



---

# РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ И МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТЕЙ ТОРМОЗОВ ВАГОНОВ

Учебное пособие

# Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов

*Под редакцией доктора технических наук  
профессора П.С. Анисимова*

*Рекомендовано  
Управлением кадров и учебных заведений  
Федерального агентства железнодорожного транспорта  
в качестве учебного пособия для студентов вузов  
железнодорожного транспорта*

Москва  
2005

УДК 629.4.077-592 (74.1)

ББК 39.24

Р 248

**Р 248**     **Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов:** Учебное пособие для вузов ж.д. транспорта / П.С. Анисимов, В.А. Юдин, А.Н. Шамаков, С.Н. Коржин; Под ред. П.С. Анисимова. — М.: Маршрут, 2005. — 248 с.

ISBN 5-89035-292-X

В учебном пособии изложены методы определения потребной тормозной силы, исходя из заданной длины тормозного пути, допустимой величины замедления движения тормозящегося поезда и условия недопущения юза тормозящегося колеса, а также методы расчета и нормы проектирования пневматической части и тормозной рычажной передачи грузовых и пассажирских вагонов. Рассмотрены вопросы обеспеченности вагонов тормозными средствами, приведены нормативы по тормозам, действующие на железных дорогах России и других стран СНГ. Даны примеры определения потребной тормозной силы и оценки обеспеченности тормозами полувагонов, крытых вагонов, пассажирских и рефрижераторных вагонов.

Предназначено для студентов вузов железнодорожного транспорта, а также может быть полезно сотрудникам научно-исследовательских и проектных организаций, занимающимся расчетами и проектированием тормозов железнодорожного подвижного состава.

УДК 629.4.077-592 (74.1)

ББК 39.24

Учебное пособие написали: заслуженный работник транспорта РФ, академик Российской Академии транспорта, д-р техн. наук проф. П.С. Анисимов — введение, п. 3.1, п. 3.2 главы 3, главы 4, 5; канд. техн. наук доц. В.А. Юдин — главу 1, п. 3.3, п. 3.5, п. 3.6, п. 3.7.1 главы 3; канд. техн. наук проф. А.Н. Шамаков — главу 2, п. 3.7.2 главы 3; канд. техн. наук доц. С.Н. Коржин — п. 3.4, п. 3.5.1 главы 3.

Рецензенты: канд. техн. наук доц. РГОТУПСа *Б.В. Смагин*; начальник отдела Департамента вагонного хозяйства ОАО «РЖД» *Д.В. Шпади*.

ISBN 5-89035-292-X

© Коллектив авторов, 2005

© УМЦ по образованию

на железнодорожном транспорте, 2005

© Издательство «Маршрут», 2005

## ВВЕДЕНИЕ

Тормоза железнодорожного подвижного состава являются одним из основных узлов железнодорожной техники, от уровня развития, конструкции, параметров и состояния которой в значительной степени зависит безопасность движения поездов, допускаемая и провозная способность железных дорог.

Тормозное оборудование вагонов работает в условиях сложных процессов, происходящих в движущемся поезде (сухое трение тормозных колодок фрикционного колодочного тормоза с преобразованием механической энергии в тепловую, газодинамические процессы в тормозной магистрали при зарядке, торможении, при отпуске тормозов; качение тормозящегося колеса по рельсам в условиях использования сил сцепления колеса с рельсами; взаимодействие вагонов в поезде между собой с возникновением значительных по величине продольных сил в условиях неустановившегося режима действия тормозной силы и др.).

Сочетание высокой надежности, безопасности действия тормозов с хорошей их управляемостью позволит повысить в ближайшей перспективе скорости движения пассажирских поездов до 200—250 км/ч, а грузовых поездов — до 140—160 км/ч при осевой нагрузке 18—20 т (высокоскоростные маршрутные поезда для контейнерных перевозок грузов), а вес грузовых поездов увеличить до 10—12 тыс. т с целью повышения производительности перевозок. К 2010 г. в рамках Комплексной программы реорганизации и развития отечественного локомотиво- и вагоностроения, разработанной бывшим МПС, ФГУП ВНИИЖТ, ГосНИИВ и НВЦ «Вагоны» (Научно-внедренческий центр «Вагоны») при Петербургском государственном университете путей сообщения (ПГУПС), предусмотрено создание тормозной системы с повышенной эффективностью и стабильностью торможения поездов, а также с равномерным распределением тормозных сил по отдельным тележкам и вагонам в целом.

Предусмотрено также повышение надежности пневматической части тормоза и обеспечение необходимых временных характеристик тормозной системы для скоростных грузовых поездов за счет создания принципиально новой конструктивной компоновки воздухораспределителя № 483М; модификации воздухораспределите-

ля № 483М для скоростных короткосоставных грузовых поездов; электропневматического тормозного оборудования для вагонов со скоростями движения свыше 120 км/ч; безремонтной тормозной воздушной магистрали вагонов. Программа включает решение проблемы повышения теплопроводности и стабильности характеристик тормозных колодок грузовых вагонов за счет применения принципиально новых высококачественных материалов для композиционных тормозных колодок; материалы по разработке и внедрению тормозных систем вагонов международного сообщения с учетом требований МСЖД (Международный союз железных дорог) и ОАО «РЖД» (Российские железные дороги), усовершенствованию тормозного оборудования с целью повышения удобства обслуживания, регулировки и контроля, адаптации тормозного оборудования к грузовым вагонам с осевыми нагрузками 250, 200 и 225 кН при скоростях движения соответственно 120, 160 и 120 км/ч.

Скоростные вагоны нового поколения будут оборудованы колодочными, дисковыми и электропневматическими тормозами, а международные вагоны — колодочными фрикционными тормозами.

Для успешного решения этих задач необходимо всемерно расширять и укреплять творческое сотрудничество инженерно-технических работников тормозостроительных заводов, линейных предприятий вагонного хозяйства, а также научных сотрудников, связанных с расчетом и проектированием тормозного оборудования, в частности пневматической и механической частей тормозов вагонов. Требуется также всесторонне и критически изучать современный опыт железных дорог зарубежных стран с целью возможности и целесообразности применения его на железных дорогах России с учетом современных условий их эксплуатации.

Методы проектирования и расчетов пневматической и механической частей тормозов железнодорожного подвижного состава вырабатывались десятилетиями с участием большого числа изобретателей и ученых в области автоматических тормозов.

Первый патент на воздушный тормоз в России был выдан в 1858 г. инженеру О. Мартину. К сожалению, новый тормоз не нашел практического применения. В 1897 г. в России появился автоматический пневматический тормоз системы Липковского, получивший на Все-

мирной выставке 1900 г. в Париже две золотые медали. Наиболее известными иностранными изобретателями пневматических автоматических тормозов для железнодорожного подвижного состава являются Дж. Вестингауз (США), Фиф-Лиль (Франция), Шлейфер (Германия), а наиболее известными фирмами, занимающимися разработкой и исследованиями тормозов железнодорожного подвижного состава, являются Кнорр-Бремзе» (Германия), «Вестингауз» (США), «Эрликон» (Швейцария).

Активное участие в разработке и создании отечественных тормозных устройств для железнодорожного подвижного состава принимали десятки талантливых изобретателей, наиболее известными из которых являются Ф.П. Казанцев и И.К. Матросов, начинавшие свою трудовую деятельность машинистами паровоза. Ф.П. Казанцев создал клапанно-диафрагменные воздухораспределители жесткого типа АП-1 и АП-2 и мягкого типа К-1 и К-2, а И.К. Матросов изобрел в 1930 г. плавный, чувствительный в управлении тормозами поезда воздухораспределитель типа М-320 золотниково-поршневого типа для грузового подвижного состава. Массовый выпуск воздухораспределителя М-320 начался в 1932 г., а к 1935 г. весь грузовой подвижной состав был оборудован этими воздухораспределителями. С 1958 г. по настоящее время выпускаются воздухораспределители № 292-001 конструкции И.К. Матросова.

В 1932 г. в нашей стране были начаты первые испытания отечественных электропневматических тормозов системы Ф.П. Казанцева для пассажирских и грузовых поездов, которые с 1948 г. стали применяться на электропоездах, а с 1958 г. — на пассажирских поездах с локомотивной тягой. В одном английском железнодорожном справочнике было написано: «Англичанин Джордж Стефенсон дал человечеству стального коня (паровоз), а настоящие вожжи для укрощения этого стального чудовища впервые создал русский машинист Флорентий Казанцев». Эти слова являются данью уважения первому создателю отечественного автоматического тормоза, превосходившего по своим показателям тогдашние лучшие автоматические тормоза железнодорожного подвижного состава в Западной Европе.

В 1970-х гг. для грузового подвижного состава был разработан воздухораспределитель № 483, благодаря которому были достиг-

нуты уникальные результаты в ускорении процессов торможения во всем поезде на режимах служебного и экстренного торможения.

В 1947 г. в нашей стране началось оснащение пассажирского вагонного парка автоматическими регуляторами тормозной рычажной передачи системы Алыбина. В настоящее время вагоны оборудованы автоматическими регуляторами моделей РТРП-675 и РТРП-675М. Еще в 1950-х гг. в нашей стране было завершено оснащение всего парка вагонов автоматическими тормозами, а в Западной Европе этот процесс продолжается до сих пор.

В развитии тормозного оборудования железнодорожного подвижного состава большую роль сыграла теория процессов торможения, основоположником которой был Н.П. Петров. В 1980-х гг. научные исследования по нажатию тормозных колодок на колесо провел С.П. Гомелля. Современная наука о торможении получила в трудах российских ученых В.Ф. Егорченко, Б.Л. Карвацкого, В.М. Казаринова, В.Г. Иноземцева, Д.Э. Карминского, П.Т. Гребенюка, М.И. Глушко, В.Р. Асадченко, А.Ф. Горина и др.

В настоящее время головным предприятием в области производства тормозного оборудования в нашей стране является Московский тормозной завод (ныне ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ»).

В зарубежном тормозостроении для железнодорожного подвижного состава существуют два направления — европейское и американское. На западноевропейских железных дорогах на грузовых вагонах со слабой винтовой сцепкой в коротких поездах применяются медленно действующие тормоза, могущие переключаться на ускоренное торможение в пассажирских поездах. Конструированием и исследованием (изучением) тормозов здесь занимаются в основном фирмы «Кнорр-Бремзе» (Германия) и «Эрликон» (Швейцария), ДАКО (Чехия). Разработанные ими высокочувствительные тормозные системы с воздухораспределителями клапанно-диафрагменной конструкции со ступенчатым отпуском и со скоростью тормозной волны 250—280 м/с приняты МСЖД как единые на всех железных дорогах западной Европы.

Тормозные устройства и оборудование, производимые в США, характеризуются меньшей тормозной эффективностью и большей длиной тормозного пути по сравнению с тормозными устройствами западноевропейских железных дорог. В США применяются тор-

моза фирмы «Вестингауз», снабжающей тормозами все страны Северной и Южной Америки и имеющей филиалы в Англии, Германии, Италии, Испании и Франции. Эти тормоза имеют воздухораспределитель, обеспечивающий бесступенчатый ускоренный отпуск на грузовых поездах большой длины, сформированных из вагонов с мощной автосцепкой. Наиболее распространенными непрямодействующими истощимыми воздухораспределителями являются воздухораспределители типов АВ, АВD, АВDW.

Россия занимает ведущие позиции в развитии автотормозной техники. Железные дороги России значительно опережают зарубежные железные дороги по масштабам внедрения электропневматических тормозов на пассажирских вагонах, а также по применению композиционных тормозных колодок, имеющих значительно больший срок службы, более высокую стабильность коэффициента трения в эксплуатации и повышенную тормозную эффективность, чем чугунные тормозные колодки. В настоящее время ведутся исследования по дальнейшему совершенствованию свойств композиционных тормозных колодок с целью увеличения износостойкости, стабильности фрикционных характеристик и уменьшения вредного воздействия колодок на колеса. Применение безасбестовых композиционных тормозных колодок вместо существующих асбестовых колодок улучшает экологию окружающей среды. Повышение износостойкости композиционных тормозных колодок в сочетании с применением автоматических регуляторов тормозной передачи моделей РТРП-675 и РТРП-675-М позволит производить их замену в эксплуатации и при плановых ремонтах вагонов только по предельному износу, благодаря чему резко сокращается объем работ на пунктах технического обслуживания.

В высокоскоростных пассажирских поездах, созданию которых в настоящее время уделяется большое внимание в нашей стране и за рубежом, будут широко применяться дисковые и магнитно-рельсовые тормоза в сочетании с колодочными тормозами, а также электронные противоюзные устройства для защиты колес колесных пар от повреждений (появления ползунов, сдвига металла на поверхности катания колес) на участках железнодорожных путей с низким коэффициентом сцепления колеса с рельсом.



Для дальнейшего развития, совершенствования тормозного оборудования и связей предприятий-производителей тормозной техники с железнодорожными предприятиями вагонного и локомотивного хозяйств в условиях рыночной экономики России 5 декабря 1997 г. была создана Ассоциация производителей и потребителей тормозного оборудования (АСТО). В нее вошли тормозные заводы: ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» (г. Москва), ОАО «Транспневматика» (г. Первомайск Нижегородской обл), ОАО «Ритм» (г. Тверь), ОАО «Трансмаш» (г. Белёв Тульской обл.), ЗАО «Нейроком» (г. Москва), ОАО «Фритекс» (г. Ярославль), а также АООТ «Уральский завод резиновых технических изделий» (г. Екатеринбург), ГУП ПО «Уралвагонзавод» (г. Нижний Тагил Свердловской обл.), ОАО «Крюковский вагонзавод» (Украина, г. Кременчуг), ФГУП ВНИИЖТ, ГосНИИВ, МИИТ и Украинский НИИВ (г. Кременчуг).

АСТО создана с целью координации деятельности предприятий-участников в осуществлении технической политики и стратегии развития тормозной техники для наземного железнодорожного транспорта и метрополитена, разработки и внедрения конкурентоспособной тормозной техники, изучения рынка сбыта и содействия предприятиям АСТО в организации комплектной поставки тормозного оборудования. Ассоциацией принята и реализуется программа освоения производства комплекса тормозного оборудования для вагонов нового поколения. В комплекс входят пневматический воздухо-распределитель, электропневматический воздухо-распределитель, ускоритель экстренного торможения, автоматический стояночный тормоз с дистанционным приводом, тормозные блоки со встроенными авторегуляторами компенсации износа тормозных колодок конструкции ОАО «Транспневматика», металлокерамические тормозные колодки с увеличенным сроком службы до 400 тыс. км пробега, система диагностики тормозного оборудования.

АСТО приняла непосредственное участие в разработке раздела федеральной программы «Автотормозное оборудование для грузового подвижного состава нового поколения». В федеральную программу были включены следующие предложения:

- упрощение тормозной рычажной передачи за счет переноса тормозных цилиндров с кузова на тележки и применение встроенного в тормозной цилиндр авторегулятора тормозной рычажной передачи;

- совершенствование конструкции и повышение надежности работы грузового авторежима и автопереключателей грузовых режимов у специализированных грузовых вагонов и цистерн, эксплуатирующихся с полной загрузкой или в порожнем состоянии;
- разработка принципиально новой конструкции компоновки воздухораспределителя № 484А с вертикальным перемещением движущихся частей с целью уменьшения их износа и повышения надежности работы;
- унификация тормозных систем грузовых и пассажирских вагонов на базе воздухораспределителя № 483М;
- разработка модификации воздухораспределителя № 483М для ускоренных короткосоставных грузовых поездов;
- создание электропневматического тормоза для грузовых вагонов.

# Глава 1. ВЫБОР ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНОВ

## 1.1. Определение потребной тормозной силы по заданной длине тормозного пути

Наиболее массовым автоматическим тормозом, удовлетворяющим условиям обеспечения безопасности движения, является пневматический фрикционный колодочный тормоз, которым оснащена основная часть подвижного состава; поэтому при установлении допустимых скоростей движения исходят из характеристик этой тормозной системы.

При выборе проектируемой тормозной системы вагонов необходимо руководствоваться следующим:

- основным видом тормоза, который учитывается при определении тормозной силы поезда для аварийного (экстренного) торможения, является пневматический фрикционный тормоз;

- при использовании на вагонах общего назначения она должна допускать совместное действие с находящимися в эксплуатации тормозами;

- тормозная система должна обеспечивать потребную тормозную силу при экстренном, остановочном и регулировочном торможениях.

Возможность применения на данном типе вагона той или иной тормозной системы либо комбинированной тормозной системы можно установить путем сравнения величин потребной и допустимой тормозных сил по условию недопущения юза при торможении вагонов. Такая методика выбора тормозной силы разработана, например, профессором Белорусского государственного университета транспорта Э.И. Галаем [1].

