любом сечении.

НБ УДУНТ (ДНТ)

Нам нужно 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 vdp, т. е. произведению величины изменения давления на удельный объём воздуха; по закону действия и противодействия можно написать

$$vdp = -adl, \qquad (е)$$

где a — сопротивление объёма v, т. е. 1 *кг* воздуха.

Посмотрим, чему равняется величина a.

Сопротивление движению воздуха в трубе создаётся трением о стенки трубы. Но сила трения здесь определяется не так, как для твёрдых тел, т. е. путём умножения коэфициента трения на величину давления, а путём помножения коэфициента сопротивления r на единицу трущейся площади. За такую единицу мы принимаем 1 $м^2$. Поэтому займёмся определением площади трения 1 *кг* воздуха, объём 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, в свою очередь равной

$$\omega = \pi Dl. \qquad (ж)$$

Длина стержня l определится из рассмотрения геометрического объёма воздушного стержня весом в 1 *кг* воздуха, следовательно, удельный объём v данного давления будет:

$$\frac{\pi D^2}{4} l = v,$$

откуда

$$l = 4\frac{v}{\pi D^2}$$

Подставляя найденное значение в выражение (ж), имеем:

$$\omega = 4\pi D\frac{v}{\pi D^2} = 4\frac{v}{D}.$$

Стало быть, сопротивление a движению воздуха при коэфициенте трения r и площади ω будет:

$$a = 4r\frac{v}{D}.$$

Подставляя это выражение в (е), имеем

$$vdp = -4r\frac{v}{D}dl$$

или

$$dp = -4\frac{r}{D}dl, \qquad (з)$$

где r — сопротивление движению, отнесённое 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.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя значение r в (з), получаем формулу

$$dp = -4k\frac{w^2\gamma}{D}dl.$$

Называя произведение коэфициентов $4k$ буквой ξ, окончательно получаем

$$dp = -\xi\frac{w^2\gamma}{D}dl, \qquad (и)$$

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 (и) можно заменить удельный вес удельным объёмом $\frac{1}{v}$. Поэтому

$$dp = -\xi\frac{w^2}{Dv}dl. \qquad (к)$$

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 (д) имеем

$$w = \frac{p_1 w_1}{p}$$

или на основании равенства (в)

$$w = \frac{vw_1}{v_1}.$$

Перемножая эти последние два выражения, получаем

$$w^2 = \frac{p_1 v w_1^2}{P v_1}.$$

Полученное значение w^2 подставим в (к)

$$dp = -\xi\frac{p_1}{D}\frac{w_1^2 v}{vpv_1}dl,$$

что после сокращения даёт

$$pdp = -\xi\frac{p_1 w_1^2}{Dv_1}dl.$$

Откуда, интегрируя от p_2 до p_1, получаем

$$\frac{1}{2}(p_1^2 - p_2^2) = -\xi\frac{p_1 w_1^2 l}{v_1 D}.$$

Отсюда можем получить формулу скорости движения воздуха w и формулу давления p_2 на данном расстоянии l от данного места, где нам известно p_1 и w_1

$$w_1 = \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)\,v_1 D}{2\xi p_1 l}}. \qquad (л)$$

В этой формуле удобнее v_1 заменить значением, получаемым из такого известного равенства

$$p_1 v_1 = RT_1,$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

откуда

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}.$$

Подставляя в (л), получаем

$$w_1 = \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)\,RT_1 D}{2\xi p_1^2 l}}\ м/сек \qquad (19)$$

и отсюда

$$p_2 = p_1\sqrt{1 - 2\xi\frac{w_1^2 l}{RT_1 D}}\ ama. \qquad (20)$$

Здесь p_1 — высшее давление там, где оно нам известно, в *ama*;
p_2 — низшее искомое давление на расстоянии l в *ama*;
l — расстояние от того места, где давление p, в *м*;
w_1 — скорость воздуха в данном сечении трубы, где давление p_1, в *м/сек*;
D — диаметр трубы в *м*;
RT_1 — произведение газовой постоянной 29,3 на абсолютную температуру. В практике, относя к средним условиям при 0° С, $RT = 29{,}3 \cdot 273 = \approx 8\,000$;
ξ — коэфициент сопротивления движению воздуха в прямой обычной железной трубе $= 0{,}0012$.

Скорость w в напорном конце трубы определится, если секундный объёмный расход воздуха V данного давления разделим на площадь сечения трубы

$$w = \frac{V}{\omega}. \qquad (м)$$

Расход воздуха выражается обычно в свободном состоянии, т. е. приведённый 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/см²*, можно последнее выражение написать так:

$$V = \frac{V_0}{p_1},$$

где p_1 уже обязательно в *кг/см²*.

Подставляя это в равенство (м), имеем:

$$w = \frac{V_0}{p_1\,\omega} \qquad (21)$$

Следовательно, по формулам (20) и (21), зная длину участка трубопровода l в *м*, диаметр его живого сечения D в *м*, расход свободного воздуха V_0 в *м³/сек*, температуру Т° абс. 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 (20) 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.

Пример. В длинный воздухопровод диаметром $D = 60$ *мм* поступает воздух при $p_1 = 9$ *ата* и $t = 20°$ или $T = 293°$. В местах его на расстоянии

НБ УДУГТ (ДИТ)

$l_1 = 100$ 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* при произвольном низком давлении в этом месте, но не ниже 1 *ата*.

По формуле (20) имеем

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - 2\xi \frac{w_1^2 l}{RT_1 D}}.$$

Подставляя сюда данные выше цифры, а коэфициент трения воздуха принимая равным 0,0012, получаем

$$p_2 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0{,}0012 \frac{30^2 \cdot 100}{29{,}3 \cdot 293 \cdot 0{,}060}} = 9 \cdot 0{;}762 \approx 6{,}8 \text{ ата} = 5{,}8 \text{ ат}.$$

Такое давление получается на расстоянии 100 *м*; на расстоянии 200 *м* давление получится, если под корнем вместо 100 подставим 200. После решения получим

$$p_2 = 9 \cdot 0{,}415 = 3{,}73 \text{ ата} = 2{,}73 \text{ ат}.$$

В обоих случаях расход свободного воздуха одинаков:

$$V_0 = \frac{0{,}060^2}{4} 30 \cdot 9 = 0{,}76 \text{ м}^3/\text{сек}$$

или

$$0{,}76 \cdot 60 = 45{,}6 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

В конце третьего участка на длине 300 *м* выражение под корнем формулы (20) отрицательное. Таким образом, напорное давление 9 *ата* в начале трубопровода совершенно теряется, не доходя до конца участка в 300 *м*.

Найдём, на какой длине ещё возможен забор данного количества воздуха.

Так как давление p не может упасть ниже 1 *ата*, то из формулы (20) получаем

$$1 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0{,}0012 \frac{30^2 l}{29{,}3 \cdot 293 \cdot 0{,}060}}.$$

Это условие удовлетворяется при $l = 235$ *м*.

Оставляя заданную длину 300 *м*, определим скорость и максимальный расход воздуха V, возможный при этой длине:

$$1 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0{,}0012 \frac{w^2 300}{29{,}3 \cdot 293 \cdot 0{,}06}},$$

откуда находим

$$w = 26{,}8 \text{ м/сек},$$

а расход V_0 находим из равенства (21):

$$V_0 = w p_1 \omega;$$

$$V_0 = 26{,}8 \cdot 9 \frac{\pi \cdot 0{,}06}{4} = 0{,}67 \text{ м}^3/\text{сек}$$

или

$$V_0 = 0{,}67 \cdot 60 = 40{,}2 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

В большинстве случаев стандартных установок пользуются готовыми таблицами для определения диаметров труб, величин падения давления, пропускной способности трубы и т. д. (см. табл. 20).

НБ УДУНТ (ДНТ)

б) Местные потери давления

Местные потери получаются в местах нахождения вентилей, кранов, клапанов, ответвлений, колен и т. д. (см. табл. 21 и 22 на стр. 225)

Опытами установлено, что эти потери давления зависят не только от устройства деталей и препятствий, но также и от скорости движения воздуха, причём 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

$$\Delta p = \eta \frac{w^2 \gamma}{2g} = кг/м^2; \qquad (22)$$

для перевода в технические атмосферы эту формулу надо помножить на $\frac{1}{10\,000}$

$$\Delta p = \frac{1}{10\,000} \eta \frac{w^2 \gamma}{2g} кг/см^2. \qquad (23)$$

Остаётся для каждого рода препятствия найти соответствующий коэфициент сопротивления η.

Из опытов Брабе (см. Шюле, Техническая термодинамика, 1935 г., стр. 341) имеем следующие значения:

для обычных вентилей $\eta = 7—6{,}5$;

для колен под углом $90°$ $\eta = 1{,}5 — 2$.

Но если дуга такая, что её радиус $r > 10\,D$, где D — диаметр трубы, то $\eta = 0$.

Местные сопротивления тормозной магистрали. В 1941 г. в тормозной лаборатории Ростовского института инженеров железнодорожного транспорта доц. Д. Карминский провёл опыты по определению сопротивления прямой трубы диаметром 1″, концевых кранов Матросова, концевых кранов обыкновенных пробковых, соединительных рукавов и воздухоочистителя со спиралью Казанцева.

В табл. 18 даются результаты этих испытаний в виде эквивалентных длин в метрах прямой трубы, сопротивление одного метра которой для каждой скорости принимается за единицу.

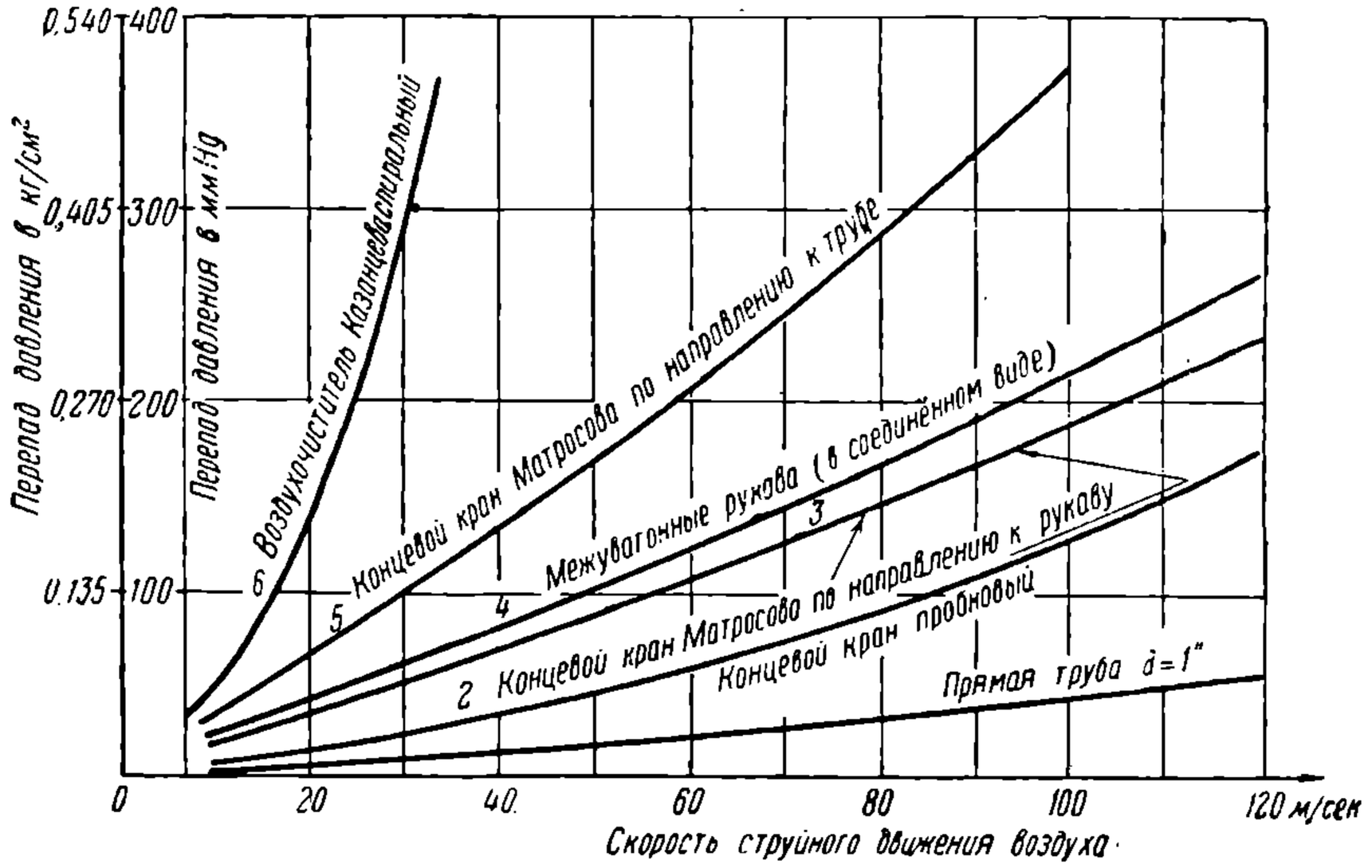
Таблица 18

Местные сопротивления элементов магистрального тормозного воздухопровода, выраженные в эквивалентной длине прямой трубы и потерях давления

Элементы \ v м/сек	10	20	40	60
1. Прямая труба 1″	1,0	1,0	1,0	1,0
2. Концевой кран Матросова	5,0	7,6	8,2	7 1
3. Концевой кран пробковый	2,0	1,8	2,5	2,5
4. Соединительные рукава (два вместе) . . .	4.0	6.0	6,0	5,2
5. Спиральный воздухоочиститель Казанцева .	8,0	15,0	25,0	—
Потери давления по ртутному столбу в *мм*				
1. Прямая труба $D=1''$ длиной 1 *м* .	2	5	12	23
2. Концевой кран Матросова .	10	38	98	162
3. Концевой кран пробковый	4	9	30	57
4. Соединительные рукава (два вместе) .	8	29	71	120
5. Спиральный воздухоочиститель .	75	150	450	—

Эти же данные изображены графически на фиг. 107.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 107. Местные сопротивления тормозной магистрали по данным доц. Д. Карминского, 1941 г

в) Практические данные о движении воздуха по трубам

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 расчётов можно пользоваться вышеприведёнными теоретическими формулами, но и для небольших проектов проще бывает пользоваться готовыми таблицами, которые приводим ниже.

Пример. Какой диаметр выбрать для воздухопровода длиной 450 *м*, чтобы при начальном давлении 4 *ат* по нему протекало 55 $м^3$ свободного воздуха в минуту и чтобы при выходе давление было не менее 3,3 *ат*?

Из табл. 20, 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 бо́льшем, 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.

Таблица 19

Отношения пропускных способностей труб для сжатого воздуха
(Пользование таблицей показано ниже в примере)

Размер труб в дюймах $D_{вн}$	Размер труб в дюйах $D_{вн}$									
	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	0,38
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

НБ УДУТ (ДИТ)

Таблица 20

Количество свободного воздуха в *л/мин*, проходящего по трубам разного диаметра при разных падениях давления

Внутренний диаметр труб		Падение давления на длине 150 *м* в *ат*						
мм	дюймы	0,075	0,15	0,20	0,35	0,60	0,65	0,85
1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Начальное давление 3 *ат*						
25,4	1	390	560	670	840	950	1 000	1 100
31,7	1 ¼	760	1 000	1 240	1 520	1 750	1 920	2 100
38,1	1 ½	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	2 ½	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	3 ½	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	4 ½	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	750	950	1 100	1 200	1 350
31,7	1 ¼	820	1 150	1 400	1 750	2 000	2 200	2 400
38,1	1 ½	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	2 ½	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	3 ½	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	4 ½	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	1 ¼	900	1 260	1 550	1 950	2 250	2 550	2 750
38,1	1 ½	1 500	2 100	2 550	3 200	3 700	4 100	4 500
50,8	2	3 300	4 600	5 600	7 000	8 000	9 000	10 000
63,5	2 ½	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	3 ½	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	4 ½	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	1 ¼	1 000	1 380	1 680	2 100	2 450	2 750	3 100
38,1	1 ½	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	2 ½	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	3 ½	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	4 ½	30 000	42 500	51 000	65 000	75 000	84 000	95 000
126,0	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	1 ¼	1 030	1 480	1 950	2 280	2 680	2 980	3 350
38,1	1 ½	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	2 ½	7 090	9700	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	3 ½	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	4 ½	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

НБ УДУХТ (ДІІТ)

Пример. Пропускная способность 3-дюймовой трубы (табл. 19) (в крайнем левом столбце) равняется 43% от 4-дюймовой (в верхней строчке).

Или пропускная способность $2^1/_2$-дюймовой трубы равняется 15% от 5-дюймовой.

При разветвлениях нужно выбирать такие диаметры, чтобы сумма их пропускных способностей была не менее пропускной способности главной трубы.

Таблица 21

Потеря давления вследствие прямоугольных закруглений разных радиусов

Средний радиус закругления, выраженный числом внутренних диаметров трубы	5	3	2	$1^1/_2$	$1^1/_4$	1	$^3/_4$	$^1/_2$
Эквивалентная добавочная (фиктивная) длина трубы в *м*	2,40	2,5	2,75	3,15	3,90	5,35	10,7	37,0
Потеря давления в *ат*, если известна скорость струи *w* в *м/сек* .	$0,28\,w^2$	$0,037w^2$	$0,051w^2$	$0,70\,w^2$	$0,089\,w^2$	$0,115w^2$	—	—

Таблица 22

Потеря давления вследствие сопротивления вентилей

Диаметр трубы в дюймах	1	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	5
Длина трубы в *м*, эквивалентная одному вентилю .	0,6	1,2	2,1	3,0	4,0		6,0	8,5

§ 32. РАСХОД ВОЗДУХА НА ТОРМОЗ

Сжатый воздух расходуется на тормоз двояко:

1) на тормозные операции при следовании поездов в пути и вообще на поддержание давления в тормозной сети;

2) на проверку работы тормозов и на зарядку поездных составов на контрольных пунктах.

Первый расход производится за счёт воздуха, вырабатываемого тормозным компрессором на локомотиве, второй расход — за счёт стационарных местных компрессорных установок.

Оба расхода рассмотрим в отдельности.

а) Расход воздуха в пути на торможение и определение требуемой производительности компрессора

Каждый товарный или пассажирский поездной состав, ведомый локомотивом, можно рассматривать в тормозном отношении как самостоятельно существующую агрегатную единицу, и поэтому все расчёты в отношении снабжения и расходования воздуха будем относить к этой единице. Расчёты расхода воздуха нужны для проверки соответствия производительности существующих насосов или компрессоров на локомотивах требуемым расходам воздуха на тормозные и другие пневматические операции в пути; по этим же расчётам определяются и выбираются тип и мощность компрессора для новых типов локомотивов или моторных вагонов, а также вычисляется 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.

НБ УДЛИТ (ДИТ)

Будем определять расход воздуха в объёмном измерении, приведённом 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 объёме V какого-нибудь резервуара или трубы мы можем определить количество поступившего в этот объём или ушедшего из него свободного воздуха на основании равенства:

$$V(p_1 - p_2) = V_{св} p_0,$$

где p_0 давление свободного воздуха, равное 1 *ата*. Поэтому:

$$V_{св} = V(p_1 - p_2) = V \Delta p, \qquad (24)$$

что словами можно выразить так: количество утекшего (или притекшего) свободного воздуха равно произведению величины изменения давления на объём резервуара или трубы, заключавших 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.

Расчёт расхода воздуха сводится к определению суммы объёмов воздуха, расходуемого на пополнение утечек, и объёма воздуха, расходуемого на тормозные процессы и на вспомогательные механизмы. Соответственно этому необходимо его вести по следующему плану. Надо:

1) определить сумму объёмов всех заряжённых воздухом резервуаров и труб для учёта утечек;

2) определить сумму объёмов 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 каждого подсобного механизма на локомотиве;

9) определить сумму расхода воздуха на все подсобные механизмы в час;

10) взять сумму расхода воздуха, отмеченного в п. 3, 6 и 9, т. е. на утечки, торможения и подсобные механизмы, 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.

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 элементов намеченного плана.

1. Определение суммы объёмов всех резервуаров и труб, входящих в систему тормоза. Объём в литрах 1 *пог. м* трубы диаметром 1″ в свету:

$$q_1 = \frac{\pi D^2}{4} 10 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}254^2}{4} 10 = 0{,}506\ л, \text{ округлённо } 0{,}5\ л.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Соответственно объёмы 1 *м* трубы диаметром

$$D = 1^1/_4'' \quad q_2 = 0{,}790\ л,$$
$$D = {}^3/_4'' \quad q_2 = 0{,}283\ л,$$
$$D = {}^1/_2'' \quad q_2 = 0{,}123\ л.$$

Назовём:

$q_м$ — объём всей магистрали поезда, включая и локомотив. Если длина всей магистрали вместе с соединительными гибкими рукавами равна $l_м$, то $q_м = 0{,}5 \cdot l\ л$;

$q_{отр}$ — объём всех отростков магистрали. Если длина каждого отростка у воздухораспределителя равна l_1, а к стоп-крану l_2 и число первых отростков n_1 и вторых n_2, то сумма объёмов тех и других в зависимости от диаметра:

$$q_{отр} = \Sigma\, ql;$$

$q_{э.\,р.}$ — объём всех запасных резервуаров в поезде. Если они однотипные и объём каждого a, то при наличии n тормозных вагонов имеем:

$$q_{э.\,р.} = an.$$

Если же они разнотипные, то:

$$q_{э.\,р.} = \Sigma\, a;$$

$q_{д.\,к.}$ — объём всех дополнительных камер при воздухораспределителях, если таковые имеются. Камера при воздухораспределителе типа $M = 9{,}5\ л$;

$q_{э.\,к.}$ — сумма объёмов золотниковых камер в воздухораспределителях системы Матросова. Одна камера равна 2,75 *л*;

$q_{гл.\,р.}$ — объём главных резервуаров на локомотиве или моторвагоне вместе с напорными трубами;

$q_{у.\,р.}$ — объём уравнительного резервуара при кране машиниста;

$q_{др}$ — объём резервуаров и труб прочих вспомогательных частей тормоза, свистковый или контакторный резервуар и пр.

Называя сумму всех перечисленных объёмов $Q_{сеть}$, имеем:

$$Q_{сеть} = q_м + q_{отр} + q_{з.р.} + q_{д.к.} + q_{э.к.} + q_{гл.р.} + q_{у.р.} + q_{др}, \qquad (25)$$

причём каждое из слагаемых правой части равенства относится ко всему поезду.

2. Определение суммы объёмов резервуаров и труб, из которых расходуется воздух на тормозные операции. Из всех перечисленных элементарных объёмов только следующие наполнены воздухом, расходуемым во время торможения:

$q_м$ — объём магистрали;

$q_{отр}$ — объём отростков магистрали;

$q_{з.р.}$ — объёмы запасных резервуаров;

$q_{з.к.}$ — объёмы золотниковых камер;

$q_{у.р.}$ — объём уравнительного резервуара при кране машиниста.

Называя сумму последних объёмов $Q_{тор}$, имеем

$$Q_{тор} = q_м + q_{отр} + q_{з.р.} + q_{з.к.} + q_{у.р.} \qquad (26)$$

3. Определение расхода воздуха на утечки. Тормозная сеть в поезде независимо от длины последнего должна согласно техническим условиям быть настолько плотной, чтобы после зарядки её сжатым воздухом давления 5 *ат* и отъединения затем от источника питания это давление не падало быстрее 0,2 *ат* в 1 мин. Хотя при низких давлениях во время торможения, например при 3,8 *ат*, при той же плотности магистрали утечка будет меньше, всё же мы для простоты расчётов примем норму утечки одинаковой при всех тормозных давлениях. Получающаяся от этого погрешность мала и, кроме того, она идёт в пользу обеспечения тормоза сжатым воздухом.

УДУЭТ (ДИТ) НБ

При заданной норме утечек мы определяем расход воздуха на пополнение их в час. Называя этот расход буквой $V_{ут}$, имеем

$$V_{ут} = 0{,}2 \cdot 60\, Q_{сеть}\,, \tag{27}$$

где $Q_{сеть}$ берём по выражению (25).

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 объёмов которых согласно (26) мы назвали $Q_{тор}$. При отпуске необходимо восстановить зарядное давление, на что израсходуется свободного воздуха

$$V_{1\,тор} = 1{,}2\, Q_{тор}. \tag{28}$$

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 густонаселённых мест с пригородным движением: 12 торможений в час для пассажирских дачных поездов и 9 торможений для местных поездов;

б) для товарных поездов принимается в среднем 6 торможений в час.

В местах малозаселённых с нечастыми остановками вышеприведённые 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.

6. Определение расхода воздуха на торможение в час. Назовём выявленное число торможений в час буквой k. Тогда, назвав общий объём свободного воздуха, расходуемого на торможения, через $V_{тор}$, на основании выражения (28) имеем:

$$V_{тор} = 1{,}2\, k\, Q_{тор}\ л/час \tag{29}$$

где 1,2 *ат* — величина снижения давления.

7. Определение разовых расходов воздуха на подсобные механизмы. Воздух может расходоваться непосредственно из главного резервуара, например на песочницу, свисток, реверс, закрытие дверей и пр.

Объёмы свободного воздуха, расходуемого на эти функции, учитываются на основании данных опыта, указанных ниже. Принимаем для их обозначения следующие символы:

$v_{св}$ — объём 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*;

$v_{пес}$ — объём свободного воздуха на песочницу. Расход примерно такой же, как на свисток,— 500 *л/мин*, но бо́льшей длительности на одну подачу, примерно вдвое, т. е. расход 50 *л*;

$v_{дв}$ — объём свободного воздуха на закрытие и открытие дверей. Примерно расходуется 100 *л* на открытие и закрытие дверей на одной секции электропоезда;

$v_{конт}$ — объём 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);

$v_{рев}$ — объём свободного воздуха на управление реверсом на паровозах. На один перевод можно считать 25 *л*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На основании изучения графика движения поездов, 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., причём 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

$$v_{др} = \Sigma\, vn \ \ л/час. \tag{30}$$

Общий часовой расход свободного воздуха определяется путём сложения выражений (27), (29) и (30)

$$V_{общ} = V_{ут} + V_{тор} + V_{др}\ л/час, \tag{31}$$

или

$$V_{общ} = 0{,}2 \cdot 60\, Q_{сеть} + 1{,}2\, kQ_{тор} + \Sigma\, vn \ \ л/час.$$

Для определения производительности насоса или компрессора нам надо учесть ещё неравномерность найденного общего расхода $V_{общ}$, ибо он 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 счёт 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 и работу контакторов и трогание с места мотор-компрессора без реостата.

Следовательно, производительность компрессора в 1 мин. должна быть равна

$$V_{компр} = \nu \frac{V_{общ}}{60}. \tag{32}$$

Например, для паровоза при $\nu = 2$

$$V_{нас} = 2\frac{V_{общ}}{60} = 0{,}033\, V_{общ}.$$

Для электровоза при $\nu = 3$

$$V_{компр} = 3\,\frac{V_{общ}}{60} = 0{,}05\, V_{общ}.$$

Необходимо придавать большое значение правильному подсчёту производительности насоса. Выгоднее иметь в эксплуатации избыток воздуха, чем недостаток его. В случае недостатка воздуха компрессор от перенапряжённой работы греется, смазка горит и 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 расчёта расхода воздуха сделаем такой примерный расчёт.

Пример. Состав товарного поезда состоит из 75 четырёхосных вагонов, все они оборудованы тормозами системы Матросова.

Объём каждого запасного резервуара 55 *л*.

Объём дополнительной камеры 9,5 *л*.

Объём золотниковой камеры 2,5 *л*.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Длину магистрали примем равной 1 050 *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*.

Объём главных резервуаров на локомотиве 1 000 *л*.

Объём 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*.

При этих данных имеем:

$q_м$	. . . . . 1050 × 0,5	= 525 *л*,
$q_{отр}$	1,5 × 75 × 0,123 + 1,75 × 25 × 0,233	= 151,
$q_{э.р.}$	. 55 × 75	= 4 125,
$q_{д.к.}$	. 9,5 × 75	= 712,
$q_{э.к.}$	. 2,5 × 75	= 187,
$q_{гл.р.}$		= 1 000,
$q_{ур.р.}$		= 8,
		$Q_{сеть} = 6\,708$

Таков объём всей тормозной сети.

Из всех элементарных объёмов только $q_{гл.р}$, т. е. объём главного резервуара, является пассивным во время торможения. Поэтому:

$$Q_{тор} = 6\,708 - 1\,000 = 5\,708 \text{ л}.$$

По формуле (27) определяем количество воздуха, расходуемого на утечки в час во всём поезде:

$$V_{ут} = 0{,}20 \cdot 60 \cdot Q_{сеть} = 0{,}20 \cdot 60 \cdot 6\,708 = 80\,000 \text{ л/час}. \qquad (33)\ (I)$$

А без главного резервуара, т. е. только сеть в одном составе поезда:

$$V_{ут} = 0{,}20 \cdot 60 \cdot 5\,708 = 68\,000 \text{ л/час}. \qquad (33)\ (II)$$

Расход (I) нужен для подсчёта мощности компрессора, а расход (II) для определения характеристики крана машиниста.

По формуле (29) определяем часовой расход воздуха на торможение. Число торможений k в час берём равным 5 (учитываются полные торможения, эквивалентные большему числу неполных торможений). Имеем

$$V_{тор} = 1{,}2\, kQ_{тор} = 1{,}2 \cdot 5 \cdot 5\,708 = 32\,000 \text{ л/час}. \qquad (33)\ (III)$$

Характерно то, что на утечки расходуется воздуха вдвое больше, чем на торможения, и это при условии, что плотность магистрали удовлетворяет предписанной норме.

Отсюда заключаем о большом значении плотного содержания тормозной сети,

На реверс и песочницу на паровозе идёт воздуха

$$V_{др} = 500 + 500 = 1\,000 \text{ л/час}.$$

По формуле (31) находим общий расход в час

$$V_{общ} = V_{ут} + V_{тор} + V_{др};$$

$$V_{общ} = 80\,000 + 32\,000 + 1\,000 = 113\,000 \text{ л/час}.$$

Наконец по формуле (32) определяем требуемую производительность паровоздушного насоса:

$$V_{нас} = 0{,}033 \cdot 113\,000 = 37\,000 \text{ л/мин}.$$

На электровозах же мотор-компрессор должен иметь производительность

$$V_{компр} = 0{,}05 \cdot 113\,000 = 5\,500 \text{ л/мин}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

б) Определение объёма главного резервуара на локомотиве

Для определения объёма главного резервуара необходимо руководствоваться прежде всего 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 7 *ат*. Следовательно, падение давления, равное 1 *ат*, помноженное на объём главного резервуара, даст объём воздуха, который пойдёт 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 объём главного резервуара определяется из условий равномерности подачи по объёму, описываемому поршнем всасывающего цилиндра, на основании эмпирической формулы

$$Q_{рез} \geqslant 40\,FS, \tag{34}$$

где F — площадь всасывающего поршня;
S — ход поршня.

По формуле (34) вообще проверяется объём главного резервуара как существующего, так и вновь рассчитанного.

Расчёт объёма главного резервуара в отношении запаса воздуха надо производить следующим образом: при отпуске тормоза после полного торможения необходимо зарядить всю тормозную сеть до 5 *ат* в течение t мин. Так как при полном торможении давление снижается на 1,2 *ат* в объёме, который мы назвали $Q_{сеть}$, то теперь при отпуске надо заполнить израсходованный объём и в то же время пополнить утечки. Следовательно в $t_{мин}$ необходимо подать свободного воздуха

$$V_{отп} = 1{,}2\,Q_{сеть} + 0{,}3\,Q_{сеть}\,t,$$

где 0,3 *ат/мин* — завышенная (в запас) норма утечек.

Этот воздух должен быть пополнен за счёт работы насоса и за счёт падения давления в главном резервуаре не более как на Δp (заданная величина). На основании этого можем написать уравнение

$$V_{компр}\,t + Q_{рез}\,\Delta p = 1{,}2\,Q_{сеть} + 0{,}3\,Q_{сеть}\,t,$$

откуда

$$Q_{рез} = \frac{1{,}2\;Q_{сеть} + 0{,}3\,Q_{сеть}\,t - V_{компр}\,t}{\Delta p} \tag{35}$$

или

$$\Delta p = \frac{1{,}2\,Q_{сеть} + 0{,}3\,Q_{сеть}\,t - V_{компр}\,t}{Q_{рез}}, \tag{36}$$

где $V_{компр}$ — производительность компрессора (насоса) в 1 мин.;
t — время отпуска (для товарного поезда из 100 двухосных вагонов 2 мин., для пассажирского длинного поезда 15 сек.);
Δp — допускаемая величина падения давления в главном резервуаре (на паровозе 2 *ат*, на электровозе 1,5 *ат*);
$Q_{сеть}$ — объём в тормозной сети, принимающий участие в расходе воздуха на торможение.

Пример 1. Производительность насоса на паровозе $V_{насос} = 1\,800$ *л/мин*; время t полного отпуска равно 2 мин. Для товарного поезда $Q_{тор} = 3\,000$ *л*. $Q_{сеть} = 4\,000$ *л*. Падение давления в главном резервуаре Δp не более 2 *ат* (с 8 до 6 *ат*). При этих условиях объём резервуара по формуле (35)

$$Q_{рез} = \frac{1{,}2 \cdot 3\,000 + 0{,}3 \cdot 2 \cdot 4\,000 - 2 \cdot 1\,800}{2} = 1\,700\ л.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Проверяем найденный объём по формуле (34) на равномерность подачи

$$Q_{рез} = 40FS.$$

Площадь большого поршня тандем-насоса $F = 5{,}7$ *дцм*², а ход этого поршня равен 2,6 *дцм*, поэтому

$$Q_{рез} = 40 \cdot 5{,}7 \cdot 2{,}6 = 583 \text{ л},$$

т. е. по этой формуле резервуар может быть меньшим. Значит, объём 1 800 *л* является удовлетворительным.

Пример 2-й. Определить падение давления в главном резервуаре при отпуске тормоза товарного поезда, объём тормозной сети которого $Q_{тор} = 3\,000$ *л*, а общий $Q_{сеть} = 4\,000$ *л*. Производительность компаунд-насоса 3 500 *л*, время отпуска $t = 2$ мин., объём главных резервуаров 1 000 *л*. Из формулы (36) определяем

$$\Delta p = \frac{1{,}2 \cdot 3\,000 + 0{,}3 \cdot 2 \cdot 4\,000 - 2 \cdot 3\,000}{1\,000} = -0{,}8 \text{ } ат,$$

отрицательный знак показывает, что в резервуаре не только не упадёт давление, но если бы регулятор хода насоса не задерживал работу его, то давление в главном резервуаре за 2 мин. отпуска тормоза ещё поднялось бы на 0,8 *ат*. Резервуар необходимо ещё проверить по формуле (34) на равномерность подачи.

Площадь большого поршня компаунд-насоса = 7,06 *дцм*² и ход его $S =$ $= 3{,}7$ *дцм*.