Сравнение тормозных сил при указанном выше условии может привести к следующим результатам:

- потребная тормозная сила меньше или равна допустимой по условию сцепления колеса с рельсом. В этом случае параметры тормозной системы следует выбирать исходя из допустимой тормозной силы и целесообразно использовать фрикционный колодочный тормоз;

- потребная тормозная сила на 20—30 % превышает допустимую. В этом случае возможно применение фрикционного колодоч-

ного или дискового тормозов. Однако для предотвращения юза при торможении следует увеличить реализуемый коэффициент запаса по сцеплению колеса с рельсом, применяя противоюзные устройства, а при чугунных тормозных колодках также скоростные регуляторы их тормозного нажатия;

– потребная тормозная сила значительно превышает допустимую. В этом случае необходимо предусмотреть тормозную систему, включающую тормоз, создающий тормозную силу, независимую от силы сцепления колеса с рельсом. Это могут обеспечить, например, магнито-рельсовый, рельсовый, тормоз на вихревых токах, аэродинамический тормоз (в сочетании с фрикционным колодочным или дисковым тормозами).

В ближайшей перспективе основным типом тормоза для грузового подвижного состава останется фрикционный колодочный тормоз с пневматическим управлением. В настоящее время предпринимаются попытки создания для грузовых поездов, особенно поездов повышенного веса и длины, фрикционного колодочного тормоза с электрическим управлением (электропневматический тормоз). Первоначально предполагается применять такой тормоз в маршрутных грузовых поездах, эксплуатирующихся на замкнутых маршрутах без частых переформирований. Разрабатываемый электропневматический тормоз нового типа с точки зрения системы управления, контроля и информации будет максимально унифицированным для всех типов грузовых вагонов. Применение в современных условиях разработанного в 50—60-х годах XX в. отечественного однопроводного электропневматического тормоза прямодействующего типа нереально в связи с необходимостью использования ускорителя экстренного торможения и по ряду других параметров. При современном уровне техники возможно создание как проводной, так и беспроводной систем электропневматического тормоза. По эксплуатации таких систем тормоза в замкнутых маршрутных грузовых поездах имеется большой положительный опыт зарубежных железных дорог. Применительно к отечественным условиям эксплуатации грузовых поездов разработки по созданию перспективной системы электропневматического тормоза были начаты лишь в 2003 г. Проведение поездных

испытаний нового электропневматического тормоза для грузовых поездов предполагалось в конце 2005 г.

Применение электропневматических тормозов в грузовых поездах повышенного веса и длины позволяет реализовать ряд существенных преимуществ по сравнению с традиционными пневматическими тормозами:

- сокращение на 15—70 % длины тормозного пути;
- уменьшение примерно в два раза продольных динамических сил в поезде при торможении;
- уменьшение на 26 % мощности, рассеиваемой тормозными колодками, и соответствующее увеличение их срока службы;
- уменьшение повреждаемости колес при торможении;
- сокращение на 5—8 % расхода топлива при тепловозной тяге или электроэнергии при электровозной тяге поездов;
- повышение средней скорости движения грузовых поездов;
- сокращение времени оборота маршрутных грузовых поездов на 5—9 %.

Кроме того, при современном уровне развития технических средств с внедрением электропневматических тормозов на грузовых поездах возможна реализация контроля состояния параметров вагонов в составе поезда, важных с точки зрения безопасности движения и сохранности перевозимых грузов, с передачей этой информации не только локомотивной бригаде поезда, но и в центры управления перевозками грузов.

Пассажирский подвижной состав, эксплуатирующийся при скоростях движения до 160 км/ч, оборудуется фрикционным колодочным тормозом с комбинированным (пневматическим и электрическим) управлением. Высокоскоростной подвижной состав, эксплуатирующийся при скоростях до 200 км/ч и выше, оснащается более разнообразными тормозными системами, которые включают фрикционные колодочные, дисковые или магнито-рельсовые тормоза, противоюзные устройства и скоростные регуляторы нажатия тормозных колодок на колеса. Кроме того, для такого подвижного состава разрабатываются магнито-рельсовые и дисковые тормоза, тормоза, использующие вихревые токи.

При выборе тормозной системы для отдельных единиц подвижного состава обычно руководствуются заданной длиной тормозного пути

или величиной наибольшего допустимого замедления поезда при торможении. При торможении с высоких скоростей движения учитываются также величины возникающих продольных динамических растягивающих и сжимающих сил, которые определяют плавность торможения и тепловую напряженность фрикционных узлов тормоза (тормозная колодка — колесо или тормозная накладка — тормозной диск).

Тормозной силой называется искусственная регулируемая по величине и по времени действия сила, направленная противоположно движению поезда, создаваемая его тормозными средствами и являющаяся внешней силой по отношению к системе тормозная колодка—колесо.

Путь, пройденный подвижным составом от начала торможения до его остановки, называется тормозным путем.

Согласно Правилам технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [2], автоматические тормоза подвижного состава должны обеспечивать тормозное нажатие, гарантирующее остановку поезда при экстренном торможении на расстоянии, не более тормозного пути, определяемого на основе расчетных данных, утвержденных МПС и ОАО «РЖД».

Величина необходимой тормозной силы зависит от типа подвижного состава, максимальной скорости движения, вида торможения и находится из условия остановки поезда при экстренном торможении на расчетном тормозном пути, значения которого приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Рекомендуемые расчетные нормы тормозного пути для современных и перспективных условий эксплуатации подвижного состава

Тип подвижного состава	Максимальная скорость движения $V_{max}$ , км/ч	Длина тормозного пути $S_t$ , м	
		Полное служебное торможение	Экстренное торможение
Пассажирские вагоны	Более 120 до 140	1450 1550	1200 1300
Грузовые вагоны	Более 80 до 100		
Рефрижераторные и контейнерные вагоны	Более 100 до 120		
Пассажирские вагоны	Более 140 до 160	1920 2050	1600 1700
Рефрижераторные и контейнерные вагоны	Более 120 до 140		
Пассажирские вагоны	Более 160 до 200	2300 2500	1600 1700

Примечание. В числителе — для спусков до 6 ‰; в знаменателе — для спусков от 6 ‰ до 10 ‰.

Среднее значение удельной необходимой тормозной силы можно определить используя известное математическое выражение для тормозного пути, которое для процесса остановочного торможения поезда имеет вид:

$$S_T = 0,278V_H i_{\text{п}} + \frac{500V_H^2}{\xi_1 (b_{\text{тс}} + w_{\text{ос}} + i_c)}, \quad (1.1)$$

где  $S_T$  — тормозной путь подвижного состава, м;

$V_H$  — начальная скорость торможения, км/ч;

$i_{\text{п}}$  — время подготовки тормозов при экстренном торможении, с;

$\xi_1$  — замедление поезда под действием замедляющей силы, равной 1 Н/т, принимаемое с учетом инерции вращающихся масс, составляет 12 км/ч<sup>2</sup> для грузовых и пассажирских поездов;

$b_{\text{тс}}$  — средняя удельная необходимая тормозная сила, Н/т;

$w_{\text{ос}}$  — среднее основное удельное сопротивление движению поезда, Н/т;

$i_c$  — удельное замедляющее или ускоряющее усилие, вызванное весом поезда при движении по уклону железнодорожному пути, Н/т.

Эта формула получена из уравнения движения поезда, представленного в виде массы, сосредоточенной в его центре тяжести:

$$B_T + w_o \pm (P + Q)i_c = Ma,$$

где  $B_T$  — тормозная сила поезда, кН;

$w_o$  — основное сопротивление движению поезда;

$P$  — вес локомотива, кН;

$Q$  — вес вагонов поезда, кН;

$M$  — масса поезда, кг·с<sup>2</sup>/м;

$a$  — ускорение замедления поезда, м/с<sup>2</sup>;

$i_c$  — величина приведенного уклона пути в ‰, при спуске берется со знаком «-», а при подъеме со знаком «+».

С достаточной точностью для практических расчетов можно считать, что каждая 1 ‰ уклона пути дает ускоряющее усилие 1 кг на 1 т веса поезда. Сумма  $B_T + W_o \pm (P + Q)i_c$  является равнодействующей силой, направленной против движения поезда.

При этом следует иметь в виду, что время подготовки тормозов к действию  $i_{\text{п}}$  также является функцией удельной тормозной силы, в том числе и усредненного ее значения:

$$t_{\text{п}} = d_1 - \frac{l_1 i_c}{b_{\text{тс}}}, \quad (1.2)$$

где  $d_1$  — время подготовки тормоза к действию при торможении поезда на равнинном участке пути, с;

$l_1$  — составляющая времени подготовки тормоза к действию при торможении поезда на уклоне, с.

В соответствии с правилами тяговых расчетов [3], величину  $t_{\text{п}}$  выбирают в зависимости от вида и длины поезда (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Составляющие времени подготовки тормоза к действию при экстренном торможении

Тип подвижного состава	Число осей в поезде	Вид тормоза	Время подготовки тормоза, с	
			$d_1$	$l_1$
Грузовой поезд	До 200	Пневматический	7	10
Грузовой поезд	200—300	То же	10	15
Грузовой поезд	Более 300	» »	12	18
Пассажирский поезд	То же	» »	4	5
Пассажирский поезд	» »	Электропневматический	2	3

Поскольку тормозная система пассажирского поезда должна обеспечивать минимальный тормозной путь при самых неблагоприятных условиях, то в расчетах следует принимать значение  $t_{\text{п}}$ , соответствующее пневматическому управлению тормозами, предусматривая возможный отказ электропневматического тормоза.

В общем виде зависимость основного удельного сопротивления движению поезда от его скорости для различных типов подвижного состава может быть выражена уравнением

$$w_o(V) = a_1 + b_1 V + c_1 V^2, \quad (1.3)$$

где  $a_1, b_1, c_1$  — эмпирические коэффициенты, зависящие от типа вагона и конструкции буксового узла колесных пар;

$V$  — скорость движения подвижного состава, км/ч.

Поскольку величина этого сопротивления движению поезда со снижением скорости от  $V_{\text{н}}$  до 0 уменьшается нелинейно (по параболическому закону), то усредненное значение удельного сопротивления целесообразно определять как среднее значение функции (1.3):



$$w_{oc}(V_H, 0) = -\frac{1}{V_H} \int_{V_H}^0 w_o(V) dV.$$

Следовательно

$$w_{oc} = a_1 + \frac{b_1}{2} V_H + \frac{c_1}{3} V_H^2, \quad (1.4)$$

а погрешность расчетов при таком упрощении не превышает 1%.

Значения эмпирических коэффициентов  $a_1$ ,  $b_1$ , и  $c_1$ , определяющие  $w_{oc}$ , для различного типа подвижного состава приведены в табл. 1.3.

Усилие  $i_c$ , действующее на поезд при торможении на уклоне пути, вычисляется в зависимости от величины  $i$  с учетом радиусов кривых и массы поезда  $M$ .

Таблица 1.3

Коэффициенты, определяющие среднее основное удельное сопротивление движению вагонов с буксовым узлом колесных пар на роликовых подшипниках

Тип подвижного состава	$a_1$	$b_1$	$c_1$
Грузовой вагон	$7 + \frac{30}{q_0}$	$\frac{1}{q_0}$	$\frac{0,025}{q_0}$
Пассажирский вагон	12	0,12	0,002

Примечание:  $q_0$  — вес вагона, приходящийся на одну ось, или осевая нагрузка, т.

С учетом того, что каждая 1 ‰ уклона пути дает ускоряющее или замедляющее усилие в 10 Н веса подвижного состава, получается:

$$i_c = 10i, \quad (1.5)$$

где  $i$  — берется на подъеме со знаком «+», а на спуске со знаком «-». Подставив выражение (1.2) в уравнение (1.1), получим:

$$S_T = 0,278(d_1 - \frac{l_1 i_c}{b_{tc}}) V_H + \frac{500 V_H^2}{\xi_1 (b_{tc} + w_{oc} + i_c)}. \quad (1.6)$$

Определение средней удельной тормозной силы вагона, необходимой для остановки поезда на тормозном пути  $S_T$ , сводится к решению уравнения (1.6), которое для упрощения расчетов приведем к виду

$$b_{тс}^2 + Ab_{тс} + B = 0, \quad (1.7)$$

откуда

$$A = \frac{S_T \xi_1 (w_{ос} + i_c) - 0,278 \xi_1 V_H (d_1 w_{ос} + d_1 i_c - l_1 i_c) - 500 V_H^2}{\xi_1 (S_T - 0,278 V_H d_1)},$$

$$B = \frac{0,278 V_H l_1 i_c (w_{ос} + i_c)}{S_T - 0,278 V_H d_1},$$

тогда

$$b_{тс} = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} - B}, \text{ Н/т.} \quad (1.8)$$

## 1.2. Проверка потребной тормозной силы по допускаемой величине замедления движения поезда

Известно, что с учетом требований эргономики, комфорта и безопасности пассажиров и обслуживающего персонала расчетное (среднее) замедление при торможении для пассажирских вагонов магистрального, пригородного и городского транспорта принимают в пределах  $1,2—1,3 \text{ м/с}^2$ . Перед остановкой поезда при малых скоростях движения тормозная сила фрикционных тормозов может резко возрасти, поскольку коэффициент трения нелинейно зависит от скорости и растет с ее уменьшением. Последнее вызывает резкое замедление, однако при любых условиях его величина для пассажирского подвижного состава не должна превышать  $2 \text{ м/с}^2$  [5].

Среднее замедление  $a_t$  при торможении вагонов с начальной скорости движения  $V_H$  и величина действительного тормозного пути  $S_d$  связаны зависимостью

$$a_t = 0,039 \frac{V_H^2}{S_d} \quad (1.9)$$

Так как

$$S_d = \frac{500V_H^2}{\xi_1(b_{тс} + w_{ос} + i_c)},$$

то формулу для расчета необходимой средней удельной тормозной силы по величине замедления можно записать в виде

$$b_{тс} = \frac{500}{0,039\xi_1} a_t - w_{ос} - i_c \quad (1.10)$$

Сопоставляя полученное значение удельной тормозной силы по допустимой величине замедления поезда со значением потребной удельной тормозной силы для остановки поезда на заданной длине тормозного пути (см. формулу (1.8)), можно сделать заключение об обеспечении сохранности перевозимого груза или достаточного комфорта и безопасности пассажиров в процессе экстренного торможения поезда.

В качестве примера определим необходимую среднюю удельную тормозную силу четырехосного пассажирского вагона.

*Пример*

Максимальная скорость движения поезда  $V_H = 160$  км/ч на спуске 3 ‰, вес пассажирского вагона брутто 52 т.

*Решение*

Расчетное значение тормозного пути при экстренном торможении пассажирского поезда для указанных исходных данных  $S_T = 1600$  м (см. табл. 1.1).

Среднее значение основного удельного сопротивления движению пассажирского вагона (см. табл. 1.3)

$$w_{ос} = d_1 + \frac{b_1}{2} V_H + \frac{c_1}{3} V_H^2 = 12 + \frac{0,12}{2} 160 + \frac{0,002}{3} 160^2 = 38,7 \text{ Н/т.}$$

Удельное ускоряющее усилие, действующее на пассажирский поезд под влиянием уклона пути,

$$i_c = 10i = -30 \text{ Н/т.}$$

Среднее значение удельной тормозной силы по расчетной длине тормозного пути (см. (1.7))

$$A = \frac{1600 \cdot 12(38,7 - 30) - 0,278 \cdot 12 \cdot 160(4 \cdot 38,7 - 4 \cdot 30 + 5 \cdot 30) - 500 \cdot 160^2}{12(1600 - 0,278 \cdot 160 \cdot 4)} = -746;$$

$$B = \frac{0,278 \cdot 160 \cdot 5 \cdot (-30) \cdot (38,7 - 30)}{1600 - 0,278 \cdot 160 \cdot 4} = -40,8;$$

$$b_{\text{тс1}} = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} - B} = 731 \text{ Н/т.}$$

Среднее значение удельной тормозной силы по величине замедления поезда:

при расчетном замедлении  $a_T = 1,3 \text{ м/с}^2$  составляет (см. (1.10))

$$b_{\text{тс2}} = \frac{500 \cdot 1,3}{0,039 \cdot 12} - 38,7 + 30 = 1380 \text{ Н/т.}$$

при допустимом замедлении  $[a_T] = 2 \text{ м/с}^2$  составляет

$$b_{\text{тс}} = \frac{500 \cdot 2}{0,039 \cdot 12} - 38,7 + 30 = 2128 \text{ Н/т.}$$

Замедление вагона при действии необходимой удельной тормозной силы, останавливающей пассажирский поезд на расчетной длине тормозного пути,

$$a_t = \frac{b_{\text{тс1}} [a_t]}{b_{\text{тс2}}} = \frac{731 \cdot 2}{2128} \approx 0,7 \text{ м/с}^2.$$

Таким образом, искомое замедление четырехосного пассажирского вагона будет не более  $a_t = 0,7 \text{ м/с}^2$  и при экстренном торможении не нарушит необходимого комфорта пассажиров.

### 1.3. Расчет допускаемой тормозной силы по условию недопущения юза колес вагона

Для тормозов, основанных на использовании сцепления колес с рельсами, реализуемая тормозная сила не должна превышать силу сцепления, так как при этом возможно заклинивание и повреждение колесных пар, а возникающий юз приводит к увеличению тормозного пути.

Для лучшего уяснения механики торможения подвижного состава рассмотрим возникновение тормозной силы на примере колодочного фрикционного тормоза, в котором источником тормозной силы является сила трения между колодками и поверхностью катания колес [6], [7].

Схема сил, действующих при нажатии тормозной колодки на катящееся по рельсу колесо, показана на рис. 1.1. Здесь  $K$  — нажатие тормозной колодки,  $T$  — сила трения колодки,  $I_B$  — сила инерции вращающихся масс,  $B$  — сила сцепления колеса с рельсом,  $B_T$  — тормозная сила или сила сцепления рельса с колесом,  $q_1$  — вертикальная нагрузка от колеса на рельс,  $V$  — скорость движения,  $B_c$  — предельная величина силы сцепления рельса с колесом.

Сначала рассмотрим кинематику катящейся колесной пары. Она совершает сложное движение, состоящее из двух простых: прямо-

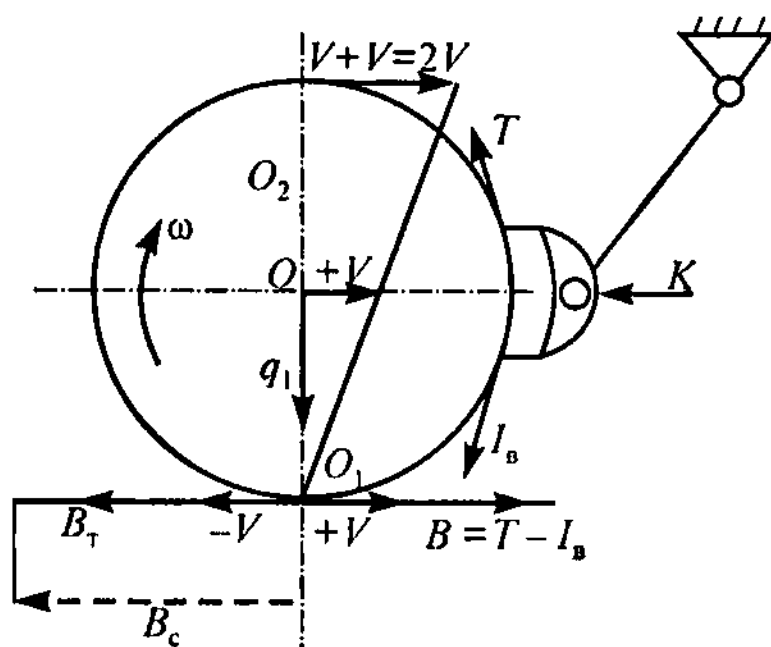


Рис. 1.1. Силы, действующие на колесо при торможении вагона

линейного движения вдоль пути вместе с вагоном со скоростью  $V$  и вращательного вокруг собственной оси  $O$ . Последнее обусловлено сцеплением колеса с рельсом в точке их контакта  $O_1$ . Это сцепление происходит под действием  $q_1$ . При этом точка  $O_1$  в каждый момент качения колеса оказывается неподвижной. В течение этого мгновения колесо как бы поворачивается вокруг точки  $O_1$ , которая в механике называет-

ся мгновенным центром поворота. Круговая скорость вращения колеса на поверхности катания равна поступательной скорости подвижного состава. Таким образом, колесо в точке его сцепления с рельсом катится по нему вперед и с такой же скоростью  $V$  вращается назад. Заметим, что в точке колеса  $O_2$ , находящейся в данное мгновение в самом верхнем положении, поступательное и вращательное движения направлены в одну и ту же сторону вперед по ходу поезда, т.е. они складываются, и мгновенная абсолютная скорость колеса в этой точке равна  $2V$ .

Следует отметить два важных обстоятельства. Во-первых, в точке  $O_1$  контакта колеса с рельсом кинетическое трение отсутствует, а имеется только сцепление, возникающее под действием нагрузки благодаря микроскопическим неровностям на поверхностях колеса и рельса, а также сил молекулярного притяжения. Во-вторых, если катящееся колесо не тормозится, то сила сцепления в точке  $O_1$  незначительна, что и позволяет колесу свободно катиться по рельсу.

Теперь перейдем к силовым процессам, происходящим при прижатии колодки к катящемуся колесу (см. рис. 1.1). Нажатие на вращающееся колесо тормозной колодки с силой  $K$  вызывает появление между ними силы трения  $T$ , которая действует от колодки на колесо против его вращения, т.е. стремится прекратить это вращение. Тормозить поступательное движение вагона сила трения  $T$  не может, так как она по отношению к нему является внутренней силой — колодка представляет собой часть вагона и движется вместе с ним.

Однако под действием силы  $T$  колесо в точке контакта его с рельсом  $O_1$  начинает «цепляться» за него, т.е. между ними возникает сила сцепления  $B = T$ , которая стремится сдвинуть рельс в сторону движения вагона. Рельс, прикрепленный к шпалам, остается неподвижным, поэтому тормозит катящееся по нему колесо с силой  $B_T = B$ , являющейся реакцией на последнюю.

Таким образом, внешняя сила  $B_T$  есть только реакция на силу трения  $T$  и, будучи внешней по отношению системы колесо—тормозная колодка и направленной в сторону, противоположную движению поезда, является тормозной силой поезда. При этом следует иметь в виду, что силы  $T$  и  $B_T$  равны только тогда, когда поезд при торможении движется с постоянной скоростью, например при ре-

гулируемом торможении на спуске. Если происходит замедление поезда, а значит, и замедление вращения колесных пар, то возникает еще и сила инерции их вращающихся масс  $I_B$ , которая действует в направлении их вращения. Следовательно, некоторая часть силы трения  $T$  идет на гашение силы  $I_B$ , поэтому в точке сцепления колеса с рельсом сила  $B = T - I_B$ , а значит, сила  $B_T = T - I_B$ . Силы инерции вращающихся масс  $I_B$  пропорциональны квадрату скорости подвижного состава. При скоростях 150—160 км/ч они составляют около 8 % силы  $T$ , а при 15—20 км/ч — не более 2 %.

Внешняя сила сцепления рельса с колесом  $B_T$  выполняет еще и другую важную функцию: являясь реакцией на силу  $T$ , она направлена в сторону вращения катящегося колеса и уравнивает силу  $T$ , заставляя колесо продолжать вращаться, т.е. препятствует переходу колесной пары в юз.

По мере увеличения силы  $K$  или при ее постоянстве за счет роста коэффициента трения  $\varphi_k$  с уменьшением скорости движения поезда происходит соответствующий рост силы  $T$ , а следовательно, и силы  $B_T$ . Однако увеличение силы сцепления рельса с колесом ограничено пределом силы сцепления  $B_c$  (см. рис. 1.1). Если  $T > B_c$ , то избыток силы нарушит сцепление, прекратится вращение колесной пары, и она начнет движение по рельсам юзом.

Таким образом, для тормозов, основанных на использовании сцепления колес с рельсами, реализуемая тормозная сила не должна превышать силу сцепления. Условием недопущения юза колесной пары при торможении является выполнение неравенства

$$B_T \leq B_c \leq q_o \psi_k K_c, \quad (1.11)$$

где  $B_T$  — реализуемая тормозная сила колесной пары, кН;

$B_c$  — предельное значение силы сцепления рельса с колесом или допустимая тормозная сила по сцеплению, кН:

$$B_c = [B_T];$$

$q_o$  — вертикальная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН;

$\psi_k$  — коэффициент сцепления колеса с рельсом;

$K_c$  — расчетный коэффициент запаса по сцеплению колеса с рельсом, равный 0,85.

В общем случае величина суммарной тормозной силы  $B_T$  должна включать долю основного сопротивления движению вагона  $\Delta\omega_0$  (трение в подшипниках, трение качения колеса по рельсу, а для пассажирских вагонов и сопротивление от подвагонного генератора). В то же время величину силы  $B_T$ , как указывалось выше, уменьшает сила  $I_B$  вращающейся колесной пары и связанных с ней вращающихся масс при торможении с замедлением. В инженерных расчетах с достаточной для практики точностью можно принять, что силы  $I_B$  и  $\Delta\omega_0$  взаимно уравновешиваются.

Коэффициентом сцепления  $\psi$  называется отношение предельной величины силы сцепления колесной пары к ее статической нагрузке на рельсы:

$$\psi_k = B_c / q_0.$$

Его величина зависит главным образом от состояния поверхности головок рельсов (сухие, влажные, грязные, посыпанные песком и т.д.). При сухих рельсах значение  $\psi_k$  обычно находится в пределах 0,1—0,25, а при загрязненных снижается до 0,04—0,05. Влияет на величину  $\psi_k$  и ряд других факторов, например, диаметр колес, глубина проката колеса, тип подвижного состава и, естественно, нагрузка  $q$ , при возрастании которой величина предела силы сцепления  $B_c$  увеличивается в связи с ростом давления в месте контакта колеса с рельсом, но коэффициент сцепления уменьшается.

Все эти факторы определяют физическую величину  $\psi$ , но на действительную техническую его величину  $\psi_k$ , принимаемую для расчетов, а потому и называемую расчетной, влияют еще и факторы, обусловленные динамикой подвижного состава.

Если тормозные силы поезда вызывают его замедление, то в центре масс каждого вагона возникает равнодействующая  $J_{\Pi}$  продольных сил инерции (рис. 1.2). Эти силы, примерно равные

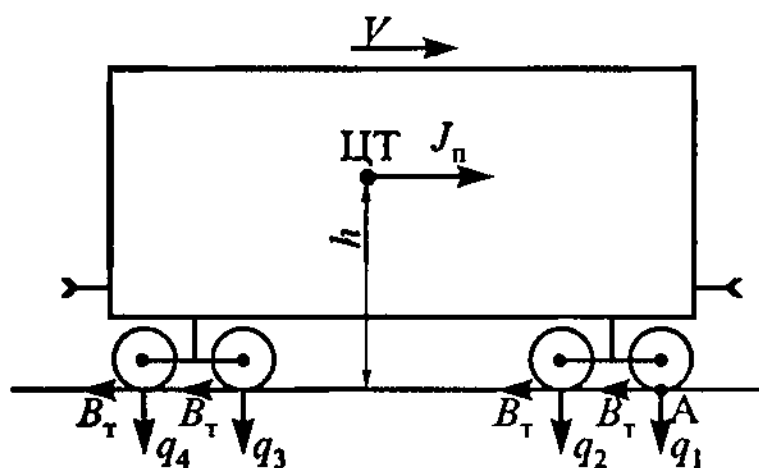


Рис. 1.2. Перераспределение вертикальной нагрузки от колес на рельсы при торможении грузового вагона



по величине тормозным, действующим на колесные пары вагона, создают момент  $J_{\Pi}h$ , стремящийся повернуть кузов вагона относительно точки А. В результате происходит перераспределение вертикальных нагрузок от колес на рельсы. Нагрузки от передних колесных пар по ходу движения в тележках увеличиваются до  $(q_0 + \Delta q_i)$ , а от задних уменьшаются до  $(q_0 - \Delta q_i)$ , где  $q_0$  — статическая вертикальная нагрузка от колеса на рельс. Например, перераспределение вертикальных нагрузок от первого, второго, третьего, четвертого по ходу вагона колес на рельсы в четырехосном груженом вагоне характеризуется следующими примерными значениями:  $q_1 = 1,14q_0$ ;  $q_2 = 0,98q_0$ ;  $q_3 = 1,02q_0$ ;  $q_4 = 0,86q_0$ . Перераспределение нагрузки сохраняется в течение всего процесса торможения, причем с уменьшением скорости движения вагона величина  $\Delta q$  может увеличиваться в соответствии с возрастанием коэффициента трения тормозных колодок, а значит, и тормозной силы. Это особенно проявляется при чугунных тормозных колодках.

Уменьшение нагрузки на задние колесные пары в тележках по ходу движения снижает соответственно предел силы сцепления их с рельсами  $B_c$ . Длительная разгрузка второй и четвертой колесных пар вагона при торможении в сочетании с динамической разгрузкой может привести к заклиниванию их на участках пути с пониженным коэффициентом сцепления колеса с рельсом.

Причиной, вызывающей уменьшение  $\psi_k$ , являются также вертикальные колебания обрессоренной массы вагона (рама вагона с кузовом и груз). В полупериоде колебания, когда отклонение наддресорного строения от статического положения направлено вверх, происходит частичная разгрузка колесных пар, пропорциональная амплитуде колебания, что и понижает коэффициент сцепления, рассчитываемый по отношению к статической нагрузке. Следовательно, фактическая вертикальная осевая нагрузка от колеса на рельс при движении вагона является переменной величиной, мгновенное значение которой

$$q_{\phi} = q_0 \pm \Delta q_i.$$

Точное определение величины  $\Delta q_i$  сложно, поэтому расчет допустимой тормозной силы ведут по статической осевой нагрузке,

учитывая динамическую разгрузку колес в величине расчетного коэффициента сцепления.

Для условий эксплуатации железных дорог России коэффициент  $\psi_k$  определяется по эмпирической формуле:

$$\psi_k = [0,17 - 0,00015(q_0 - 50)] \times f(V), \quad (1.12)$$

где  $q_0$  — статическая осевая нагрузка, кН;

$f(V)$  — функция скорости.

Согласно типовому тормозному расчету вагонов [8] значение функции скорости (рис. 1.3) определяется следующим образом:

для вагонов с грузовыми тележками модели 18-100

$$f(V) = \frac{V + 81}{2,4V + 81}; \quad (1.13)$$

для вагонов с тележками пассажирского типа

$$f(V) = \frac{V + 576}{4V + 576}; \quad (1.14)$$

для пассажирских вагонов

$$\psi_k = 0,14 \frac{V + 150}{2V + 150}. \quad (1.15)$$

Значения  $\psi_k$ , полученные по формуле (1.12) при различных значениях  $q_0$ , приведены в табл. 1.4.