Поэтому

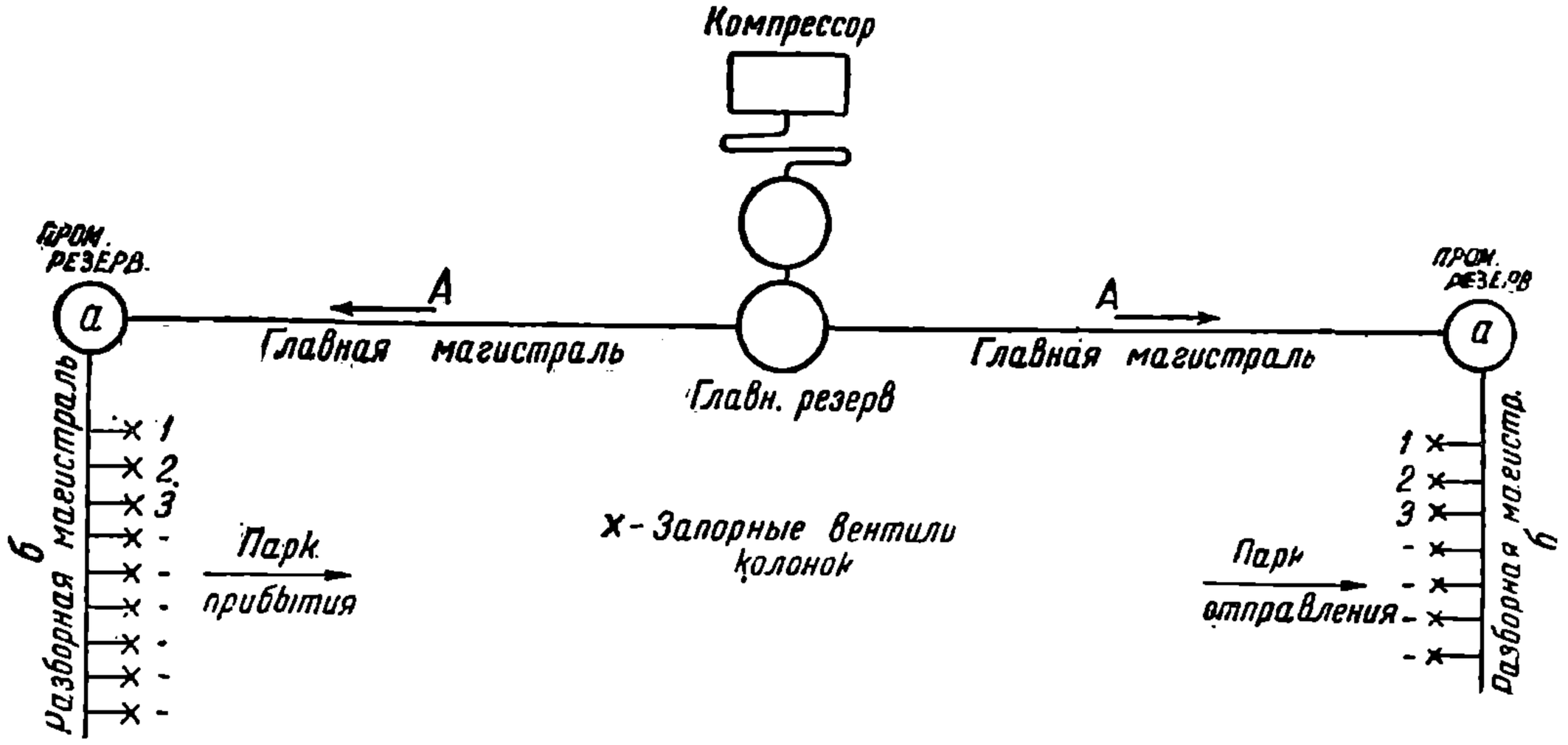
$$Q_{рез} = 40 \cdot 7{,}06 \cdot 3{,}7 = 1\,044 \text{ } л.$$

Можно считать, что объём резервуара в 1 000 *л* удовлетворяет этому условию.

Кроме этих поверочных расчётов, необходимо принять во внимание значение величины внешней поверхности главного резервуара для охлаждения воздуха. Поэтому рекомендуется делать несколько резервуаров. Об этом подробно см. § 36.

в) Подсчёт компрессорной установки и трубопроводной сети контрольного пункта для зарядки и испытания автотормозов

Общий ход расчёта примерно такой же, как и в пункте а) для определения расхода воздуха на торможения. Здесь только добавляются новые условия: од-



Фиг. 108. Схема трубопроводов контрольного пункта

новременная зарядка нескольких составов и большая длина магистралей ввиду отдалённости компрессорного здания контрольного пункта от мест потребления воздуха.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Обычно компрессорная установка контрольного пункта обслуживает парк «путей отправления» и парк «путей прибытия» с расположением её приблизительно в центре между этими парками (фиг. 108).

Тогда главная магистраль воздухопровода имеет вид двух ответвлений от компрессорной станции. Длина каждого ответвления *А м*. В конце ответвления перед пунктом разбора воздуха устанавливаются запасные резервуары *а* и от них идущие поперёк путей ещё ответвления к разборным колонкам *1, 2, 3*. Эти ответвления называются «разборными магистралями». Пусть длина каждого равна *б*. Тогда общая длина каждой ветви магистрали воздухопровода будет $А + б$, где участок *А* является главным, а *б* — разборным.

Режим работы компрессорной установки на контрольном пункте определяется среднесуточным пропуском числа пар поездов с учётом неравномерности скопления поездов.

Компрессорная установка должна обеспечить как максимальный случай зарядку и испытание одновременно трёх составов.

Для определения диаметра магистральных труб можно пользоваться табл. 20 § 31, принимая во внимание падение давления на всей длине, делённой на участки в 150 *м*, а также учитывая местные сопротивления.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА ПЯТАЯ

ПАРОВОЗДУШНЫЕ НАСОСЫ

§ 33. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ ВОЗДУХА

а) О состоянии воздуха

Из курса термодинамики известно, что для точного определения состояния заданного весового количества газа необходимо знать по крайней мере два из трёх следующих параметров: 1) давление, 2) объём и 3) температуру, ибо третий параметр всегда может быть найден из следующего характеристического уравнения

$$Vp = GRT, \tag{1}$$

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 объём 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 неопределённостям и ошибкам.

Например, если при измерении производительности компрессора мы знаем только объём резервуара, куда накачивается воздух, и давление, но не знаем температуру как в резервуаре, так и до поступления в компрессор, то этих данных оказывается недостаточно, чтобы точно определить количество свободного воздуха, подаваемого компрессором в 1 мин. Объясняется это тем, что воздух, засосанный при наружной температуре, в резервуаре может иметь повышенную температуру, не зная которой, мы никак не можем привести объём сжатого воздуха к условиям всасывания.

Давление воздуха иногда принимается в килограммах на квадратный метр, когда это давление надо вводить в формулы, содержащие величины метрической размерности, например, $g = 9{,}8$ $м/сек^2$ или w $м/сек$ и т. п. Но для практических выводов будем принимать давление в технических атмосферах, т. е. в килограммах на квадратный сантиметр. Зависимость между этими двумя единицами давления следующая:

$$1\ кг/м^2 = \frac{1\ кг}{10\,000\ см^2} = 0{,}0001\ кг/см^2.$$

Манометры измеряют не абсолютное давление воздуха, а разность между абсолютным давлением его и барометрическим давлением окружающей атмосферы.

$$p_{ман} = p_{абс} - p_{бар}.$$

Манометрическое давление $P_{ман}$ является избыточным, или рабочим, давлением. Чтобы получить точное абсолютное давление сжатого в резервуаре воздуха, надо сложить атмосферное давление с избыточным. Атмосферное давление

НБ УДУНТ (ДІІТ)

измеряется высотой ртутного столба по барометру. Измеренное таким образом внешнее давление необходимо перевести в технические атмосферы, помня, что высота 737,4 *мм* ртутного столба при нуле°С эквивалентна 1 технической атмосфере = 1 *кг/см²*, или 10 000 *кг/м²*. Следовательно, чтобы перевести барометрическое давление в технические атмосферы, надо высоту столба барометра разделить на 737,4.

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/см²*, то 650 *мм* эквивалентны:

$$\frac{650}{737,4} = 0,88 \text{ кг/см}^2,$$

то

$$p = 5 + 0,88 = 5,88 \text{ кг/см}^2.$$

Тормозная практика, однако, не требует такой точности расчётов, и поэтому давление окружающей нас атмосферы можно принимать в расчётах равным 1 *кг/см²*.

В Англии и в США давление измеряется в фунтах на квадратный дюйм:

$$1 \text{ кг/см}^2 = 14,223 \text{ фунт/дюйм}^2.$$

Заметим, что 71 *фунт/дюйм²* ≈ 5 *ат* и 100 *фунт/дюйм²* ≈ 7 *ат*.

В практике иногда встречаются импортные манометры, у которых шкалы градуированы в фунтах на квадратный дюйм. В американских или английских журналах и в справочниках встречаются те же измерения. Поэтому считаем нужным поместить табл. 23 (на стр. 237) перевода их на технические атмосферы.

Удельный вес воздуха (вес 1 *м³*) при стандартном давлении в 1 *ат* и влажности 50% равен 1,2 *кг*.

Для быстрых нахождений температур, давлений, удельных объёмов, следовательно, и удельных весов воздуха при различных процессах изменения его состояния на фиг. 109 представлена диаграмма в координатах *TS*, т. е. абсолютных температур и энтропии. Собственно энтропия *S* здесь нужна для построения диаграммы и получения возможности удобно и быстро производить нахождение означенных выше величин, нанесённых на одной общей диаграмме. Если же необходимо взять энтропию, то по горизонтали следует измерить от начала расстояние в миллиметрах и помножить на 0,02, получим число единиц энтропии.

Пример 1-й. Сжимаем воздух адиабатически, начиная с 1 *ата*, при нуле° С до 9 *ата*. Определить параметры конечного состояния.

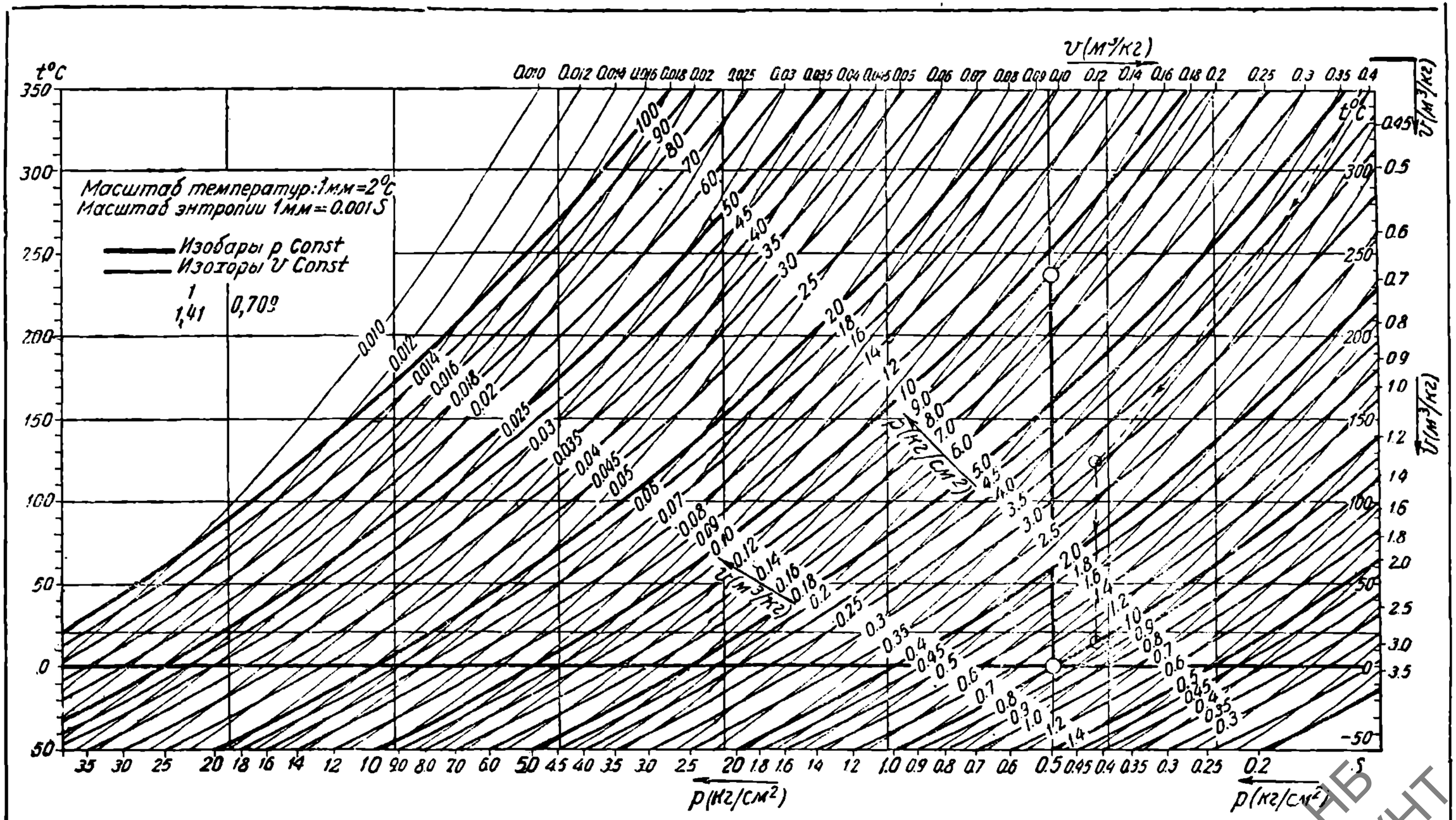
При адиабатическом процессе теплота не отнимается от воздуха и не подводится к нему. При этом, как известно, энтропия не изменяется, ввиду чего абсцисса (расстояние по горизонтали) не изменяется.

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 объёму 0,166, следовательно, удельному весу 1: 0,166.

Пример 2-й. Сжимаем воздух адиабатически, начиная с 1 *ата* при 15° так, что его объём уменьшился до 0,44 от первоначального. Найти его давление и температуру после сжатия.

Из диаграммы находим по линии давления в 1 *ата* удельный объём v при 15°. Он равен 0,86. Помножая его на 0,44 (величина заданного сжатия), получаем $v = 0,86 \quad 0,44 = 0,38$. Найдя по верхней горизонтальной шкале эту цифру, спускаемся параллельно изохоре (тонкой линии) до места, находящегося на вертикали исходного давления (1 *ата* при 15°). Найденная точка отвечает давлению 3,1 *ата* и температуре 125°. Нахождение этой точки на диаграмме показано пунктиром.

НБ УДУГТ (ДГТ)



Фиг. 109. Диаграмма состояния 1 кг воздуха

АБ УДУНТ (ДИТ)

Таблица 23

Перевод английских фунтов на кв. дюйм (*фн/дм²*) в атмосферы (*ат*; *кг/см²*)

1 *фн/дм²* = 0,07031 *кг/см²*

Фн/дм²	Единицы к первому столбцу									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Атмосферы в *кг/см²*									
0	—	0,070	0,140	0,211	0,281	0,352	0,422	0,492	0,562	0,633
10	0,703	0,773	0,844	0,914	0,984	1,055	1,125	1,195	1,266	1,336
20	1,406	1,477	1,547	1,617	1,687	1,758	1,828	1,898	1,969	2,039
30	2,109	2,180	2,250	2,320	2,391	2,461	2,531	2,601	2,672	2,742
40	2,812	2,883	2,953	3,023	3,094	3,164	3,234	3,305	3,375	3,445
50	3,516	3,586	3,656	3,726	3,797	3,867	3,937	4,008	4,078	4,148
60	4,219	4,289	4,359	4,430	4,500	4,570	4,640	4,711	4,781	4,851
70	4,922	4,992	5,062	5,133	5,203	5,273	5,344	5,414	5,484	5,554
80	5,625	5,695	5,765	5,836	5,906	5,976	6,047	6,117	6,187	6,258
90	63,28	6,398	6,469	6,539	6,609	6,679	6,750	6,820	6,890	6,961
100	7,031	7,101	7,172	7,242	7,312	7,383	7,453	7,523	7,593	7,664
110	7,734	7,804	7,875	7,945	8,015	8,086	8,156	8,226	8,297	8,367
120	8,437	8,508	8,578	8,648	8,718	8,789	8,859	8,929	9,000	9,070
130	9,140	9,211	9,281	9,351	9,422	9,492	9,562	9,632	9,703	9,773
140	9,843	9,914	9,984	10,054	10,125	10,195	10,265	10,336	11,406	10,476
150	10,547	10,617	10,687	10,757	10,828	10,898	10,968	11,039	11,109	11,179
160	11,250	11,320	11,390	11,461	11,531	11,601	11,671	17,742	11,812	11,892
170	11,953	12,023	12,093	12,164	12,234	12,304	12,375	12,445	12,515	12,585
180	12,656	12,726	12,796	12,867	12,937	13,007	13,078	13,148	13,218	13,289
190	13,359	13,429	13,500	13,570	13,640	13,710	13,780	13,851	13,921	13,992
200	14,062	14,132	14,203	14,273	14,343	14,414	14,484	14,554	14,624	14,695
210	14,765	14,835	14,906	14,976	15,046	15,117	15,187	15,257	15,328	15,398
220	15,468	15,539	15,609	15,679	15,749	15,820	15,890	15,960	16,031	16,101
230	16,171	16,242	16,312	16,382	16,453	16,523	16,593	16,663	16,734	16,804
240	16,874	16,945	17,015	17,085	17,156	17,226	17,296	17,367	17,437	17,507
250	17,578	17,648	17,718	17,788	17,859	17,929	17,999	18,070	18,140	18,210
260	18,281	18,351	18,421	18,492	18,562	18,632	18,702	18,773	18,843	18,913
270	18,984	19,054	19,124	19,195	19,265	19,335	19,406	19,476	19,546	19,616
280	19,687	19,757	19,828	19,898	19,968	20,038	20,109	20,179	20,249	20,320
290	20,390	20,460	20,531	20,601	20,671	20,741	20,812	20,882	20,952	21,023
300	21,093	21,163	21,234	21,304	21,374	21,445	21,515	21,585	21,655	21,726

НБ УДУНТ (ДНТ)

б) О влажности воздуха

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 нём появляются туман и роса, и кончая такой сухостью, которая становится невыносимой для животного и растительного мира.

Как известно, смеси газов, не действующие химически друг на друга (в данном случае смесь воздуха и пара), подчиняются следующим двум законам Дальтона:

1) 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: $p_1 + p_2 + \ldots + p_n$.

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 нижеприведённой табл. 24, 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 объёма до тех пор, пока пар находится в перегретом состоянии; когда он станет насыщенным, его давление и удельный вес соответствуют только данной температуре.

Таблица 24

Давление и вес насыщенного пара от —20 до +100°

Температура в °С	Давление в *кг/см²* абс.	Удельный вес сухого насыщен. пара в *кг/м³*	Температура в °С	Давление в *кг/см²* абс.	Удельный вес сухого насыщен. пара *кг/м³*
1	2	3	1	2	3
—20	0,0013	0,00100	24	0,0305	0,0218
—18	0,0015	0,00118	26	0,0343	0,0244
—16	0,0017	0,00138	28	0,0386	0,0272
—14	0,0020	0,00163	30	0,0432	9,0304
—12	0,0024	0,00190	32	0,0486	0,0338
—10	0,0028	0,00222	34	0,0543	0,0376
— 8	0,0033	0,00258	36	0,0606	0,0418
— 6	0,0038	0,00301	38	0,0676	0,0463
— 4	0,0045	0,00355	40	0,0752	0,0512
— 2	0,0052	0,00410	42	0,0836	0,0565
0	0,0060	0,00474	44	0,0930	0,0625
2	0,0069	0,00541	46	0,103	0,0685
4	0,0080	0,00621	48	0,114	0,0758
6	0,0092	0,00709	50	0,125	0,0830
8	0,0108	0,00813	55	0,160	0,10428
10	0,0125	0,00940	60	0,203	0,13009
12	0,0143	0,01067	65	0,255	0,16105
14	0,0163	0,01205	70	0,318	0,1979
16	0,0186	0,01366	75	0,393	0,2416
18	0,0211	0,01536	80	0,483	0,2930
20	0,0236	0,0173	85	0,583	0,3532
22	0,0270	0,0194	90	0,715	0,4231
			95	0,862	0,5041
			100	1,033	0,5973

Наибольшее количество паров воды, которое может находиться в рассматриваемом объёме, соответствует тому случаю, когда этот объём заполнен насыщенным паром. Попытка ввести в объём, заполненный насыщенными парами, дополнительное количество пара приводит к выделению такого же количества воды или мокрого тумана, находящегося во взвешенном состоянии в воздушной среде.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Давление воздуха не уменьшает содержание в единице объёма того количества насыщенного пара, которое при данной температуре получается в безвоздушном пространстве и указывается в справочных таблицах пара. Давление воздуха лишь замедляет парообразование. Капля, введённая в среду абсолютно сухого воздуха, испаряется тем медленнее, чем выше давление воздуха, в то время как будучи введённой в абсолютно пустое пространство она испаряется почти мгновенно.

Если объём, 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 объём, 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 дойдёт до насыщения.

Степень влажности воздуха определяется либо абсолютным, либо относительным измерением количества водяных паров в нём.

Абсолютной влажностью γ называется количество водяных паров (насыщенных или перегретых), выраженное в граммах и приходящееся на каждый кубический метр рассматриваемого объёма.

Относительной влажностью называется отношение веса пара, имеющегося в каждом кубическом метре данного объёма, к весу насыщенного пара, который может поместиться в объёме кубического метра той же температуры.

Удельный вес, т. е. вес 1 $м^3$ пара в пределах температур, приведённых в таблице, значительно меньше удельного веса воздуха. Ввиду этого абсолютно сухой воздух всегда тяжелее влажного и насыщенного.

в) О работе, затрачиваемой на сжатие воздуха

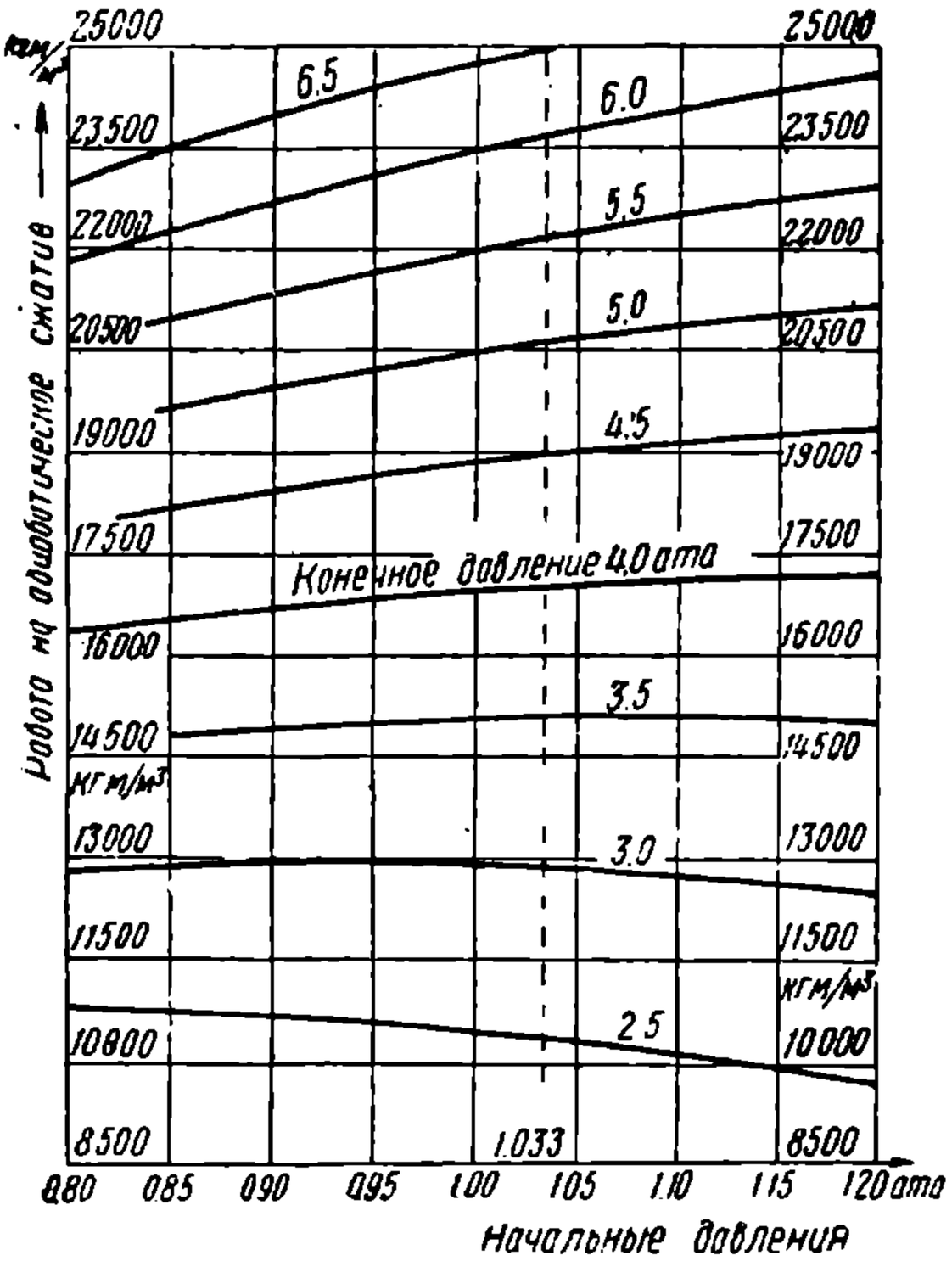
Сжатый воздух в тормозной системе является источником энергии, которая подводится к тормозным приборам, находящимся на большом расстоянии от места управления. При помощи компрессора свободный воздух приводится в сжатое состояние, после чего он становится способным произвести требуемую работу или выполнить соответственные функции в тормозных аппаратах.

Компрессор захватывает из окружающей атмосферы воздух с низким потенциалом энергии и, сжимая его, переводит в другое состояние, обладающее высшим потенциалом, благодаря приращению тепловой энергии и давления. Однако, для работы тормозов требуется холодный воздух, поэтому его охлаждают. Теплота при этом 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, но с повышенным давлением. Это последнее создаёт условие, позволяющее заставить воздух производить работу в тормозной системе за счёт его внутренней тепловой энергии, ввиду чего его температура с понижением давления тоже понижается, чего обычно не замечаем, так как эти изменения происходят в узких пределах — одного-двух градусов.

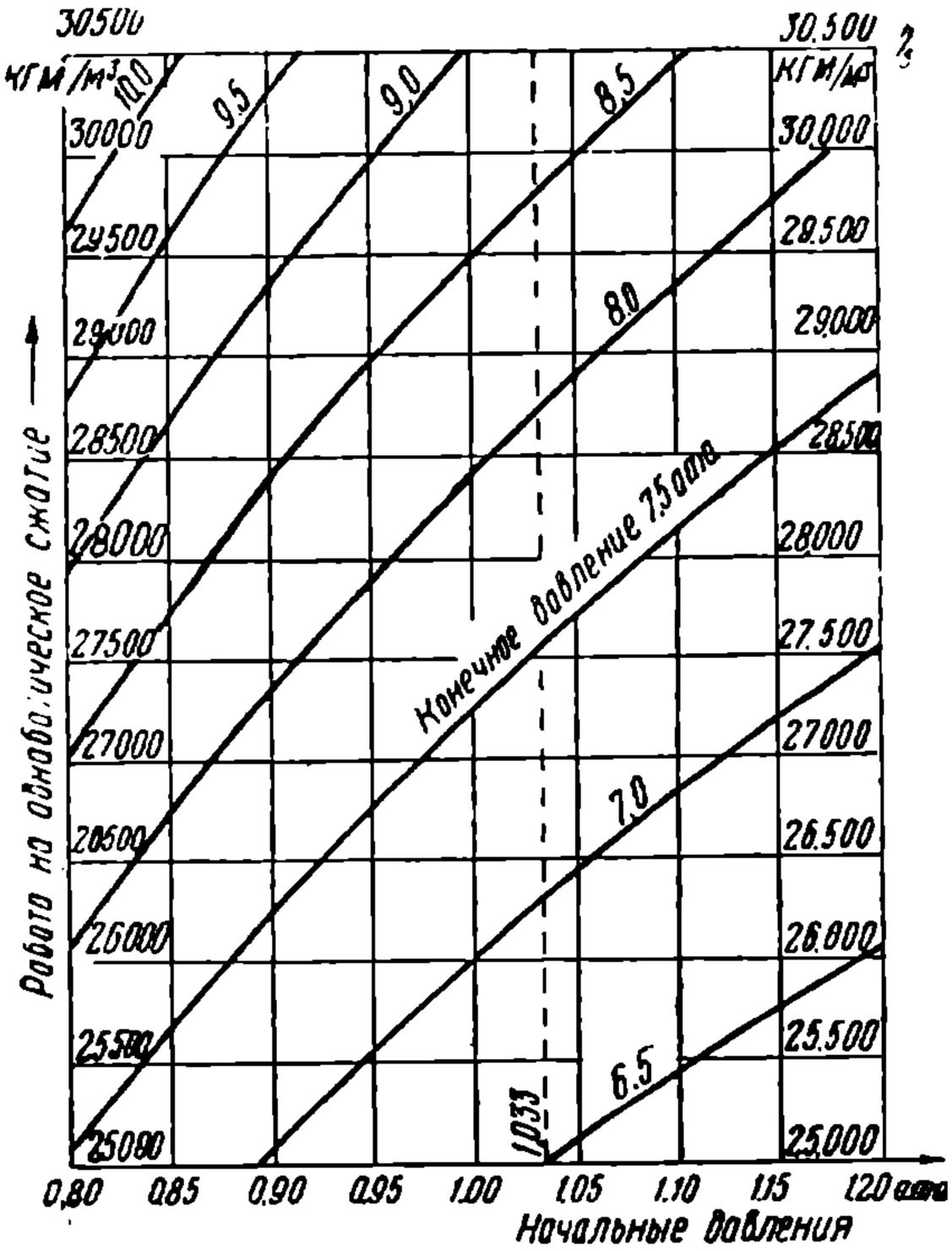
В данном случае нас интересует работа насоса и затрачиваемая на это энергия. Для того чтобы сжать воздух до какого-нибудь давления, требуется затратить на это: во-первых, вполне определённое теоретическое количество работы, независимо от способа сжатия, затем работу на механические сопротивления и работу на побочные потери (нагрев от прохождения через клапаны и каналы, через узкие щели неплотностей поршней и пр.). Наконец ко всему этому присоединяются потери (от несовершенства машин — пропуски через уплотнения штоков и поршней, неплотности клапанов, мёртвые пространства и т. д.

НВ УДИТ (ДИТ)

На фиг. 110 и 111 даны диаграммы потребности теоретической работы на адиабатическое сжатие и вталкивание 1 $м^3$ свободного воздуха в резервуар при разных начальных и конечных давлениях. Эти диаграммы соответствуют площади рабочей диаграммы одноступенчатого компрессора без мёртвого пространства (идеальный случай). Диаграммы легко читаются: при начальном заданном давлении всасывания, отмеченном на абсциссе внизу, находим на вертикали



Фиг. 110. Диаграмма потребной работы для адиабатического сжатия и вталкивания в резервуар 1 $м^3$ засосанного воздуха (по идеальной диаграмме)



Фиг. 111. Продолжение диаграммы фиг. 110

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 воздуха из цилиндра в резервуар.

§ 34. ТИПЫ ПАРОВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ, ИХ СХЕМЫ И РАБОТА

Тормозные компрессоры, применяемые на паровозах, принято называть паровоздушными насосами, а те, которые применяются на электроподвижном составе, — мотор-компрессорами в соответствии с типом двигателя, приводящего мотор-компрессор в действие.

а) Общая характеристика паровоздушных насосов

Известны три основных типа паровоздушных насосов (фиг. 115).

1. Насос простого действия «А», воздушная часть его одноступенчатая.

2. Тандем-насос «В» двухступенчатый, с расположением цилиндров по одной оси. Паровая машина одноцилиндровая.

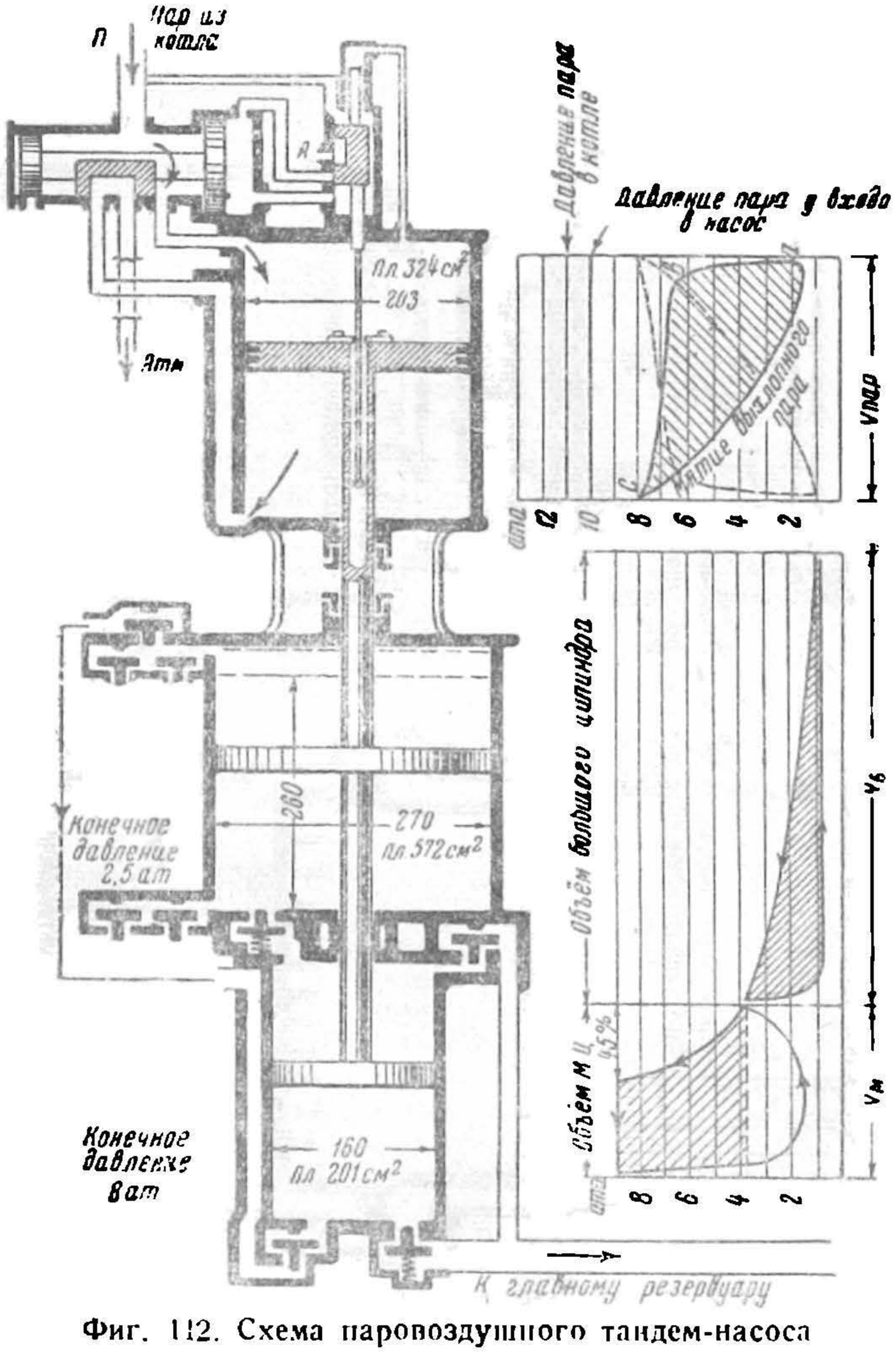
3. Компаунд-насос «С», тоже двухступенчатый, но с параллельным расположением цилиндров. Паровая машина двухцилиндровая по типу компаунд.

Описание действия указанных насосов можно найти в любом из описательных курсов по автотормозам. Здесь же рассмотрим лишь принципиальные особенности этих машин.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Каждый из перечисленных выше типов паровоздушных насосов представляет собой комбинированную машину парового двигателя и компрессора, конструкции которых удовлетворяют главным образом условиям компактности, простоты ухода, ремонта и безотказной работы, не требуя постоянного наблюдения за ними. Хотя преследование этих целей отражается на экономическом эффекте расхода пара на единицу объёма сжимаемого воздуха, но зато в условиях эксплуатации это с избытком окупается дешевизной содержания и ремонта этих насосов.

Паровоздушный насос в общем представляет собой бескривошипную машину, у которой паровой (двигательный) и воздушные (нагнетающие) поршни



Фиг. 112. Схема паровоздушного тандем-насоса

связаны: у тандем-насоса (фиг 112) общим штоком, а у компаунд-насоса (фиг. 113) попарно двумя штоками. Паровые цилиндры установлены вертикально над воздушными цилиндрами.