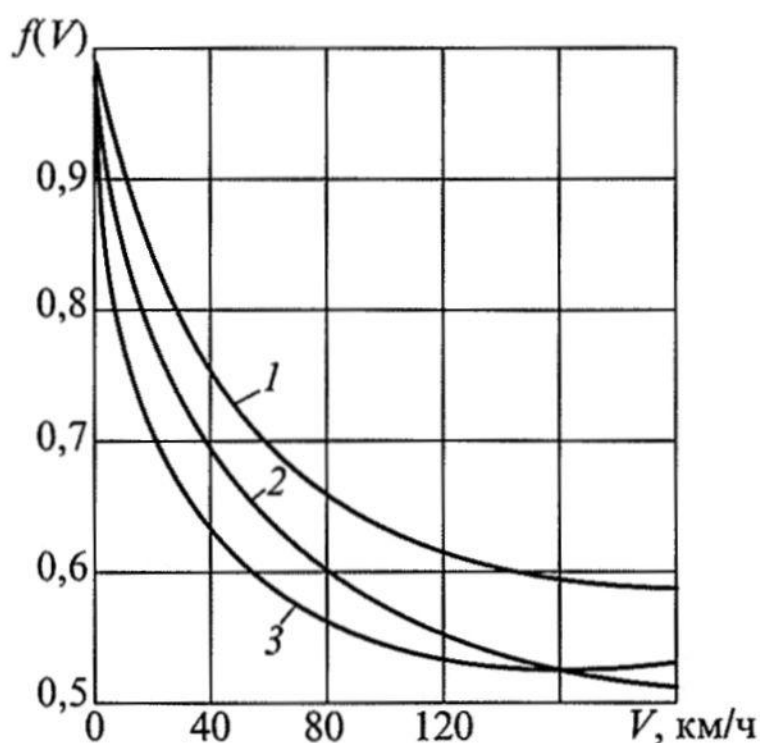


Рис. 1.3. Функции скорости для определения расчетного коэффициента сцепления колес с рельсами:

1 — пассажирские вагоны и вагоны на тележках пассажирского типа; 2 — локомотивы; 3 — грузовые вагоны

Расчетные значения  $\psi_k$  в зависимости от расчетных скоростей движения  
и статической нагрузки от колесной пары на рельсы

Тип вагона	Материал тормозных колодок	Расчетная скорость, км/ч	Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН												
			60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260		
Грузовой	Чугун	20	0,123	0,121	0,118	0,116	0,114	0,112	0,11	0,107	0,105	0,103	0,101		
		40	0,109	0,106	0,104	0,102	0,1	0,098	0,096	0,094	0,092	0,09	0,088		
	Композиция	100	0,093	0,091	0,089	0,088	0,086	0,084	0,082	0,081	0,079	0,073	0,075		
		120	0,089	0,087	0,086	0,084	0,082	0,081	0,079	0,078	0,076	0,075	0,073		
Пассажирский и изотермический	Чугун	40	0,125	0,122	0,12	0,118	0,116	0,114	0,112	0,11	0,108	0,106	0,103		
		100	0,108	0,106	0,104	0,102	0,1	0,098	0,096	0,094	0,092	0,09	0,088		
	Композиция	120	0,104	0,1026	0,1007	0,099	0,097	0,095	0,093	0,091	0,089	0,087	0,085		
		160	0,099	0,097	0,096	0,094	0,092	0,091	0,088	0,086	0,085	0,083	0,081		

Величина коэффициента  $\psi_k$  зависит также от состояния поверхности качения рельсов (сухие, мокрые, загрязненные, покрытые смазкой, посыпанные песком), состояния верхнего строения пути в целом, исправности вагонов. При загрязненных рельсах, выпадении росы, изморози, а также в начале дождя, когда рельсы еще не полностью смочены, коэффициент сцепления уменьшается и может быть меньше 0,04. На участках железнодорожного пути с интенсивным пригородным движением моторвагонного подвижного состава коэффициент сцепления выше, так как такой подвижной состав способствует очистке рельсов от загрязнения. При подсыпке песка на рельсы из песочницы локомотива коэффициент сцепления может достигать величины 0,2. При входе колесных пар в кривые участки пути и выходе из них коэффициент сцепления уменьшается на 5—10 %.

Значения коэффициента сцепления зависят также от конструкции тормозной системы. В колодочном тормозе поверхность катания колеса очищается при торможении тормозной колодкой, что способствует улучшению сцепления колеса с рельсом.

В дисковом тормозе коэффициент сцепления на загрязненных рельсах может быть вдвое меньше, чем при колодочном тормозе. Поэтому в дисковых тормозах необходимо применять также тормозные колодки с малым нажатием на них для эффективной очистки поверхности катания колес.

При электрическом тормозе коэффициент сцепления значительно выше, чем при фрикционном, так как уменьшение скорости вращения колеса вызывает уменьшение тормозной силы. При некотором проскальзывании колес на загрязненных рельсах коэффициент сцепления повышается за счет разрушения пленки загрязнений вследствие высоких давлений колеса в контакте его с рельсом.

Максимальная величина коэффициента сцепления колеса с рельсом при торможении может быть равна значению коэффициента трения между колесом и рельсом при отсутствии проскальзывания колеса. Однако фактически реализуемые значения коэффициента сцепления будут всегда меньше максимального значения из-за периодических проскальзываний колес колесной пары при качении их различными диаметрами.

Характер изменения величин коэффициента сцепления от скорости движения вагонов различных типов показан на рис. 1.4.

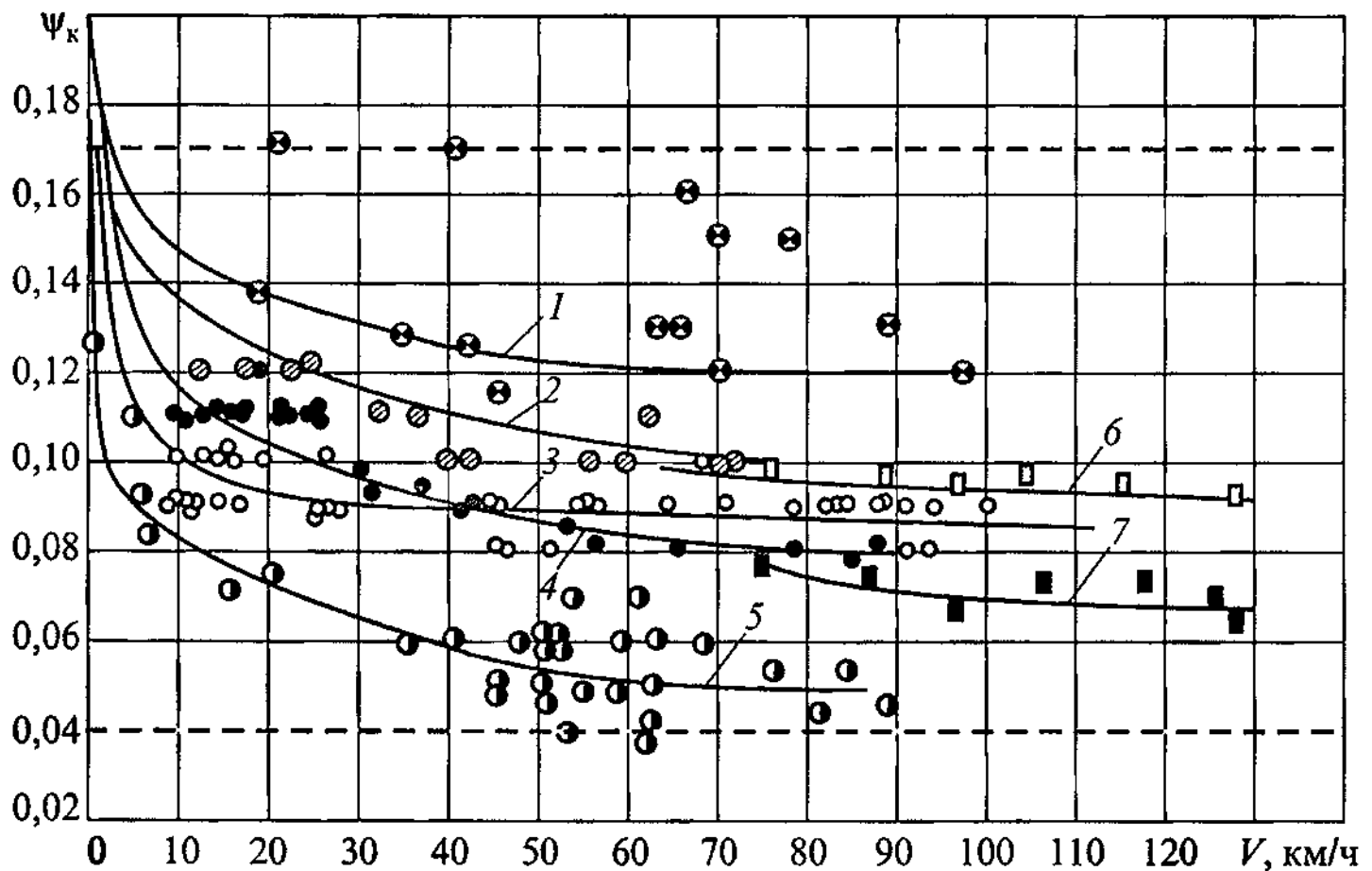


Рис. 1.4. Зависимость коэффициента сцепления колеса с рельсом от скорости движения:

1, 2 — грузовой порожний вагон соответственно с композиционными и чугунными тормозными колодками; 3, 4 — грузовой груженный вагон с осевой нагрузкой 106 кН соответственно с композиционными и чугунными колодками; 5 — порожний грузовой вагон на загрязненных смазкой рельсах; 6, 7 — пассажирский вагон с осевой нагрузкой 140 кН соответственно на чистых и загрязненных смазкой рельсах

Большое значение имеет в эксплуатации степень использования коэффициента сцепления колеса с рельсом. Мгновенное использование его характеризуется отношением тормозной силы к предельно допустимой расчетной силе сцепления колеса с рельсом в любой рассматриваемый момент времени. Среднее использование коэффициента сцепления за процесс торможения характеризуется отношением минимально возможного по условиям сцепления тормозного пути к фактическому тормозному пути. Неполное использование коэффициента сцепления может быть при увеличении тормозной силы до максимальной величины, при несоответствии зависимости от скорости движения коэффициента трения тормозной колодки и коэффициента сцепления, а также силы тормозного нажатия и веса поезда.

Среднее использование коэффициента сцепления колеса с рельсами для грузовых поездов длиной до 200 осей при скорости 80 км/ч составляет 0,43 при чугунных тормозных колодках и 0,55 композиционных, а для пассажирских поездов с электропневматическим тормозом при скорости 160 км/ч составляет 0,45 при чугунных колодках и 0,67 при композиционных колодках.

Из условия недопущения юза при торможении (1.11) выражение для допустимого значения удельной тормозной силы имеет вид:

$$[b_T] = 10^4 \psi_K K_c, \quad (1.16)$$

где  $[b_T]$  — удельная тормозная сила, допускаемая по условиям сцепления колесной пары с рельсами, Н/т.

Величина коэффициента запаса по сцеплению  $K_c = 0,85$ .

По формуле (1.16) находим текущие значения  $[b_T]$  для всего диапазона скоростей торможения от  $V_H$  до 0. На основании полученных данных строится графическая зависимость  $[b_T]$  от  $(V)$ , общий вид которой представлен на рис. 1.5.

После построения графика  $[b_T] = f(V)$  при помощи формул приближенного интегрирования можно определить среднее значение допустимой тормозной силы  $[b_{TC}]$ . Для этого представим  $[b_{TC}]$  в виде функции скорости движения вагона  $V_H$ :

$$[b_{TC}] = \frac{1}{V_H} \int_0^{V_H} [b_T](V) dV.$$

Воспользовавшись общей формулой трапеции, получим:

$$[b_{TC}] = \frac{\Delta V}{V_H} \left( \frac{b_{TO}}{2} + b_{T1} + b_{T2} + \dots + b_{T(n-1)} + \frac{b_{Tn}}{2} \right) \quad (1.17)$$

где  $\Delta V$  — величина интервалов скорости движения, км/ч;

$V_H$  — начальная скорость торможения, км/ч;

$b_{TO}$  — величина допустимой удельной тормозной силы в момент остановки поезда, Н/т;

$b_{Tn}$  — величина допустимой удельной тормозной силы в момент начала торможения при скорости  $V_H$ , Н/т;

$b_{T1}, b_{T2}, b_{T(n-1)}$  — промежуточные значения допустимой удельной тормозной силы, Н/т.

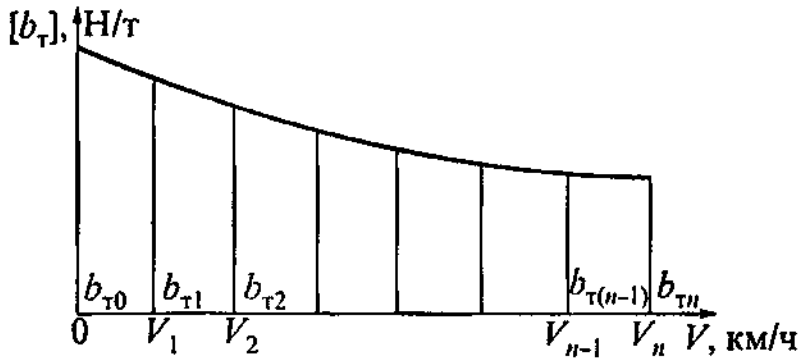


Рис. 1.5. График зависимости допускаемой удельной тормозной силы от скорости движения вагона

Для пассажирских вагонов среднее значение  $[b_{т}]$  можно найти без расчетов коэффициента сцепления и допустимой удельной тормозной силы во всем диапазоне скорости торможения. Для этого, подставив в формулу (1.16) вместо  $[b_{т}]$  его значение из (1.15), получим:

$$[b_{т}] = 10^4 K_c \cdot 0,14 \frac{V + 150}{2V + 150} = 1400 K_c \frac{V + 150}{2V + 150}. \quad (1.18)$$

В этом случае среднее значение допустимой удельной тормозной силы

$$[b_{тс}] = f(V),$$

или

$$[b_{тс}] = -\frac{I}{V_H} \int_{V_H}^0 1400 K_c \frac{V + 150}{2V + 150} dV. \quad (1.19)$$

После интегрирования и подстановки пределов получим:

$$[b_{тс}] = \frac{700 K_c}{V_H} \left( V_H + 75 e^{\frac{V_H + 75}{75}} \right), \quad (1.20)$$

где  $e = 2,718$  — основание натурального логарифма.

*Пример*

Определить среднюю допускаемую удельную тормозную силу по сцеплению для порожнего четырехосного крытого вагона. Вес тары вагона равен 22 т, конструкционная скорость движения 120 км/ч.

*Решение*

Расчетный коэффициент сцепления

$$\begin{aligned} \psi_k &= [0,17 - 0,00015(q - 50)] f(V) = [0,17 - \\ &- 0,00015 \left( \frac{220}{4} - 50 \right)] f(V) = 0,1692 f(V). \end{aligned}$$

Допустимая удельная тормозная сила

$$[b_T] = 10^4 \psi_K K_c = 10^4 \cdot 0,85 \psi_K = 8500 \psi_K.$$

Значения  $f(V)$  определяются по формуле (1.13).

Результаты расчетов  $\psi_K$  и  $[b_T]$ , соответствующих скоростям торможения крытого вагона от 120 км/ч до остановки, приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Расчетные значения  $\psi_K$  и  $[b_T]$  для порожнего четырехосного крытого вагона

$V$ км/ч	$f(V)$	$\psi_K$	$[b_T]$ , Н/т
120	0,53	0,0897	762
100	0,55	0,0931	791
80	0,57	0,0965	820
60	0,6	0,1015	862
40	0,64	0,1083	920
20	0,73	0,1235	1,049
0	1,00	0,1692	1,438

Среднее значение допустимой удельной тормозной силы

$$[b_{ТС}] = \frac{\Delta V}{V_H} \left( \frac{b_{T0}}{2} + b_{T1} + b_{T2} + \dots + b_{T(n-1)} + \frac{b_{Tn}}{2} \right) =$$

$$= \frac{20}{120} \left( \frac{1438}{2} + 1049 + 920 + 862 + 820 + 791 + \frac{762}{2} \right) = 923, \text{ Н/т.}$$

Вычислив по указанной методике величины средних удельных тормозных сил — необходимой и допустимой и сопоставив их, переходят к выбору соответствующей тормозной системы для данного типа вагона.



## Глава 2. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНОВ

Пневматическое тормозное оборудование подвижного состава по своему назначению делится на следующие группы: приборы питания тормоза сжатым воздухом (компрессоры, регуляторы давления сжатого воздуха, регулировочные и обратные клапаны, главные резервуары); приборы управления тормозами (краны машиниста и вспомогательного тормоза локомотива, контроллеры машиниста, приборы и устройства автоматического контроля за работой тормозов, вспомогательная аппаратура для включения и отключения приборов управления, регистрации и наблюдения за работой тормозов, сигнализаторы обрыва тормозной магистрали и отпуска тормозов); приборы, осуществляющие торможение (воздухораспределители и реле давления); воздухопровод или тормозная магистраль и арматура вагонов поезда. При оборудовании пассажирского подвижного состава электропневматическими тормозами к приборам питания добавляется источник электрической энергии (статический преобразователь, тиристор, аккумуляторные батареи), к приборам управления — контроллер, блок управления и ряд других устройств. Соответственно добавляется и арматура (клеммные коробки, универсальные соединительные рукава № 369А с электроконтактами рабочего и контрольного проводов вместо типового соединительного рукава Р17-Б, сигнальные лампы и др.).

Принципиальное отличие схем пневматического тормозного оборудования локомотивов и вагонов заключается в том, что на локомотивах применяются все соответствующие приборы пневматического тормозного оборудования, а на вагонах — только те, которые осуществляют торможение. Перечень пневматического тормозного оборудования новых грузовых вагонов указан в приложении 1, а новых пассажирских вагонов — в приложении 2. Моторвагонный подвижной состав (электро- и дизель-поезда, автомотрисы) имеет ту же принципиальную схему пневматического тормозного оборудования, что и локомотивы, но приборы управления находятся только в вагонах с кабинами управления.

К приборам, осуществляющим торможение, относятся пневматические и электропневматические воздухораспределители, грузовой авторежим модели 265А-1 на грузовых вагонах, вагонах дизель- и электропоездов, пассажирских вагонах высокоскоростных поездов типа РТ200 («Русская тройка»); реле давления; тормозные цилиндры; запасные резервуары; противоюзные устройства на пассажирских вагонах высокоскоростных и международных поездов. Каждая единица подвижного состава оснащается также арматурой, состоящей из кранов различного назначения и клапанов.

На локомотивах кроме тормозной магистрали имеются магистрали питательная и вспомогательного тормоза локомотива, а на электропоездах также питательная магистраль. Воздухораспределители, запасные резервуары и тормозные цилиндры на локомотивах такие же, что и на вагонах, и отличаются лишь величинами диаметров тормозных цилиндров и объемами запасных резервуаров.

## **2.1. Требования к пневматическому тормозному оборудованию вагона**

При проектировании пневматического тормозного оборудования к нему должны предъявляться следующие требования:

- пневматическое тормозное оборудование должно обеспечивать устойчивую работу тормозной системы подвижного состава при величинах зарядного давления в тормозной магистрали от 0,4 МПа до 0,65 МПа;
- запасные резервуары и тормозные цилиндры должны быть рассчитаны на давление сжатого воздуха соответственно не менее 0,7 МПа и 0,5 МПа;
- для тормозной магистрали должны применяться стальные усиленные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ-8734 с номинальными размерами: наружный диаметр 42 мм и толщина стенки 4 мм для тормозной магистрали и соответственно 27 и 3,2 мм для подводящих трубопроводов к воздухораспределителю, запасному резервуару и тормозному цилиндру. Резьба на трубопроводах должна выполняться накаткой. На полувагонах, специализированных крытых вагонах и вагонах бункерного типа допускается использовать в качестве подводящего трубопровода от тормозной

магистралах резиновые рукава типа РЗ6А длиной 510 мм на полувагонах и крытых вагонах и типа РЗ6Б длиной 1075 мм на вагонах бункерного типа;

- для специализированных грузовых вагонов бункерного типа с пониженным уровнем пола кузовов целесообразно применять два тормозных цилиндра, каждый из которых воздействует на тормозные колодки только одной тележки;

- на вагонах, как правило, должен быть один запасный резервуар, тип и объем которого определяется количеством и диаметром установленных на вагоне тормозных цилиндров;

- на грузовых вагонах можно устанавливать по одному авторежиму и тормозному цилиндру над одной из тележек при неравномерной загрузке по тележкам менее 10 т и по два авторежима и два тормозных цилиндра при неравномерной загрузке по тележкам более 10 т. При этом для каждой тележки предусмотрено по одному тормозному цилиндру и одному авторежиму.

Рекомендуется применять авторежим с временным (в процессе торможения) контактом их фиксирующего органа с неподдрессоренными частями тележек под действием сжатого воздуха, поступающего от воздухораспределителя к тормозным цилиндрам.

## 2.2. Выбор принципиальной схемы пневматической части тормоза вагона

Выбор схемы тормозного оборудования и применяемых в ней типовых приборов зависит от назначения подвижного состава.

Пневматическая часть тормоза существующих грузовых вагонов выбирается на основе использования схемы автоматического прямо-

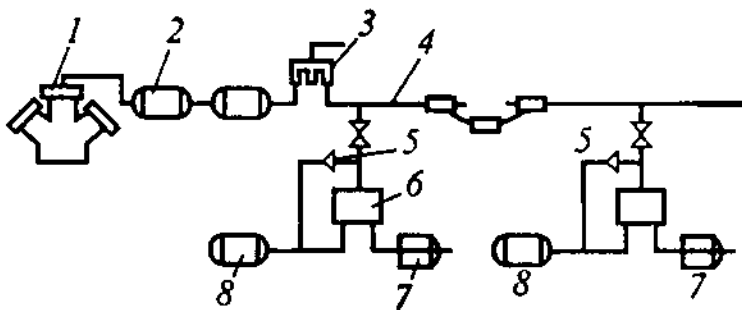


Рис. 2.1. Схема автоматического прямодействующего тормоза

действующего (неистощимого) тормоза (рис. 2.1), а пассажирских вагонов — автоматического непрямодействующего (истощимого) тормоза (рис. 2.2). Характерной особенностью указанных систем тормозов является наличие на каждой единице подвижного состава

воздухораспределителя 6 и запасного резервуара 8 для хранения сжатого воздуха, поступающего в процессе зарядки из тормозной магистрали 4 через воздухораспределитель 6. При торможении воздухораспределитель наполняет тормозной цилиндр 7 из запасного резервуара 8 воздухом до давления, соответствующего снижению его в тормозной магистрали 4. Выдержкой сниженного давления сохраняется установленное давление в тормозном цилиндре 7. Отпуск обеспечивается повышением давления в тормозной магистрали 4, при этом воздухораспределитель 6 сообщает тормозной цилиндр 7 с атмосферой.

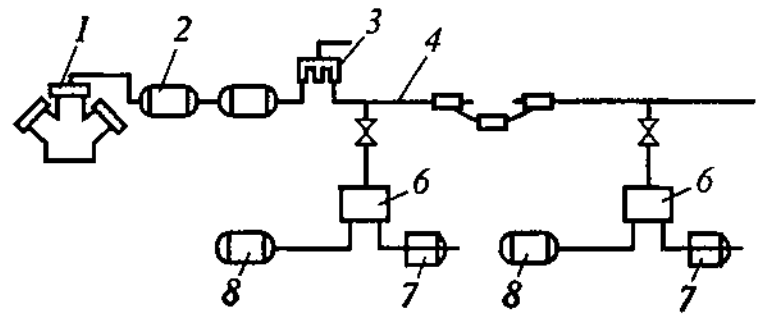


Рис. 2.2. Схема автоматического непрямодействующего тормоза

При разрыве тормозной магистрали 4 воздухораспределители 6 срабатывают в обеих частях поезда и сообщают тормозной цилиндр 7 с запасным резервуаром 8, что является признаком автоматичности тормоза.

Отличие систем тормозов грузовых и пассажирских вагонов состоит в основном в применении различных типов воздухораспределителей 6 и обратного клапана 5, сообщающего тормозную магистраль с запасным резервуаром, в автоматическом прямодействующем тормозе. Поэтому в прямодействующем тормозе утечки сжатого воздуха из тормозного цилиндра 7 восполняются через воздухораспределитель 6 из запасного резервуара 8, который подзарядается через обратный клапан 5, через который в процессе торможения тормозная магистраль сообщается с запасным резервуаром. В тормозной магистрали 4 установленное зарядное давление поддерживается краном машиниста 3 с помощью его редуктора за счет того, что тормозная магистраль сообщается с главным резервуаром 2 и компрессором 1.

Схема пневматического тормозного оборудования грузового вагона показана на рис. 2.3. На новых грузовых вагонах устанавливается только воздухораспределитель № 483М. Его двухкамерный резервуар 7 № 295М с золотниковой камерой объемом 4,5 л и рабочей камерой объемом 6,0 л (по ТУ24.0.42 [9]) укреплен на раме ваго-

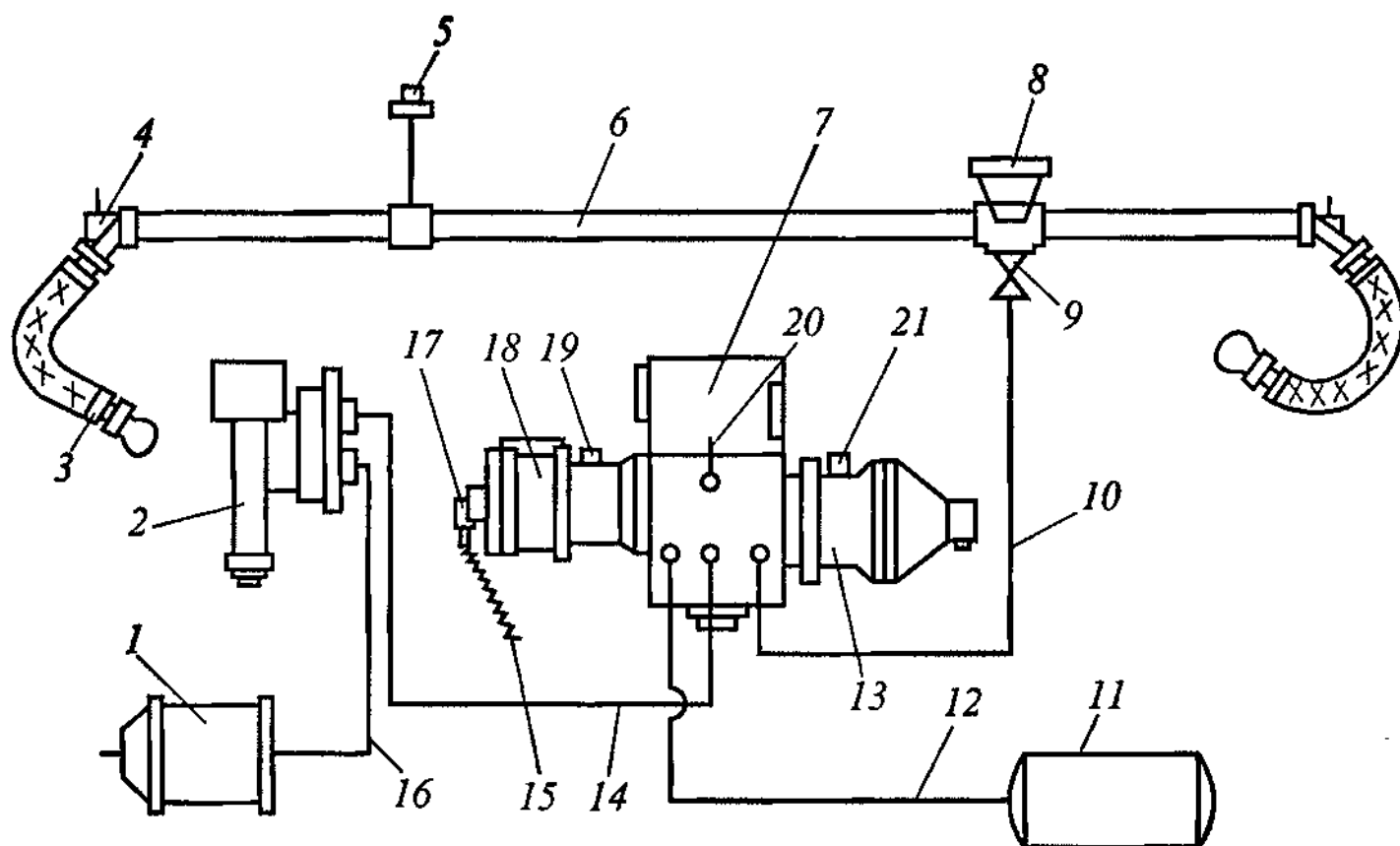


Рис. 2.3. Схема пневматического тормозного оборудования грузового вагона

на и отводами 10, 12 и 14 соответственно соединен с тормозной магистралью 6, запасным резервуаром 11 и грузовым авторежимом 2. Отвод 10 непосредственно ввинчен в разобщительный кран 9, который сам установлен в тройнике-кронштейне 8, что позволяет в случае излома отвода отключить не только воздухораспределитель, но и неисправный отвод.

Разобщительный кран 9 (типов 1-20-2, 1-20-4, 4300), устанавливаемый вместо крана № 372 и имеющий отверстие диаметром 4 мм, через которое при выключении тормоза магистральная камера воздухораспределителя сообщается с атмосферой, позволяет предупредить самоторможение выключенного воздухораспределителя в случае пропуска воздуха через пробку закрытого разобщительного крана.

По торцам магистральный воздухопровод 6 имеет концевые краны 4 (№ 190 или № 4304) и соединительные рукава 3 (типа Р17-Б). Концевой кран 4 имеет контрольное отверстие диаметром 6 мм, посредством которого при закрытии крана полость соединительного рукава 3 сообщается с атмосферой, что позволяет затем разъединять рукава безопасно для обслуживающего персонала. Кран экстренного торможения 5 (стоп-кран № 163) со снятой ручкой устанавливается только на вагонах с переходной площадкой.

Для отпуска тормоза вагона вручную служит выпускной клапан 17 (№ 31), который непосредственно размещен на крышке главной части 18 воздухораспределителя. На рукоятке этого клапана закреплен проволочный цепочный поводок 15, выведенный на боковую балку рамы вагона. На корпусе главной части 18 воздухораспределителя (сверху) находится обратный клапан 19, соединяющий тормозную магистраль с запасным резервуаром и делающий благодаря этому тормоз прямодействующим, неистошимым при торможении. На корпусе магистральной части 13 воздухораспределителя (сверху) располагается клапан мягкости 21, отличающий воздухораспределитель № 483М от воздухораспределителей № 270-002, № 270-004, № 270-005-1, ранее эксплуатирующихся на грузовых вагонах. Патрубком 16 тормозной цилиндр 1 подключен к грузовому авторежиму 2.

Автоматический регулятор грузовых режимов торможения 2 № 265А-I (по ТУ24.05.107 [10]), обеспечивает регулирование давления воздуха в тормозном цилиндре 1 в зависимости от степени загрузки вагона. Благодаря этому повышается эффективность торможения поездов, автоматизируется ручная операция переключения режимов торможения в зависимости от степени загрузки, исключается повреждение колес в эксплуатации из-за ошибочного включения вручную грузового режима осмотрщиком вагонов.

При наличии в тормозном оборудовании вагона грузового авторежима 2 воздухораспределитель включается на средний режим при композиционных тормозных колодках или на груженный — при чугунных тормозных колодках, а рукоятка 20 переключателя грузовых режимов в двухкамерном резервуаре воздухораспределителя затем снимается.

Шести- и восьмиосные грузовые вагоны пока имеют аналогичную схему тормозного оборудования, но при этом они оборудованы запасным резервуаром 11 и тормозным цилиндром 1 соответственно больших объема и диаметра (135 л, 400 мм). Рефрижераторные и изотермические вагоны также оборудованы по схеме, представленной на рис. 2.3, но без грузового авторежима.

Схема пневматического тормозного оборудования пассажирского вагона представлена на рис. 2.4. Поскольку пассажирские вагоны железных дорог России оборудованы неавтоматическим прямо-

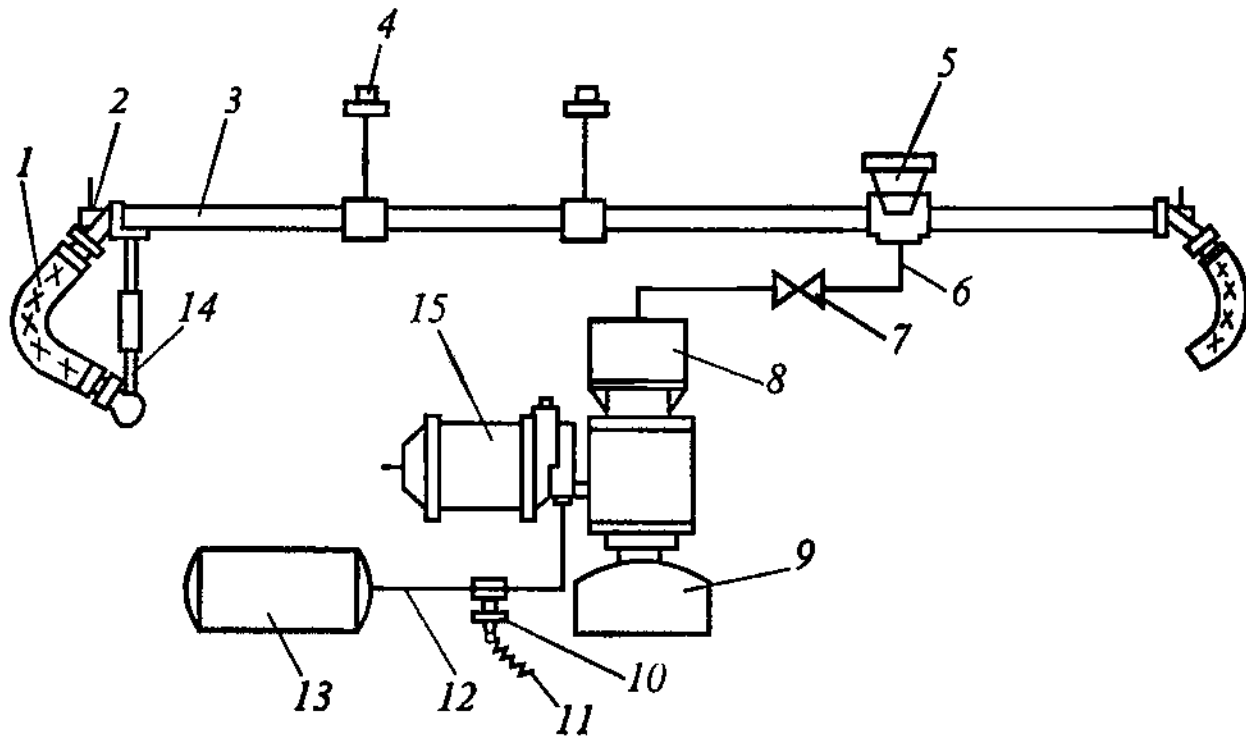


Рис. 2.4. Схема пневматического тормозного оборудования пассажирского вагона

действующим электропневматическим тормозом, то к тормозной магистрали 3 через тройник 5 (№ 573) патрубком 6 с разобшительным краном 7 (№ 377) подсоединен пневматический воздухораспределитель 8 (№ 292-001) совместно с электровоздухораспределителем 9 (№ 305-000), которые устанавливаются на кронштейне тормозного цилиндра 15 (№ 501Б) или на кронштейне, укрепленном на раме вагона. Воздухораспределитель 8 является резервным и служит для зарядки запасного резервуара 13, осуществления торможения и отпуща при отказе или отключении электровоздухораспределителя, а также при открытии стоп-крана.