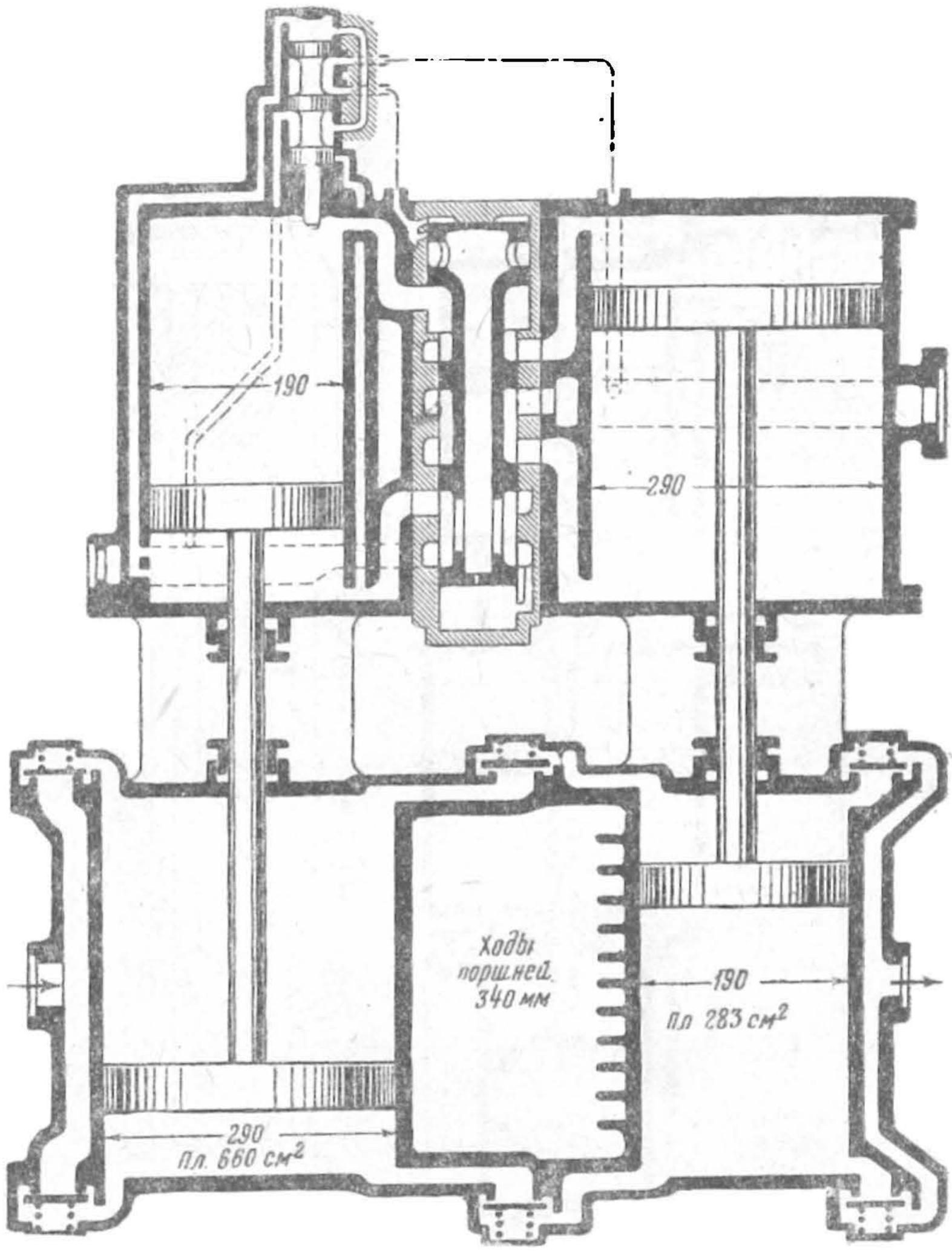
Паровая машина каждого из этих насосов снабжена таким пораспределительным механизмом, который приводится в действие толчками от парового поршня: у тандем-насоса в обоих крайних положениях, а у компаунд-насоса данного типа—только в верхнем положении левого поршня, а в нижнем положении его — посредством пара через отверстие, когда поршень пройдёт мимо и станет ниже его.

В том и другом случае указанные поршни управляют малым — ходопеременным золотником, который в свою очередь распределяет пар так, чтобы

НБ УДУНТ (ДПТ)

перебрасывать из одного крайнего положения в другое большой золотник, направляющий свежий пар в цилиндры, а отработанный в атмосферу, а у компаунд-насоса, кроме того, ещё и перепускающий пар из малого цилиндра, где он работает без расширения, в большой цилиндр, где пар продолжает работать уже с расширением.

Последовательность действия двух золотников применяется во избежание остановки работы насоса, когда поршни приходят в одно из крайних положений. Впрочем, есть конструкции, осуществляющие бесприводное парораспределение одним золотником, например, Шавгулидзе и Постникова.



Фиг. 113. Схема паровоздушного компаунд-насоса

Работа воздушной части насоса состоит в том, что в ней происходят засасывание и сжатие воздуха, у простого насоса одноступенчатое, а у тандем- и компаунд-насосов двухступенчатое.

Наличие довольно обширной литературы по вопросам поршневых компрессоров освобождает нас от необходимости подробно останавливаться на общеизвестных процессах всасывания и нагнетания воздуха. Нашей целью является исследование главным образом того, что является в данном типе машин своеобразным и ещё неизвестным.

Особенно резкое различие между работой паровоздушных насосов и обычных компрессорных установок заключается в способе расходования энергии двигателя на сжатие воздуха.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

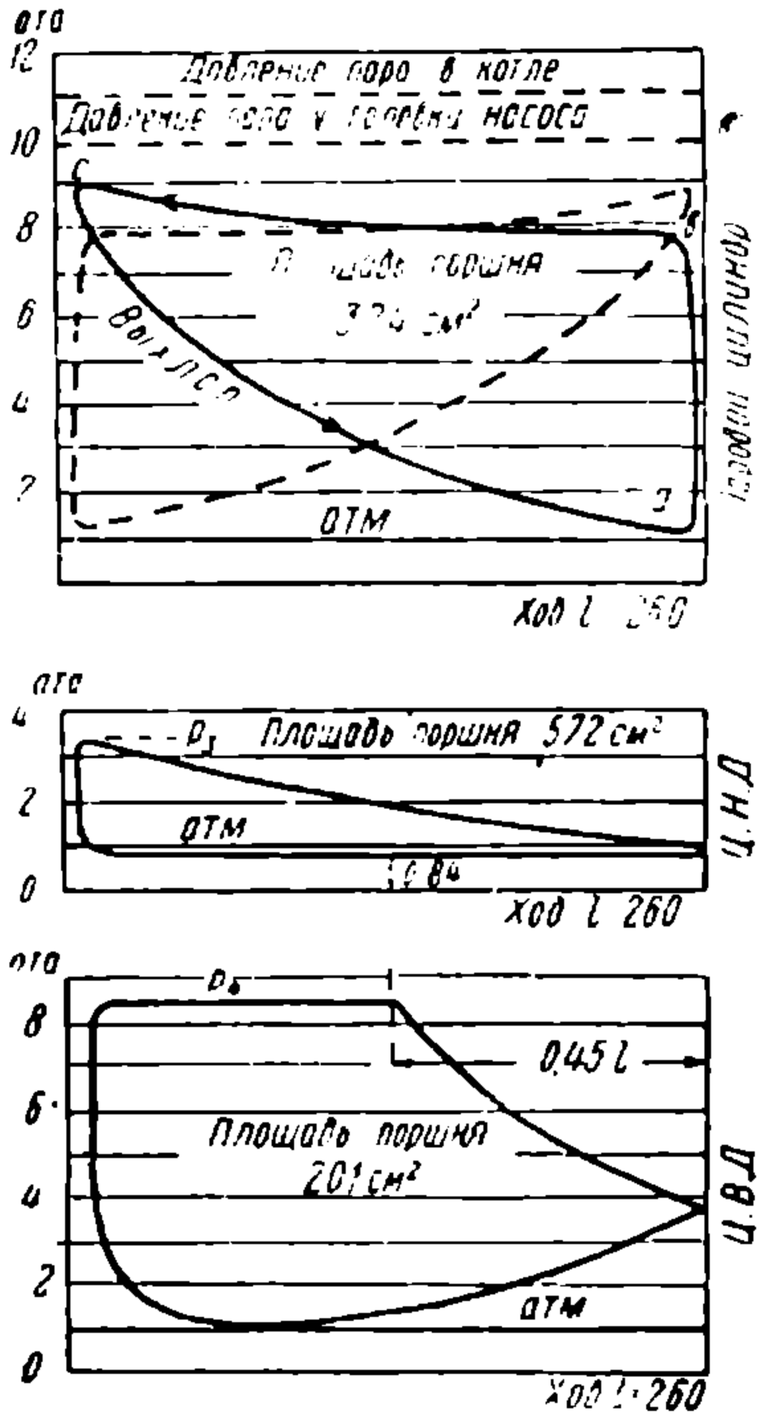
У кривошипно-шатунных компрессоров на валу обычно имеется маховик, который выравнивает ход двигателя и позволяет ему работать при наиболее выгодном процессе расширения пара или газа. Кроме того, у кривошипно-шатунных двигателей механизм парораспределения связан с валом и поэтому возможно осуществлять подачу пара в цилиндр соразмерно с ходом поршня.

У паровоздушных же насосов благодаря прерывистому, скачкообразному парораспределению наполнение полостей цилиндров происходит непрерывно на протяжении всего хода поршня от одного до другого крайнего положения, после чего у тандем-насоса пар покидает цилиндр при том же высоком давлении, а у компаунд-насоса этот пар переходит в большой цилиндр, где работает с неполным расширением, так как покидает этот цилиндр ещё при давлении в несколько атмосфер в зависимости от величины соотношения объёмов малого и большого цилиндров.

Так как выхлопной пар, в особенности у тандем-насосов (как это видно из диаграммы фиг. 114), имеет ещё высокое давление и большое теплосодержание, то его энергия не может сразу упасть до нуля, а расходуется лишь постепенно по линии *ca* на работу истечения через паровыпускные окна в пароотводную выхлопную трубу. Отсюда мы видим, что выхлопной пар производит большую отрицательную работу.

Но эта работа в данном типе машины приносит некоторую пользу в том отношении, что сдерживает поршни от порывистого хода, не давая развивать им большого ускорения под действием давления свежего пара при малом начальном сопротивлении компрессии воздуха, да ещё с отдачей силы сжатого воздуха в мёртвых пространствах.

Без этого сдерживания получались бы ударная работа поршней и бесполезное мятие воздуха с повышением температуры, горением смазки и пр.



Фиг. 114. Индикаторные диаграммы парового и воздушных цилиндров тандем-насоса (взяты из отчёта доц. Болховитинова Г. Ф., 1946 г. Исследование работы тандем-насоса)

Наоборот, мятие пара в нерабочей полости цилиндра выравнивает ход поршней, выполняя как бы роль маховика. Кроме того, выхлопной пар, имея высокое давление и температуру, поддерживает в горячем состоянии паровпускные каналы, стенки цилиндров и поршни, благодаря чему снижается потеря рабочего пара на конденсацию.

Что же касается воздушной части, то работа её происходит нормально по принципу двухступенчатого сжатия, но без применения промежуточного охлаждения воздуха между ступенями, как это делается у стационарных компрессоров.

Тем не менее у паровоздушных насосов уже одно двухступенчатое сжатие приносит настолько большую пользу, что при нём промежуточное охлаждение, несколько приближающее процесс к изотермическому сжатию, является относительно малой выгодой, тем более на паровозе ввиду сложности и дороговизны содержания холодильных устройств и недостатка места для них.

Чтобы выяснить целесообразность применения двухступенчатого сжатия воздуха у паровоздушных насосов и определить выгоды, получающиеся от этого, мы применим сначала метод сравнения тандем- и компаунд-насосов с простым насосом и выясним, как надо подбирать диаметры поршней у тандем- и компаунд-насосов, чтобы насосы работали наиболее экономно.

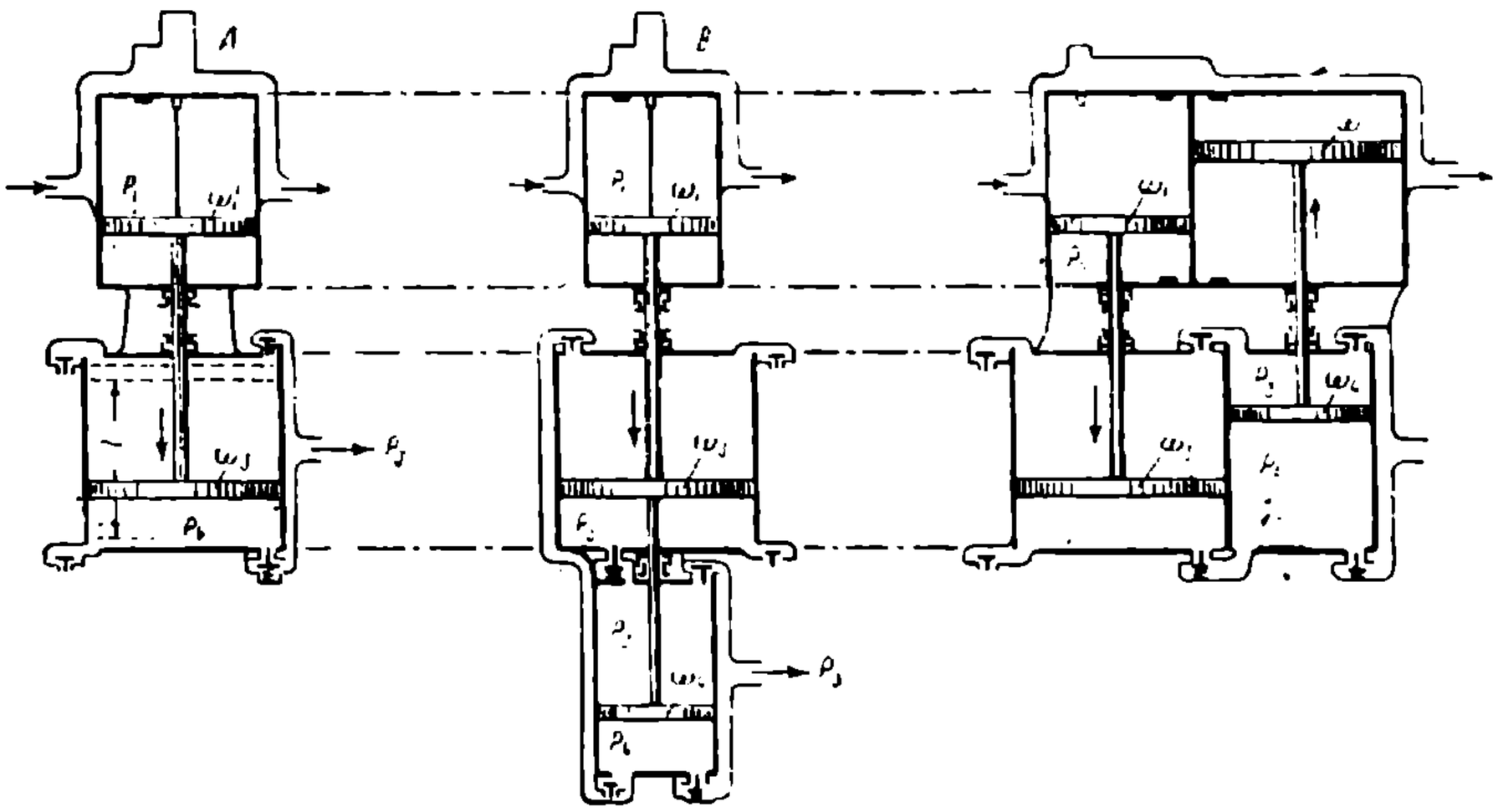
НБ УДУНТ (ДИТ)

б) Простой насос и тандем-насос

Расход пара у паровоздушного насоса определяется конечным его давлением в цилиндре, когда сопротивление компрессии становится наибольшим, а противодавление выхлопного пара — близким к нулю. Так как рабочий пар в последний момент занимает весь объём цилиндра, то следовательно, зная его давления и объём, легко определить и вес. Очевидно, что этот вес при данной величине хода поршня пропорционален площади парового поршня.

Возьмём схему простого насоса, изображённую на фиг. 115. Предположим, что во время его работы поршни идут вниз. В крайнем нижнем положении, перед моментом обратного хода, мы можем написать для них на основании принципа действия и противодействия такое уравнение равновесия равномерно движущихся поршней вблизи крайнего положения без учёта сопротивления трения, и, принимая условно, давление внешней атмосферы равным 1 *кг/см*²

$$(p_1 - 1)\,\omega'_1 = (p_4 - 1)\,\omega_3, \qquad (1)$$



Фиг. 115. Сравнительные характеристики трёх типов насосов

где p_1 — конечное давление пара в цилиндре *кг/см*² (абс.);
p_4 — конечное давление воздуха, вталкиваемого в резервуар, *кг/см*² (абс.);
ω'_1 — площадь парового поршня простого насоса *см*²;
ω_3 — площадь воздушного поршня *см*².

Точно такое же уравнение при тех же условиях можно написать и для тандем-насоса (схема B)

$$(p_1 - 1)\,\omega_1 = -1 \cdot \omega_3 + (\omega_3 - \omega_4)\,p_3 + p_4\,\omega_4. \qquad (2)$$

К вышеуказанным обозначениям букв здесь прибавились следующие:
p_3 — промежуточное давление воздуха между большим и малым поршнем *кг/см*² (абс.);
ω_4 — площадь малого поршня цилиндра высокого давления *см*²;
ω_1 — площадь парового поршня тандем-насоса *см*².

Для сравнения простого насоса с тандем-насосом предполагаем, что у них одинаковые:

1) величины ходов поршней;
2) конечные давления пара;
3) конечные давления вталкиваемого воздуха в резервуар;
4) величины площадей воздушных засасывающих поршней;
5) коэфициенты подачи воздуха.

Но предполагаем, что площади паровых поршней ω_1 и ω'_1 неодинаковые.

Мы пренебрегаем механическими сопротивлениями не только потому, что они относительно малые, составляя едва 1% от величины силы парового поршня, но и потому, что при сравнении двух насосов мы ищем принципиальную разницу в отношении способов сжатия воздуха и разницы в расходе пара на это.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Разделим левую и правую часть уравнения (2) соответственно на левую и правую часть уравнения (1).

После сокращений получаем

$$\frac{\omega_1}{\omega_1^1} = \frac{p_3}{p_4 - 1}\left(1 - \frac{\omega_4}{\omega_3}\right) - \frac{1}{p_4 - 1} + \frac{p_4\,\omega_4}{(p_4 - 1)\,\omega_3} \qquad (a)$$

Чтобы не затемнять вопроса выводом, показывающим, что правая часть этого равенства равна правильной дроби, мы просто подставим в него цифры, взятые из существующего тандем-насоса, схема и размеры поршней которого изображены на фиг. 112, и из индикаторных диаграмм, снятых с натуры в 1946 г. доцентом Болховитиновым (фиг. 114).

Из этих диаграмм имеем

$p_3 = 3{,}5$ *ата* — промежуточное давление воздуха;

$p_4 = 9$ *ата* — давление воздуха, вталкиваемого в резервуар;

$\omega_3 = 572\ см^2$ — площадь большого воздушного поршня;

$\omega_4 = 201\ см^2$ — площадь малого воздушного поршня.

Эти цифры подставляем вместо букв в равенство (*а*); получаем:

$$\frac{\omega_1}{\omega_1^1} = \frac{3{,}5}{8}\left(1 - \frac{201}{572}\right) - \frac{1}{8} + \frac{9 \cdot 201}{8 \cdot 572} = 0{,}58,$$

откуда

$$\omega_1 = 0{,}58\,\omega_1^1. \qquad (3)$$

Следовательно, для выполнения работы сжатия одного и того же количества воздуха за один ход поршня при одном и том же давлении пара в цилиндрах простого насоса и тандем-насоса у последнего можно площадь парового поршня ω_1 взять меньше, чем у первого, на 42%; поэтому у него и расход пара будет меньше тоже на 42%, так как величины ходов поршней мы в формуле (*а*) предположили одинаковыми.

В этом условном сравнении расхода пара у двух насосов мы не касались скорости их работы. Само собой разумеется, что с увеличением скорости хода насоса при более высоком давлении пара в котле возрастают и сопротивления (противодавление выхлопного пара и сопротивления движению воздуха через клапаны и каналы), но можно считать, что они возрастают приблизительно в одинаковой степени для обоих насосов.

Вышеуказанная цифра 42% является теоретической. В действительности, надо учесть добавочный почти одинаковый расход пара у обоих насосов на работу парораспределения и на утечки пара, которые у паровоздушных насосов довольно значительны. Поэтому предположительно можно снизить выгоду тандем-насоса по сравнению с простым насосом до 30—35%.

Спрашивается, чем же можно объяснить столь значительный выигрыш при двухступенчатом сжатии воздуха по сравнению с одноступенчатым?

Это можно приписать типу паровой машины, ход которой регулируется не валом с маховым колесом, а циклом работы сжатия воздуха, который заставляет пар работать в цилиндре в соответствии с нарастающим сопротивлением сжатия воздуха в конце хода, ввиду чего расход пара определяется конечным давлением. При этом у тандем-насоса при сжатии воздуха двумя ступенями происходит более удлинённый процесс использования одной и той же порции пара, в особенности на вталкивание воздуха в резервуар, как это видно на фиг. 116 и 117 (линии *сб*); при одноступенчатом сжатии путь вталкивания составляет 0,19 от длины хода поршня, а при двухступенчатом — 0,45, в то время как площади затраченных работ в обоих случаях на диаграммах равновелики.

Наиболее выгодная работа тандем-насоса получается при правильном подборе диаметров поршней его воздушной части. Поэтому займёмся определением этого соотношения.

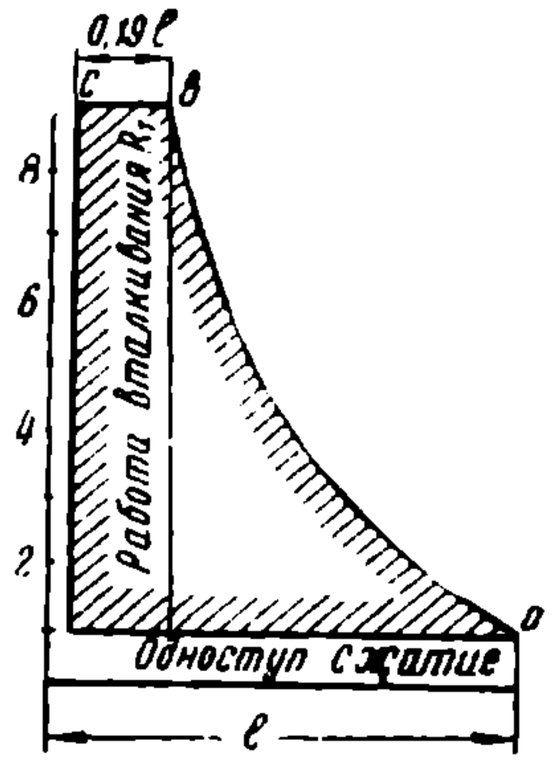
Выше было выведено уравнение (2) равновесного состояния силы пара и сопротивления компрессии воздуха у тандем-насоса.

НБ УДУНТ (ДГТ)

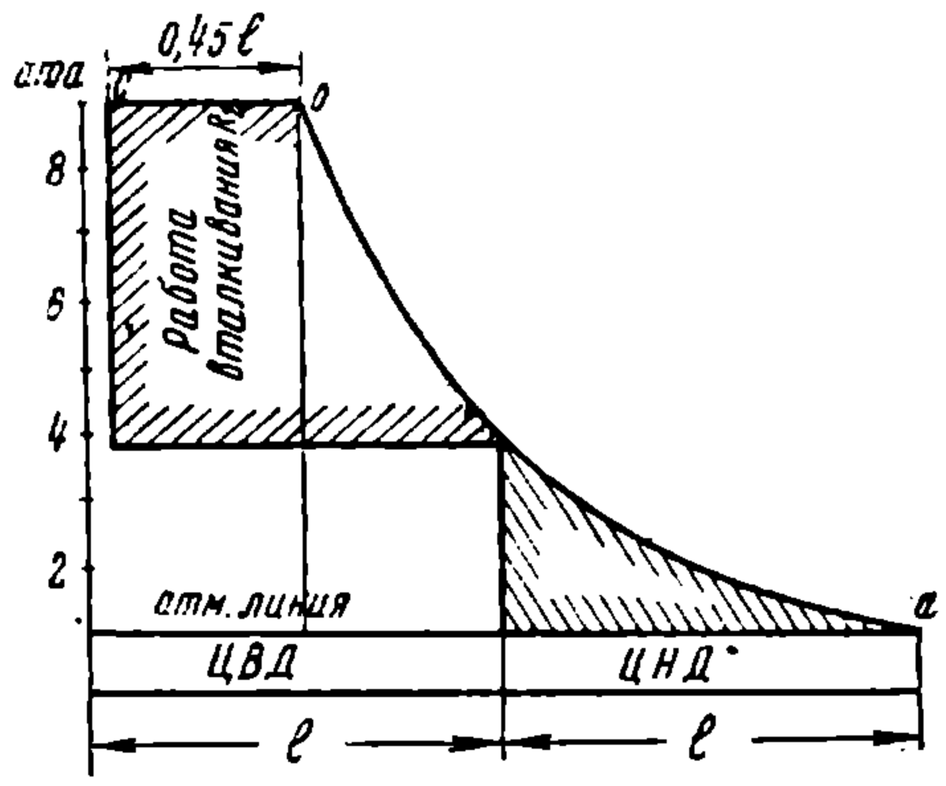
Наша задача состоит в том, чтобы найти, при каких соотношениях величин площадей большого воздушного поршня ω_3 и малого ω_4 получается наименьшее произведение $p_1\omega_1$ (давление пара на площадь его поршня). Иными словами, нам надо найти минимум правой части уравнения (2). Для этого её производную приравняем нулю и найдём величину ω_4, полагая, что площадь большого поршня нам задана или мы её определили из соображений производительности насоса.

Для выполнения этой операции мы должны промежуточное давление воздуха p_3, зависящее от площади поршя ω_4, выразить через величину этой площади.

Для упрощения примем, как и ранее, давление засосанного воздуха $p_0 = 1$ *кг/см²*, а процесс сжатия — изотермическим. Это вполне допустимо ввиду того, что мы не ищем абсолютных величин работы сжатия, а лишь определяем относительные значения их при переменных соотношениях ω_3 и ω_4. Кроме того, сжатие воздуха в первой ступени до давления около 2,5 *ат* происхо-



Фиг 116. Теоретическая диаграмма одноступенчатого сжатия и вталкивания воздуха



Фиг. 117. Теоретическая диаграмма двухступенчатого сжатия и вталкивания воздуха

дит по кривой, мало отличающейся от изотермической. Принимая это, можно написать

$$p_0 l\,\omega_3 = p_3 l\,\omega_4, \qquad (б)$$

где p_0 — атмосферное давление всасывания;
l — величина хода поршня;
ω_3 — площадь большого воздушного поршня;
ω_4 — площадь малого воздушного поршня.

Так как для сравнения двух насосов между собой мы условились считать величину давления засасываемого воздуха кругло 1 *кг/см²*, то следовательно из уравнения (б) получаем

$$p_3 = \frac{\omega_3}{\omega_4}\,(кг/см^2). \qquad (4)$$

Подставляя найденное значение p_3 в равенство (2), получаем

$$p_1\omega_1 - \omega_1 = \frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4\omega_4 - 2\omega_3 + \omega_1. \qquad (4')$$

Теперь в правой части имеется только одна независимая переменная — искомое ω_4. Берём производную по ней:

$$(p_1\omega_1 - \omega_1)' = -\frac{\omega_3^2}{\omega_4^2} + p_4, \qquad (в)$$

приравнивая нулю

$$p_4 - \frac{\omega_3^2}{\omega_4^2} = 0,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{\sqrt{p_4}} \ (см^2). \qquad (5)$$

Для проверки размерности формулы (5) надо учесть, что в формуле (4) при ω_3 имелся неявный множитель 1 *кг/см²*, как атмосферное давление. В формуле (5) этот множитель после предыдущих преобразований подразумевается как $\sqrt{1\ кг/см^2}$.

При таком значении площади малого воздушного поршня получается наименьший расход пара. Что это именно минимум, видно из того, что если взять следующую производную из (в), то она даёт положительную величину.

Итак, наименьший расход пара получается у тандем-насоса тогда, когда площадь его малого поршня равна площади большого поршня, делённой на корень квадратный из конечного давления второй ступени сжатия. Первое берётся из расчёта производительности насоса, а конечное давление (в манометрических *ат*), равное давлению в главном резервуаре, задаётся инструкцией.

У тандем-насоса согласно фиг. 112 $\omega_3 = 572$, а среднее конечное давление во второй ступени 8 *ата*. Поэтому

$$\omega_4 = \frac{572}{\sqrt{8}} = 202\ см^2.$$

Из той же фигуры мы видим, что площадь малого воздушного поршня

$$\omega_4 = 201\ см^2.$$

Это значит, что у существующего тандем-насоса площади поршней подобраны наиболее выгодно.

Если требуется иметь формулу для определения диаметра малого поршня, то таковая после небольшого преобразования получается из (5)

$$d_4 = \frac{d_3}{\sqrt[4]{p_4}} = d_3 \overline{p_4^{\frac{1}{4}}} \qquad (6)$$

Так, из фиг. 112 имеем $d_3 = 270\ мм$, а $p_3 = 8\ ат$, поэтому

$$d_4 = \frac{270}{\sqrt[4]{8}} = \frac{270}{1{,}68} = 160\ мм.$$

в) Компаунд-насос

Переходим к определению наивыгоднейшего соотношения площадей воздушных и паровых поршней у компаунд-насоса.

При тех же условиях крайнего положения поршней и предполагаемого равновесия, как это было обусловлено выше при выводе формул для тандем-насоса, и полагая атмосферное давление равным 1 *кг/см²*, имеем (фиг. 115,*с*):

1) для левой пары поршней:

$$\omega_1 (p_1 - p_2) = \omega_3 (p_3 - 1); \qquad (7)$$

2) и для правой пары поршней

$$\omega_2 (p_2 - 1) = \omega_4 (p_4 - p_3). \qquad (8)$$

Здесь p_2 промежуточное давление пара. Остальные обозначения видны на схеме.

Прежде всего обратим внимание на то, что при работе насыщенным паром расширение его, как показывают индикаторные диаграммы паровых машин, в среднем следует линейному закону

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

НБ УДУНТ (ДНТ)

т. е. давление убывает пропорционально увеличению объёма[1] (несмотря на изменение температуры).

Ввиду этого после полного перехода пара из малого цилиндра в большой он получает новое состояние, которое связано с прежним равенством

$$p_1 \omega_1 l = p_2 \omega_2 l,$$

что после сокращения на l даёт величину силы по штоку большого поршня

$$p_1 \omega_1 = p_2 \omega_2, \tag{9}$$

откуда

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{p_2}{p_1} = \alpha, \tag{10}$$

$$p_2 = \alpha p_1. \tag{11}$$

Теперь возьмём сумму уравнений (7) и (8):

$$\begin{array}{r} + \omega_1 p_1 - \omega_1 p_2 = \omega_3 p_3 - \omega_3 \\ \omega_2 p_2 - \omega_2 \quad = \omega_4 p_4 - \omega_4 p_3 \\ \hline \omega_1 p_1 + \omega_2 p_2 - \omega_1 p_2 - \omega_2 \quad = \\ = \omega_3 p_3 - \omega_3 \quad + \omega_4 p_4 - \omega_4 p_3 \end{array}$$

В эту сумму подставим:
1) вместо $\omega_2 p_2$ равное ему $\omega_1 p_1$ из (9),
2) вместо p_2 — его значение αp_1 из (11),
3) вместо p_3 — его значение ω_3/ω_4 из (4).
Получаем:

$$\omega_1 p_1 = \frac{1}{2-\alpha}\left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + \omega_4 p_4 - 2\omega_3 + \omega_2\right). \tag{12}$$

Чем меньше произведение $\omega_1 p_1$, тем меньше насос будет расходовать пара. Следовательно, необходимо подобрать размеры поршней воздушной части насоса так, чтобы величина правой части уравнения (12) была минимумом. Для решения этого вопроса берём производную от неё по ω_4

$$(\omega_1 p_1)' = \frac{1}{2-\alpha}\left(\frac{-\omega_3^2}{\omega_4^2} + p_4\right),$$

а приравнивая нулю

$$\frac{1}{2-\alpha}\left(\frac{-\omega_3^2}{\omega_4^2} + p_4\right) = 0,$$

находим

$$\omega_4 = \omega_3 \sqrt{\frac{1}{p_4}}. \tag{13}$$

Размерность этой формулы имеет такое же объяснение, как и для тождественной с ней формулы (5).

Ранее указывалось, что произведение конечного давления пара p_1 на площадь парового поршня ω_1 характеризует расход пара за один ход поршня. Сравнивая эти произведения для тандем-насоса (4) и для компаунд-насоса (12)

$$p_1 \omega_{1\,T.H.} = \frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4 \omega_4 - 2\omega_3 + \omega_1, \tag{14}$$

$$p_1 \omega_{1\,K.H.} = \frac{1}{2-\alpha}\left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4 \omega_4 - 2\omega_3 + \omega_2\right) \tag{15}$$

Мы видим, что с уменьшением коэфициента α расход пара компаунд-насоса стремится к половине величины расхода пара тандем-насоса.

---

[1] В. Шюле, Техническая термодинамика, 1934 г., стр. 34.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Обычно ставится условие, чтобы при заданном минимальном давлении пара p_1 насос доводил давление в главном резервуаре до максимальной заданной величины p_4.

Для выполнения этого надо определить площадь малого парового поршня ω_1.

Из формулы (15), после замены ω_2 согласно (10) на ω_1/α, получаем:

$$\omega_1 = \frac{1}{p_1(2-\alpha)-1/\alpha}\left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4\omega_4 - 2\omega_3\right) \qquad (15^1)$$

Так как пораспределением управляет малый паровой поршень, то для того чтобы большой поршень всегда надёжно приходил в крайние положения, необходимо как-то облегчить его работу. Для этого имеется лишь один способ — это некоторое уменьшение площади малого воздушного поршня, например, на 3—4%. Изменением же площадей паровых поршней, как это видно из формулы (9), данной задачи решить нельзя.

Пример. На основании эксплуатационных подсчётов требуется разработать конструкцию паровоздушного насоса типа компаунд производительностью 3 200 *л/мин*. При давлениях пара 10 *ат* насос должен подымать давление накачиваемого воздуха до 8 *ат*. Давление в главном резервуаре при наличии двухрежимного регулятора хода насоса должно поддерживаться 6 *ат* и только во время тормозных операций должно подыматься до 8 *ат*.

Для этого насоса площадь большого воздушного поршня (фиг. 115,*с*) можно определить по формуле (24), выведенной ниже

$$\omega_3 = \frac{Q}{3{,}2} = \frac{3\,200}{3{,}2} = 1\,000\ см^2.$$

Диаметр этого поршня

$$d_3 = 357\ мм.$$

Считая, что основной режим работы насоса будет относиться к поддержанию давления в главном резервуаре между 6 и 8 *ат*, следовательно, в среднем 7 *ат* или 8 *ата*, находим по формуле (13) площадь малого воздушного поршня

$$\omega_4 = \omega_3\sqrt{\frac{1}{p_4}} = 1\,000\sqrt{\frac{1}{8}};$$

$$\omega_4 = 354\ см^2.$$

Чтобы большой паровой поршень опережал ход малого парового поршня, уменьшаем полученную площадь на 4%

$$\omega_4' = 354(1-0{,}04) = 340\ см^2,$$

чему соответствует диаметр поршня

$$d_4 = 208\ мм.$$

Для определения площади парового малого поршня воспользуемся формулой (15¹)

$$\omega_1 = \frac{1}{p_1(2-\alpha)-1/\alpha}\left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4^1} + p_4\omega_4^1 - 2\omega_3\right)$$

В этой формуле величину $\alpha = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ по конструктивным и габаритным соображениям принимаем равной 0,3. Кроме того по условию насос должен при давлении пара 11 *ата* доводить давление воздуха до 9 *ата*, поэтому

$$\omega_1 = \frac{1}{11(2-0{,}3) - \frac{1}{0{,}3}}\left(\frac{1\,000^2}{340} + 9\cdot 340 - 2\,000\right) = 260\,см^2.$$

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Диаметр этого поршня $d_1 = 182$ *мм*.
Площадь и диаметр большого парового поршня равны:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\alpha} = \frac{260}{0{,}3} \approx 870\ см^2;$$

$$d_2 = 333\ мм.$$

§ 35. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПАРОВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ИХ

а) Объёмный коэфициент полезного действия

Между дном цилиндра и поршнем при каждом крайнем положении его имеются обычно некоторые промежутки. Пространства, образуемые этими промежутками, включая примыкающие к ним клапанные углубления и каналы, называются вредными пространствами.

У паровоздушных насосов в отличие от шатунно-кривошипных компрессоров величина вредного пространства не является постоянной. При малом давлении воздуха в главном резервуаре поршни почти вплотную подходят к крышкам. При максимальном давлении величина вредных пространств тоже максимальная. Она определяется остановкой поршня в момент перебрасывания парораспределительного золотника в другое положение, что происходит почти одновременно с переменой положения ходопеременного золотника, получающего толчок от парового поршня.

Можно считать, что у паровоздушных насосов при полном давлении воздуха в главном резервуаре (8 *ат*) поршни не доходят до крышек на 10—12 *мм*, что с учётом углублений составляет у существующих на дорогах СССР тандем-насосов около 5%, а у компаунд-насосов —4,5% от объёма описываемого полным ходом поршня.

Мёртвое пространство служит причиной уменьшения количества засасываемого воздуха ввиду того, что процесс засасывания начинается не в самом начале обратного хода воздушного поршня, а лишь тогда, когда давление сжатого в мёртвом пространстве воздуха снизится до давления, несколько меньшего атмосферного.

Отношение действительно засасываемого объёма к теоретическому, представляющему собой произведение площади поршня на его ход, называется объёмным коэфициентом полезного действия. В специальных руководствах по компрессорам приводится метод расчёта этого коэфициента. Здесь, в табл. 25, даются готовые данные.