Выпускной клапан 10 (№ 31), расположенный на запасном резервуаре 13 (типа Р7-78) или на идущем к нему патрубке 12, имеет проволочный цепной поводковый привод 11, выведенный на обе стороны вагона.

В пассажирском вагоне устанавливается не менее трех стоп-кранов 4 (№ 163, № 138 или № 138-01), два из которых расположены в тамбурах вагона.

Межвагонное соединение 1 (№ 369А), головка которого в нерабочем положении соединена с изолированной подвеской 14, содержит соединительный рукав с рабочим и контрольным электрическими проводами в резиновом шланге контактами и концевой кран 2 (№ 190 или № 4304, № 4313, № 4314).

У пассажирских вагонов с противоюзным устройством имеются два тормозных цилиндра по одному на тележку (рис. 2.5). Поэтому воздухораспределитель 5, соединенный с тормозной магистралью 4 через разобщительный кран 3, и электровоздухораспределитель 7, соединенный с рабочим проводом цепи электрического управления, в сборе устанавливаются на специальном кронштейне 6, к которому подключены запасный резервуар 12 и дополнительный резервуар 11 управляющей камеры реле давления 8. Противоюзное устройство, содержащее осевые датчики, например, типа М2а инерционного типа с возбуждательным и срывным клапанами, расположенные на буксах колесных пар вагона, реле давления 8, сбрасывающие клапаны 10 типа М должны обеспечивать предотвращение повреждения колесных пар при нарушении сцепления колес с рельсами с возможно меньшим удлинением тормозного пути. Возбуждательный и срывной клапаны открываются при понижении частоты вращения колесной пары с 900 до 35 об/мин в течение 6 с и закрыва-

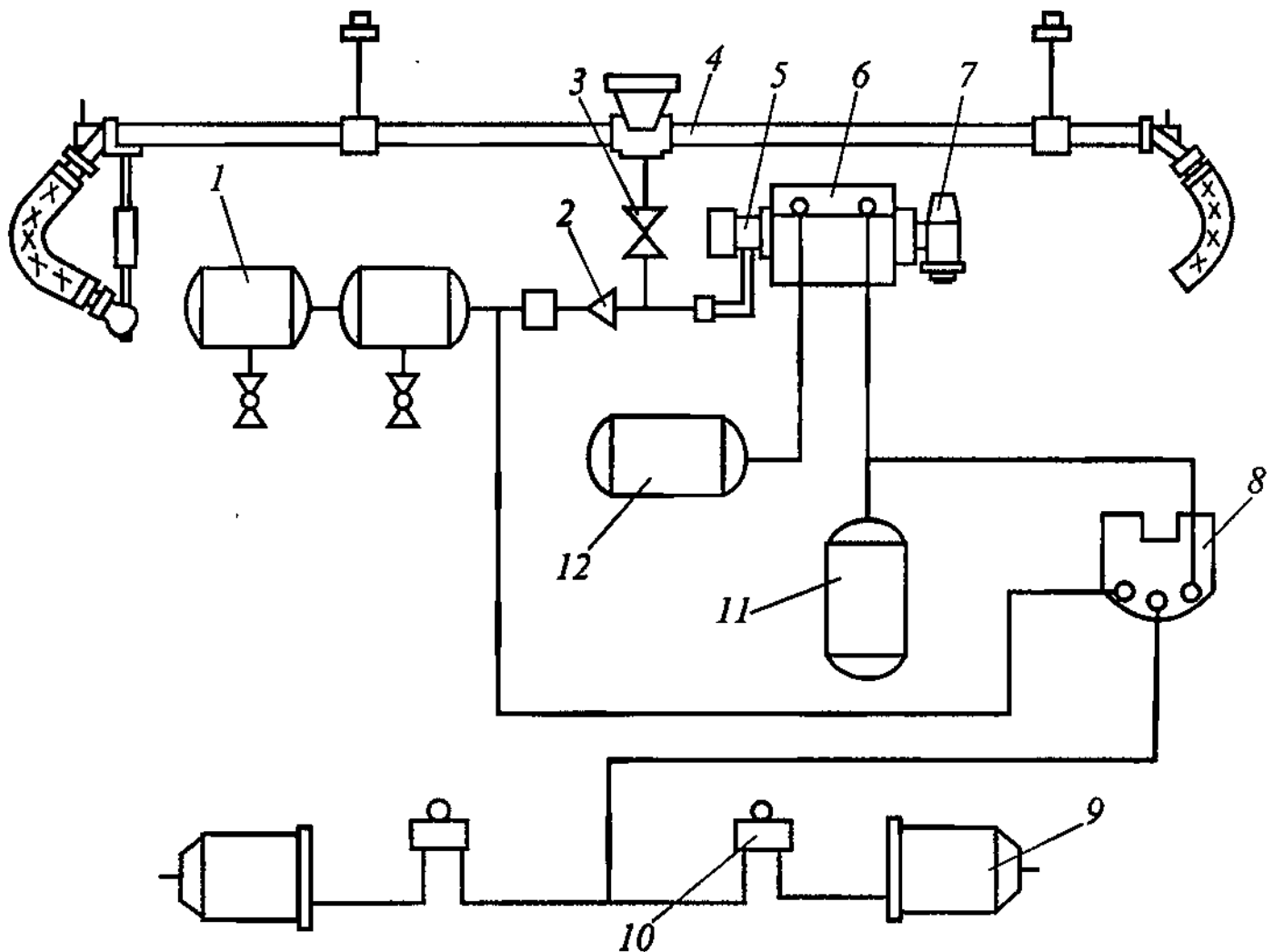


Рис. 2.5. Схема пневматического тормозного оборудования пассажирского вагона с противоюзным устройством



ются при снижении частоты вращения колесной пары с 900 об/мин до нуля за 9 с. Работа противоюзного регулятора, производящего автоматическое уменьшение тормозной силы за счет частичного выпуска воздуха из тормозного цилиндра в атмосферу через сбрасывающий клапан при движении колес юзом с последующим восстановлением нормальной тормозной силы на участках пути с повышенным сцеплением, связана с дополнительным расходом сжатого воздуха. Поэтому на вагоне используются увеличенного объема запасные (питательные резервуары) 1, подключенные к реле давления 8 и наполняемые из тормозной магистрали 4 через обратный клапан 2 с дросселем.

Характерной особенностью рассматриваемой пневматической схемы с противоюзным устройством является наполнение тормозного цилиндра 9 через реле давления 8 и сбрасывающий клапан 10, срабатывающий от осевого датчика противоюзного устройства. При нарушении сцепления колеса с рельсом осевой датчик подает электрический сигнал, соответствующий сбрасывающий клапан 10 отключает тормозной цилиндр 9 от реле давления 8 и сообщает его временно с атмосферой, в результате этого происходит быстрый частичный ступенчатый отпуск тормоза. После восстановления нормального вращения колес клапан 10 сообщает тормозной цилиндр 9 с реле давления 8, и давление в тормозном цилиндре быстро повышается до установленной предельной величины.

Вагоны международного сообщения выпуска после 1979 г. оборудованы усовершенствованным противоюзным устройством типа MWX, в комплект которого входят четыре инерционных противоюзных осевых датчика типа MWX2, два сбрасывающих клапана типа MWA15 и четыре предохранительных клапана. Осевой датчик типа MWX2 отличается от датчика типа M2 наличием узла сцепления с осью колесной пары, из-за которого осевой датчик MWX2 невзаимозаменяем с датчиком M2 по месту установки.

Сбрасывающий клапан типа MWX15 представляет собою клапан типа M2 с дополнительной промежуточной частью, в которой расположен специальный ускорительный клапан, предотвращающий значительный выпуск воздуха из тормозного цилиндра в атмосферу при кратковременных срабатываниях противоюзного датчика.

Противоюзное устройство типа MWX имеет более высокую чувствительность, позволяет в лучшей степени использовать условия сцепления колеса с рельсом и тем самым способствует повышению эффективности торможения при пониженном сцеплении колеса с рельсом, что особенно важно при высоких скоростях движения. На электропоезде ЭР200, пассажирских поездах РТ200, «Аврора» установлены электронные противоюзные устройства. Они контролируют не только абсолютную величину замедления вращательного движения колеса, но и сравнивают между собою скорости вращения колесных пар, что позволяет более надежно защищать колеса от повреждений даже в сравнительно редких случаях их заклинивания с замедлением вращения менее  $4 \text{ м/с}^2$ . Современные электронные системы противоюзного регулирования несколько улучшают сцепление колес с рельсами за счет обеспечения их вращения на границе нарушения сцепления колес с рельсами с проскальзыванием 10—15 % (в нормальных условиях торможения оно равно 2—2,5 %).

В последнее время разработаны более современные противоюзные устройства. ОАО «Экспериментальный завод» разработаны противоюзно-противобоксовочные устройства типов ДУКС-110-4ММ и ДУКС-110-4ММТ для пассажирских вагонов и вагонов электропоездов. Устройства производят поосное или потележечное растормаживание при появлении признаков юза колес. Устройство ДУКС-110-4ММ имеет следующие технические характеристики:

- контроль проскальзывания колесных пар в диапазоне скоростей 0,2—300 км/ч;
- формирование управляющих команд автоматическое;
- дискретность управления по углу поворота колесной пары  $48^\circ$ ;
- сохранение безопасности движения при обрыве осевых датчиков автоматическое;
- управление электропневматическими сбрасывающими клапанами типа 070, 079-1 автоматическое;
- количество двухпозиционных сбрасывающих клапанов 1—4;
- диапазон дискретной установки порогов срабатывания сбрасывающих клапанов при проскальзывании колесной пары от 6 до 15 %;
- диапазон дискретной установки порогов срабатывания защиты от боксования колесной пары при ее проскальзывании от 6 до 15 %;

- защита колесных пар от синхронного вхождения в юз автоматическая;
- напряжение питания постоянного тока 110В или 50 В;
- основной режим электропитания — от аккумуляторной батареи или от статического преобразователя;
- вес устройства 40 кг, вес осевого датчика 8,0 кг;
- габаритные размеры электронного блока 360×378×130 мм, а осевого датчика без кабеля 255×90 мм.

Противоюзное-противобоксовочное устройство ДУКС-110-4ММТ отличается от устройства ДУКС-110-4ММ наличием трехпозиционных сбрасывающих клапанов типа 182, 182-01 вместо клапанов типа 070, 070-01 у устройства ДУКС-110-4ММ.

Фирмой ООО «АДС», «Норд-Вест» разработаны комплексы процессорного противоюзного устройства типов «БАРС-4» и «БАРС-4М» с поосным и потележечным растормаживанием для четырехосных пассажирских вагонов и с измерением скорости движения. Устройства предназначены для предотвращения юза колесных пар при торможении с целью защиты поверхности катания колес от повреждений, для повышения безопасности движения и увеличения эффективности торможения.

Устройство «БАРС-4» имеет следующие технические характеристики:

- контроль проскальзывания колесных пар в диапазоне скоростей 0,2—300 км/ч;
- формирование управляющих команд автоматическое;
- дискретность управления по углу поворота колесной пары не более 12°;
- разрешающая способность по углу поворота колесной пары не более 3,0°;
- сохранение безопасности движения при обрыве осевых датчиков автоматическое;
- управление электропневматическими клапанами автоматическое;
- количество сбрасывающих трехпозиционных клапанов типа 182-01 — 4;
- диапазон дискретной установки порогов срабатывания сбрасывающих клапанов при проскальзывании колесной пары от 6 до 30 %;

- защита колесных пар от синхронного вхождения в юз автоматическая;

- напряжение питания постоянного тока  $110 \pm 30$  % В или  $50 \pm 30$  % В;

- основной режим электропитания — от аккумуляторной батареи или от статического преобразователя;

- вес устройства 40 кг, а осевого датчика 8,0 кг;

- габаритные размеры электронного блока  $360 \times 278 \times 130$  мм, а осевого датчика без кабеля  $255 \times 90$  мм.

Модернизированный комплекс «БАРС-4М» имеет следующие технические характеристики:

- контроль проскальзывания колесных пар в диапазоне скоростей 0,2—300 км/ч;

- формирование управляющих команд автоматическое.

- дискретность управления по углу поворота колесной пары не более  $3^\circ$ ;

- разрешающая способность по углу поворота колесной пары не более  $1,5^\circ$ ;

- сохранение безопасности движения при обрыве осевых датчиков автоматическое;

- управление электропневматическими клапанами автоматическое;

- количество сбрасывающих трехпозиционных клапанов 4;

- диапазон дискретной установки порогов срабатывания впускных электропневматических клапанов:

- по алгоритму проскальзывания от 6,0 до 36 %;

- по алгоритму ускорения замедления от 0,5 до 3,0 %.

- диапазон дискретной установки порогов срабатывания сбрасывающих электропневматических клапанов:

- по алгоритму проскальзывания от 12 до 45 %;

- по алгоритму ускорения замедления от 1,0 до 4,0 %;

- разрешающая способность алгоритмов по порогам срабатывания и отпуска:

- по алгоритму проскальзывания не хуже 3,0 %;

- по алгоритму ускорения замедления не хуже 0,5 %;

- защита колесных пар от синхронного вхождения в юз автоматическая;

- напряжение питания постоянного тока 110 В или  $50В \pm 30 \%$ ;
- основной режим электропитания — от аккумуляторной батареи или от статического преобразователя;
- вес комплекса не более 16 кг, а осевого датчика не более 1,0 кг;
- габаритные размеры электронного блока 360×300×200 мм.

Для шестиосных пассажирских вагонов специального назначения фирма «АДС», «Норд-Вест» разработала комплекс противоюзного устройства «БАРС-6» с поосным или потележечным растормаживанием при возможном появлении юза колесных пар. Основной режим питания — постоянным током напряжением  $120 В \pm 30 \%$  от аккумуляторных батарей или синхронного преобразователя. Вес комплекса 40 кг, вес осевого датчика 8,0 кг. Габаритные размеры электронного блока 405×278×135 мм, а осевого датчика без кабеля 255×90 мм.

Фирмой «АДС», «Норд-Вест» разработан также комплекс процессорного противоюзного устройства «НОРД-6» для шестиосных пассажирских вагонов специального назначения. Устройство обеспечивает поосное или потележечное растормаживание. Вес комплекса 6 кг, вес осевого датчика 1,0 кг; габаритные размеры электронного блока 360×300×200 мм. Основной режим питания — от аккумуляторных батарей или статического преобразователя напряжением 75 В постоянного тока.

### **2.3. Рекомендации по проектированию конструкции тормозной воздушной магистрали с арматурой**

Поступление сжатого воздуха от главных резервуаров, установленных на локомотивах, в запасные резервуары и тормозные цилиндры вагонов производится по трубопроводам, называемыми тормозными магистралями или магистральными воздухопроводами. Магистраль с отводом к воздухораспределителю проходит вдоль вагона под его полом и оканчивается концевыми кранами с резиновыми межвагонными соединительными рукавами.

Тормозная магистраль помимо снабжения сжатым воздухом запасных резервуаров вагона служит также для дистанционного управления пневматическими тормозами поезда, которое производится путем повышения давления воздуха в тормозной магистрали при зарядке и отпуске тормозов поезда и понижения давления воздуха разными темпами и на разные величины при торможении поезда.

Дистанционное управление тормозами поезда производится централизованно из кабины машиниста локомотива с помощью кранов машиниста № 394 при пневматических тормозах и № 395 при электропневматических тормозах. Плавность работы тормоза в основном зависит от скорости распространения сигналов, т.е. тормозной волны, идущей от головы к хвосту поезда, поэтому проектируемый магистральный воздухопровод и его арматура должны обладать возможно меньшим газодинамическим сопротивлением и иметь возможно большую площадь поперечного сечения для прохода воздуха по всей длине поезда. Исходя из этого, магистральный воздухопровод рекомендуется выбирать с внутренним диаметром 31,75 мм или  $1\frac{1}{4}$  дюйма, что соответствует диаметру условного прохода 32 мм. Ранее отечественный подвижной состав оборудовался магистральным воздухопроводом с внутренним диаметром 25,4 мм. Один погонный метр воздухопровода с увеличенным до 31,75 мм внутренним диаметром имеет в 2,5 раза меньшее газодинамическое сопротивление по сравнению с диаметром 25,4 мм. Это позволило ускорить зарядку тормозной сети, особенно в длинносоставных грузовых поездах, уменьшить перепад давлений в головной и хвостовой частях тормозной магистрали поезда (до 0,06 МПа при длине тормозной магистрали 1500 м) и улучшить процессы торможения.

Основные размеры труб, используемых в вагоностроении, приведены в табл. 2.1.

Воздухопроводная тормозная магистраль 8 вагона (рис. 2.6) состоит из ряда элементов. В средней части вагона воздухопровод

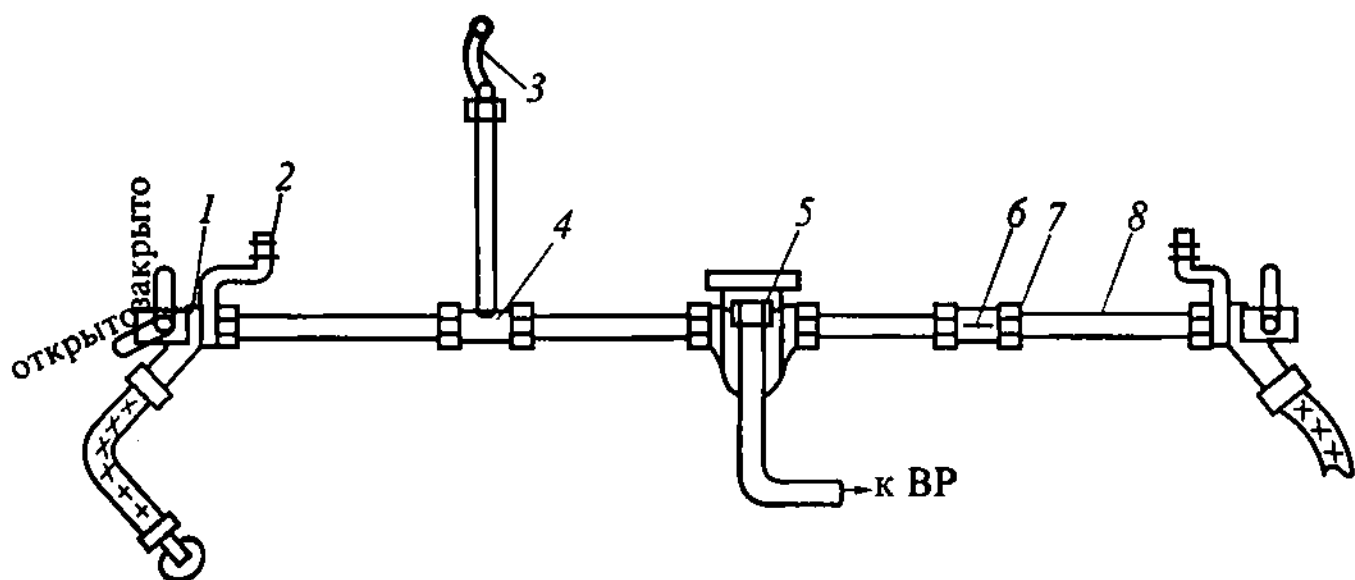


Рис. 2.6. Тормозная магистраль вагона

Таблица 2.1

## Размеры стальных водо- и газопроводных (газовых) труб (ГОСТ 3263-62)

Условное обозначение, дюймы	Диаметр условного прохода, мм	Наружный диаметр, мм	Тип труб						Длина резьбы до сбега, мм		
			легкие		обыкновенные		усиленные		коническая	цилиндрическая	
			толщина на стенке, мм	теоретическая масса 1 м (без муфт), кг	толщина стенки, мм	теоретическая масса 1 м (без муфт), кг	толщина стенки, мм	теоретическая масса 1 м (без муфт), кг		длинная	короткая
1/2	15	21,3	2,5	1,16	2,8	1,28	3,2	1,43	15	14	9,0
3/4	20	26,8	2,5	1,50	2,8	1,66	3,2	1,86	17	16	10,5
1	25	33,5	2,8	2,12	3,2	2,39	4,0	2,91	19	18	11,0
1 1/4	32	42,3	2,8	2,73	3,2	3,09	4,0	3,78	22	20	13,0
1 1/2	40	48,0	3,0	3,33	3,5	3,84	4,0	3,34	23	22	15,0

соединен с тройником-кронштейном 5 (№ 573). На концы магистральной трубы, выходящие за торцовые балки рамы вагона, навернуты концевые краны 1 (№ 190 или № 4304, № 4304М клапанного типа), фиксирующиеся державками 2. К тройникам 4 подключены краны экстренного торможения (стоп-краны) 3 (№ 138; 138-01 или 163). Части тормозной магистрали соединяются между собой при помощи муфты 6 и гаек 7.

Стоп-кран 3 типа № 138 с шаровым затвором, предназначенный для выпуска воздуха из тормозной магистрали в атмосферу при экстренном торможении в случае немедленной остановки поезда без участия машиниста локомотива, имеет габаритные размеры 80×50×220 мм и вес 0,9 кг (изготавливается по ТУ 24.05.10.113-94 ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ»). Стоп-кран № 138-01 имеет габаритные размеры 80×50×210 мм и вес 0,88 кг.

Стоп кран № 163 (изготавливается по ГОСТ 39496-97 ОАО «Ритм») имеет размеры 229×59×75 мм и вес 1,25 кг.

Стоп-кран типов № 138 и № 138-01 (рис. 2.7) состоит из корпуса 1, ручки 2, кулачка 3, шарового запора 4, уплотнения 5, штуцера 6 для подсоединения к трубе 3/4 дюйма, отходящей от тормозной магистрали. Диаметр условного прохода для воздуха равен

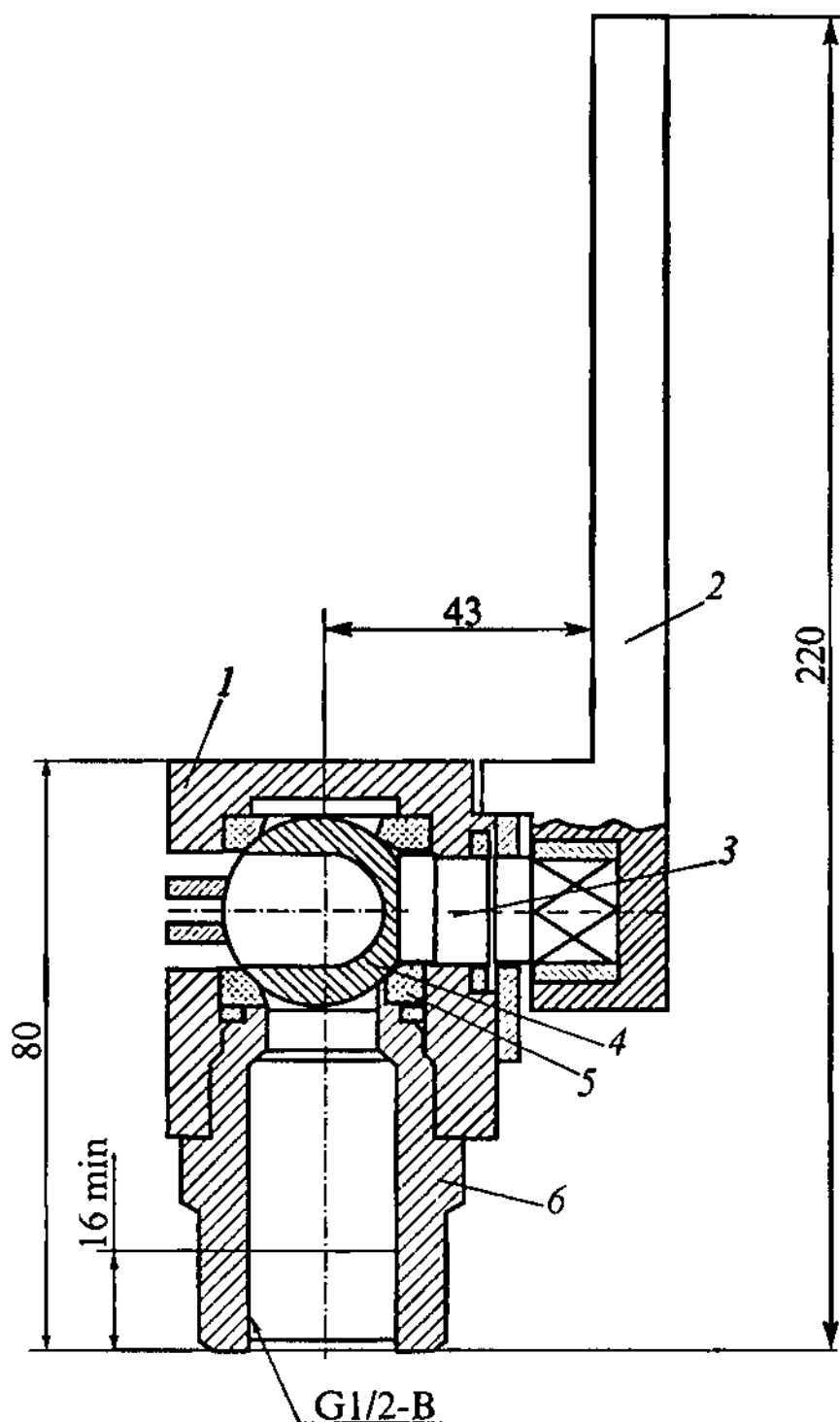


Рис. 2.7. Стоп-кран типа № 138 и 138-01



20 мм. Ручка крана имеет два положения: вдоль трубы — кран закрыт, поперек — открыт.

На грузовых вагонах стоп-краны не ставятся, а у вагонов прежней постройки со стоп-крана снимается ручка. У пассажирских вагонов должно быть не менее трех стоп-кранов.

Для уменьшения расхода сжатого воздуха на восполнение утечек, увеличивающих, кроме того, перепад давления воздуха по длине тормозной магистрали и влияющих на нормальную работу воздухораспределителей, требуется достаточно высокая плотность в соединенных частях трубопроводов. Резьбовые соединения могут развинчиваться от вибраций на ходу поезда, при разгрузке вагонов с применением вибраторов и особенно в случае соударений вагонов на сортировочных горках, поэтому в настоящее время переходят на цельносварные воздухопроводы, значительно повышающие их герметичность. Кроме того, при изготовлении применяется упрочнение резьбовых соединений путем накатки и уплотнение их при сборке трубопровода специальными герметиками. При монтаже воздухопровода необходимо обеспечивать прочность его крепления на вагоне; не допускать резких переходов и провисания труб, чтобы не скапливалась влага, способствующая образованию ледяных пробок в зимнее время. Внутренняя поверхность воздухопровода должна быть чистой, без окалины, песка и ржавчины. Во избежание коррозии воздухопровод должен быть хорошо окрашен. В настоящее время ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» предложил соединять части трубопровода специальными штуцерами с резиновыми уплотнительными кольцами. Эксплуатационные испытания такого соединения на 50 вагонах для перевозки агрессивных порошкообразных грузов подтвердили положительные свойства соединений. После пробега 120 тыс. км герметичность воздухопровода оставалась достаточно высокой.

Диаметр резьбы магистрального отвода воздухораспределителя в пассажирском вагоне должен быть не менее 25,4 мм (1 дюйм), чтобы обеспечить быстрый перепад давления для срабатывания ускорителей. В целях унификации диаметры отводов от воздухораспределителей к запасным резервуарам и тормозным цилиндрам также целесообразно выбирать равными 25,4 мм. Для грузового вагона, у которого воздухораспределитель не имеет ускорителя экстренного торможения, диаметр отводов к воздухораспределителю, запасному резервуару и тормозному цилиндру может быть уменьшен до 19,05 мм.

В связи с участвовавшими в эксплуатации случаями излома и обрыва отводов в резьбовых соединениях в настоящее время ведутся исследования, направленные на замену жестких патрубков гибкими соединениями (шланги, рукава).

ОАО «Транспневматика» по ГОСТ 1335-84 и ТУ 3184-057-07518941-99 выпускает для вагонов разъемные соединительные рукава типа Р17Б с внутренним диаметром 35 мм, весом 2,9 кг. При таком диаметре рукава снижается напряжение при запрессовке наконечника и соединительной головки в трубку по сравнению с ранее установленным диаметром 32 мм.

Разъемный соединительный рукав используется также для соединения тормозной магистрали локомотивов, питательной магистрали электро- и дизель-поездов в единую общую магистраль поезда. У такого рукава резиноканевая трубка насаживается одним концом на головку, а другим — на наконечник с резьбой для соединения с концевым краном. На расстоянии 8—12 мм от торцов трубки ставятся хомутики, стягиваемые болтами.

Неразъемные рукава типов Р21 и Р22 предназначены для соединения трубопровода тормозного цилиндра с воздухораспределителем, а также воздухопроводов между тележкой и кузовом; резиноканевая трубка насаживается обоими концами на наконечники с резьбой. Технические данные указанных типов соединительных рукавов помещены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Основные типы соединительных рукавов (ГОСТ 2593-69), применяемых на подвижном составе

Назначение	Место применения	Обозначение рукава	Общая длина, мм	Внутренний диаметр резиноканевой трубки, мм	Резьба наконечника и гаек (трубная), дюйм
Для соединения воздушных магистралей смежных единиц подвижного состава	На локомотивах и вагонах всех видов подвижного состава	Р11	759	28	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>
		Р12	909	28	
		Р13	449	28	
		Р14	599	28	
		Р15	672	28	
		Р16	847	28	
		Р17-Б	759	32	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
		Р18	624	32	

Назначение	Место применения	Обозначение рукава	Общая длина, мм	Внутренний диаметр резино-тканевой трубки, мм	Резьба наколочника и гаек (трубная), дюйм
Для соединения тормозных цилиндров с воздухопроводом	На электровагонах, тепловозах, вагонах электро- и дизель-поездов	P21	700	25	1/2 и 1 1/8
		P22	740	25	3/4 и 1 1/4
Для соединения тормозных цилиндров с воздухопроводом и соединителями тормозной магистрали вагона	На тепловозах, вагонах локомотивной тяги и электропоездах	P31	825±10	28	1 1/4
		P32	880±10	25	3/4
		P33	586	25	3/4
Для соединения воздушных магистралей смежных единиц подвижного состава	На локомотивах и вагонах всех видов подвижного состава при электропневматических тормозах	№ 369А	759	32	1 1/2
Для соединения воздухопровода тормозной магистрали с воздухопроводителем	На грузовых вагонах	P36А	588	16	3/4
		P36Б	1153	16	3/4
		P36В	525	16	3/4

При монтаже магистрального воздухопровода концевые краны № 190А или № 4304, № 4313 и № 4314 устанавливаются с поворотом на 60° к вертикали своим отростком в сторону продольной оси вагона, благодаря чему улучшаются условия работы соединительных рукавов при движении поезда по кривым участкам пути. При автоматическом расцеплении рукавов на сортировочных горках разъединенные головки в этом случае находятся на достаточной высоте для предохранения их от ударов о детали стрелочных переводов и горочных замедлителей. Расстояние от продольной оси вагона до оси корпуса крана должно быть не менее 280—320 мм.

Расстояние от вертикального листа концевой балки рамы вагона до оси поворота рукоятки концевого крана должно быть таким, чтобы соединительные междвагонные тормозные рукава смежных вагонов имели достаточное естественное провисание, исключающее их саморасцеп при прохождении вагонов по кривым малого радиуса. Это расстояние должно составлять не менее 160 мм у четырехосных вагонов и не менее 210 мм у восьмиосных вагонов при ходе поглощающего аппарата автосцепки до 105 мм и соответственно 210 и 260 мм при ходе поглощающего аппарата более 105 мм.