Таблица 25

Объёмные к. п. д. засасывания воздуха в зависимости от величины мёртвого пространства[1]

Давление сжатия воздуха в 1-й ступени в *ат* / Мёртвые пространства в %	2	3	4	5	6	7	8
	Объёмный коэфициент полезного действия						
0,0	1,00	1,00	1.00	1,00	1,00	1,00	1,00
1,0	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93
2,0	0,98	0,96	0,96	0,92	0,90	0,88	0,86
3,0	0,97	0,94	0,92	0,88	0.85	0,82	0.78
4,0	0,96	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,72
5,0	0,95	0,90	0,85	0,81	0,75	0,70	0,65
5,0	0,95	0,90	0,85	0,81	0.75	0,70	0,65
6.0	0,94	0,88	0,82	0,76	0,70	0,64	0,58
7 0	0,93	0.86	0,79	0,72	0,65	0,58	0,51
8,0	0,92	0,84	0,76	0,68	0,60	0,52	0,44

[1] См Н. М. Гиршберг Поршневые компрессоры. 1932 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из этой таблицы усматриваем, что при двуступенчатом сжатии воздуха, когда конечное давление в первой ступени достигает в среднем только 2,5 *ат*, объёмный коэфициент засасывания при 5%-ном вредном пространстве равен около 0,90, тогда как при одноступенчатом сжатии до конечного давления 8 *ат* этот коэфициент равен 0,65.

У паровоздушных насосов это имеет особенно важное значение ввиду того, что при одном и том же ходе поршня при двуступенчатом сжатии воздуха увеличивается не только производительность насоса, но и экономится расход пара, так как отдача энергии сжатого воздуха во вредных пространствах у этого типа насосов обратно двигателю не возвращается (как это имеет место у кривошипно-шатунных компрессорных установок, у которых отдача компрессии воспринимается маховиком в виде движущей силы).

б) Коэфициент подачи воздуха

Коэфициент подачи показывает отношение поданного объёма воздуха, пересчитанного по температуре и давлению всасываемого воздуха, к засосанному объёму его.

Подаваемый в резервуар воздух исчисляется по описываемому поршнем объёму при атмосферном давлении с учётом объёмного коэфициента полезного действия.

Для пересчёта к температуре и давлению всасываемого воздуха выводится формула из уравнений состояния воздуха

$$V_0 p_0 = GRT_0 \quad \text{и} \quad V_{рез} p_{рез} = GRT_{рез},$$

откуда

$$V_0 = V_{рез} \frac{p_{рез}}{p_0} \frac{T_0}{T_{рез}}, \tag{16}$$

где V_0 — объём, приведённый к условиям всасывания;
$V_{рез}$ — объём главного резервуара, куда накачивается воздух (независимо от наличия в нём уже имеющегося сжатого воздуха до накачивания);
p_0 — атмосферное давление (для упрощения можно считать 1 *кг/см²*);
$p_{рез}$ — давление сверх имевшегося в резервуаре;
T_0 — абсол. температура всасываемого воздуха ($T + t_0$);
$T_{рез}$ — абсол. температура воздуха в резервуаре ($T + t_{рез}$),

Количество засасываемого насосом воздуха за n ходов поршня определяется произведением:

$$V_{зас} = n \omega_3 l \eta_{05}, \tag{17}$$

здесь ω_3 — площадь поршня;
l — величина его хода;
η_{05} — объёмный коэфициент;
n — число одинарных ходов поршня.

Величина фактически поданного количества воздуха, определяемая формулой (16), отнесённая к величине засосанного воздуха, определяемого формулой (17), будет представлять собой коэфициент подачи. Называя его буквой λ, имеем

$$\lambda = \frac{V_{рез} p_{рез} T_0}{p_0 T_{рез} n \omega_3 \eta_{05}}. \tag{18}$$

На величину λ оказывают большое влияние потери, получающиеся вследствие неплотностей поршней, клапанов, соединений и т. п. Следовательно, этот коэфициент определяет в основном степень исправного состояния насоса.

При проверке производительности насоса в условиях эксплуатации затруднительно определять температуру воздуха в резервуаре. Поэтому после выхода насоса из производства или из ремонта приёмочные испытания производятся упрощённым способом, состоящим в следующем. После предварительной работы насоса в течение 10 мин. для обогрева проверяют, через сколько секунд насос

НВ УДУНТ (ДПТ)

может поднять давление в резервуаре объёмом в 500 *л* с 2 до 6,5 *ат* при давлении пара в паропроводе у насоса 10 *ат* при вполне открытом паровом вентиле.

Если это время окажется не более для тандем-насоса 90 сек., а для компаунд-насоса 45 сек., то насос считается выполняющим норму производительности.

Если главный резервуар имеет объём, отличающийся от 500 *л*, то норма указанного времени устанавливается пропорционально объёму этого резервуара.

Предполагаем, условно, что температура воздуха в главном резервуаре при этом испытании остаётся неизменной и равной температуре окружающего воздуха, тогда производительность тандем-насоса определится в следующем условном измерении засосанного воздуха

$$Q_{усл} = \frac{500 \cdot (6{,}5 - 2{,}0)}{1{,}5} = 1\,500 \text{ } л/мин.$$

Ради простоты так и считают, что нормальная производительность тандем-насоса 1 500 *л/мин*. Но это измерение является неточным, во-первых, потому, что испытание производится при давлении пара 10—11 *ат*, тогда как на паровозе давление в котле 14 *ат* и выше; во-вторых, в главном резервуаре температура значительно выше температуры окружающего воздуха, а поэтому при строгих лабораторных испытаниях производительность насоса не будет совпадать с той производительностью, которая определяется на практике, как условная мера.

В американской практике под производительностью паровоздушного насоса понимают способность его поддерживать в резервуаре давление на уровне 5 *ат* при заданном числе ходов поршней, когда у резервуара открыт кран, снабжённый диафрагмой с калиброванным отверстием, отвечающим определённому расходу воздуха в минуту согласно имеющихся таблиц.

В горных районах при испытании насосов необходимо принимать во внимание высоту места над уровнем моря. При одном и том же числе ходов поршней производительность насоса теряется на 5% на каждые 500 *м* высоты над уровнем море. Например, на высоте 2 000 *м* потеря производительности достигает 20%.

в) Определение расхода пара и производительности паровоздушного насоса

Все существующие у нас и за границей паровоздушные насосы имеют разные диаметры цилиндров и длины ходов поршней.

Не касаясь конструкции насосов и их пораспределительных механизмов, выясним, какой из известных нам насосов является наиболее экономным в отношении расхода пара, считая, что по подобию его мы можем запроектировать насос любой производительности. С этой целью ниже излагается метод производства теоретической оценки насосов, а затем даётся сравнительная таблица их, составленная на основании этого метода.

При подсчётах расхода пара паровоздушными насосами на подачу 1 $м^3$ атмосферного воздуха и сжатия его до определённого заданного давления надо учитывать то обстоятельство, что при одном и том же давлении подводимого к насосам пара, его давления в рабочих полостях цилиндров при крайних положениях поршней уже не будут одинаковыми, если соотношения диаметров паровых и воздушных поршней у каждого насоса различны. Кроме того, у машины, работающей по такому циклу, у которого конечное давление пара не ниже, а даже несколько выше, чем начальное, все расчёты необходимо относить к конечному давлению, так как расход пара определяется только этим давлением при данном объёме цилиндра.

Поршни у паровоздушных насосов в конце своего хода двигаются почти равномерно и поэтому можно сказать, что они находятся во взвешенном состоянии между давлениями пара и воздуха, а наличие движения объясняется лишь увеличивающимся объёмом пара в полости парового цилиндра вследствие непрерывного притока его.

В этом случае можно считать, что имеется полный баланс между паровой и воздушной частью насоса, что даёт возможность при надобности теоретически определить давление свежего пара в насосе, когда его поршни находятся в одном

НВ УДУНТ (ДІІТ)

из крайних положений. Так, для простого насоса это давление получаем из формулы (1)

$$p_1\ \omega_1 = p_4\ \omega_3.$$

Оно будет

$$p_1 = \frac{p_4\ \omega_3}{\omega_1}\ am. \tag{19}$$

Для тандем-насоса из формулы (14)

$$p_1\ \omega_1 = \frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4\ \omega_4 - 2\ \omega_3 + \omega_1,$$

откуда

$$p_1 = \frac{1}{\omega_1}\left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4\ \omega_4 - 2\ \omega_3 + \omega_1\right) am \tag{20}$$

и для компаунд-насоса из формулы (12) соответственно

$$p_1 = \frac{1}{\omega_1\ (2 - \alpha)}\left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + \omega_4\ p_4 - 2\ \omega_3 + \omega_2\right)(ama), \tag{21}$$

где p_1 — давление свежего пара в конце хода поршня в *ama*;
p_4 — конечное давление сжатого воздуха (главном резервуаре) в *ama*;
ω_1 — площадь парового поршня в $см^2$;
ω_3 — площадь большого воздушного поршня в $см^2$;
ω_4 — площадь малого воздушного поршня в $см^2$;
α — отношение площадей малого и большого паровых поршней

$$\alpha = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Неувязка этих формул с практикой может доходить до 0,2 *am*, что объясняется наличием не принятого нами во внимание сопротивления трения поршней, чем, конечно, можно пренебречь при сравнительных оценках насосов.

При сравнении качества насосов по удельным расходам пара достаточно найти для каждого насоса отношение веса пара данного давления в объёме парового цилиндра к объёму засосанного воздуха за один ход поршня.

В этом случае искомый результат будет тем вернее, чем точнее будут учтены побочные расходы пара во вредных пространствах (образуемых между поршнями и крышками цилиндров, включая и паропроводные каналы), а также будет принят во внимание расход на пароораспределительный механизм, действующий посредством пара, и на утечки пара через не вполне совершенные уплотнения паровых поршней и пароораспределения. Кроме того, необходимо учесть объёмный коэфициент полезного действия всасывания насоса и общий коэфициент подачи, если желаем относить расход пара к единице объёма воздуха, поданного в резервуар.

Ранее уже рассматривался вопрос о вредном пространстве воздушного цилиндра. Его величина при давлении воздуха в главном резервуаре 7—8 *am* определяется до 5%, что относится также и к паровым цилиндрам; но у этих последних имеются ещё паропроводные каналы, идущие от концов их к главному золотнику, они в сумме образуют добавочные вредные пространства около 4% от объёма описываемого поршнем.

На пароораспределение пар расходуется также пропорционально объёму паровой полости цилиндрика разнопоршневого золотника, что составляет около 2% от объёма парового цилиндра насоса.

Наконец, имеют место утечки пара через поршневые уплотнения рабочих и пароораспределительных поршней, на что по опытам, производившимся НИИЖТ в 1935 г. инж. Гурским, расходуется до 8% пара.

Таким образом, эти расходы составляют (в %):

НБ УДУНТ (ДИТ)

мёртвые пространства	5
каналы и полости . . .	4
расход на пораспределение	2
расход на утечки	8
Всего	19

Учитывая этот расход, мы получаем следующее выражение для определения веса пара, идущего на один ход поршня

$$q = 10^{-6}(1 + 0{,}19)\,\omega_1\, l\, \gamma_p \ (кг), \qquad (а)$$

где ω_1 — площадь парового поршня в $см^2$;
l — длина хода поршня в *см*;
γ_p — удельный вес пара при давлении p (берётся в помещённой ниже табл. 26).

В отношении подачи насосом воздуха учитываем неполноту засасывания. Согласно табл. 23, при вредном пространстве 5% объёмный коэфициент при давлении в первой ступени 2,5—2,7 *ат* равен ~ 0,90. Коэфициент подачи воздуха в главный резервуар (пропуски через поршневые кольца, запаздывание посадки клапанов, засасывание воздуха с давлением несколько ниже атмосферного и пр.) составляет в среднем для данного типа насосов 0,85 от расчётного объёма засосанного воздуха.

Таким образом, общий коэфициент подачи воздуха

$$\gamma = 0{,}90 \cdot 0{,}85 = 0{,}76$$

и поэтому объём подаваемого воздуха в главный резервуар, отнесённый к одному ходу поршня, будет

$$Q = 10^{-6} \cdot 0{,}76 \cdot \omega_3\, l\ (м^3). \qquad (б)$$

Здесь множитель 10^{-6} введён, полагая, что l и ω выражены, как и выше, в *см*.

Чтобы получить удельный расход пара, надо взять отношение (а) к (б):

$$q_{уд} = 1{,}57\,\frac{\omega_1\,\gamma_p}{\omega_3}\ (кг/м^3). \qquad (22)$$

Из вышесказанного следует, что для определения удельного расхода пара надо произвести три операции:

1. По одной из формул (19), (20) или (21) в зависимости от типа насоса найти давление свежего пара p_1 в цилиндре насоса в *ата*.
2. По табл. 26 найти удельный вес пара γ_p.
3. По формуле (22) определить удельный расход пара $q_{уд}$.

Теперь перейдём к определению производительности насоса.

Если надо определить производительность насоса при постоянном давлении воздуха в главном резервуаре 8 *ат* и стандартном давлении пара 10 *ат*, при известном для данного насоса числе одинарных ходов поршней n в минуту, то надо формулу (б) помножить на n, именно

$$Q_n = 10^{-6} \cdot 0{,}76\,\omega_3\, ln\ (м^3/мин). \qquad (23)$$

Здесь ω_3 и l берутся в $см^2$ и *см*.

Если же неизвестно число ходов, то берётся средняя линейная скорость хода насоса, равная в среднем 70 *см/сек*, или 4 200 *см/мин*, как произведение среднего числа ходов ~ 140 на среднюю длину хода 30 *см*. Для определения такой обобщённой производительности насоса надо в формулу (23) вместо ln подставить 4 200 и тогда получаем:

$$Q = 3{,}2\,\omega_3\ (л/мин). \qquad (24)$$

Здесь ω_3 берётся в $см^2$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица 26

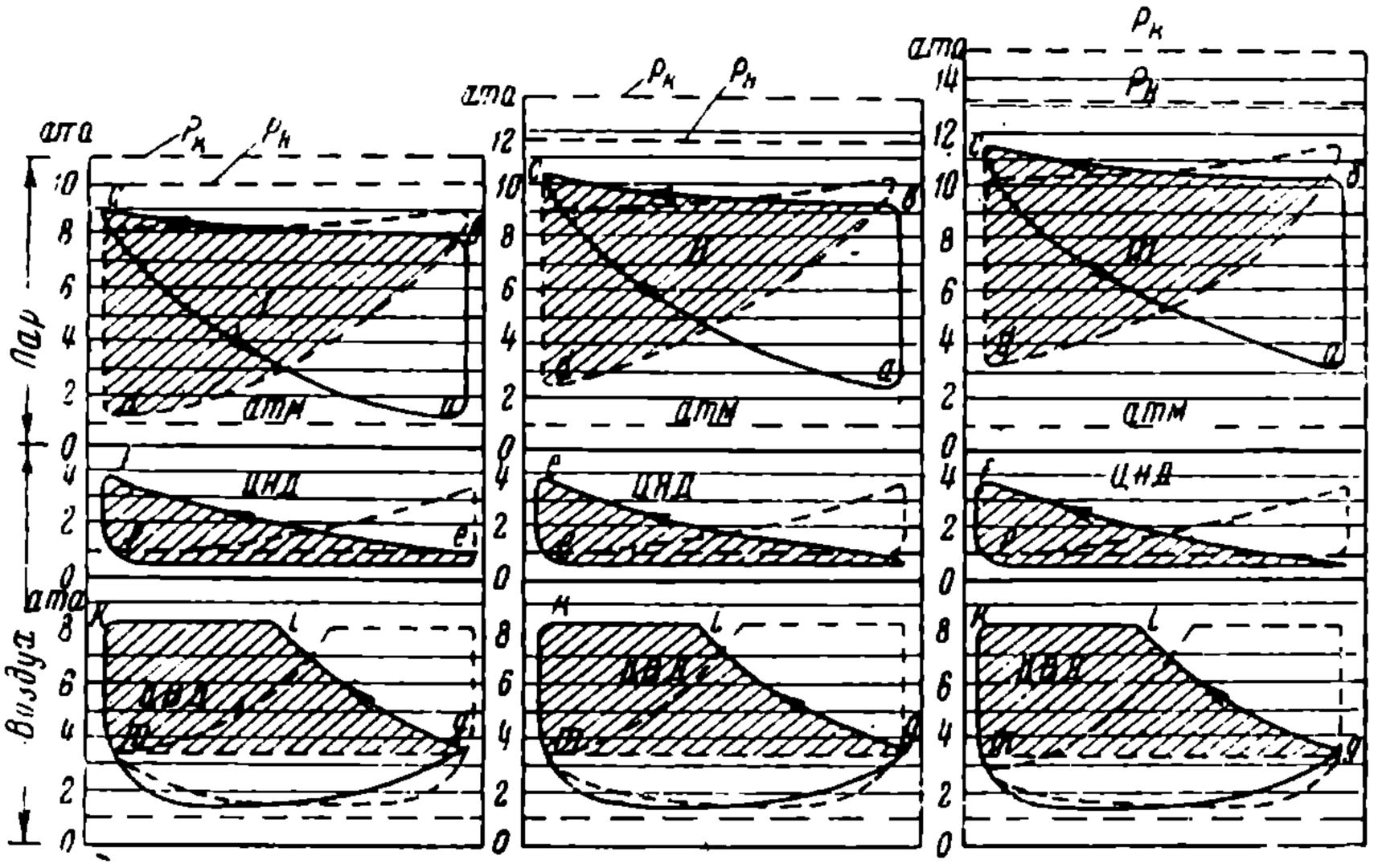
Удельный вес γ_p насыщенного водяного пара

(Давления в таблице взяты в абсолютных *кг/см²*)

Давление *кг/см²* *ата*	Удельный вес пара в *кг/м³*	Давление в *кг/см²* *ата*	Удельный вес пара в *кг/м³*	Давление *кг/см²* *ата*	Удельный вес в *кг/м³*
4,5	2,37	7,5	3,84	10,5	5,29
5,0	2,62	8,0	4,09	11,0	5,53
5,5	2,87	8,5	4,33	11,5	5,77
6,0	3,11	9,0	4,57	12,0	6,01
6,5	3,36	9,5	4,81	12,5	6,25
7,0	3,60	10,0	5,05	13,0	6,49

в) Наивыгоднейший режим работы насоса

Некоторые специалисты считают, что наивыгоднейшая работа паровоздушного насоса, т. е. наименьший расход пара на единицу объёма воздуха, получается тогда, когда насос работает полным непрерывным ходом при вполне открытом паровом вентиле.



Фиг. 118. Диаграммы работы пара и сжатия воздуха у паровоздушного тандем-насоса при разных давлениях пара

Такое представление получилось на основании существующего правила, что всякий двигатель и вообще всякая машина имеет наибольший коэфициент полезного действия тогда, когда она работает полной своей мощностью.

Однако в данном случае это правило не может распространяться на паровоздушные насосы, представляющие собой машины такого типа, у которых рабочий цикл пара является своеобразным, да и воздушная часть насоса отличается своими особенностями при сравнении со стационарными компрессорами.

Наивыгоднейшая работа паровоздушных насосов получается при такой скорости, при которой выхлопной пар успевает почти весь уйти из полости цилиндра в атмосферу.

Это вполне понятно из рассмотрения диаграмм работы пара и сжатия воздуха тандем-насоса (фиг. 118).

Площади диаграмм сжатия воздуха в цилиндрах *efi* и *gikm*, помноженные на площади соответственных поршней, сжимающих этот воздух, дают результаты, сумма которых равна работе, которую надо затратить на это сжатие. С другой стороны, площадь диаграммы работы пара *abc* за вычетом площади сопроти-

НБ УДУНТ (ДПТ)

вления мятия выхлопного пара *abd*, помноженная на площадь парового поршня, должна дать величину работы, которая должна преодолеть указанное выше сжатие плюс механические сопротивления. Если считать, что последние остаются почти постоянными при любых режимах работы насоса и работа сжатия воздуха до одного и того же давления остаётся тоже величиной постоянной, то, исходя из принципа действия и противодействия, приходим к заключению, что и работа пара при любых скоростях работы насоса будет одинаковой, как это и показано на диаграммах I, II и III в виде заштрихованных площадей, где площадь *I* относится к работе насоса при давлении пара в котле 11 *ата*, а у насоса 10 *ата*, площадь *II* — при давлении 13 *ата* в котле, а у насоса 12 *ата*, площадь *III* — 15 *ата* в котле, а у насоса 13 *ата*. Отличаются же циклы этих диаграмм только тем, что давления в рабочей полости и притиводавления выхлопного пара в нерабочей полости в конце хода поршня становятся всё выше и выше. При этом также имеется лишь тот выигрыш, что повышением давления пара в котле несколько увеличивается число ходов поршней, т. е. скорость подачи воздуха.

Так как удельный расход пара согласно формулы (22)

$$q_{уд} = 1{,}57 \frac{\omega_1}{\omega_3} \gamma_p (кг/м^3)$$

зависит от удельного веса пара γ_p при конечном его давлении p_1, соответствующем точке *c*, то заключаем, что чем выше давление в котле, чем форсировка насоса больше, тем бо́льший удельный расход пара, тем менее экономична работа насоса.

Казалось бы, что можно увеличить поперечные сечения паропроводных каналов и этим облегчить выход отработанного пара из полости цилиндра, чтобы уменьшить противодавление на поршень. Но это не даёт выигрыша, так как каналы длинные и поэтому значительно увеличивают вредные пространства, которые при высоком конечном давлении пара в цилиндре дают большие потери, не оправдывающие цели. Да и незачем, по существу, стремиться к тому, чтобы при высоких давлениях пара насос работал очень быстро и экономно, так как имеются другие важные условия, требующие совсем иного режима работы насоса.

Во-первых, внешнее воздушное охлаждение цилиндров не допускает длительной форсированной работы сжатия воздуха по условиям смазки. После кратковременной быстрой работы должна быть либо остановка насоса, либо медленная его работа для остывания.

Во-вторых, по условиям эксплуатации насос должен накачивать воздух в главный резервуар, подымая давление до 8 *ат* при давлении пара 8—9 *ат* и должен дать полную заданную производительность при давлении пара 10 — 11 *ат*.

Рассчитанный на эти рабочие давления, он уже не может выгодно работать при более высоких давлениях ввиду несоответствия величины площади парового поршня, ибо создаётся большой перепад давления между котлом и полостью цилиндра при излишне скорой работе насоса с большими потерями давления пара в паропроводе.

Само собой разумеется, что слишком медленная работа насосов также невыгодна ввиду наличия утечек пара через неплотности поршней и сальников паровых и воздушных цилиндров и в этом отношении надо найти ту середину для интенсивности работы насоса, которая будет наиболее выгодной.

г) Сравнительная оценка паровоздушных насосов по удельному расходу пара

Выше были выведены формулы, при помощи которых мы можем сделать сравнительную оценку различного типа насосов. Так, по формулам (22) и (24) нетрудно подсчитать расходы пара и производительности насосов, а также конечные давления пара. Последние нужны для определения наименьших давлений пара, при которых насосы могут ещё работать для поддержания в резервуаре давления воздуха 8 *ат*.

НБ УДИНТ (ДІІТ)

Оценка паровоздушных насосов по расходу пара на 1 $м^3$ атмосферного воздуха, сжимаемого до 8 *ат*, при давлении подведённого к насосу пара 10 *ат* и средней скорости ходов поршней 42 *м/мин* (140 одинарных ходов величиной по 300 *мм* каждый) приведена в табл. 27.

Таблица 27

Оценка паровоздушных насосов по расходу пара на 1 $м^3$ атмосферного воздуха

Тип насосов (те же, что и в табл. 28)	Конечное давление пара (+*ат*)	Расход пара на 1 $м^3$ воздуха *кг/м³*	Расход пара в %	Производительность при пост. давлении в главном резервуаре 8 *ат* (*л/мин*)
Компаунд американский	8,7	2,6	90	3 400
Компаунд МТЗ 1941 г.	7,6	2,9	100	2 100
Компаунд МТЗ 1936 г.	7,5	3,2	110	2 250
Компаунд Кнорра	7,0	3,4	115	1 800
Тандем МТЗ	8,0	4,0	140	1 800
Простой насос американский	9,0	7,0	240	1 180

Примечание. В этой таблице производительность насосов выражена в *л/мин* при постоянном противодавлении воздуха в главном резервуаре 8 *ат*, приведённого по давлению и температуре к условиям всасывания.

Оценка дана в предположении одинаковой скорости поршней 70 *см/сек*, одинакового давления пара у входа в насосы 10 *ат* и постоянном давлении воздуха p_4.

Результаты помещённых в этой таблице подсчётов сделаны в порядке возрастающего расхода пара, принятого условно для компаунд-насоса МТЗ 1941 г. за 100%.

В табл. 28 дана размерная характеристика этих насосов.

Таблица 28

Размерные характеристики паровоздушных насосов, перечисленных в табл. 27

Типы насосов (те же, что и в табл. 27)	Вес в *кг* (прибл.)	Диаметры в *мм* и площади в $см^2$ поршней				Ход поршней в *мм*
		паровых		воздушных		
		малый	большой	большой	малый	
Компаунд американский	680	216 *мм* / 366 $см^2$	368 / 1063	368 / 1063	228 *мм* / 408 $см^2$	305
Компаунд МТЗ 1941 г	532	190 *мм* / 283 $см^2$	290 / 660	290 / 660	190 *мм* / 283 $см^2$	360
Компаунд МТЗ 1936 г.	522	200 *мм* / 314 $см^2$	300 / 706	300 / 706	200 *мм* / 314 $см^2$	360
Компаунд Кнорра	500	180 *мм* / 254 $см^2$	300 / 706	270 / 572	165 *мм* / 214 $см^2$	360
Тандем МТЗ	375	203 *мм* / 324 $см^2$	—	270 / 572	160 *мм* / 201 $см^2$	260
Простой насос американский	—	203 *мм* / 323 $см^2$	—	217 / 370	—	260

§ 36. О КАЧЕСТВЕ ТОРМОЗНОГО ВОЗДУХА

а) Общие сведения

В этом параграфе мы остановимся на одном из важных вопросов тормозного дела — на чистоте и сухости рабочего воздуха и на способах получения его.

Водяные пары, содержащиеся в воздухе, могут быть в состоянии насыщен-

НБ УДУГИТ (ДИТ)

ном или в более или менее перегретом, что собственно и 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 $м^3$, к тому количеству его, которое соответствует насыщенному состоянию.

Если воздух сухой, т. е. влажность его ниже 100% то он не только не увлажняет окружающие его предметы, а наоборот, сушит их.

Однако если 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 его температуры, удельного объёма 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 объёме. Но по изменению упругости воздуха, наблюдаемой по манометру, можно судить об изменении его удельного объёма, а следовательно, и удельного объёма содержащегося в нём пара, так как эти два газа независимо друг от друга занимают одновременно один и тот же объём, но имеют разные давления, сумму которых и показывает манометр. Он 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 придётся нам иметь дело (5—9 *ата*), то давлением этого пара безусловно можно пренебречь.

Совсем иначе обстоит дело в отношении весовых количеств водяных паров, содержащихся в виде смеси в 1 $м^3$ воздуха. Вес насыщенного пара при низких температурах хотя тоже очень мал по сравнению с весом воздуха, однако из него постепенно может накопиться большой осадок конденсата или снега.

Нам необходимо выявить те обстоятельства, при которых можно гарантировать питание тормозной сети настолько сухим воздухом, чтобы в ней ни при каких условиях не наступала точка росы. Наоборот, если бы где-либо даже оказалось влажное место или небольшой застой воды, то последнее должно быть высушено этим воздухом.

В системах воздушных тормозов мы имеем как бы три области рабочего воздуха, находящегося в различных состояниях. Одна область—это атмосфера, окружающая компрессор, другая — главный резервуар и третья — тормозная магистраль с её сетью. Сжатый воздух, заполняющий эту последнюю область, будем называть, ради краткости, тормозным воздухом.

Наружный засасываемый насосом воздух зависит от состояния погоды, от времени года, а иногда от местных условий, например, выделение пара из какого-нибудь места паровоза вблизи насоса.

Воздух в главном резервуаре независимо от всех этих обстоятельств всегда обладает максимальной влажностью и пересыщен туманом.

Воздух, наполняющий всю тормозную сеть, начиная от крана машиниста до конца поезда, имеет переменное состояние: вблизи локомотива степень влажности его близка к точке росы, а в остальной части поезда он сравнительно сухой.

Влажный воздух вызывает быстрое и обильное образование в трубах ржавчины, которая от постоянной тряски во время хода поезда размельчается, заносится в тормозные приборы, где портит клапаны, золотники, забивает малые отверстия, играющие иногда важную роль.

НБ УДУТ (ДІІТ)

Если тормозная сеть питается влажным воздухом в зимнее время, то 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.

Прежде всего выясним, от чего зависит и не зависит влажность воздуха в тормозной магистрали.

б) 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 уменьшённым в объёме в 8 или 9 раз. Но водяные пары, которые были в нём до компрессии, такого уменьшения объёма не выдерживают, подчиняясь лишь температуре главного резервуара, а поэтому в образовавшемся объёме задерживается их по весу лишь столько, сколько при данной температуре может поместиться (это указывается в таблицах пара), плюс некоторое количество в виде взвешенного тумана; остальной пар обращается в воду. Таким образом, накачивание воздуха в главный резервуар всегда сопровождается накоплением конденсата.

Значит, в главном резервуаре постоянно имеется влага и даже вода, и поэтому пары, находящиеся в соприкосновении с ней, являются в этом случае всегда влажными парами.

Итак, какой бы воздух ни засасывался компрессором в главном резервуаре, он всегда становится насыщенным до точки росы; только количество осаждающейся воды в резервуаре будет всецело зависеть от степени влажности наружного засасываемого воздуха.

2. От бо́льшого или меньшего количества скопившейся в главном резервуаре воды, если только уровень её не угрожает переливанием в питательную трубу. Если воды в резервуаре меньше того опасного уровня, когда она механически может во время движения паровоза попадать в устье питательной трубы, то, очевидно, количество этой воды никакого отношения к влажности воздуха в тормозной сети не имеет.

Действительно, эта вода только путём испарения может подняться со дна, но испаряться она не может, так как над ней всегда господствует насыщенный пар.

Чтобы вода от толчков паровоза не попадала в питательную трубу, надо, чтобы уровень её не подымался выше одной десятой диаметра резервуара, что соответствуст количеству в 20 *л* при ёмкости резервуара 500 *л*.

Степень влажности тормозного воздуха зависит:

1. От имеющейся величины разности давления воздуха в главном резервуаре и в магистрали. Это является следствием того, что предельно насыщенный воздух главного резервуара при переходе в тормозную магистраль получает разрежение, соответствующее понижению давления. В связи с этим увеличивается удельный объём его и, следовательно, удельный объём заключающихся в нём водяных паров, а если этот процесс происходит при одной и той же температуре, то насыщенный пар 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. Определённое количество воздуха температуры t, взятое из главного резервуара, приведённое к температуре t_2 в магистрали, конечно, изменит состояние содер-

УДИТ (ДИТ)

жащегося в воздухе пара, а вместе с тем изменит и степень влажности воздуха.

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, не успевая охладиться, переходит затем в тормозную сеть, унося с собой большое количество водяных паров, и чем выше температура, тем больше их будет переноситься в магистраль.

в) 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 забито плотной массой снега, который, повидимому, постепенно накапливался, ввиду чего магистраль оказалась отъединённой от паровоза. Причина накопления снега в пробке концевого крана заключалась в том, что воздушный насос, не будучи вполне исправным, работал напряжённо и чрезмерно нагревал в резервуаре воздух, который поэтому и содержал большое количество водяных паров, из которых образовался снег.

2. На одном из паровозов ИС, который водил поезда «Красная стрела» между Москвой и Ленинградом, был поставлен новый паровоздушный компаунд-насос. Наблюдения за этим насосом производились осенью 1934 г. и показали вполне удовлетворительную подачу воздуха. Однако когда началась зима и внешняя температура упала ниже нуля, машинист однажды вынужден был в пути перейти на ручное торможение ввиду неоднократного замерзания магистрального трубопровода.

Причина заключалась в недостаточной (1,5 *м*) длине нагнетательной трубы. В дальнейшем после замены этой трубы другой, в виде петли протяжением 8 *м*, воздух в главном резервуаре не так сильно нагревался и тормоза зимой не замерзали.

Заметим, что в Америке 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 включает 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 большой разнице давлений, доходящей до 4 *ат*.

Какую влажность тормозного воздуха можно считать допустимой

Мы задаёмся 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, и такой воздух можно называть сухим; но этот пар может обращаться в состояние насыщенного пара и образовать росу уже при незначительных понижениях температуры и давления.

Поэтому исследуем, какие могут произойти изменения температуры и давления внутри тормозной сети.

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.,

НБ УДУТ (ДІІТ)

не может произойти заметного изменения внешней температуры. Более же продолжительные интервалы нас не интересуют, так как найденный метод питания магистрали воздухом определённой сухости относится к температуре данного интервала времени.

Итак, устанавливаем, что изменения внешней атмосферной температуры не могут заметно влиять на состояние тормозного воздуха.

Остаётся 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 (при разрядке магистрали во время торможения) температура его вследствие расширения падает.

Произведённый расчёт, проверенный на опыте в лаборатории Московского тормозного завода, показывает, что при разрядке магистрали на 1,5 *am* для производства служебного торможения получается небольшое падение температуры — порядка 0,5° Такое небольшое изменение её объясняется 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 своё тепло.

При экстренном торможении перепад давлений больше, но поскольку воздух при этом почти весь выпускается наружу, его температурное состояние нас не интересует.

Очевидно, понижение температуры воздуха при разрядке магистрали надо признать недостаточным фактором для образования точки росы в области тормозного воздуха.

Но известен ещё другой вид охлаждения, когда происходит мятие при проволакивании или дросселировании воздуха через сужения в трубопроводе или через узкие отверстия в воздухораспределителях 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 без заметных потерь, 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 и, как следствие этого, — местное понижение температуры. Однако затем эта живая сила воздуха, прошедшего через узкое место и попавшего в замкнутый объём, уничтожается, переходя обратно в теплоту. Следовательно, в одном месте столько теряется теплоты, сколько в другом приобретается. Это явление хорошо исследовано на опыте. Например, по его принципу построена холодильная машина Линда.

Эти явления поддаются расчёту,

Установлено, что во время мятия воздуха в узком месте получается падение температуры согласно следующей формуле (см. Шюле, Термодинамика, 1928 г., стр. 231):

$$\Delta t = 0{,}27^\circ (p_1 - p_2) \left(\frac{273}{T}\right)^2, \qquad (27)$$

где Δt — полное падение температуры;

$0{,}27^\circ$ — 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.

Рассматривая формулу (27), мы видим, что образующийся местный холод пропорционален разности давлений при перетекании из объёма в объём 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 приёмнике 1 *ата* при температуре — 30°

НВ УДУНТ (ДІТ)

или $T = 273 - 30 = 243°$, получим падение температуры в узком месте перетекания

$$\Delta t = 0{,}27° (7 - 1) \left(\frac{273}{243}\right)^2 = 2{,}04°.$$

Таким образом, охлаждение устья отверстия иногда вызывает осадок влаги или снега на нём, 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 на 2° не переходил в насыщенное состояние. Эту границу влажности легко определить по табл. 24 пара (см. выше § 33-б).

Предположим, что наружная температура воздуха —18°.

Смотрим по таблице, какой вес сухого насыщенного пара содержится в 1 $м^3$ при температуре на 2° ниже наружной, т. е. при —20°. Находим —0,00100 *кг*. Следовательно, при данной температуре —18° мы не должны допускать содержания водяных паров в 1 $м^3$ тормозного воздуха больше указанного веса.

Чтобы определить процент влажности, находим по той же таблице, сколько должен весить насыщенный пар при данной температуре —18° Оказывается, что 0,00118 *кг*/$м^3$, а так как мы не должны допустить содержания его в 1 $м^3$ воздуха больше 0,00100 *кг*, то, следовательно, влажность тормозного воздуха не должна быть больше

$$\frac{0{,}00100}{0{,}00118} \cdot 100 = 85\%. \qquad (28)$$

Если подобный расчёт проделать, задавшись другой внешней температурой, например нуль или —16°, то мы пришли бы почти к такому же выводу. Его можно сформулировать следующим образом.

Если тормозной воздух содержит в себе водяных паров больше 85% того количества, которое значится в таблицах насыщенных паров соответственно данной наружной температуре, то такой воздух является недоброкачественным, а зимой опысным, так как может быть причиной замерзания тормозов.

д) Влажность воздуха в главном резервуаре

Атмосферный воздух в сухую погоду находится в ненасыщенном состоянии, характеризующемся тем, что в данном объёме содержится меньше пара, чем этот объём может заключить при данной температуре (табл. 24).

Если же воздух содержит такое количество пара, которое по этой таблице соответствует данной температуре, 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 известных весьма узких пределах температуры, давления или объёма, за которыми он переходит в насыщенное состояние. При этом точка росы может получиться как от охлаждения воздуха, так и от увеличения давления даже при несколько повышенной температуре.

Допустим, что температура наружного воздуха — 10°, а влажность его 70%. Воздух безусловно сухой: смоченный холст в таком воздухе хотя и замерзает, но будет сохнуть.

Находим из приведённой выше табл. 24 удельный вес насыщенного пара при температуре—10°. Он равен 0,00222 *кг*/$м^3$. Так как в нашем примере влажность воздуха определена в 70% то, следовательно, в 1 $м^3$ его пара будет содержаться:

$$\gamma_{-10} = \frac{0{,}00222 \cdot 70}{100} = 0{,}00155 \text{ кг}/м^3.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Этот воздух при помощи насоса сжимается до 9 *ата* и в главном резервуаре имеет повышенную температуру, допустим на 20°.

Определим, во сколько раз удельный вес γ увеличится при сжатии воздуха до 9 *ата* при изменении температуры от —10° до +10°. Для этого воспользуемся уравнениями

$$p_1 v_1 = RT_1; \quad p_2 v_2 = RT_2$$

или

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1 p_2}{T_2 p_1}.$$

Но так как отношение удельных объёмов $\frac{v_1}{v_2}$ равно обратному отношению удельных весов, 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, $p_2 = 9$ *ата*. Абсолютная температура наружная $T_1 = 273 - 10°$, а в главном резервуаре $T_2 = 273 + 10$. Подставляя эти цифры в последнюю формулу, получаем:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{263}{283} \cdot \frac{9}{1} = 8{,}35,$$

т. е. в 1 *м*³ воздуха после его сжатия до 9 *ата* по удельному весу стало пара больше в 8,35 раза. Поэтому если выше мы нашли, что до сжатия

$$\gamma_1 = 0{,}00155 \ кг/м^3,$$

то после сжатия

$$\gamma_2 = 0{,}00155 \cdot 8{,}35 = 0{,}0128 \ кг/м^3.$$

Но согласно табл. 24 при температуре +10° в 1 *м*³ не может поместиться пара больше, чем 0,0094 *кг/м*³. Следовательно, излишек:

$$0{,}0128 - 0{,}094 = 0{,}0034 \ кг/м^3$$

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, сколько скапливается воды в главном резервуаре за поездку в зависимости от погоды.

В примере 1 § 32а мы нашли, что для товарного поезда длиной в 75 вагонов расход воздуха в 1 час на тормозные и другие операции, включая и утечки воздуха, равен около 120 *м*³/*час*.

Возьмём 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. 24 состояния пара находим, что абсолютная влажность (содержание водяных паров в 1 *м*³) при этой температуре равна $\gamma_{10} = 0{,}0094 \ кг/м^3$. Если принять, что воздух в главном резервуаре на 20° теплее наружного, то абсолютные температуры того и другого воздуха будут 283 и 303°. Тогда при сжатии воздуха до 9 *ата*, считая условно наружное давление за 1 *ата*, по указанной выше формуле получаем:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{283}{303} \quad 9 = 8{,}4,$$

откуда

$$\gamma_2 = 8{,}4\,\gamma_1,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Но мы нашли, что γ_1 равно 0,0094, поэтому

$$\gamma_2 = 0{,}0094 \cdot 8{,}4 = 0{,}079 \ кг/м^3,$$

так как при температуре воздуха в резервуаре 30° согласно табл. 24 в 1 $м^3$ не может содержаться водяных паров больше 0,0304 $кг/м^3$, то из воздуха влажности γ_2 должно обратиться в конденсат

$$0{,}0790 - 0{,}0304 = 0{,}049 \ кг.$$

Общий расход воздуха на поезд в час мы приняли равным 120 $м^3$, поэтому воды из этого воздуха будет осаждаться в резервуаре

$$0{,}049 \quad 120 = 5{,}1 \ кг/ч.$$

После каждой поездки, в особенности в сырую погоду, необходимо выпускать воду из главного резервуара.

Если сделать подобный расчёт накопления воды в главном резервуаре при влажности наружного воздуха 50%, т. е. при весьма сухой погоде, то получится, что в 1 час осаждается воды около 2,00 *кг*. Таким образом, при любых условиях в главном резервуаре всегда имеется вода.

Поэтому в нём влажность воздуха, находящегося в соприкосновении с поверхностью воды, никогда не бывает ниже 100%.

Отсюда следует вывод — независимо от состояния внешней атмосферы и от внешних обстоятельств, влияющих на влажность засасываемого компрессором воздуха, воздух в главном резервуаре всегда насыщенный и даже пересыщенный, т. е. мокрый.

Из табл. 24 насыщенного пара видно, что чем выше температура его, тем больше удельный вес. Из этого можем сделать ещё такой вывод: чем выше температура воздуха в главном резервуаре, тем больше содержание пара в нём и тем меньше будет осаждаться конденсата на дно резервуара, значит, тем больше будет его перенесено в магистраль.

Таким образом, необходимо стремиться к тому, чтобы наибольшее количество конденсата из воздуха выделялось бы в главном резервуаре, прежде чем он попадёт в тормозную магистраль.

е) Зависимость влажности тормозного воздуха от состояния его в главном резервуаре

Физические условия, влияющие на состояние воздуха в главном резервуаре и воздуха в тормозной сети, различны. На основании вышеприведённых второго и третьего выводов следует, что 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 ещё и от форсировки работы компрессора, от исправности его, от величины охлаждающих поверхностей нагнетательной трубы и резервуара. Что же касается тормозной магистрали, то её 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, причём если этих паров окажется слишком много для данной температуры, то они будут пересыщены и могут дать осадок.

Чтобы точно выяснить степень влажности тормозного воздуха, заключённого в тормозной сети, воспользуемся методом последовательного исключения факторов, оказывающих на это влияние.

НВ УДИНТ (ДИТ)

Предполо жим сначала, что температура воздуха в главном резервуаре и в магистрали одинакова, т. е. равна внешней температуре, но давления различны, например, в главном резервуаре p_1 *ат*, в магистрали p_2 *ат*. При питании последней для пополнения утечек воздуха, при отпуске тормоза, для зарядки, перепад давления с p_1 на p_2 соответствует расширению воздуха по закону $pv = \text{const}$.

Поэтому удельный объём воздуха в магистрали будет составлять p_1/p_2 от удельного объёма в главном резервуаре, а так как содержащиеся в воздухе пары согласно закону Дальтона занимают тот же объём, что и воздух, причём до расширения (при выходе из главного резервуара) они были в насыщенном состоянии, то ясно, что после расширения при той же температуре они становятся перегретыми. Этот перегрев создаёт пониженную относительную влажность воздуха φ, которую нетрудно подсчитать. Для этого надо взять из табл. 24 насыщенных паров удельный вес их γ при данной температуре и помножить на отношение давления воздуха в магистрали к давлению воздуха в главном резервуаре.

Это будет пока абсолютное содержание пара в 1 $м^3$ воздуха магистрали, или удельный вес его

$$\gamma_{пер} = \gamma \frac{p_2}{p_1}.$$

Чтобы получить относительную влажность, надо взять отношение получившегося удельного веса к тому удельному весу, который должен быть для насыщенного пара той же температуры. Получаем

$$\varphi_{t_1=t_2} = \frac{\gamma_{пер}}{\gamma} = \frac{\gamma \frac{p_2}{p_1}}{\gamma}$$

или

$$\varphi_{t_1=t_2} = \frac{p_2}{p_1}. \qquad \text{(а)}$$

Итак, при равных температурах воздуха в главном резервуаре и в магистрали относительная влажность последнего равна отношению абсолютных давлений воздуха в главном резервуаре и в магистрали.

Для примера возьмём 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 принять во внимание, что влажность воздуха допускается 85%, то мы можем заключить, что при этих условиях тормозной воздух получился бы даже суше, что является желательным. Однако в действительности температура воздуха в главном резервуаре всегда выше, чем окружающая атмосферная, так как воздух после сжатия его в самом насосе настолько сильно согревается (примерно до 180°), что, несмотря на охлаждающую петлю, не успевает быстро остыть.

Определим теперь относительную влажность воздуха в магистрали при одинаковых давлениях в ней и в главном резервуаре, но неравных температурах (например, если при законченной зарядке тормоза оказалось, что давление главного резервуара сравнялось с давлением магистрали). Она будет

$$\varphi_{p_1=p_2} = \frac{\gamma_{t_1}}{\gamma_{t_2}}. \qquad \text{(б)}$$

Для того же, чтобы определить относительную влажность магистрального воздуха, если последний отличается от воздуха в главном резервуаре одновременно температурой и давлением, надо выражения (а) и (б) перемножить

НБ УрГУПС (ДИТ)

$$\varphi_м = \varphi_{t_1=t_2} \cdot \varphi_{p_1=p_2} = \frac{p_2 \gamma_{t_1}}{p_1 \gamma_{t_2}}. \qquad (29)$$

Здесь γ_{t_1} и γ_{t_2} берутся из табл. 24 насыщенных паров соответственно температурам.

Приведём пример. Пусть давление в главном резервуаре = 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. 24 удельные веса: $\gamma_{t_1} = 0{,}0071$ *кг/м³* и $\gamma_{t_2} = 0{,}0022$ *кг/м³*.

Тогда согласно формуле (29) получаем

$$\varphi_м = \frac{6}{9} \quad \frac{0{,}0071}{0{,}0022} = 2{,}15,$$

или 215%, тогда как 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 130%, т. е. большая половина содержащегося в нём пара даст осадок снега и взвешенного тумана.

Это явление может иметь место при отсутствии каких-либо средств, охлаждающих воздух.

В связи с этим прежде всего 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 (29) и табл. 24.

В самом деле, если нам было известно, что наибольшая влажность воздуха в магистрали допускается не выше 85%, то, следовательно, должно быть соблюдено равенство

$$\varphi_м = \frac{p_2 \gamma_{t_1}}{p_1 \gamma_{t_1}} = 0{,}85. \qquad (30)$$

Если примем:

p_1 — давление в главном резервуаре 9 *ата*;

p_2 — давление в магистрали 6 *ата* и отнесём наше исследование к зимнему времени при температуре, например, $t_2 = -20°$, то по табл. 24 найдём, что

γ_{t_2} — вес 1 *м³* водяного пара при $-20° = 0{,}0010$ *кг/м³*.

Тогда найдём вес 1 *м³* пара, который должен быть в главном резервуаре при искомой температуре

$$\gamma_{t_1} = \frac{0{,}85 \cdot p_1 \gamma_{t_2}}{p_2} = \frac{0{,}85 \quad 9 \cdot 0{,}0010}{6} = 0{,}00127 \text{ кг/м}^3,$$

что по той же табл. 24 соответствует температуре $-17°$.

Точно так же летом, например, при температуре $+14°$ $\gamma_{t_2} = 0{,}012$

$$\gamma_{t_1} = \frac{0{,}85 \quad 9 \cdot 0{,}012}{6} = 0{,}0153 \text{ кг/м}^3,$$

что соответствует температуре $+18°$.

Отсюда видим, что как зимой, так и летом требуется, чтобы температура воздуха в главном резервуаре не превышала температуры наружного воздуха более чем на 3—4° и, как крайний случай, при влажности воздуха магистрали, близкой насыщению, разницу эту можно увеличить до 5°, что видно из формулы (30), если в ней вместо влажности 0,85 подставить 1,00.

ж) 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 исправ-

НБ УДУНТ (ДІТ)

ными и достаточно мощными. При этих условиях насос работает спокойно с перерывами для охлаждения.

2. Нагнетательная труба должна содержаться в чистоте; образующийся налёт внутри на её стенках должен периодически удаляться путём отжига, обстукивания и продувки.

3. Нагнетательная труба должна быть такой длины (но не менее 8 *м*), чтобы образовалась охлаждающая петля с требуемой площадью поверхности охлаждения. Диаметр нагнетательной трубы должен быть больше расчётного на 30—40%. Например, компаунд-насос МТЗ должен быть снабжён нагнетательной трубой диаметром 50 *мм* вместо расчётных 35 *мм*.

4. На напорной трубе между главным резервуаром и краном машиниста должен стоять водоотделительный горшок.

5. Главные резервуары должны иметь по возможности большие поверхности и соединяться трубами диаметром 50 *мм*. Лучше ставить их по два и по три и делать удлинённой формы. Спускные краны должны иметь приводы, выведенные наружу паровоза.

В последнее время в США, пользуясь благоприятными в отношении температуры климатическими условиями, стали применять для охлаждения воздуха и отделения от него влаги холодильники с радиаторами, которые ставятся между первым и вторым главным резервуаром.

Производившиеся у нас попытки осушки воздуха посредством различных поглотителей влаги оказались на практике неудобными и дорогими.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

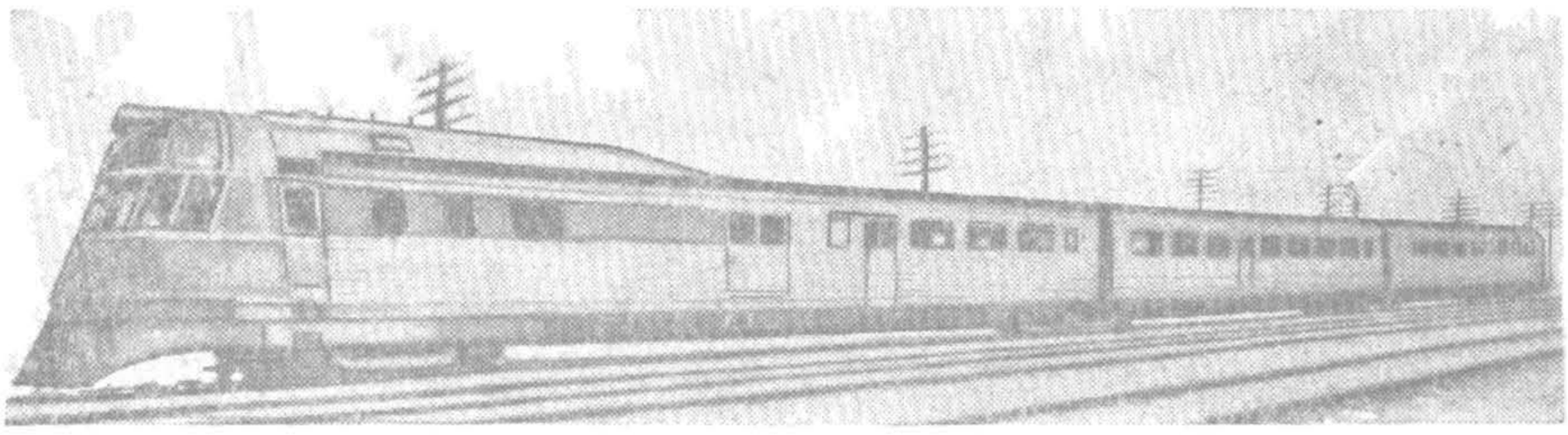
ГЛАВА ШЕСТАЯ

ТОРМОЗА ДЛЯ СКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ

§ 37. ЗНАЧЕНИЕ ТОРМОЗОВ И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИЯ

а) Общие сведения

Пассажирские поезда, развивающие скорость 160—200 *км/ч*, относятся к разряду высокоскоростных поездов. По виду и устройству они резко отличаются от обыкновенных поездов. Обычно в их составе обращается несколько больших вагонов обтекаемой формы (фиг. 119). Благодаря особой конструкции рессорного подвешивания и звуковой изоляции они имеют бесшумный ход. Специальная фильтрующая установка и герметически закрывающиеся двери и окна обеспечивают внутри вагонов независимо от погоды всегда свежий, определённой температуры кондиционированный воздух.



Фиг. 119. Общий вид скоростного поезда

Рельсовый путь для этих поездов должен иметь хорошую щебёночную постель, быть тщательно выверен, продольный профиль смягчён.

В недалёком будущем сверхскоростные поезда найдут широкое применение в нашей стране. В разработке их принимают участие советские конструкторы.

Для осуществления высоких скоростей необходимо кроме увеличения тяговой мощности моторвагона или локомотива также и значительное повышение эффективности работы тормозов.

Насколько важное значение имеет повышение интенсивности работы тормозов при высоких скоростях, видно из сравнения кинетических энергий поездов, движущихся с обычными и высокими скоростями. Например, если пассажирский поезд, идущий со скоростью 60 *км/ч*, после экстренного торможения остановился, пройдя тормозной путь, предположим, 200 *м*, то этот же поезд на том же участке, но идущий со скоростью 180 *км/ч*, т. е. в три раза скорее, остановится, пройдя тормозной путь, почти в 9 раз бо́льший, т. е. около 1 800 *м*, так как кинетическая энергия его пропорциональна квадрату скорости. Рассчитывать на значительное повышение собственных сопротивлений не приходится, ибо они даже при очень высоких скоростях составляют около 5% от того сопротивления, какое могут дать тормоза.

НБ УДУТ (ДІІТ)

Особенно важно стремиться к получению наибольшей силы торможения и быстрого её действия в первые моменты его применения, когда скорости высокие. Только тогда можно рассчитывать на большой выигрыш сокращения тормозного пути.

Границей максимальной физически возможной тормозной силы для колодочных тормозов является сила сцепления колёс с рельсами. Но использование этой границы при торможениях представляет собой довольно сложную задачу ввиду того, что силы трения между колодками и колёсами по мере изменения скорости, с одной стороны, и нажатия — с другой, изменяются в обратном порядке по формуле (19) § 18.

$$\varphi = \frac{29}{\sqrt{\Delta x}(V + 40)}.$$

Из этой формулы видно, что при постоянном удельном нажатии Δx коэфициент трения φ будет всё время увеличиваться с уменьшением скорости V *км/ч* и уменьшаться с увеличением Δx, в то время как сила трения, равная $x\varphi$, где x — общее нажатие колодок, увеличивается, но уже, конечно, не пропорционально.

Ручное регулирование тормозной силы при помощи крана машиниста вообще возможно и практикуется при неполных торможениях по усмотрению машиниста, когда нет необходимости для быстрой остановки поезда. Но когда в экстренном случае ввиду появившегося заградительного сигнала или какого-нибудь препятствия дальнейшее движение поезда должно быть задержано, то в этом случае уже чрезвычайно важно такое торможение, которое всё время будет соответствовать максимально возможной и допустимой границе силы сцепления колёс с рельсами.

Эта сила тоже непостоянна, так как коэфициент сцепления ψ согласно формуле (55) § 21 является функцией скорости, именно

$$\psi = 0{,}24 - 0{,}0007\,V$$

Для того чтобы можно было при экстренных торможениях безошибочно получать переменное нажатие тормозных колодок, соответствующее тормозной силе при любой скорости, допускаемой по силе сцепления колёс с рельсами, надо, очевидно, ставить специальные контрольные автоматы. Такие приборы носят название детандеров и деселакронов.

Чтобы знать, как выполняется работа тормоза, снабжённого приборами, контролирующими силы нажатия колодок, нужно изучить характер расхождения функций сил трения и сцепления в зависимости от скорости колеса и нажатия колодок на него.

Для удобства будем рассматривать не колёсную пару, а одно колесо, на которое нажимают две тормозные колодки, сумма действия которых может уподобляться одной колодке с удвоенной площадью.

Тормозные колодки скоростных поездов имеют небольшую длину — около 300 *мм*. Обусловливается это тем, что от сильного нагрева длинные колодки дают настолько большую деформацию, что концы их перестают работать, а в то же время после остывания, при новом торможении, начинают сначала тереться концы, а потом середина колодки.

В американской практике испробована максимальная сила нажатия колодок при скорости около 160 *км/ч* до 330% от нагрузки на колесо; однако в нормальной эксплуатации для скоростей выше 100 *км/ч* допускается наибольшая сила нажатия в 250%; происходит это следующим образом. При экстренном торможении при скорости, например 180 *км/ч*, колодки нажимают на колесо с силой 250% от величины давления колеса на рельс. Это нажатие поддерживается до скорости 60 *км/ч*, после чего специальный инерционный прибор, восприняв чрезмерное замедление, воздействует на тормозную систему так, что нажатие колодок уменьшается до 100%. Перед остановкой поезда инерционный прибор ещё раз снижает нажатие колодок. Остановка поезда получается на сравнительно коротком пути и вполне плавно.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Насколько большое значение для сокращения длины тормозного пути имеет повышенное нажатие тормозных колодок (до 250% от давления колёс на рельсы) с применением деселакрона, видно из табл. 29.

В заграничной практике длины тормозных путей для скоростных поездов допускаются такие, при которых поезд мог бы остановиться в пределах данного блок-участка. Если содержание пути, охрана его и переездная сигнализация поставлены хорошо, то для безопасности движения этого, конечно, достаточно.

Таблица 29

Длины тормозных путей при торможении поезда «Город Сан-Франциско» в США скоростным тормозом с деселакроном и обыкновенным тормозом без деселакрона
(из отчёта об опытах в 1934 г.)

Торможение начато со скорости км/ч	Длина тормозного пути в м	
	Скоростной тормоз с деселакроном	Обыкновенный тормоз без деселакрона
160	550	1160
120	340	630
60	97	117

б) Собственное сопротивление скоростного поезда

При расчётах скоростных тормозов может возникнуть вопрос относительно величин собственных сопротивлений поезда, хотя по сравнению с тормозной силой они и незначительны. Одной из наиболее точных формул сопротивления поезда является формула Дэвиса [1].

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:

$$\omega_i = 0{,}65 + \frac{13{,}2}{П} + 0{,}014\,v + 0{,}000\,045\,Av^2;$$

$$\omega_1 = 0{,}65 = \frac{13{,}2}{П} + 0{,}014\,v + 0{,}000\,064\,Av^2,$$

где ω_1 — сопротивление головного вагона, отнесённое к 1 *т*;
ω_i — то же в отношении остальных вагонов в поезде;
$П$ — нагрузка на одну ось в *т*;
v — скорость поезда в *км/ч*;
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 четвёртый 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

$$\omega_{ср} = \frac{q_1\,\omega_1 + \Sigma\, q_i\,\omega_i}{Q},$$

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 вышеприведёнными формулами. Следовательно, удельные сопротивления гружёного поезда меньше, чем порожнего, но общее сопротивление, конечно, будет больше для гружёного поезда, чем для порожнего.

[1] Шавелин В. А., Тяговые расчёты электрических железных дорог, 1931 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

в) Общая характеристика технических условий для скоростных тормозов

Скоростные тормоза должны удовлетворять следующим основным техническим условиям.

1. Тормоза должны быть вполне управляемыми как в сторону увеличения, так и уменьшения тормозной силы, т. е. допускать ступенчатое торможение и ступенчатый отпуск, и независимо от этого в случае надобности — экстренное торможение.

2. Так как каждая секунда промедления действия тормоза на высокой скорости даёт значительное увеличение тормозного пути (при скорости 180 *км/ч* — на 50 *м*), то скорость тормозной волны и быстрота наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом должны быть сколько возможно большими.

3. Должен применяться повышенный коэфициент нажатия тормозных колодок до 250% с автоматической регулировкой в зависимости от скорости или от допускаемого максимального замедления с переходом на меньшие нажатия при скоростях ниже 60 *км/ч*.

4. Следует по возможности разрабатывать лёгкие конструкции частей тормозного оборудования, изготовляя рычажные передачи из легированных сталей, приборы из особых лёгких сплавов, применяя тонкостенные резервуары и цельнотянутые трубы из высококачественной стали.

5. Скоростные тормоза должны быть приспособлены для совместной работы с тормозами обыкновенных пассажирских поездов.

6. Практика существующих скоростных тормозов в Америке показала, что зарядное давление магистрали в 6,5 *ат* является достаточным для получения самых сильных торможений при небольших диаметрах тормозных цилиндров. Тогда давление в главном резервуаре должно быть от 8,5 до 9 *ат*.

7. Для того чтобы можно было быстро и легко отрегулировать кран машиниста на требуемое зарядное давление 6,5 *ат* при следовании с высокоскоростным поездом и на 5,0 *ат* при следовании с обыкновенным пассажирским поездом, золотниковый питательный клапан крана машиниста системы Вестингауза или другой орган при ином типе крана должен быть снабжён вентилем с указателем и упорами, чтобы простым поворотом на то или другое положение получить настройку на требуемое поездное давление.

Как пример наиболее совершенного в настоящее время скоростного тормоза, который удовлетворяет этим условиям, ниже (в пункте д) приводится описание принципиальной схемы скоростного тормоза, применяемого в США под названием «AHSC».

г) Техника торможения скоростного поезда

В практике вождения высокоскоростных поездов приходится применять те же основные три вида торможения, которые предусмотрены в Правилах технической эксплуатации для обыкновенных поездов: 1) экстренное торможение при неожиданном появлении заградительного сигнала или какой-либо опасности; 2) регулировочное торможение для снижения скорости по сигналам или для поддержания скорости на уклонах во избежание превышения предписанной скорости; 3) предвиденное торможение для остановки поезда на станции в определённом месте.

Экстренное торможение осуществляется самой простой манипуляцией: быстрой постановкой ручки тормозного крана в крайнее положение экстренного торможения до полной остановки поезда.

Этот род торможения не требует особого анализа и пояснений. Длина тормозного пути зависит от начальной скорости в момент торможения, от профиля пути и от свойств применяемого типа тормоза.

Если тормоз локомотива или моторвагона снабжён автоматической песочницей, то, очевидно, при экстренном торможении песок будет расходоваться при любой скорости поезда, но он будет приносить пользу лишь при пониженных скоростях. При высоких скоростях песок сдувается ветром.

НБ УДИТ (ДИТ)

Машинист должен помнить правило, что при следовании на спусках не следует превышать установленных расписанием скоростей. Эти скорости рассчитаны в соответствии с установленными нормами максимальной длины тормозного пути при экстренном торможении.

Регулировочное торможение. Скоростной тормоз должен быть вполне управляемым, чтобы можно было легко и быстро производить ступенчатые торможения и ступенчатые отпуски. Для получения быстрого перехода от высокой скорости к пониженной, требуемой сигналом или другими обстоятельствами, необходимо сразу делать смелые и крупные ступени торможения; затем надо своевременно давать ступени отпуска, когда скорость снизится, или совсем отпустить тормоз, если полученную скорость желательно оставить для следования поезда дальше по инерции.

Регулировочное торможение может также применяться для поддержания предписанной скорости на длинных и крутых уклонах. На менее крутых уклонах можно обходиться без подтормаживания, так как при высоких скоростях собственные сопротивления поезда достигают 8—10 *кг* на 1 *т* веса поезда, что уравновешивает силу тяжести, например, на 8—10‰ уклоне, т. е. поезд сам по себе двигается на таком уклоне с равномерной скоростью. На крутых же уклонах применяется торможение бо́льшей или меньшей силы с перерывами в зависимости от изменения профиля, наличия площадок, кривых, от направления ветра и пр.

Торможение для остановки поезда на станции. Рассмотренные выше экстренное и регулировочное торможения при следовании скоростных поездов являются большей частью случайными. Торможения же для остановок поезда на станциях являются обязательными при каждом выполнении маршрута согласно расписанию. При моторвагонной (дизельной) или электротяге высокоскоростные поезда, следующие со скоростями 160—190 *км/ч*, обычно на промежуточных станциях не останавливаются.

Скоростные поезда, обслуживаемые паровой тягой (скорости 120—150 *км/ч*), должны останавливаться на станциях для набора воды, а также для посадки и высадки пассажиров.

Скоростные поезда, предназначенные для курортных мест, проходят короткие пути и могут иметь остановки на промежуточных станциях, предусмотренные расписанием.

Остановки поездов на станциях являются остановками предвиденными и потому торможения могут быть произведены продуманно и наиболее целесообразно.

Целесообразность заключается в том, чтобы, соблюдая все предписания инструкции относительно входных сигналов, допускаемых скоростей на входных стрелках и на станционных путях, произвести остановку поезда с затратой наименьшего времени. Это вытекает из того обстоятельства, что средняя скорость поезда на перегоне зависит не только от технической скорости, развиваемой локомотивом или мотор-вагоном, но в значительной степени также и от величины как ускорения после трогания со станции отправления, так и от величины замедления при торможении для остановки поезда на станции прибытия. Неправильные приемы торможения при подходе к станции могут значительно снизить эффект быстрой езды на перегоне (вследствие относительно большой траты времени на подъезд к станции).

Общий порядок торможения при подходе к станции скоростного поезда может быть представлен в следующем примерном виде, показанном на фиг. 120.

Вверху показана диаграмма производимого машинистом нажатия тормозных колодок в функции пути и соответственное изменение скорости поезда. Внизу движение поезда, пути и сигналы в плане.

На определённом расстоянии от входного светофора установлен оповестительный щит, который служит указанием, что машинист должен закрыть подачу энергии в тяговый двигатель и готовиться к торможению поезда. Предполагаем, что светофор подаёт зелёный огонь.

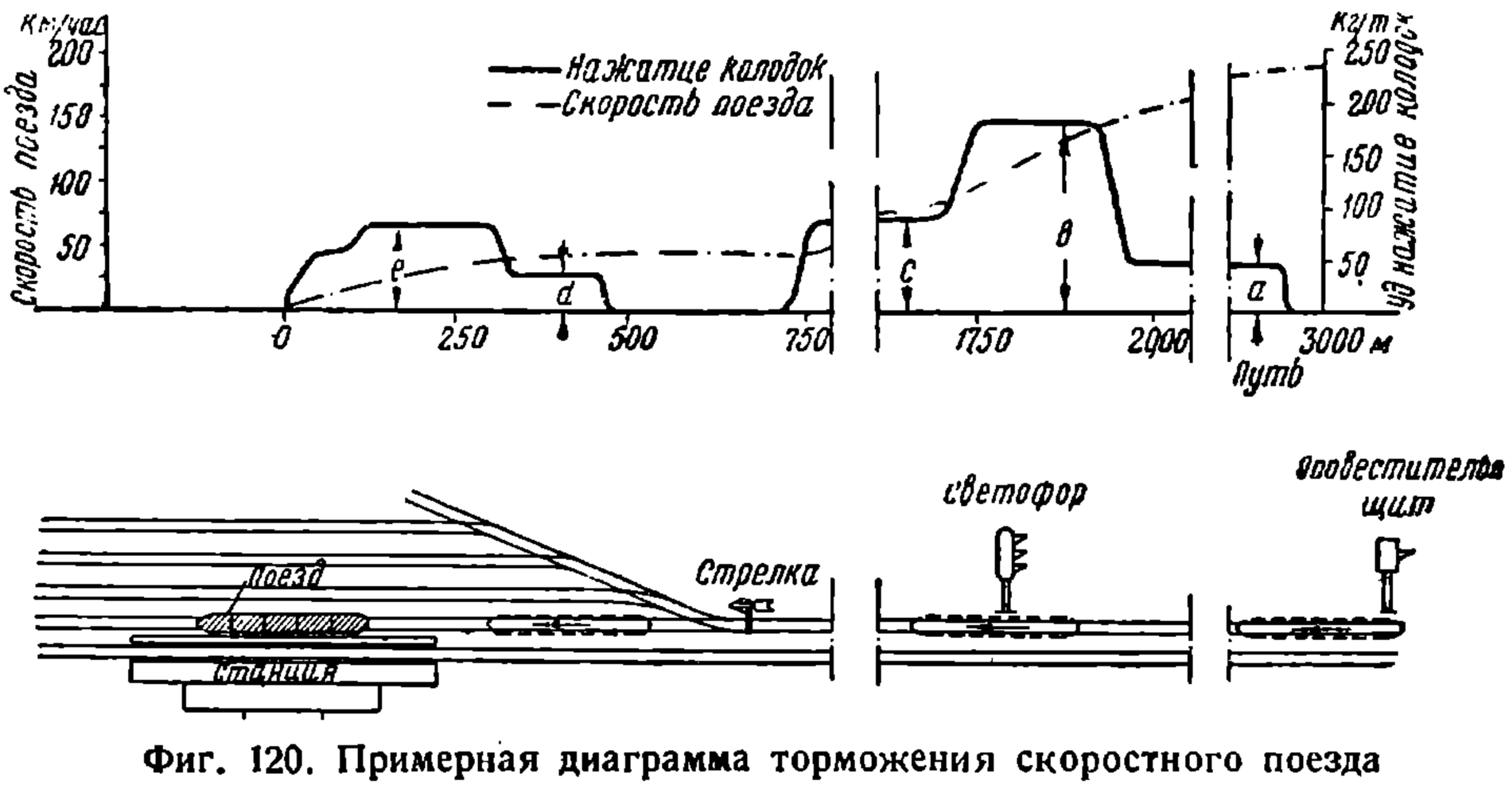
НБ УДЛТ (ДІІТ)

Приступая к торможению, машинист сначала даёт небольшую ступень торможения (на диаграмме нажатие колодок *a*) для подготовки внимания пассажиров к начинающемуся торможению и для выравнивания возможных динамических реакций в сцепных аппаратах между вагонами.

Затем для получения достаточно ощутительного замедления скорости машинист даёт довольно сильное торможение (нажатие колодок *в*).

Когда скорость настолько уменьшится, что дальнейшее такое торможение ему покажется чрезмерным, он уменьшает его величину с таким расчётом, чтобы поезд, подъезжая к входной стрелке, имел скорость не выше той, которая предписана инструкцией (нажатие колодок *c*).

С этой скоростью и с отпущенными тормозами поезд въезжает на путь приёма. Здесь машинист снова приступает к торможению поезда для его остановки на станции уже обычными приёмами: на достаточном расстоянии даёт первую ступень торможения (нажатие колодок *d*), потом выбирает момент для второй ступени (нажатие *e*), и, наконец, для плавности остановки даёт небольшую ступень отпуска и затем полный отпуск.



Фиг. 120. Примерная диаграмма торможения скоростного поезда

Чтобы выполнить указанный режим торможения, очевидно, тормоз должен быть легко управляемым, допускать в случае надобности после полного отпуска немедленное производство нового торможения, иметь ступенчатый отпуск, большую скорость тормозной волны и весьма быстрое наполнение тормозных цилиндров. Сила торможения должна всецело зависеть от воли машиниста и поддаваться регулированию в пределах от нуля до максимума и от максимума до нуля и кроме того автоматически должен устанавливаться процент нажатия колодок на колёса, при больших скоростях больше, при малых меньше.

д) Схема и общая характеристика американского скоростного тормоза (AHSC)

Для высокоскоростных поездов облегчённого веса железной дорогой Юнион-Пасифик применяется тормозное оборудование AHSC фирмы Вестингауза. Эта система представляет собой сочетание двух тормозов: автоматического и прямодействующего электропневматического. Система — двухпроводная: в одном проводе поддерживается поездное давление (около 6,5 *am*), во втором проводе давление поднимается лишь во время торможения на величину требуемого торможения.

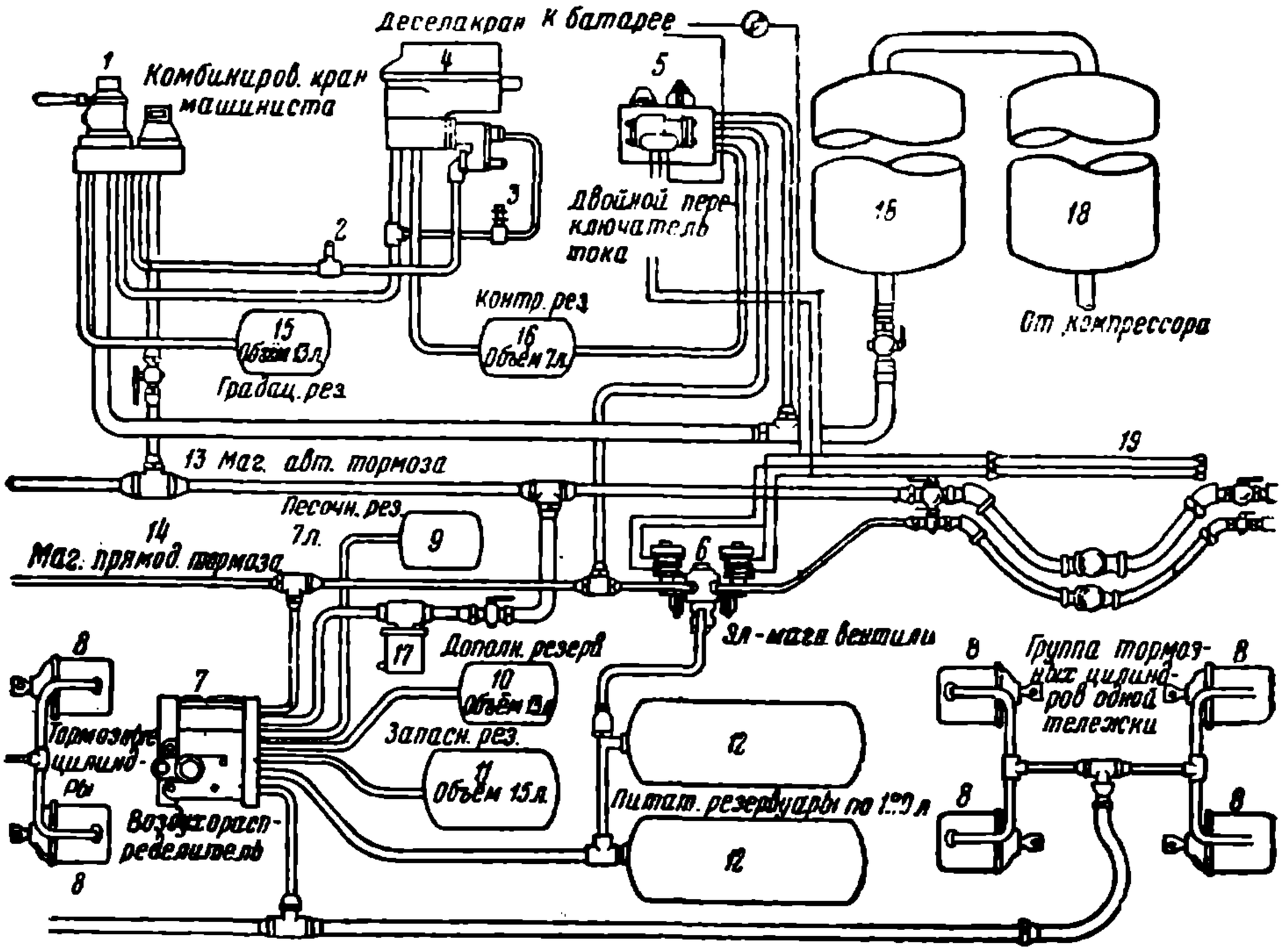
На фиг. 121 показана упрощённая схема расположения частей скоростного тормоза AHSC на электродизельном локомотиве. На вагонах расположение частей точно такое же, за исключением приборов управления *1*—*5*, десела-крона *4* и резервуаров *15*, *15*, *18*. Эти приборы под вагонами не ставят.

На локомотиве устанавливаются два мотор-компрессора (на схеме не показаны), накачивающие воздух в главные резервуары *18*: один — главный ком-

НБ УДУНТ (ДИТ)

прессор производительностью 2 500 *л/мин* и другой —запасный производительностью 1 500 *л/мин*. Первый включается регулятором при давлении воздуха в главном резервуаре 9 *ат*, второй —при давлении 8,5 *ат*. Когда первый компрессор вследствие большого расхода воздуха с работой не справляется, тогда включается второй компрессор. Оба компрессора останавливаются при давлении в главном резервуаре 9,5 *ат*.

На схеме показаны следующие приборы: *1* —комбинированный кран машиниста, который может быть переключён на управление либо автоматическим тормозом, либо прямодействующим скоростным тормозом; *2* и *3* —блокировочные клапаны, пропускающие воздух к деселакрону, когда давление в магистрали достигает определённой величины при служебных и экстренных торможениях; этим производится настройка деселакрона на различные замедления движения поезда; *4* —деселакрон, или баллистический регулятор нажатия тормозных колодок в зависимости от замедления скорости. Деселакрон



Фиг. 121. Схема расположения частей американского скоростного тормоза AHSC

автоматически уменьшает давление в контрольном резервуаре *15*, когда сила торможения начинает переходить установленный предел. Уменьшение давления в контрольном резервуаре вызывает соответственное уменьшение давления в магистрали прямодействующего тормоза, что приводит к уменьшению тормозной силы во всём поезде; *5* —двойной переключатель тока, который замыкает и размыкает электрические цепи электромагнитных вентилей по поезду для впуска или выпуска воздуха из магистрали прямодействующего тормоза. Прибор управляется краном машиниста пневматически путём пополнения или опоражнивания контрольного резервуара до определённого давления через деселакрон. Появление сжатого воздуха в магистрали прямодействующего тормоза воздействует на воздухораспределители под вагонами таким образом, что последние открывают очень широкие каналы для пропуска воздуха из особых питательных резервуаров в тормозные цилиндры, наполняя их почти мгновенно воздухом такого же давления, как и в магистрали; *5* — впускной и выпускной электромагнитные вентили магистрали прямодействующего тормоза, находящиеся под управлением двойного переключателя тока *5*; *7* —двойной воздухо-

НТБ УДУТ (ДИИТ)

распределитель прямодействующего и автоматического тормоза; *8* — тормозные цилиндры у клещевых тормозов при каждом колесе (колодки схватывают колесо, снабжённое по бокам накладными дисками, с двух сторон); *9* — песочный резервуар для приведения в действие песочницы во время экстренного торможения; *10* — дополнительный резервуар, работающий при автоматическом торможении; *11* — запасный резервуар автоматического тормоза; *12* — питательные резервуары, передающие свой воздух во время торможения в магистраль прямодействующего тормоза через электромагнитный вентиль *5*; они же питают тормозные цилиндры во время торможения; *13* — магистраль автоматического тормоза диаметром 1″, при отпущенном тормозе заряжена до 6,5 *ат*; *14* — магистраль прямодействующего тормоза диаметром $^1/_2$″, при отпущенном тормозе магистраль имеет атмосферное давление; *15* — уравнительный резервуар при кране машиниста, служащий для прямодействующего торможения; *17* — фильтр; *18* — главные резервуары; *19* — электропровод, связывающий электромагнитные вентили поезда с двойным переключателем тока *5* на локомотиве.

Действие тормоза. Комбинированный кран машиниста *1* переключаем посредством имеющейся справа ручки на управление, предположим, прямодействующим скоростным тормозом.

Для того чтобы произвести торможение, поворачиваем тормозную ручку крана машиниста в положение служебного торможения и после краткой выдержки ставим её в положение перекрыши (обычный приём при кране машиниста Вестингауза). Вследствие этого в контрольном резервуаре *15* создаётся давление, величина которого соответствует длительности выдержки ручки крана в тормозном положении. Давление это, действуя на особое контактное устройство *5*, замыкает электрическую цепь магнитных вентилей *6*, чтобы сообщить магистраль прямодействующего тормоза *14* с питательными резервуарами *12*, и размыкает эту цепь лишь тогда, когда в магистрали появится давление такой же величины, как в контрольном резервуаре. Подобно этому происходит и выпуск воздуха из магистрали при отпуске тормоза. Выпуск осуществляется при помощи других электромагнитных вентилей при замыкании их электрической цепи для отпуска тормоза.

Если бы магистраль прямодействующего тормоза соединялась непосредственно с тормозными цилиндрами, то управление тормозом уже вполне осуществлялось. Но дело в том, что наполнение этих цилиндров происходило бы не быстро. Для получения же почти мгновенной ступени давления в тормозных цилиндрах магистраль прямодействующего тормоза соединяется с воздухораспределителями, устроенными так, что при появлении давления в ней они открывают сообщения резервуаров *12* широкими каналами (при помощи особых срывных клапанов) с тормозными цилиндрами *8* под всеми вагонами и тут же закрывают это сообщение, как только в цилиндрах появится давление, равное давлению в магистрали.

В случае порчи электропневматического тормоза автоматически осуществляется переход на работу прямодействующего тормоза от крана машиниста, но тогда торможение и отпуск получаются медленнее.

В случае открытия в поезде стоп-крана или разрыва поезда действует вторая магистраль *13* автоматического тормоза обычным порядком, по принципу скоростных тормозов Вестингауза.

При работе прямодействующего тормоза все операции производятся электропневматическим путём. Замыкание и размыкание электрической цепи производится особым переключателем *5*, а не ручкой крана машиниста, как в других системах электропневматических тормозов.

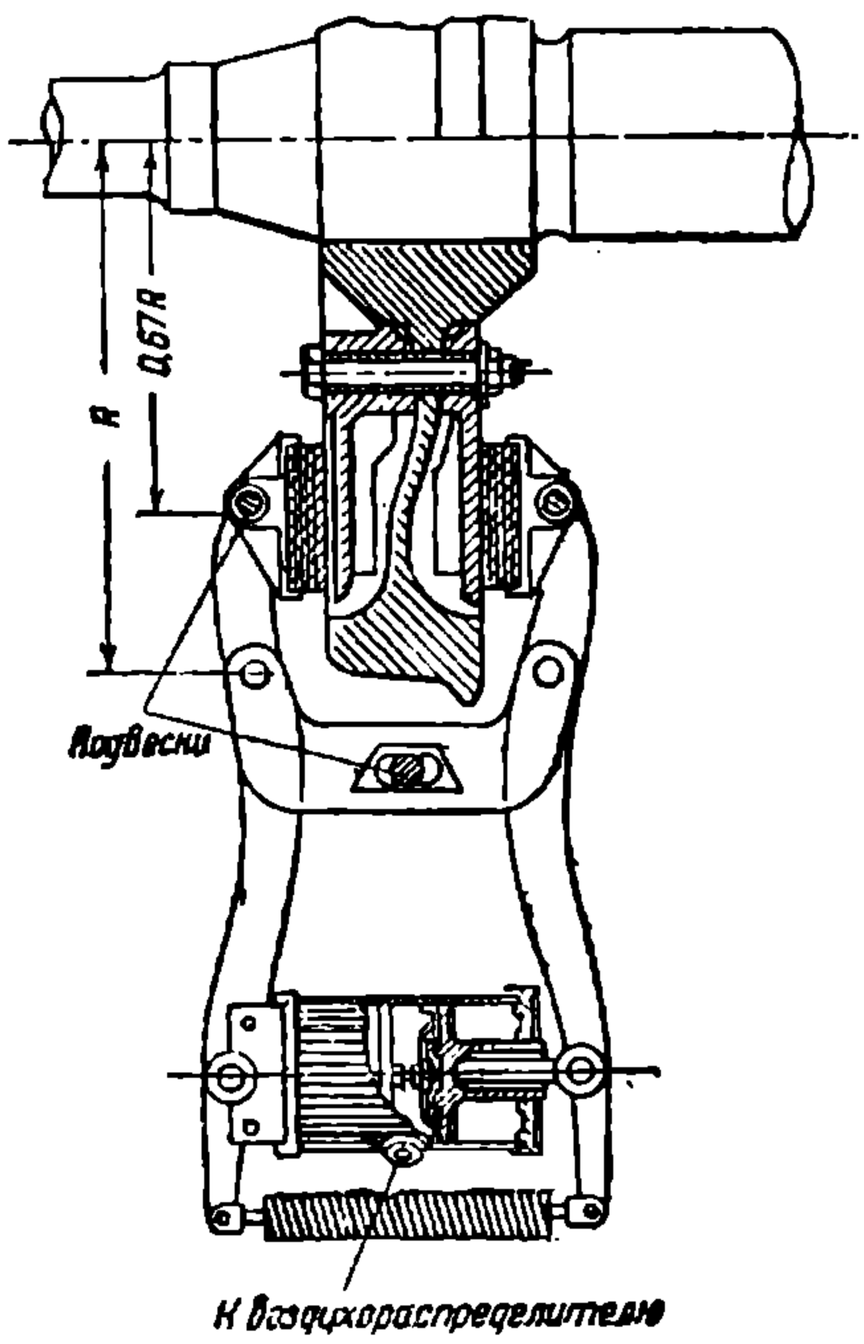
Большие нажатия тормозных колодок на колёса, установленные для высоких скоростей (от 160 *км/ч* до 60 *км/ч*), уменьшаются автоматически при меньших скоростях посредством деселакрона *4*. Известно, что коэфициент трения зависит от скорости: будучи сравнительно незначительным при высоких скоростях, он быстро увеличивается с уменьшением скорости, особенно при скоростях ниже 60 *км/ч*, между тем как коэфициент сцепления колёс с рельсами изменяется незначительно.

НБ УДУИТ (ДИТ)

Действие деселакрона основано на инерции груза весом около 10 *кг* на шариковых роликах, подпружиненного с одной стороны. Пружина регулируется на силу инерции груза, возникающей при заданном предельном замедлении поезда. Деселакрон автоматически снижает нажатия тормозных колодок путём уменьшения давления в магистрали прямодействующего тормоза в те моменты, когда замедление поезда становится больше, чем допускается, ибо тормозная сила по сравнению с силой сцепления колёс с рельсами в эти моменты доходит до установленного допускаемого предела вследствие возрастания коэфициента трения с уменьшением скорости.

Деселакрон во время своей работы настраивается сам собой на те торможения, которые производятся, например на слабое служебное, на сильное служебное и на экстренное, самое сильное. При каждом таком торможении он допускает наибольшее замедление поезда соответственно на 0,9, 1,3 и 1,5 *м/сек²*. Настройка на замедление 0,9 *м/сек²* происходит, когда при торможении с большой скорости (150—170 *км/ч*) в магистрали прямодействующего тормоза (следовательно и в тормозных цилиндрах) машинист устанавливает давление в 3 *ат* в виде первой ступени торможения. При экстренных торможениях, когда давления в тормозных цилиндрах доходят до 6 *ат*, деселакрон автоматически настраивается на замедление 1,5 *м/сек²*. Когда же при низших скоростях появляется указанное замедление, то оно автоматически снижает давление в тормозной магистрали настолько, чтобы замедление стало меньше. При новом возрастании замедления этот процесс повторяется.

Подробное описание деселакрона, равно как и воздухораспределителей и электропневматических приборов этого тормоза, имеется в книге «Тормоза», ч. 1-я, изд. 1939 г.



Фиг. 122. Дисковый тормоз

е) Дисковые тормоза

Условия трения тормозной колодки о бандаж или об обод колеса при больших скоростях и сильных нажатиях не вполне благоприятны как в отношении полноты прилегания, так и отвода выделяющегося тепла. На поверхностях катания колёс часто появляются термические трещины.

В этом отношении представляют интерес более совершенные дисковые тормоза (фиг. 122). По бокам центра цельнокатаного колеса прикрепляются два диска, к которым прижимаются диаметрально расположенные четыре колодки (на чертеже показаны только две). Нажатие производится при помощи местной клещевой передачи от малого тормозного цилиндра. Такое устройство имеет каждая пара колодок. Благодаря такому принципу число тормозных колодок удваивается, а тонкие диски способствуют улучшению условий теплопередачи как в отношении конвекции, так и теплопроводности.

К тормозным цилиндрам воздух подводится гибкими шлангами от общего для каждой тележки воздухораспределителя.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗОВ

§ 38. МЕТОДЫ СТАЦИОНАРНЫХ И ПУТЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТОРМОЗОВ

Характер работы тормозов в поезде зависит преимущественно от воздухораспределителя и только отчасти от крана машиниста, тормозных цилиндров и рычажных передач. Поэтому, если говорится об испытании тормозов, то в большинстве случаев под этим подразумевается испытание определённого типа воздухораспределителя, в его индивидуальном виде или в групповой работе, в стационарной или поездной обстановке.

Всякое испытание имеет своей целью выявить характеристику работы тормоза или проверить его работу согласно имеющимся техническим условиям. Это бывает нужным в различных случаях. Например, при выпуске новых воздухораспределителей, тройных клапанов, кранов машиниста и прочей тормозной аппаратуры из завода или в эксплуатации — из ремонта; иногда бывает необходимо проверить воздухораспределитель поезда, потерпевшего крушение из-за неисправности тормозов, или вообще изучить недостатки существующих тормозов; наконец, при создании нового типа тормоза делаются многократные испытания его для выяснения, какие коррективы надо внести, чтобы работа его была такой, как намечено проектом.

Для всех этих и подобных им целей применяются следующие виды испытаний, которые будут здесь рассматриваться отдельно.

1. Индивидуальные испытания одного воздухораспределителя или крана машиниста на особом индивидуальном испытательном столе.

2. Групповые стационарные испытания в лаборатории на особой групповой испытательной станции, олицетворяющей собой поезд в виде магистрального воздухопровода и числа тормозных мест без рычажных передач. Такие же испытания можно производить и на стоянке в поезде.

3. Путевые или поездные испытания, на которых производится проверка работы тормоза в его естественной обстановке во время следования поезда.

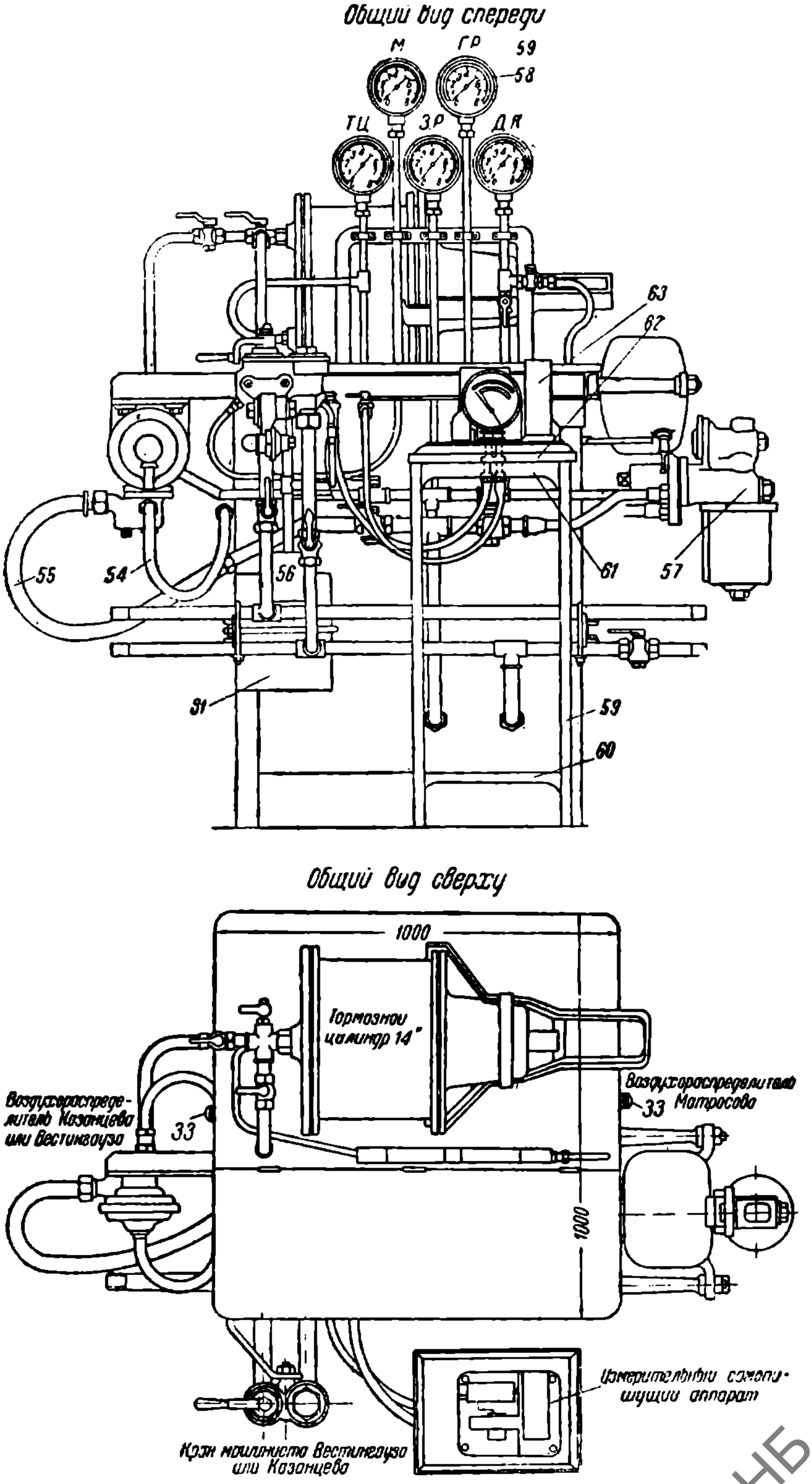
4. Есть ещё один вид испытаний, называемый эксплуатационным, когда уже проверенный тормоз передаётся на некоторое время под наблюдение в эксплуатацию для того, чтобы окончательно убедиться в его пригодности.

Из всех этих видов испытаний наиболее сложными, дорогими, требующими много времени, являются поездные испытания, а наиболее простыми — индивидуальные.

В то время как стационарные испытания позволяют всесторонне изучить свойства испытываемой тормозной системы лишь в отношении внутренних её качеств, путевые испытания являются естественной проверкой тормоза для того, чтобы выявить внешние эффекты системы тормоза и убедиться, достаточно ли надёжно данная система удовлетворяет эксплуатационным требованиям и техническим условиям.

Никакая новая система тормоза не может быть принята для эксплуатации, прежде чем она не пройдёт стационарные и путевые испытания настолько удовлетворительно, насколько это требуется.

НВ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 123. Индивидуальный испытательный стол

НБ УДУНТ (ДНТ)

С другой стороны, если испытываемая тормозная система не дала удовлетворительных результатов уже при стационарных испытаниях, то она не может быть допущена и к путевым испытаниям.

а) Индивидуальные испытания тормозов

Для индивидуального испытания воздухораспределителей и крана машиниста существуют испытательные столы различных конструкций. Образец такого стола показан на фиг. 123.

Каждый стол представляет собой как бы отдельную тормозную единицу, снабжённую краном машиниста, манометрами, приспособлением для регулировки величины выхода штока поршня тормозного цилиндра. Изображённый стол позволяет одновременно устанавливать на нём два воздухораспределителя, например Матросова и какой-либо другой — Казанцева или Вестингауза. При испытании одного из них другой отключается кранами.

При испытании воздухораспределителей определяются следующие величины: время зарядки запасного резервуара от нуля до 5 *ат*, время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до давления 3,5 *ат* как при полном, так и при экстренном торможении. Проверяется степень чувствительности и нечувствительности, для чего создаются соответственные темпы падения давления в магистрали посредством особых выпускных краников при отъединённом кране машиниста. Определяется время отпуска тормоза. Все эти испытания могут быть повторены при разных величинах выхода штока тормозного цилиндра.

Указанные измерения производятся посредством манометров и секундомеров или они могут быть записаны на ленте специального самопишущего индикаторного прибора, приключённого к определённым точкам испытательного стола при помощи резиновых трубок, как показано на фиг. 123.

б) Групповые стационарные испытания тормозов

Под стационарными испытаниями подразумевается испытание тормозов в поездах на стоянке или же на особой групповой станции (фиг. 124).

Она представляет собой батарею, состоящую из стольких рядов согнутых овалом труб, сколько вагонов в поезде, при этом длина каждой 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 поршней тормозных цилиндров во время торможения (или их уход в цилиндры) показывают порядок и последовательность работы тормоза, т. е. распространение тормозной волны.

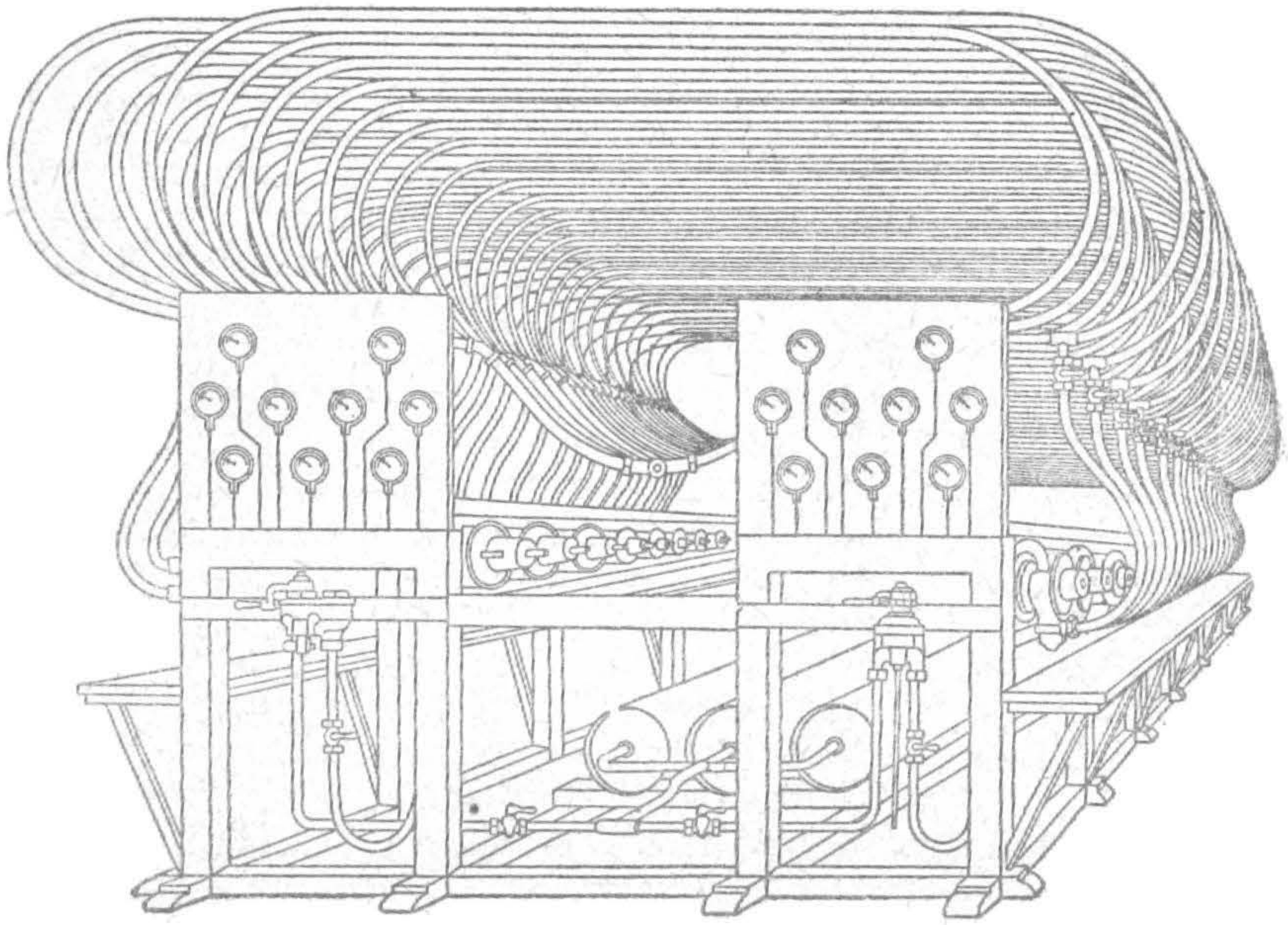
На такой станции производится тщательное и длительное изучение тормоза с целью определения его внутренних качеств или выявления недочётов; тут же вносятся коррективы, после которых снова испытывают тормоз, и т. д. Групповая станция служит также и для приёмки тормозов, выпускаемых заводом.

На обоих фронтовых концах станции имеются отводы с кранами от магистрали, тормозных цилиндров, запасных резервуаров, дополнительных камер для присоединения к ним в случае надобности резиновых рукавов от самопишущих измерительных приборов. Эти приборы и методы пользования ими описываются ниже в качестве оборудования измерительного вагона.

Такие же приборы иногда устанавливают по середине длины тормозной станции. Благодаря электрической связи самопишущих приборов с контактными часами и краном машиниста получается полная координация всех получаемых

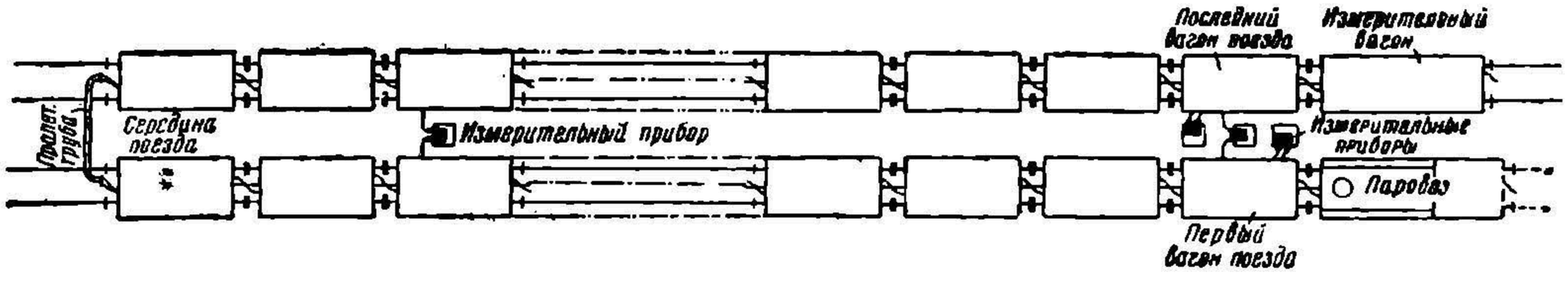
НБ УДУНТ (ДИТ)

диаграмм, которые потом разрабатываются и изучаются в отношении одновременности работы тормозных единиц в голове, в середине и в хвосте, а также в отношении отступлений от предписанных норм и расхождений ввиду различных расстояний от крана машиниста. Измеряются времена зарядки, торможения, отпуска, тормозной волны от крана машиниста до последнего хвостового тормоза и т. д., что более подробно описано ниже при описании путевых испытаний тормозов.



Фиг. 124. Групповая тормозная станция

Такие стационарные испытания можно производить не только на специальных лабораторных групповых станциях,но и на поездах во время их стоянок. При поездных испытаниях на стоянке поезд разделяется пополам и обе половины ставятся на смежных путях так, чтобы хвост поезда стал рядом с паровозом (фиг. 125), а разъединённая середина поезда снабжается пролётной магистральной трубой, чтобы получить непрерывную магистраль. Затем снаружи на междупутье или внутри вагонов устанавливаются столы с измерительными приборами



Фиг. 125. Расположение опытного поезда при стационарных испытаниях

в разных намеченных местах поезда, к ним подводят гибкие тонкие рукава от магистрали, от тормозного цилиндра, запасного резервуара и от других элементов тормоза данного вагона; затем проводится электрическая связь и делаются все испытания внутреннего состояния тормоза; отсутствуют только показатели внешней работы тормоза. Такие испытания производятся обычно предварительно перед поездными испытаниями или в промежутках между ними для всестороннего изучения пневматики тормоза.

в) Поездные или путевые испытания тормозов

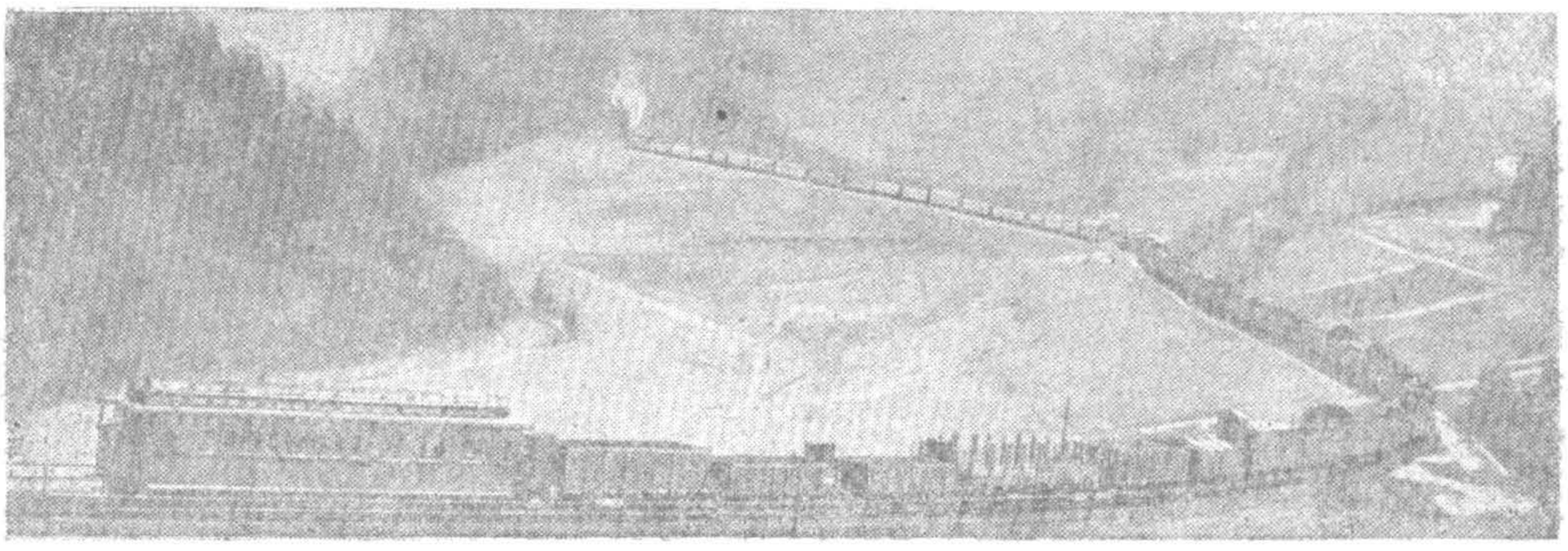
Во время испытаний определяются все свойства тормоза в пути при выполнении заданной программы в виде поддержания равномерной скорости по уклону, остановок или перехода от высшей скорости на низшую в кратчайший проме-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

жуток времени и т. д. на определённых профилях пути, при разных комбинациях расстановки тормозных и нетормозных, гружёных и порожних вагонов в поезде. В этих испытаниях также даётся тормозу окончательная оценка. Испытания тормоза производятся преимущественно на спусках.

Общий вид опытного товарного поезда с измерительным вагоном в хвосте изображён на фиг. 126.

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



Фиг. 126. Вид опытного поезда с измерительным вагоном в хвосте поезда

в виде различных характерных величин в функции времени или пути регистрируются преимущественно в конце поезда, в середине и в начале. Полученные данные приводятся к одной начальной ординате времени.

Для получения полной картины происходящих 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.

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.

НБ УДУНТ (ДИТ)

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 соответственное по числу наблюдательных точек количество измерительных приборов, связанных между собой электрической цепью для координации их действия.

Если опытный поезд снаряжён 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 они укрепляются и связываются с осью вагона для получения от неё движения, другие (регистрирующие приборы) имеют самостоятельное движение от малых моторов или часовых механизмов.

Такой измерительный вагон можно ставить в любое место поезда, причём 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, так как в этом месте при опытах можно вести самые важные наблюдения в отношении скорости прохождения воздушной и тормозной волны и действия инерционных сил в процессе торможения. Чтобы, однако, иметь возможность производить измерения и наблюдения в других местах поезда, имеются ещё, как указывалось, особые точки, так называемые наблюдательные вагоны-посты, 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 измерительными вагонами, т. е. чтобы создать единство всех одновременно производимых в поезде исследований, необходима электросвязь не только разговорная, но и для отметок, называемых марками, 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. Телефоны устроены по типу громкоговорителей.

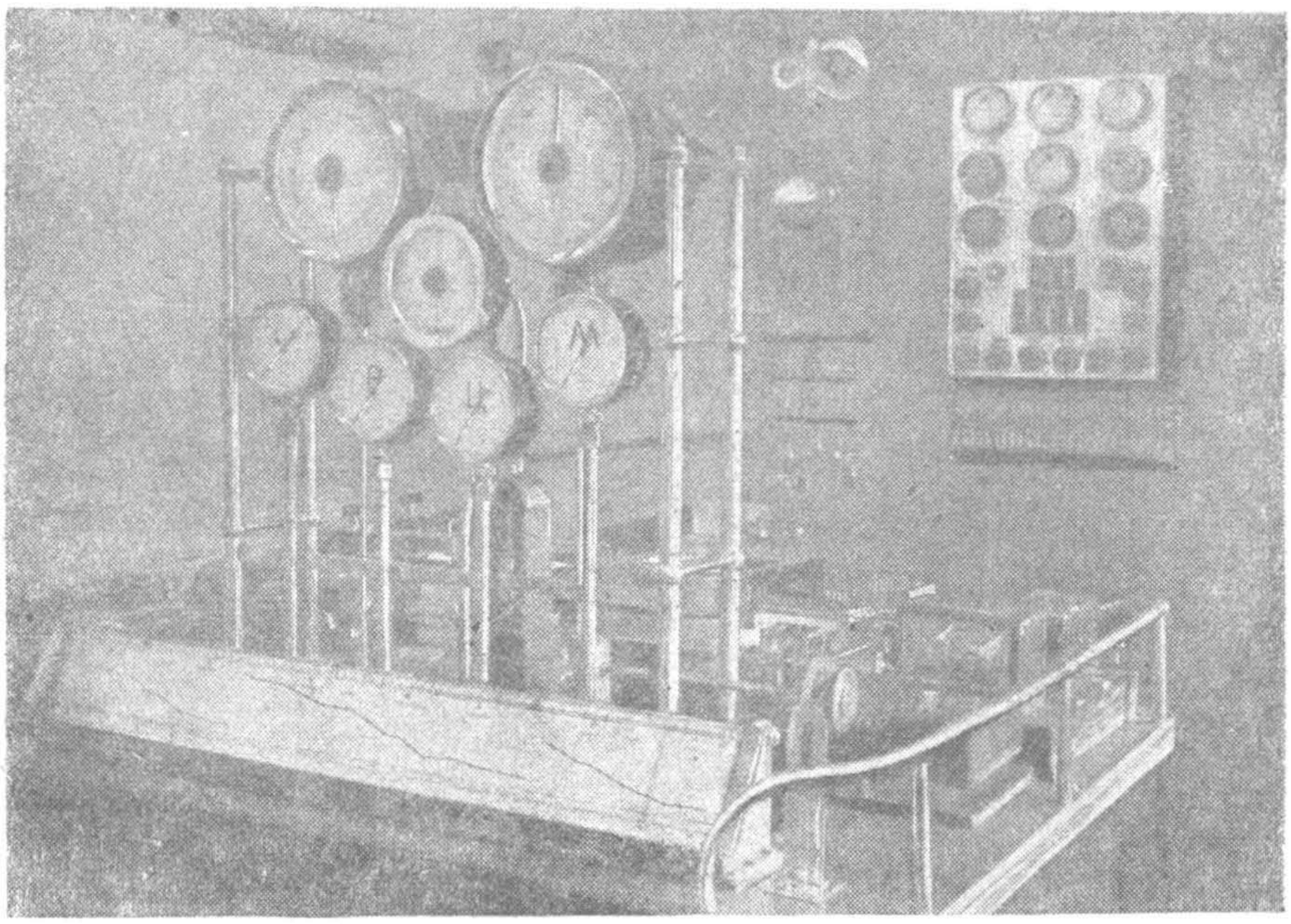
Каждое место включения имеет свою собственную батарею, которая даёт возбуждающий и микрофонный ток. Эти батареи имеют напряжение 12 *в* из расчёта на довольно большую длину кабеля. Нажатие кнопки возбуждающего тока в любом месте включения приводит в действие возбудители в остальных местах включения, 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

НБ УГУМТ (ДПТ)

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 марок времени и марок пути. Марка времени выбивается 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, а рядом марки начала или конца данного процесса и марки пути представляют особую важность, так как создаётся возможность определить длительность процесса и взаимосвязь отдельных величин между собой.



Фиг. 127. Измерительная аппаратура внутри вагона

На фиг. 127 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 механической 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.

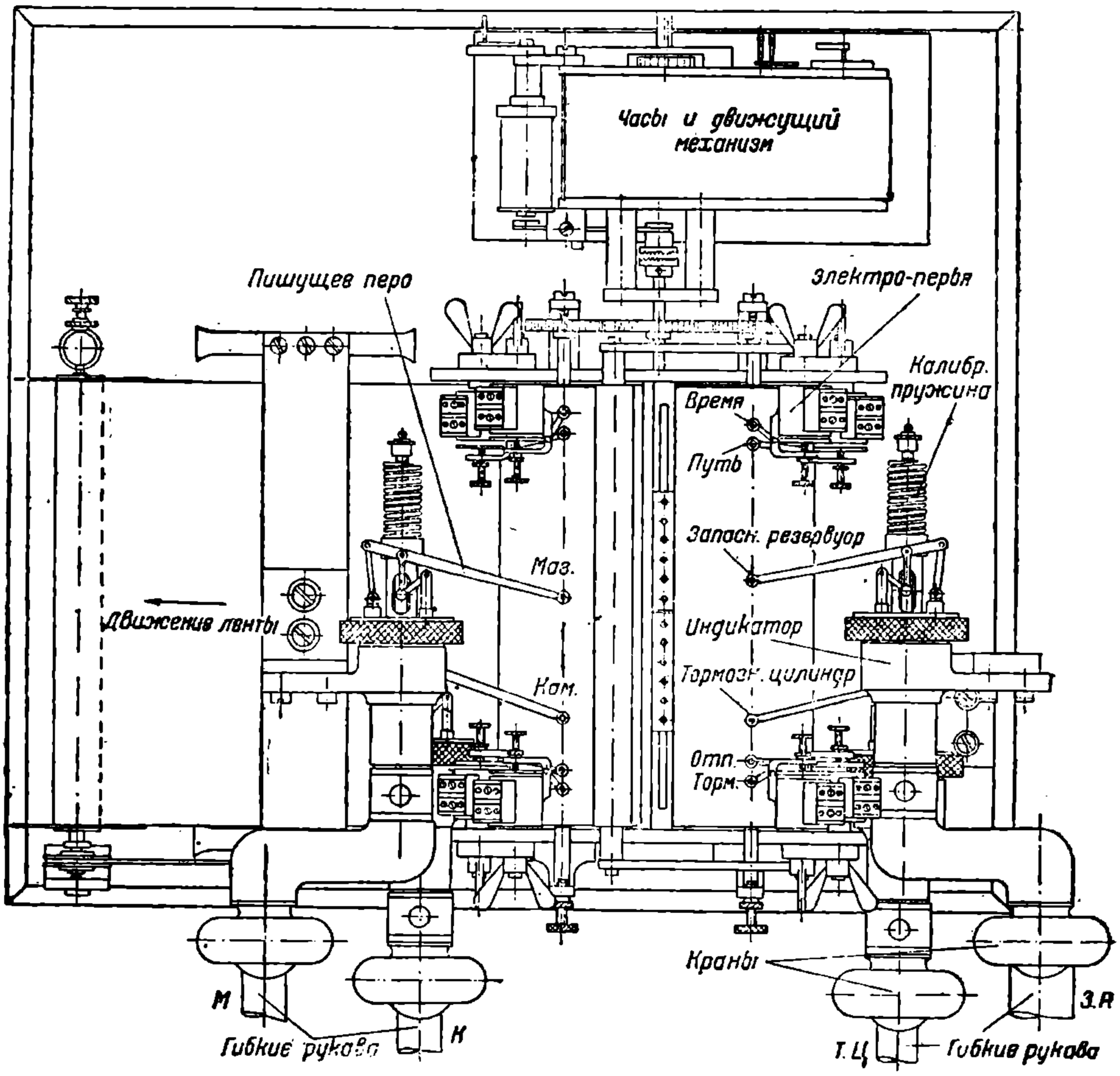
Внизу расположен путеуказатель, который позволяет в любой момент узнать или проверить, в каком месте пути на испытываемом участке находится поезд. Стрелка указателя перемещается со скоростью примерно 20 *мм* на 1 *км* пути. Под стрелкой устанавливается вычерченный в нужном масштабе профиль участка, на котором происходит испытание, и таким 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. 128 показан (вид сверху) самопишущий индикаторный прибор. Пишущие ленты в этих приборах приводятся в действие от часовых механизмов,

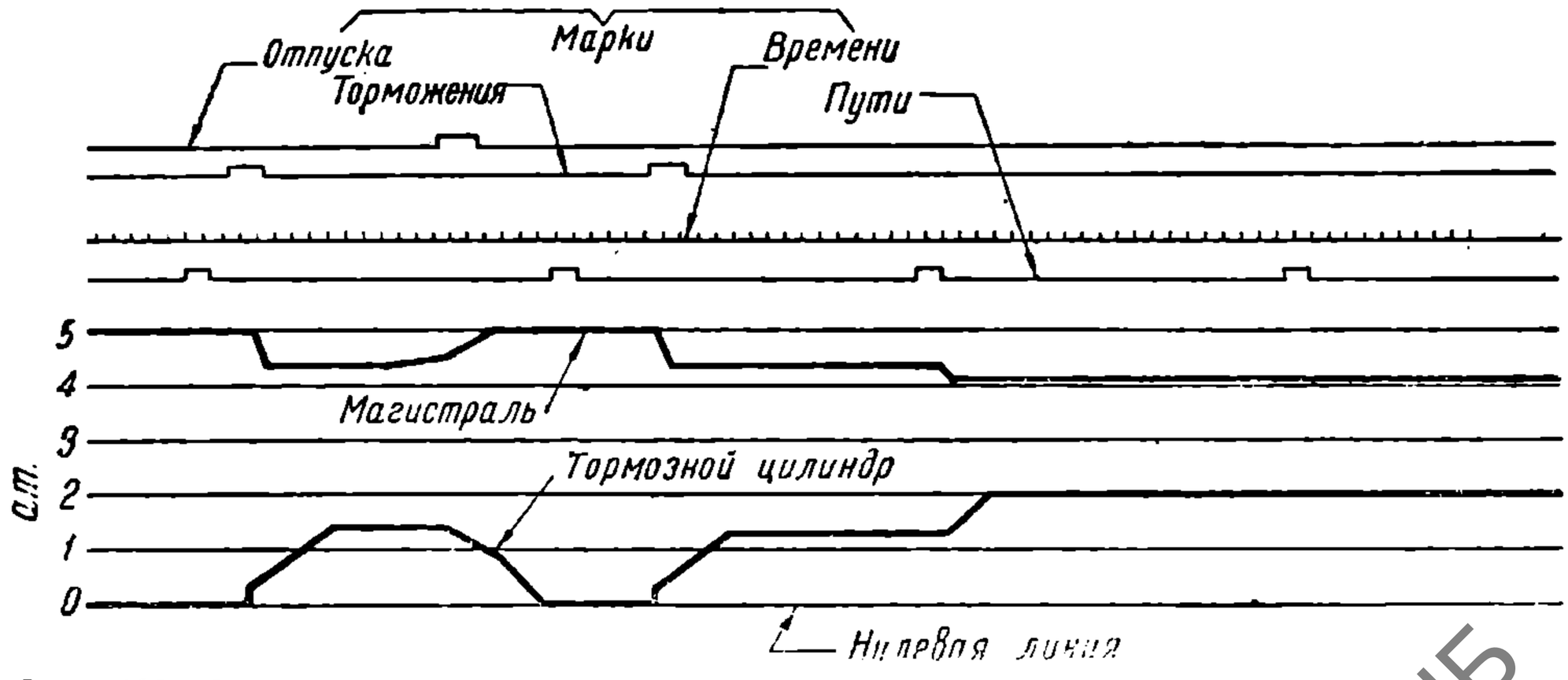
НБ УГЛУНТ (ДИТ)

составляющих принадлежности их, или от малого электромотора. На фиг. 129 показан отрезок диаграммы, полученный на одном из таких приборов.



Фиг. 128. Самопишущий индикаторный измерительный прибор (вид сверху)

Весьма важно иметь надёжно работающие приборы для определения скорости тормозной волны, для чего прежде всего необходимо определить промежуток



Фиг. 129. Отрезок диаграммы, записанной самопишущим измерительным прибором

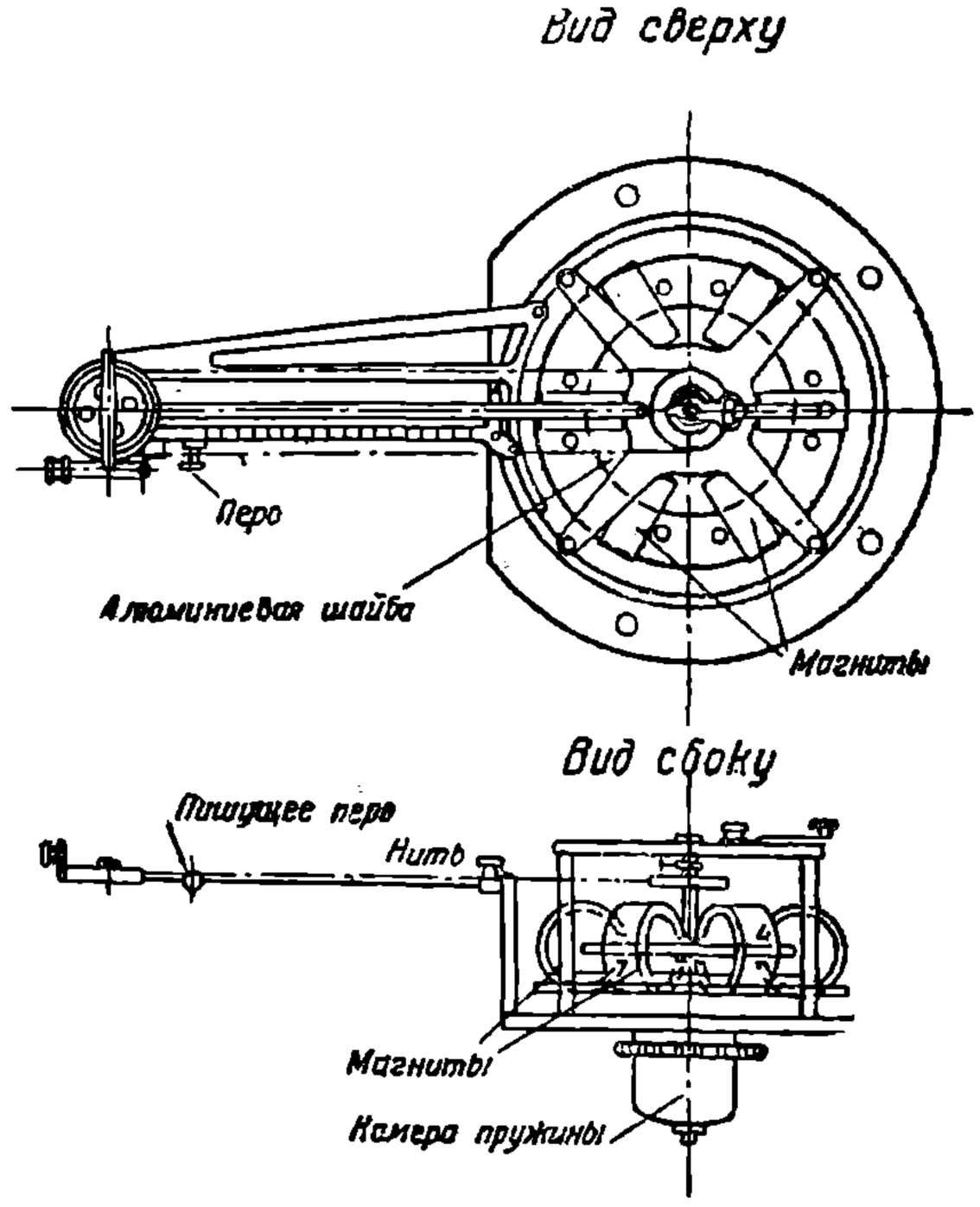
времени, в течение которого передаётся тормозное действие от паровоза до места измерения. Для этой цели имеются стоп-часы с быстро движущейся секундной

НБ УГУМТ (ДИТ)

стрелкой, циферблат которых разделён на доли секунды (0,02 сек.). Эти часы пускаются в действие электрическим путём 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.

Для определения скорости поезда применяется скоростемер, или тахограф, системы Дойта, приспособленный для непрерывной записи скоростей. Принцип действия этоог прибора основан на взаимодействии силового магнитного поля (фиг. 130). Алюминиевая 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 неё 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 полюсу с другой, увлекает алюминиевую шайбу, которая отклоняется от нулевого положения, преодолевая силу спиральной пружины тем больше, чем быстрее скорость. Посредством желобчатого колёсика и лёгкой нити повороты оси алюминиевой шайбы передаются перу, двигающемуся поперёк ленты, которая получает поступательное движение от моторчика. Этот скоростемер снабжён также четырьмя электроперьями: для марок времени и для отметки начала торможения, отпуска и длины пути.



Фиг. 130. Самопишущий скоростемер Дойта

Для определения тормозного пути имеется упомянутый уже выше особый измерительный прибор с круглым циферблатом. Стрелка, указывающая пройденный путь, приводится в действие от оси вагона, начиная с момента её включения: 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 реакции и величины замедлений при торможении. Для этой цели применяется баллистический измеритель в виде тяжёлого груза на роликовых каточках, который для своего перемещения требует силы лишь в несколько граммов (фиг. 131). Эта масса упирается своим отростком в расположенную над ней пружину. При толчках или замедлениях поезда пружина сжимается, либо растягивается в зависимости от направления движения. С грузом связан стержень с пером, записывающий на ленте отклонения.

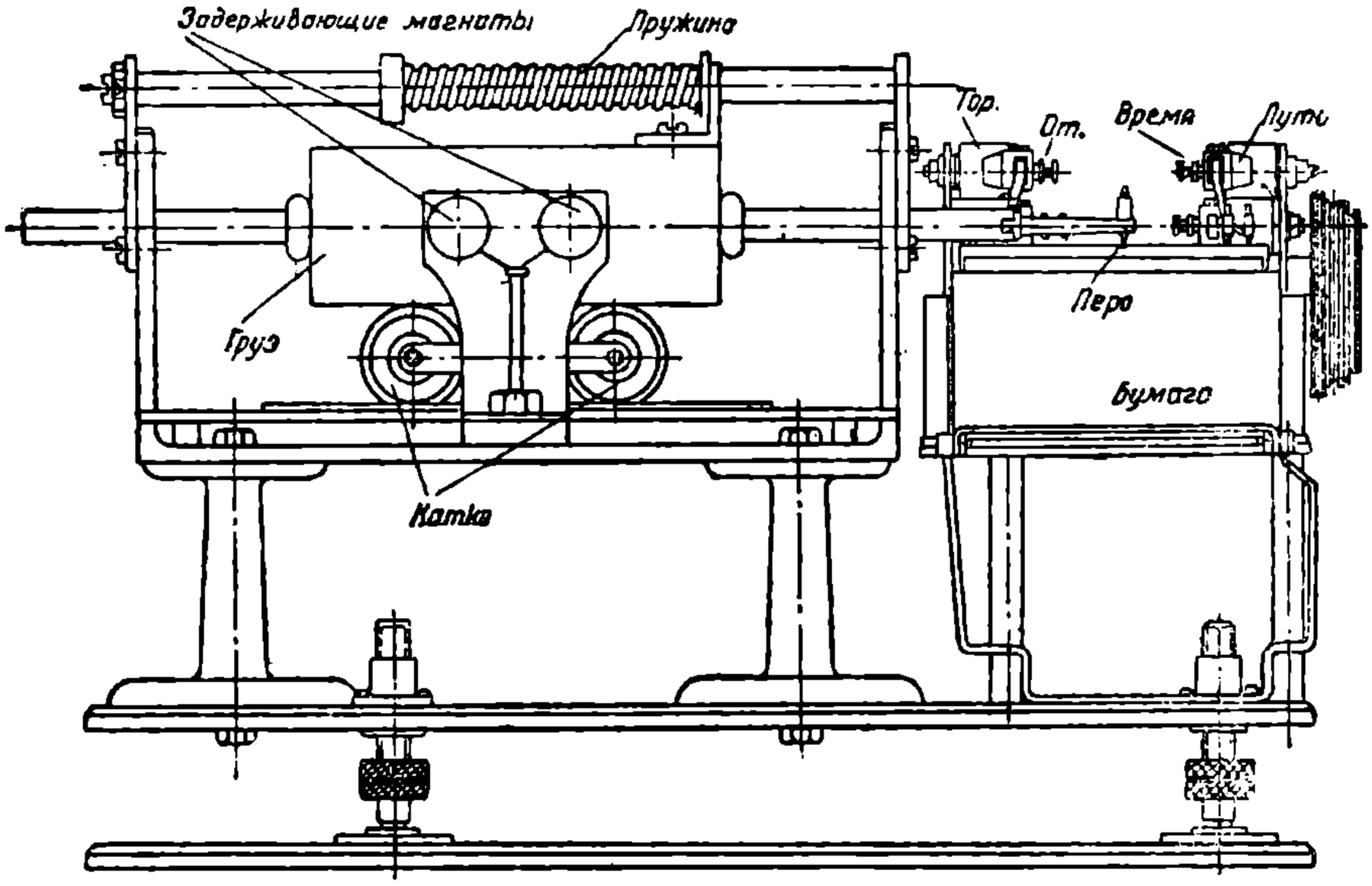
Груз до торможения удерживается нажимом электромагнита, ток которого прерывается действием тормозной марки.

Для определения силы толчков применяется также приспособление, состоящее из ряда ячеек (всех 10 пар) с наклонными донышками, на которых лежат

НБ УДУНТ (ДИТ)

стальные шарики, причём угол наклона в каждой следующей ячейке больше угла предыдущей (фиг. 132). 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.

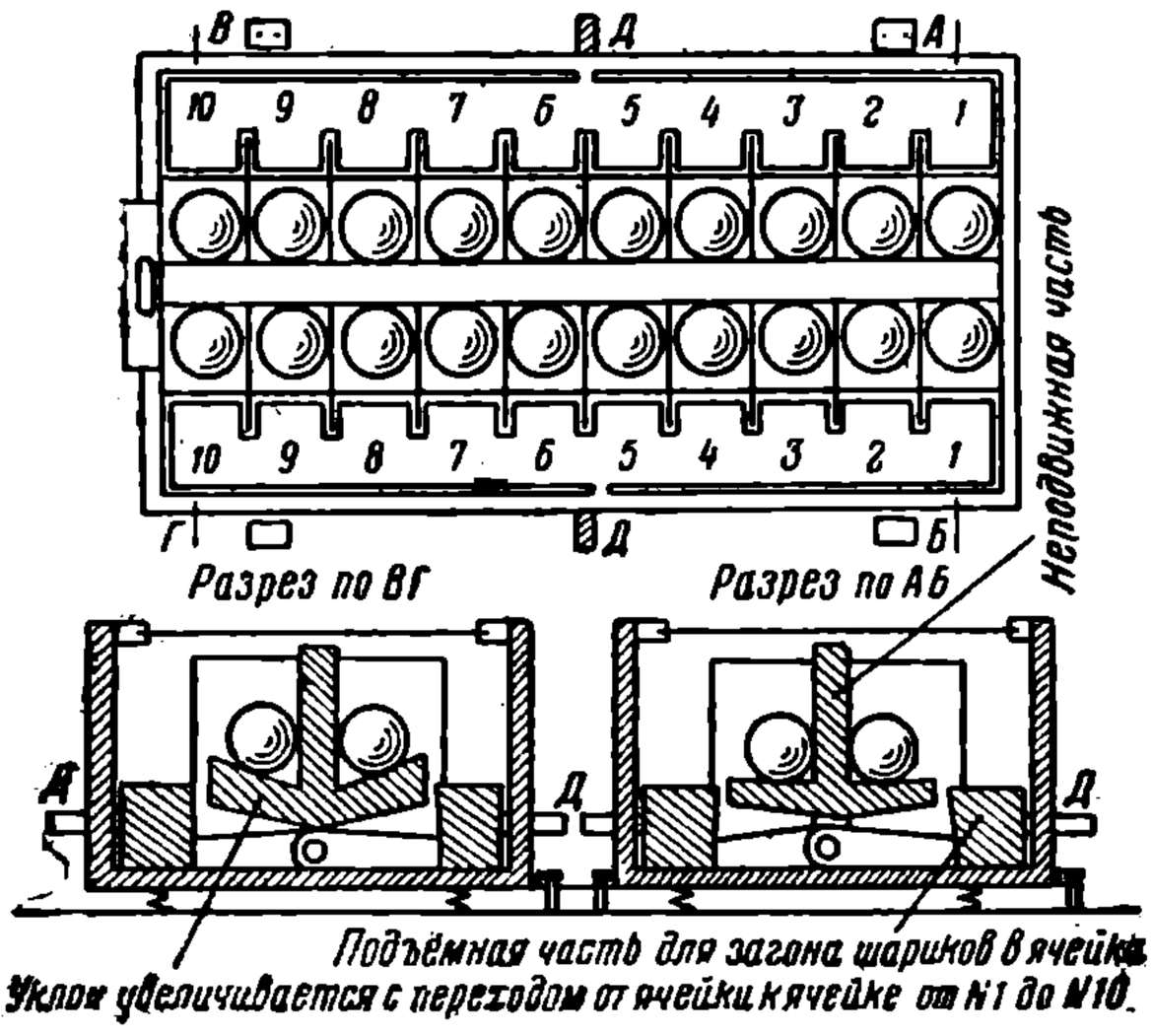
Каждый шарик может выкатиться из своей ячейки лишь при определённой величине ускорения ящика относительно шарика, что соответствует определён-



Фиг. 131. Измеритель толчков

ной силе на единицу веса, чтобы преодолеть составляющую силы тяжести на наклонной плоскости.

Исходя из этого расчёта, в стандартном шариковом приборе, применяемом в измерительном вагоне ЦНИИ, выпадающее число шариков соответствует следующим реакциям, отнесённым к тонне веса вагона (табл. 30).



Фиг. 132. Шариковый измеритель толчков

Таблица 30

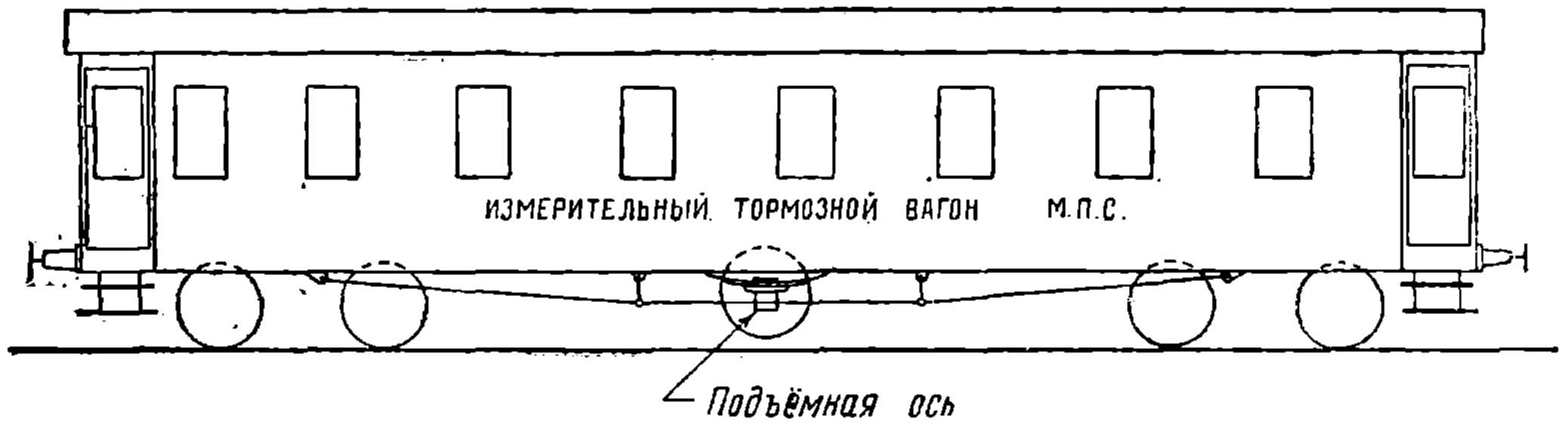
Число выпавших шариков	Реакция в кг/т	Число выпавших шариков	Реакция в кг/т
1	50	6	200
2	60	7	300
3	80	8	400
4	100	9	600
5	150	10	800

Выпадение шести шариков из прибора ещё допустимо, а восьми шариков в пассажирских поездах характеризует чрезвычайно сильный толчок. Для измерения толчков и оттяжек в товарных поездах, оборудованных сплошь автосцепкой, допускающей реакции в три и четыре раза больше, чем ручная стяжка, указанные приборы не вполне характеризуют силу толчка. В этих случаях необходимо применять специальные динамометры, которые ставятся между сцепками. Они должны регистрировать максимальную силу, которая на опытах

НТБ УрГУПС (ДИИТ)

в виде исключения при утяжелённых условиях может доходить до 400 *m*, т. е. почти до разрывного усилия автосцепки или даже самого вагона.

Для помещения всей описанной измерительной аппаратуры в распоряжении Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ЦНИИ) имеется специальный измерительный вагон, изображённый схематически на фиг. 133. Этот вагон имеет кроме четырёх поддерживающих осей тележек ещё посредине пятую ось, подъёмную, которая опускается при помощи электромотора изнутри вагона во время испытания тормозов. От неё идут пере-



Фиг. 133. Схема измерительного тормозного вагона ЦНИИ

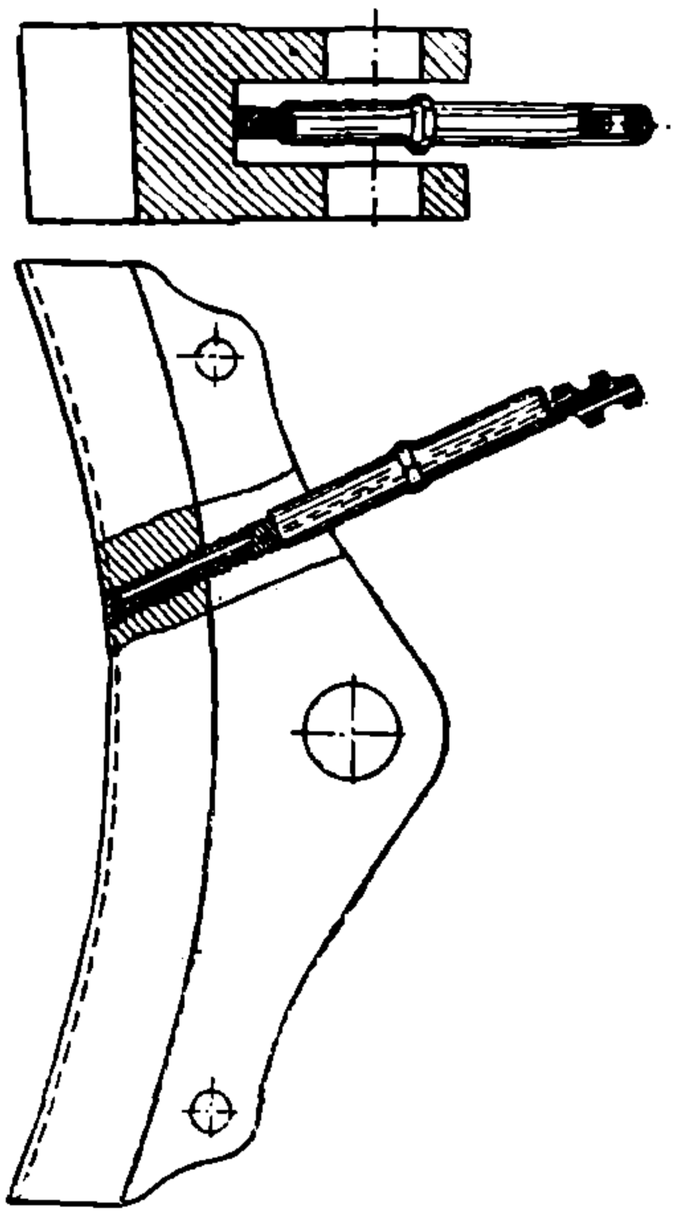
дачи к измерительным приборам. Такая ось должна быть нетормозной, чтобы она без проскальзывания передавала скорость вращения и величину пройденного пути регистрирующим приборам.

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

Для измерения температуры нагрева колодок применяется термоэлемент (фиг. 134).

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

Разработка диаграмм состоит в том, что с лент они переносятся на миллиметровую бумагу так, чтобы марки для каждого отдельного опыта торможения и отпуска были совмещены, а затем, исходя из этих марок, строятся кривые давлений воздуха в магистрали, в тормозных цилиндрах, в запасных резервуарах и в дополнительных камерах двух или трёх выбранных точек в поезде, где находились во время опытов наблюдательные посты и снимались диаграммы. Поскольку все марки и секунды на лентах отмечены электроперьями, т. е. одновременно, то получается полная увязка всех кривых и возможность сравнивать данные, определять величину и характер расхождения в работе тормозов в зависимости от расстояния их в поезде от крана машиниста и выяснить, как это расстояние влияет на характер кривых.



Фиг. 134. Тормозная колодка с термопарой

Затем разрабатываются кривые скоростей поезда, подсчитывается среднее число выпавших шариков из аппарата. Относя все эти измерения к тем же начальным ординатам, которые послужили для построения кривых давлений воздуха, можно всегда найти для каждого интересующего нас момента все данные для определения причин и следствий того или иного ненормального явления и выявить количественную его зависимость.

Точность и степень вероятности полученных данных зависят от числа повторений одного и того же опыта в идентичных условиях. Некоторые опыты могут

НБ УДУНТ (ДПТ)

оказаться неудачными или слишком резко отличающимися от всех прочих данного вида и, как правило, не учитываются. Оставшиеся номера в количестве нескольких десятков, а иногда и сотен служат для получения средних величин.

Чтобы получить более контрастную характеристику работы испытываемого тормоза или отчётливее выявить влияние на него каких-либо условий, составляют такую программу опытов, которая резко утяжеляет условия работы тормоза, и он тогда более проявляет свои слабые стороны.

Такими утяжеляющими условиями могут быть, например, следующие: неравномерность в расстановке гружёных и негружёных вагонов или тормозных и пролётных групп вагонов; торможение поезда во время его разгона стоп-краном, торможение на ломаном профиле и др.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТОРМОЗНЫХ ПРИБОРОВ

§ 39. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

а) Различного рода уплотнения поршней

В тормозных приборах поршни и диафрагмы служат для того, чтобы производить перемещения золотников или клапанов. Иногда самый диск диафрагмы или поршня является клапаном или, будучи снабжён стержневым отростком, играет роль клапана.

Перемещение поршня или диафрагмы производится под действием либо разности давлений воздуха с одной и другой стороны его, либо разности — с одной стороны давления воздуха и с другой силы пружины.

В случаях, когда в обеих камерах нормально должен находиться сжатый воздух равного давления и лишь для приведения прибора в действие необходимо кратковременное уменьшение давления с одной стороны поршня, например, в течение не более 10 сек., после чего восстанавливается равенство давлений, тогда достаточно применять на поршне металлическое уплотнительное кольцо с простым косым замком впритык или с комбинированным (фигурным) американским замком.

Такое кольцевое уплотнение наиболее практично, долговечно и обладает постоянством сопротивления.

Но если поршень должен находиться под разностью давлений воздуха в течение более продолжительного времени, например, от 2 до 10 мин. и выше, то в этих случаях уплотняющее металлическое кольцо уже не гарантирует достаточной герметичности и может быть причиной большого расхода воздуха, а следовательно, вызвать нарушение правильного действия прибора. Именно поэтому в этих случаях ставится поршень с манжетным уплотнением, кожаным или резиновым.

Наконец, когда поршень постоянно находится под действием разности давлений, то и манжетное уплотнение не является вполне надёжным, притом оно обладает довольно большим сопротивлением. Тогда ставятся гибкие диафрагмы, металлические, из нержавеющей стали или бронзовые толщиной 0,15 *мм* одинарные или двойные, а для больших диаметров и перемещений — резиновые плоские или чулочные, допускающие значительные передвижения подобно поршню и сильфоны, боковые стенки которых гофрированы и образуют мехи.

В редких случаях, когда расход воздуха через неплотности поршня не является существенным, то поршень можно даже не снабжать уплотнением, ограничиваясь притиранием его.

б) Вывод формул для определения рабочих площадей диафрагмы

Возникает вопрос, как определить активную или рабочую площадь диафрагмы ввиду того, что на периферии она зажата неподвижно в корпусе и передаёт ему часть давления воздуха в виде пассивной силы.

НБ УДУНТ (ДНТ)

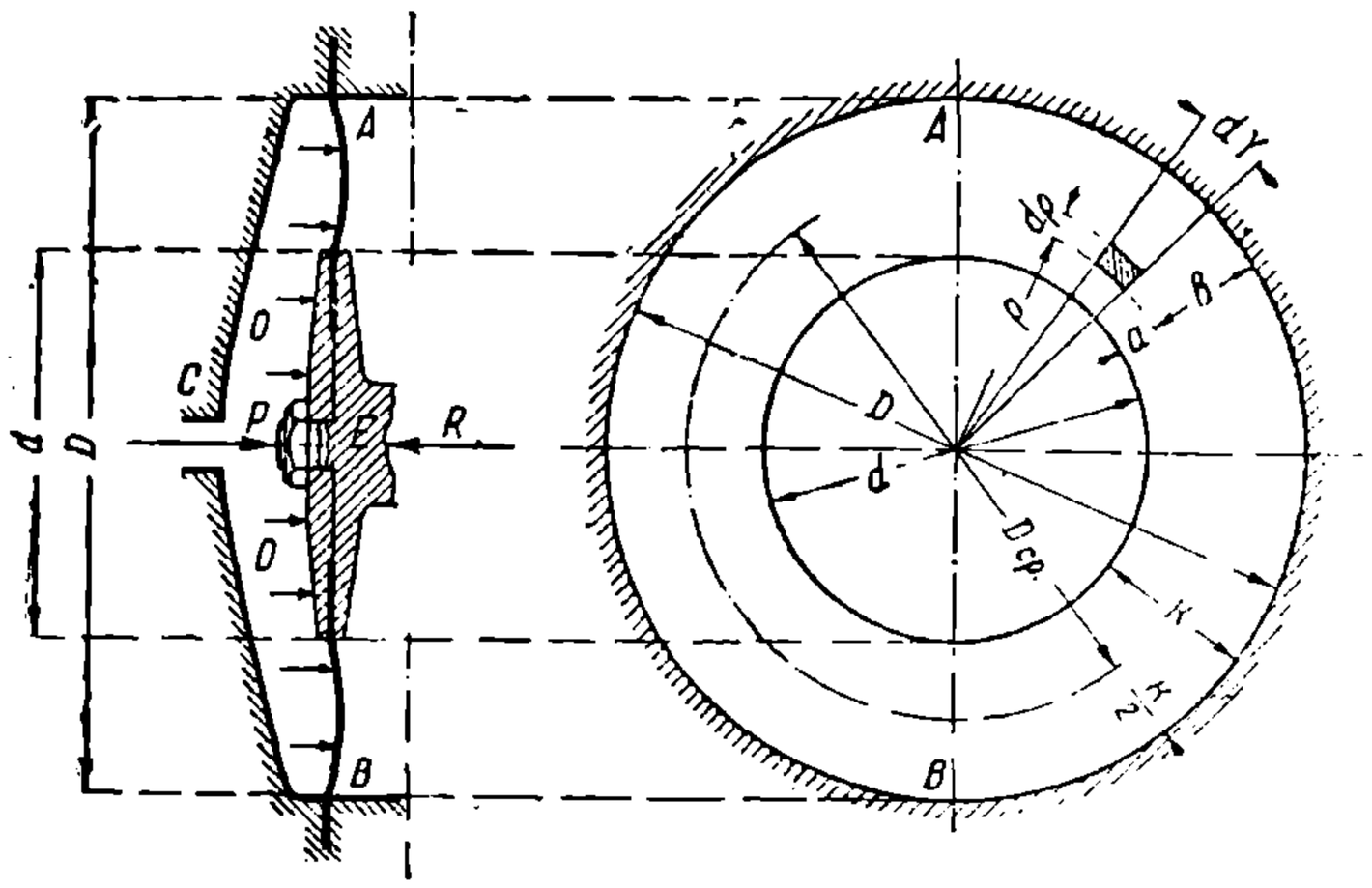
Диафрагма обычно состоит из гибкой круглой пластины AB (фиг. 135), зажатой неподвижно на краях и схваченной посредине с обеих сторон металлическими шайбами. Таким образом, получается жёсткий центр, окружённый гибким поясом.

Пусть на диафрагму AB слева действует давление воздуха p атмосфер, поступающего в камеру O через канал C. При этом жёсткий 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 её выразить через диаметры D и d контуров гибкого пояса диафрагмы или, иначе говоря, через диаметр D всей диафрагмы и диаметр d жёсткого центра.

Найдём сначала силу $P = p\,\omega$.



Фиг. 135. К выводу формул, определяющих величину рабочей площади гибкой диафрагмы

Сила $p\,\omega$ складывается из полной величины давления воздуха на жёсткую центральную часть шайбы и величины того же давления на некоторую часть площади гибкого пояса диафрагмы (остальная часть этого пояса передаёт 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 $\omega_1 = \frac{\pi d^2}{4}$; ω_2 — некоторая часть кольцевой гибкой площади диафрагмы.

Величину ω_1 легко определить, если задан диаметр d жёсткой 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 $d\,\gamma$ (фиг. 135). Площадь этой элементарной площадки равна $\rho\,d\,\gamma\,d\,\rho$, а сила, получаемая в результате давления воздуха, равна $\rho\,pd\,\gamma\,d\,\rho$. Площадка взята в произвольном месте, поэтому сила давления воздуха на неё распределится относительно контура центральной шайбы E и контура внешнего зажима обратно пропорционально расстояниям a и b, показанным на чертеже. Из чертежа видно, что:

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

НБ УДУНТ (ДІІТ)

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

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

или

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

Для того чтобы получить величину всего давления, передаваемого гибким поясом диафрагмы на центральную жёсткую 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 взятия их по переменным γ и ρ, имеющим в подинтегральном выражении свои диференциалы, и распространить их на всю площадь гибкого пояса. Решая их, получаем:

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

или

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

Полное давление, передаваемое диафрагмой на центр, равно:

$$P_1 + P_2,$$

где

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

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

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

а после сокращений:

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

или

$$\omega = 0{,}262\,(D^2+Dd+d^2). \qquad \text{(1)}$$

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

На практике могут быть два крайних случая:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

1) Когда вся поверхность диафрагмы покрыта жёсткой шайбой, т. е. $d \approx D$, то рабочая площадь диафрагмы, передающая давление воздуха p на пружину (фиг. 136), будет равной:

$$\omega = 0{,}78\, D^2$$

или

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4}.$$

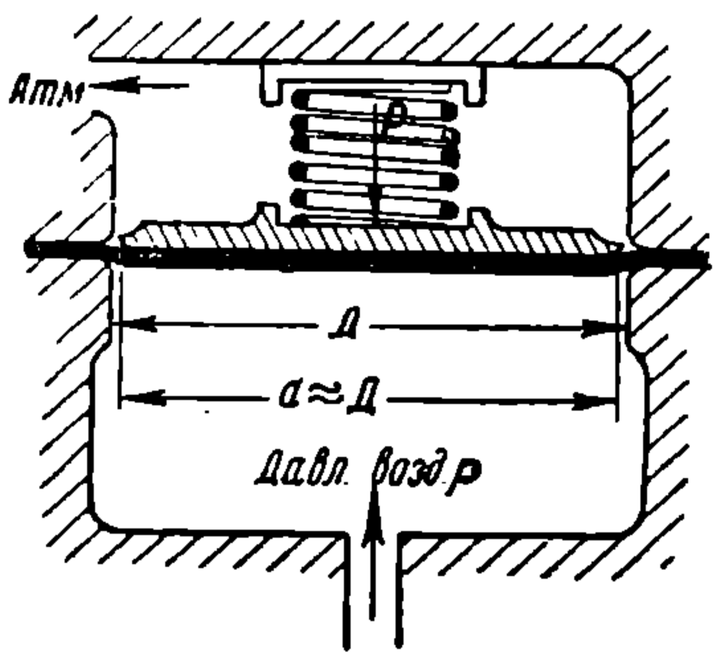
Следовательно, в этом случае диафрагма превращается в поршень с ограниченным ходом.

2) Наоборот, предположим, что гибкая диафрагма совсем не имеет жёсткого центра, т. е. $d \approx 0$.

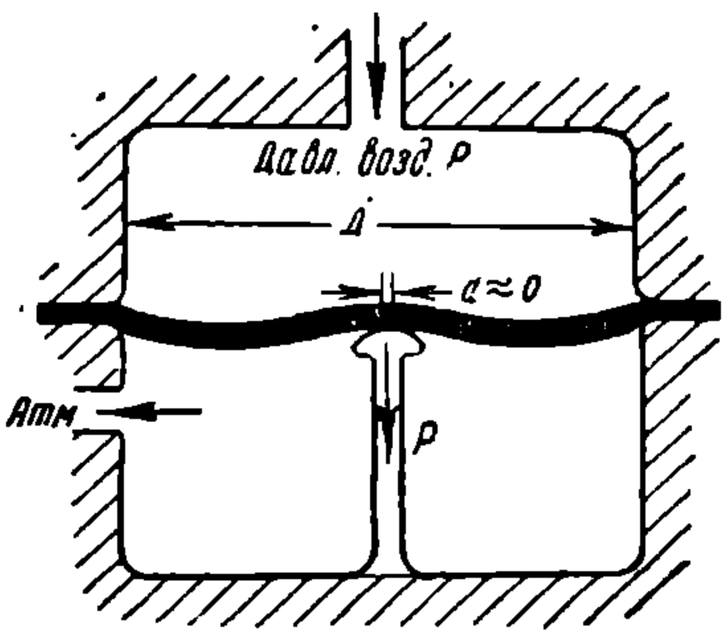
Подставляя в формулу (1) вместо d нуль, получаем

$$\omega = 0{,}262\, D^2,$$

что составляет одну треть от $\frac{\pi D^2}{4}$, т. е. чистая диафрагма может передавать давление воздуха p на опорную реакцию только одной третью своей площади, как это показано на фиг. 137.



Фиг. 136. Диафрагма, у которой диаметр жёсткого центра равен диаметру d самой диафрагмы



Фиг. 137. Диафрагма, у которой диаметр жёсткого центра равен нулю

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

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

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

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

Для первого случая имеем:

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

или

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

и для второго случая аналогично:

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

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

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

НБ УДУНТ (ДІІТ)

или

$$d = D - 2k.$$

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

$$3D^2 - 6Dk + 4k^2 - \frac{12}{\pi}\omega = 0$$

или

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

Решая это квадратное уравнение, получаем

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

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

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

имеем:

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

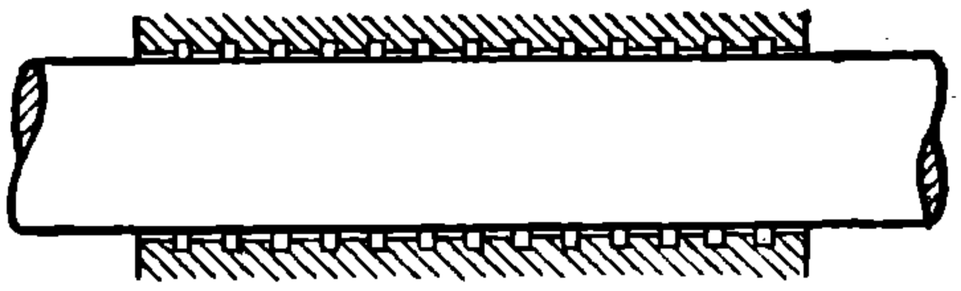
Складывая выражения (4) и (5) и деля пополам, получаем величину среднего диаметра гибкого пояса

$$D_{ср} = \frac{D+d}{2} = \sqrt{\frac{4}{\pi}\omega - \frac{1}{3}k^2}. \qquad (6)$$

в) Лабиринтовые или безнабивочные уплотнения

Лабиринтовым называется такое уплотнение, которое создаёт задержку расхода воздуха по стержню или плунжеру, т. е. удлинённому поршню, посредством нарезанных замкнутых канавок на стенках втулки или стержня (фиг. 138).

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.



Фиг. 138. Образец лабиринтовой втулки со стержнем

В основу теории лабиринтового уплотнения принимается условие наличия течения воздуха по узким щелям и лабиринтам, понимая под последним искусственно сделанные углубления на пути движения воздуха. Обычно углубления для простоты производства 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 введём обозначения:

δ — зазор между втулкой и стержнем;
l_1 — длина щели между двумя канавками;
l_2 — длина канавки по направлению образующей цилиндры;
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 своём движении по лабиринту быстро терял своё

НБ УДУНТ (ДИТ)

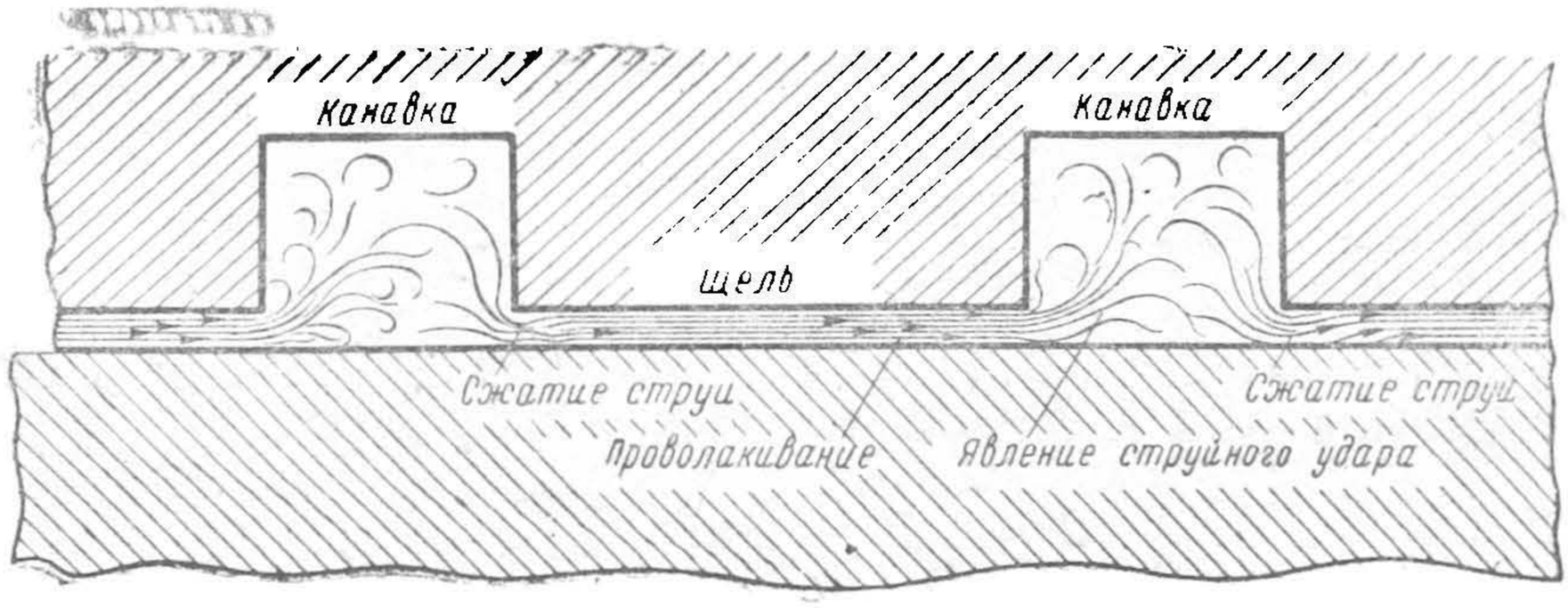
давление на преодоление разных сопротивлений. Источниками этих сопротивлений могут быть следующие:

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.



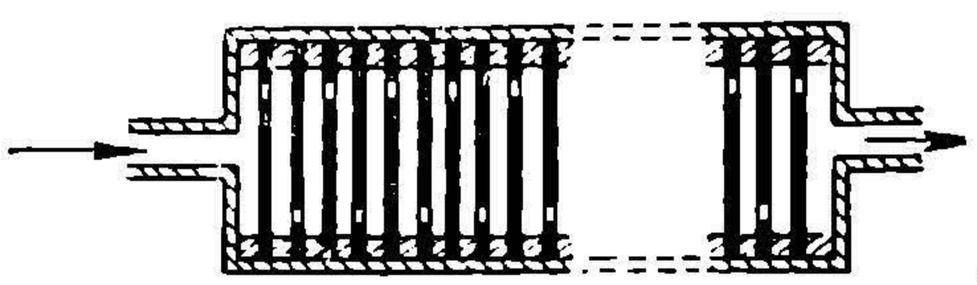
Фиг. 139. Схема просачивания воздуха через лабиринтовое уплотнение

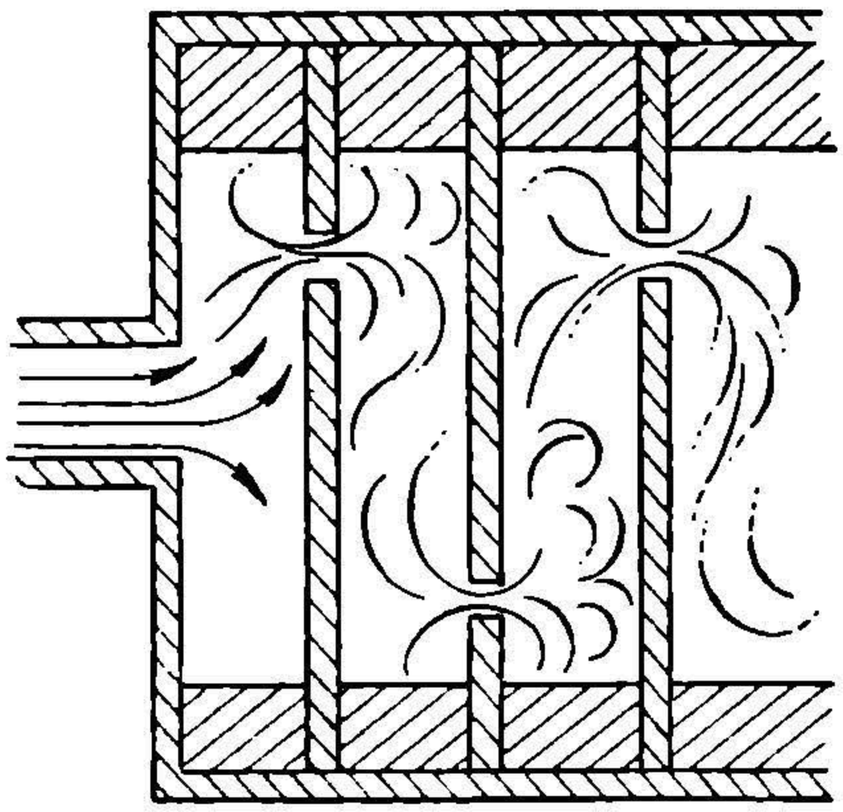
Следовательно, устройство лабиринта должно быть таково, чтобы эти четыре фактора могли проявиться в наибольшей степени. На фиг. 139 и 140 показано, как происходит торможение движению воздуха в этих случаях.

Рассмотрим один элемент лабиринта, т. е. одну щель между двумя канавками (фиг. 139).

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 идёт на преодоление сопротивлений и на поддержание при наличии этих сопротивлений скорости до конца щели.





Фиг. 140. Схема прохода воздуха через реостат

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:

$$2\pi D dx. \qquad \text{(в)}$$

Силу трения воздуха, отнесённую к единице площади, назовём буквой R, а работу трения для 1 *кг* воздуха — буквой L; вес воздуха dq, находящегося в щели на длине dx, будет

$$dq = \gamma\delta\pi D dx, \qquad \text{(г)}$$

где $\delta\pi Ddx$—объём этого воздуха, а γ—плотность его. Работа воздуха весом dq на всей длине щели l_1 будет равна произведению силы трения R на величину, определяемую выражением (в), и на длину пути, т. е. на длину щели l_1

$$dL = 2\pi D dx R l_1.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя же сюда вместо dx его значение из (г), 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

$$L = \int_{q=0}^{q=1} \frac{2Rl_1}{\gamma\delta}\,dq = 2\,\frac{Rl_1}{\gamma\delta} \qquad (д)$$

Величина R — сопротивление движению, отнесённое к площади 1 $м^2$, нами уже рассматривалась в § 30, где было выяснено, что она пропорциональна некоторому коэфициенту трения ξ, скорости u и обратно пропорциональна расстоянию между поверхностями щели (см. выражение (17) § 30, которое для единицы площади надо разделить на площадь ω). Следовательно,

$$R = \xi\,\frac{u}{\delta}.$$

Подставляя это выражение R в выражение (д), получаем:

$$L = 2\,\xi\,\frac{u}{\gamma}\,\frac{l_1}{\delta^2}. \qquad (е)$$

Эта работа будет произведена за счёт падения давления воздуха от p_1 до p_2 при протекании его по щели лабиринта. Она для 1 *кг* воздуха, имеющего удельный объём 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 (е), и замечая, что удельный объём v равен обратной величине плотности $\frac{1}{\gamma}$, после сокращений имеем:

$$p_1 - p_2 = 2\,\xi\,\frac{u}{\delta^2}\,l_1.$$

Заменяя 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

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2 = 2\,\xi\,\frac{G_{сек}\,l_1}{\delta^3\,\pi\,D\,\gamma}.$$

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

$$\Delta p_1\,\gamma = 2\,\xi\,\frac{G_{сек}\,l_1}{\delta^3\pi D} = \text{const}. \qquad (ж)$$

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

УДУНТ НБ (ДПТ)

кривая падения давления с переходом от одного элемента лабиринта к другому по направлению движения воздуха представляет собой гиперболу (фиг. 141).

Таким образом, по мере приближения текущего по лабиринту воздуха к выходу давление его быстро уменьшается. Кроме того, из выражения (ж) 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.

Уравнение (ж) относится к любому участку лабиринтового уплотнения на длине щелей между канавками. Переходя в этом уравнении от конечной длины щели l к бесконечно малому элементу dl, можем написать

$$dp\gamma = 2\xi \frac{G_{сек}\, dl}{\delta^3 \pi D}. \qquad (з)$$

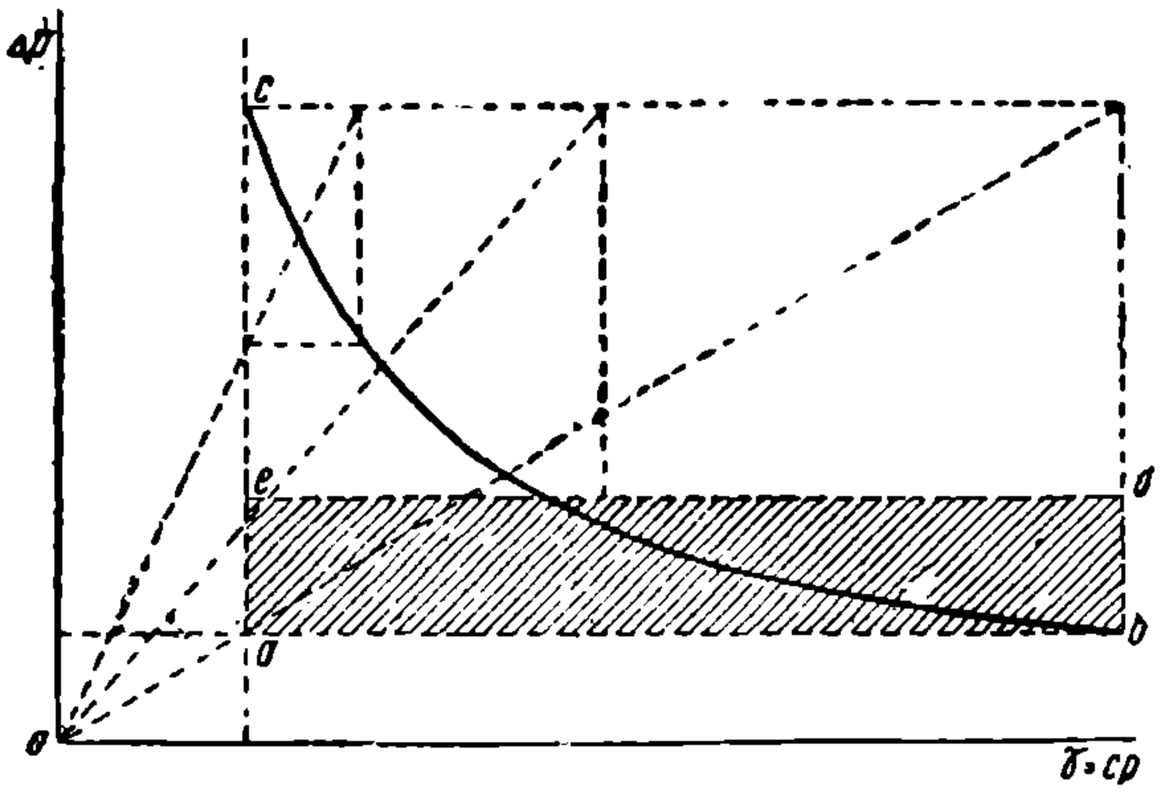
Ввиду малой толщины слоя воздуха, движущегося в щели, принимаем температуру его постоянной по всей длине уплотнения. Тогда плотность воздуха можно считать пропорциональной его давлению p

$$\gamma = ap.$$

Вводя это значение в уравнение (3), мы можем его интегрировать

$$a \int_{p_1}^{p_2} p\,dp = \frac{2G\xi}{\delta^3 \pi D} \int_0^{l'} dl$$

$$\frac{a}{2}\left(p_2^2 - p_1^2\right) = \frac{2G\xi l'}{\delta^2 \pi D},$$



Фиг. 141. Гипербола падения давления воздуха, откуда весовой расход воздуха проходящего через узкую щель

$$G_{сек} = \frac{a\left(p_2^2 - p_1^2\right)\delta^3 \pi D}{4\xi l'}. \qquad (и)$$

Здесь p_1 и p_2 — давления воздуха с одного и другого конца уплотнения, l' длина уплотнения за вычетом канавок.

Выделим известные нам постоянные

$$\frac{a\pi}{4\xi}. \qquad (к)$$

Величина a—это коэфициент пропорциональности между удельным весом и давлением

$$\gamma = ap.$$

Для воздуха при одной атмосфере давления γ 1,2 *кг/м*³. Беря p в метрических атмосферах, имеем

$$1{,}2 = 10\,000\, a,$$

откуда

$$a = 0{,}00012.$$

Величина ξ представляет собой коэфициент трения воздуха о поверхность щели. Этот коэфициент 0,0012.

Подставляя эти цифры в (к), получаем

$$\frac{a\pi}{4\xi} = \frac{0{,}00012 \cdot {,}314}{4 \cdot 0{,}00012} \approx 0{,}08.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Поэтому расход воздуха по (и)

$$G_{сек} = 0{,}08 \frac{(p_2^2 - p_1^2)\,\delta^3 D}{l'}. \qquad (л)$$

Струя воздуха, переходя из канавки в следующую щель, у входа получает сжатие (фиг. 139). Само по себе это явление нельзя рассматривать как сопротивление, оно представляет собой просто некоторое сокращение живого сечения струи, что, между прочим, создаёт 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 коэфициента 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.

Действительно, если представить себе всё уплотнение гладкостенным, через которое расход воздуха равен G_0, то, нарезав на нём одну канавку, получим уменьшение расхода:

$$G_1 = \mu G_0.$$

Если затем добавим ещё одну канавку, то получившийся расход G_1 надо снова помножить на μ, чтобы получить действительный расход для всего уплотнения, состоящего уже из трёх 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

$$G = \mu^n G_0. \qquad (7)$$

Отсюда следует, что чем больше канавок, тем совершеннее лабиринтовое уплотнение; ввиду этого канавки надо делать узкими и близко отстоящими друг от друга.

Применяя этот закон к определению расхода воздуха по (л), получаем окончательную формулу, определяющую неизбежный расход воздуха через лабиринтовое уплотнение

$$G_{сек} = 0{,}08 \frac{\mu^n (p_2^2 - p_1^2)\delta^3 D}{l'} \ (кг/сек), \qquad (7')$$

здесь:

μ — коэфициент сжатия струи (0,95);
n — число лабиринтовых канавок;
p_1 — давление воздуха с напорной стороны лабиринта (в метр. *ата*);
p_2 — давление с выходной стороны лабиринта (в метр. *ата*); если p_2 является атмосферным, то оно равно 10 000 *кг/м²*;
δ — величина зазора между стержнем и втулкой при концентрическом их положении (в *м*);
l' — длина уплотнения за вычетом канавок (в *м*);
D — диаметр стержня (в *м*).

Пример. Пусть задано:

$l' = 0{,}08$ *м* $\qquad D = 0{,}03$ *м*
$n = 10$ $\qquad \mu^{10} = 0{,}95^{10} = 0{,}8$
$\delta = 0{,}02$ *мм* $\qquad p_1 = 6$ *ата* $= 60\,000$ *кг/м²*
$\delta^3 = 0{,}8 \cdot 10^{-14}$ *м²* $\qquad p_2 = 10\,000$ *кг/м²*

$$G = 0{,}08 \frac{0{,}8 \cdot 35 \cdot 10^8 \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-14} \cdot 0{,}03}{0{,}08} = 0{,}68 \cdot 10^{-5} \ кг/сек.$$

Так как вес воздуха атмосферного давления приблизительно 1,2 *кг/м³*, то, помножив полученный результат на $\frac{3\,600 \cdot 1\,000}{1{,}2}$, получаем

$$Q_{час} \approx 2 \ л/час.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

г) Золотники

Размеры золотников определяются требуемым числом окон и каналов. Когда размер золотника выявлен или 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 0,04. Через короткий промежуток времени работы золотника, например, в течение нескольких дней работы тормоза, слой смазки между трущимися поверхностями становится тоньше, а так как вязкость масла (сила сопротивления сдвига слоёв масла относительно друг друга) тем больше, чем меньше расстояние между трущимися поверхностями, то коэфициент трения в этом случае становится больше, например 0,10. Ещё спустя некоторое время работы прибора масло отчасти высыхает, а также густеет вследствие примешивания к нему металлического натира, образующегося от сноса поверхностей при трении: от той и другой причины масло становится более вязким и липким, и тогда коэфициент трения достигает величины ещё большей, например, 0,15.

В среднем можно считать, что коэфициент трения золотника равен 0,10 после работы прибора в эксплуатации в течение 3 мес.

Надо ещё 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. 141), как это доказано в п. «в» 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 притёртыми поверхностями, чтобы молекулы воздуха, прилипающие к поверхностям и даже проникающие в смазку 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 смеси их с 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 лёгкого перемещения их. При этих перемещениях ничтожно тонкий слой воздуха вместе с жировым налётом смазки проникает между трущимися поверхностями. При тех 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

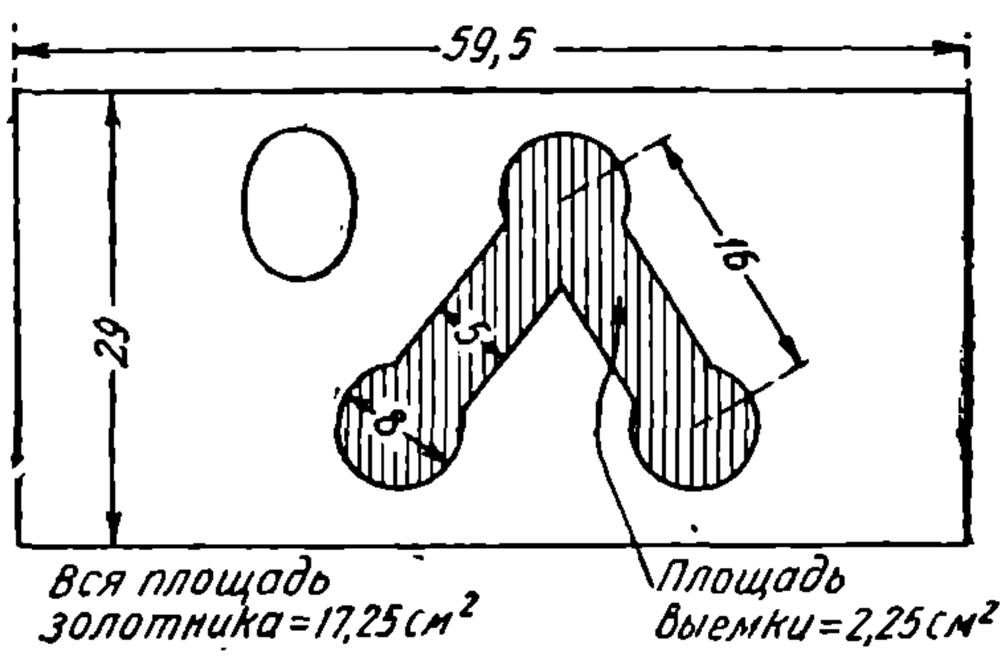
НБ УДУТ (ДІІТ)

устанавливается после некоторого времени работы в эксплуатации, всё же ничтожный пропуск воздуха всегда имеет место.

Какой бы ничтожно малый пропуск золотников ни был, мы должны учесть, что воздух, переходя от высшего к низшему давлению, попутно постепенно изменяет своё давление между поверхностями золотников, как сказано выше по закону гиперболы, т. е. равнодействующие силы 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 *abc* очерченной гиперболой *bc* (фиг. 141). Если такую площадь заменить равновеликой площадью прямоугольника $abde^2$, то мы можем переменную величину давления заменить постоянной средней величиной *ea*, составляющей приблизительно 0,25 от давления, господствующего над золотником. Отсюда получаем простое правило подсчёта 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:

$$P = p\,\omega_0 + 0{,}25\,p\,(\omega - \omega_0). \qquad (8)$$



Фиг. 142. Лицо золотника тройного клапана Вестингауза

Пример. На фиг. 142 показано 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 (8) получаем силу нажатия от давления воздуха:

$$P = 5 \cdot 2{,}25 + 0{,}25 \cdot 5\,(17{,}25 - 2{,}25) = 30 \text{ кг}.$$

Полное нажатие золотника от воздуха и пружины равно

$$P_1 = 30 + 2 = 32 \text{ кг}.$$

Сопротивление перемещению T при коэфициенте трения 0,1 будет

$$T = 32 \cdot 0{,}1 = 3{,}2 \text{ кг}.$$

Надо иметь в виду большое непостоянство силы сопротивления золотника сдвигу.

Если золотник находится в условиях эксплуатации тормозного прибора в течение нескольких месяцев, то вследствие некоторого загрязнения обнажаемых трущихся поверхностей, уменьшения толщины, а местами даже исчезновения масляной плёнки, его сопротивление сдвигу может возрасти вдвое. При работе прибора в течение 6—8 мес. без чистки и смазки сопротивление золотника ещё более увеличивается, и, кроме того, золотник начинает пропускать в большей или меньшей степени воздух. Поэтому необходимо прибор снять и произвести чистку и смазку его золотников.

д) Клапаны

Полученные выше выводы по определению силы нажатия золотника на зеркало под давлением находящегося над ним воздуха могут быть приложены и к клапану в следующей формулировке.

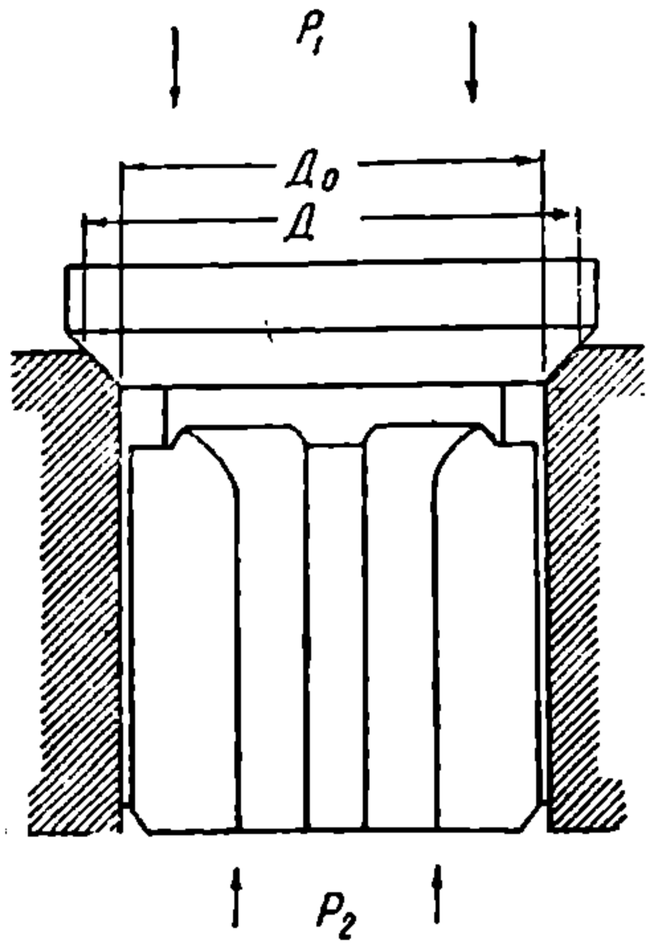
Сила нажатия клапана на седло равна разности давлений воздуха над ним и под ним, помноженной на площадь отверстия, закрываемого клапаном, плюс

НБ УДУНТ (ДГТ)

0,25 того же давления на площадь проекции (на плоскость поперечного сечения) притирочной части седла клапана.

Называя площади отверстия клапана ω_0 соответственно диаметру $Д_0$ (фиг. 143), величину площади большого круга притирочной поверхности седла ω диаметра $Д$ и разность давлений воздуха сверху и снизу клапана $\Delta p=(p_1-p_2)$, получаем силу нажатия клапана на седло

$$P = \Delta p\,\omega_0 + 0{,}25\,\Delta p\,(\omega - \omega_0). \qquad (9)$$



Фиг. 143. Сила прижатия клапана к седлу под действием давления воздуха и пружины

Если на клапан действует пружина, то к силе p надо прибавить силу пружины.

Так же, как золотники, клапаны обладают свойством непостоянства силы сопротивления подъёма их, в особенности если их смазывать. Поэтому клапаны не следует смазывать, допуская при приёмках образование мыльного пузыря, который держится не менее как 2 сек. (при строгих приёмках —5 сек.). Клапан, находящийся без действия несколько часов, даёт повышенное сопротивление на отрыв его от седла.

Поэтому не рекомендуется пользоваться притирочными клапанами в качестве расчётной площади для его подъёма при заданной разности сил, действующих на него снизу и сверху, тем более, что при подъёмах сразу происходит увеличение рабочей площади клапана на величину притирочной поверхности.

При расчёте величины подъёма клапанов (например, в насосах) надо иметь в виду, что через получившийся подъёмный зазор проходит воздух с большой скоростью и поэтому со значительным понижением давления. Поэтому для пропуска того же весового количества воздуха, которое может пропустить живое сечение клапана ниже седла, нужно зазор подъёма давать несколько большим.

36104

НБ УДУНТ (ДІІТ)

15 руб.

Сканувала Петренко О.А.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)