Концевой кран № 4304 (рис. 2.8), изготавливаемый ОАО «Ритм» по ТУ24.05.054-97 и предназначенный для перекрытия переднего и заднего концов тормозной магистрали вагонов, а на электропоездах —

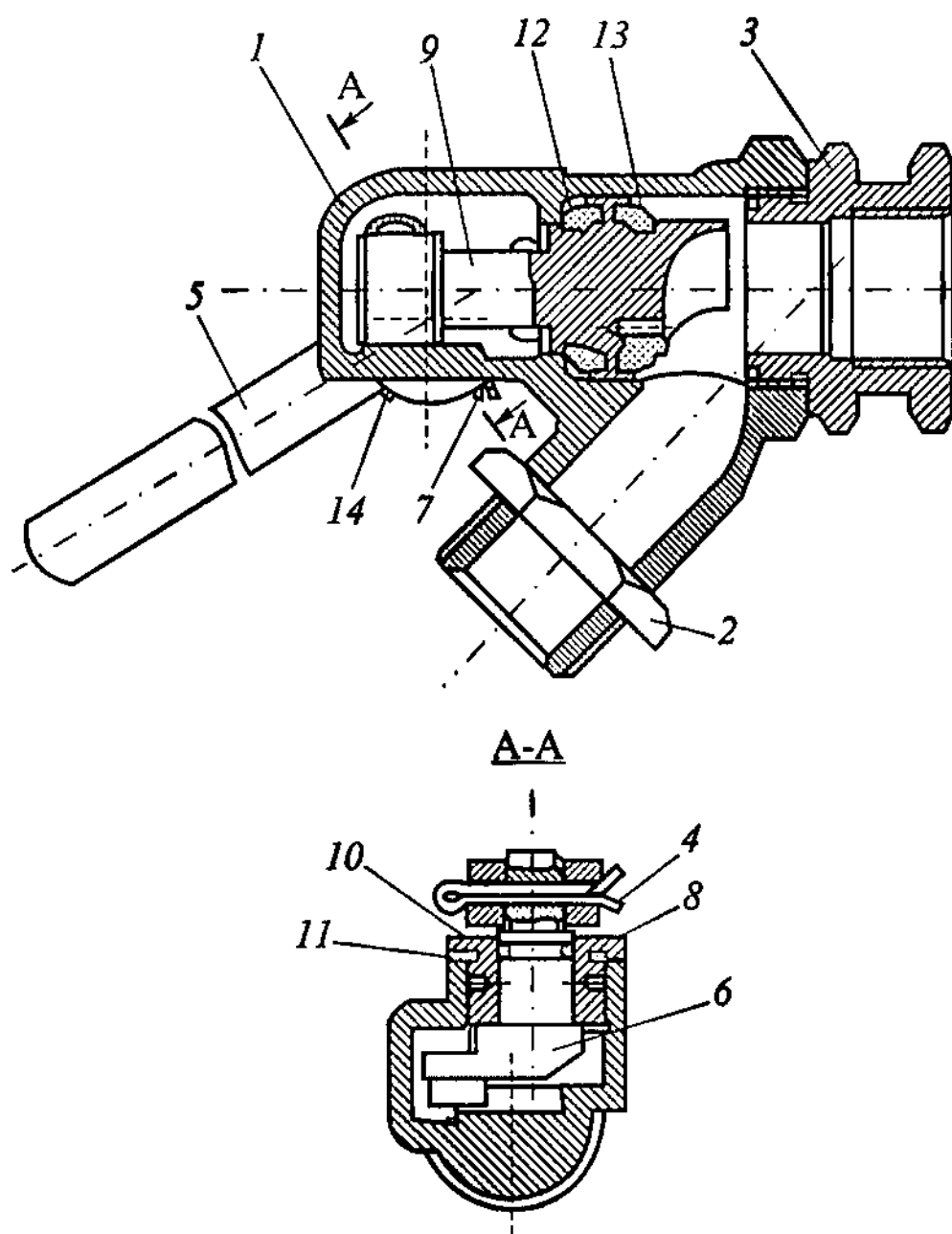


Рис. 2.8. Концевой кран № 4304

для перекрытия и питательной магистрали, состоит из корпуса 1 с заклепкой 14; клапана 9 с резиновыми уплотнениями 12 и 13; кривошипа 6 с кольцом 10; ручки 5, укрепленной на квадрате кривошипа 6 шплинтом 4; штуцера 3 и контргайки 2 для крепления рукава на отростке крана; втулки 8 с кольцом 11. В корпусе 1 крана имеется ось 7, в штуцере 3 — резьба диаметром 12,7 мм, а в отростке крана — резьба диаметром 6,4 мм. Габаритные размеры крана, изготавливаемого по ТУ 24.05.054-97 ОАО «Ритм» 300×141×91 мм и его вес 3,55 кг.

Концевой кран № 4313 с габаритными размерами 300×141×95 мм и весом 3,6 кг взаимозаменяем с концевым краном № 4303 с габаритными размерами 300×141×91 мм и весом 3,6 кг. Концевой кран № 4314 с габаритными размерами 300×144×95 мм и весом 3,55 кг взаимозаменяем с концевыми кранами № 190 и 4304.

### *2.3.1. Выбор типа воздухораспределителя*

Воздухораспределитель выполняет важнейшие функции автоматического тормоза и поэтому является одним из наиболее ответственных приборов тормозного оборудования вагона. Наряду с основными операциями, рассмотренными выше, он должен также выполнять и такие вспомогательные операции, как дополнительная разрядка тормозной магистрали, создание скачка начального давления в тормозном цилиндре, изменение грузовых режимов торможения у грузовых вагонов, изменение времени наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом при экстренном торможении и времени выпуска воздуха из тормозных цилиндров при отпуске тормозов в зависимости от длины пассажирских поездов.

По назначению воздухораспределители делятся на грузовые и пассажирские, отличающиеся принципиально в основном характеристиками процессов изменения давления воздуха в тормозных цилиндрах при торможении и отпуске, а также воздухораспределители специального назначения — промышленного и узкоколейного транспорта, для вагонов, эксплуатирующихся на крутых затяжных спусках железнодорожного пути, например в карьерах по добыче железной руды и руды цветных металлов.

Выбор типа воздухораспределителя для проектируемой тормозной системы вагона следует производить с учетом технических требований, предъявляемых к этим приборам, о которых будет сказано ниже.

### **2.3.2. Требования к воздухораспределителям грузовых вагонов и их типы**

Воздухораспределитель грузового тормоза должен:

- обеспечивать достаточно легкий бесступенчатый отпуск при следовании поезда по участкам пути с уклоном до 18 ‰ и ступенчатый отпуск — по затяжным крутым спускам с уклоном более 18 ‰;
- обладать свойством мягкости, т.е. не срабатывать на торможение при снижении давления в тормозной магистрали темпом 0,02—0,03 МПа/мин (темп мягкости);
- создавать для обеспечения плавности торможения тормозную волну как можно большей скорости, но не менее скорости ударной волны, равной 250 м/с (ударная волна — это процесс последовательного возникновения сжимающих или растягивающих сил на автосцепках вагона);
- приходить в действие при снижении давления в тормозной магистрали темпом 0,006—0,04 МПа/с;
- обеспечивать глубину дополнительной разрядки тормозной магистрали в длинносоставных поездах на уровне 0,05—0,06 МПа с целью ускорения наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом;
- обеспечивать через себя дополнительную разрядку тормозной магистрали поезда при торможении, которая в свою очередь должна наполнить через запасные резервуары сжатым воздухом все тормозные цилиндры в поездах длиной до 1500 м при служебном и экстренном торможении не более чем за 30 с, гарантируя тем самым высокую плавность торможения, малые величины продольных сил в поезде при торможении и отпуске тормозов и сокращение длины тормозного пути;
- обеспечивать максимальное давление в тормозном цилиндре при снижении зарядного давления в тормозной магистрали на 0,13—0,15 МПа; при меньшем снижении давления выполнять служебное торможение ступенями соответственно величине разрядки тормозной магистрали; при этом время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до 95 % максимальной величины (0,4—0,42 МПа) должно быть 15—20 с;
- создавать начальный скачок давления в тормозном цилиндре 0,04—0,08 МПа, который обеспечивает быстрое начальное прижатие тормозных колодок к колесам;

- обладать стандартностью действия, т.е. независимостью величины давления в тормозном цилиндре и процессов его изменения от объема тормозного цилиндра;

- реализовывать максимальное давление воздуха в тормозном цилиндре, которое должно быть в пределах 0,4—0,42 МПа для груженого режима воздухораспределителя, 0,28—0,32 МПа для среднего и 0,14—0,18 МПа для порожнего режимов;

- обеспечивать пополнение тормозного цилиндра из запасного резервуара при возможных утечках из тормозного цилиндра из-за неплотностей в местах соединения деталей пневматической части тормоза;

- иметь бесступенчатый отпуск за 35—50 с на равнинном режиме и ступенчатый отпуск за 45—60 с на горном;

- обладать свойством выравнивания времени полного отпуска по длине поезда на равнинном режиме (воздухораспределители хвостовых вагонов поезда должны начинать выпускать сжатый воздух из тормозных цилиндров позднее воздухораспределителей головных вагонов, но этот процесс у них должен происходить быстрее, чем у головных вагонов поезда);

- иметь выпускной (отпускной) клапан для отпуска тормоза отдельного вагона вручную независимо от воздухораспределителей других вагонов состава при отцепке одиночных вагонов или группы вагонов состава.

В настоящее время магистральные грузовые вагоны железных дорог России имеют прямодействующие неистощимые воздухораспределители № 483М полужесткого типа на горном режиме отпуска и мягкого типа на равнинном режиме отпуска. Сочетание максимальной скорости тормозной волны 290—300 м/с с высокой нечувствительностью к торможению при медленной разрядке тормозной магистрали темпом мягкости до 0,08—0,1 МПа/мин позволяет сократить длину тормозного пути.

Анализ возможных вариантов создания унифицированной отечественной тормозной техники, отвечающей современным и перспективным требованиям эксплуатации вагонов, показал, что эту задачу целесообразно решать путем разработки конструктивного ряда тормозных приборов на базе воздухораспределителя № 483М, сохраняя его наиболее ценные качества (быстродействие, неисто-

щимость, многофункциональность по давлению воздуха в тормозном цилиндре, ступенчатый и бесступенчатый отпуск, высокая скорость тормозной волны, устойчивость и стабильность первой и последующих ступеней торможения, повышенную мягкость).

Базовая конструкция воздухораспределителя № 483М предназначена только для грузовых вагонов, эксплуатирующихся с максимальной скоростью движения 100 км/ч. Однако после 2000 г. ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» под научным руководством крупного специалиста в области тормозной техники члена-корреспондента РАН, д-ра техн. наук В.Г. Иноземцева были разработаны несколько новых модификаций воздухораспределителя № 483М.

В модификации № 483А (рис. 2.9) несколько изменена конструкция клапана мягкости, в котором зарядное отверстие 1 (в воздухораспределителе № 483М это отверстие 2) золотниковой камеры перекрывается за счет разницы давлений в рабочей (РК) и золотниковой (ЗК) камерах, действующих на диафрагму 3, а не давлением воздуха, поступающего из канала дополнительной разрядки (КДР) в его полость. На рис. 2.9, б АТ означает атмосферный канал. Это позволило упростить конструкцию клапана мягкости, повысить надежность отпуска на равнинном режиме и при полной разрядке

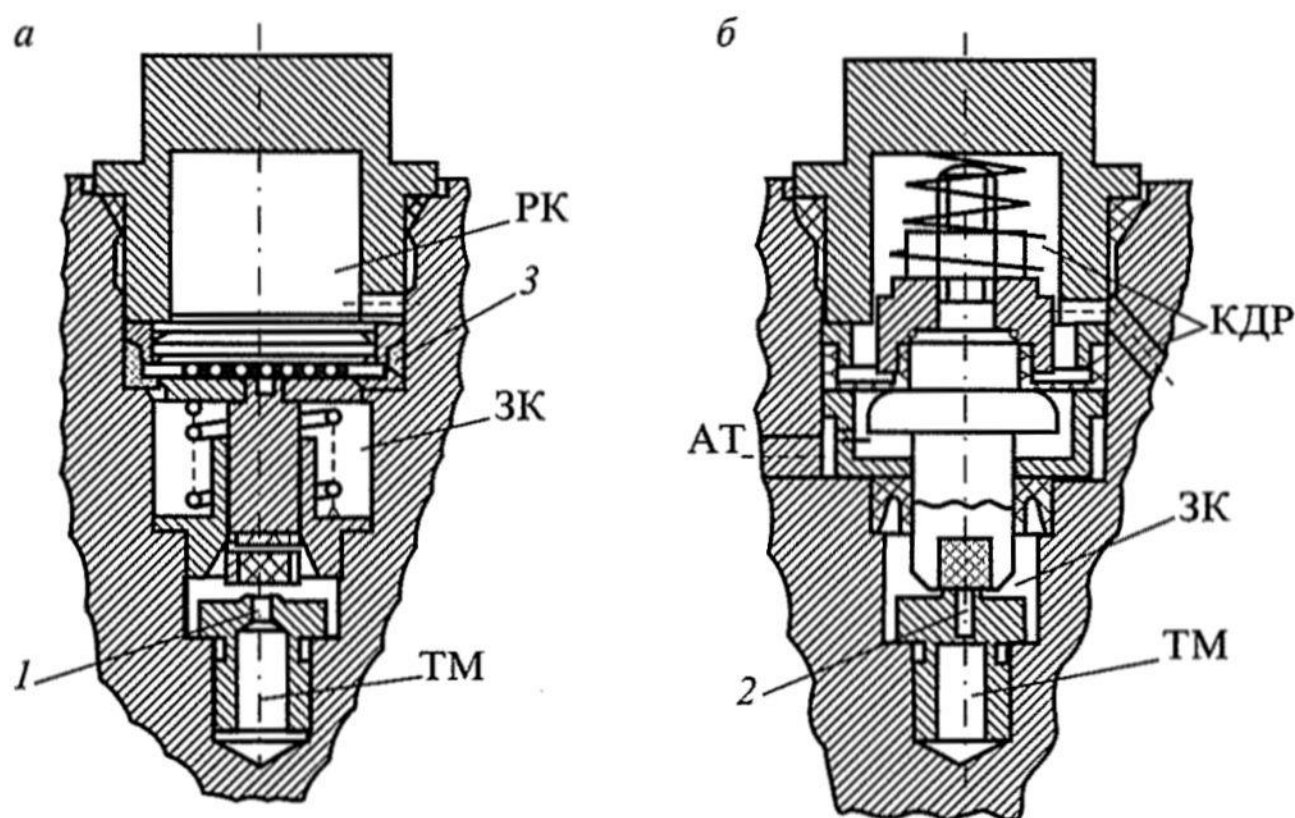


Рис. 2.9. Орган мягкости: а — воздухораспределителя № 483А, б — воздухораспределителя № 483М



тормозной магистрали (ТМ) темпом мягкости. При этом схема действия воздухораспределителя № 483М не изменилась, сохранились в полной мере его качества по скорости тормозной волны и ускоренному действию тормозов во всем поезде за счет разрядки тормозной магистрали по длине поезда. Особенность работы клапана мягкости новой конструкции состоит в том, что диафрагма 3 закрывает клапаном зарядный канал 2 золотниковой камеры при снижении давления в тормозной магистрали более 0,04 МПа. При особенно малых ступенях (0,03—0,04 МПа) зарядное отверстие 2 остается закрытым, что повышает устойчивость ступени понижения давления в тормозной магистрали, так как при его медленном повышении давление в тормозной магистрали выравнивается с давлением в золотниковой камере через открытое зарядное отверстие диаметром 0,9 мм, не смещая диафрагму магистральной части воздухораспределителя. Следовательно, на равнинном режиме отпуска при особо малых ступенях торможения устойчивость ступени соответствует горному режиму отпуска.

Модификация воздухораспределителя № 483П, предназначенная для грузовых вагонов нового поколения с максимальной скоростью движения 120 км/ч, может комплектоваться с магистральной частью воздухораспределителя № 483М или № 483А. Особенность этой модификации состоит в наличии пассажирского и грузового режимов работы воздухораспределителя. Режимный переключатель «пассажирский—грузовой» установлен на двухкамерном резервуаре № 295 в месте подключения трубопровода тормозного цилиндра. Время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом на пассажирском режиме определяется временем разрядки золотниковой камеры на 0,13 МПа и составляет 5—6 с. Замедление наполнения тормозного цилиндра на грузовом режиме производится режимным переключателем. Время отпуска на обоих режимах одинаковое и определяется процессом выравнивания давлений в рабочей и золотниковой камерах. Воздухораспределитель № 483П имеет улучшенные характеристики торможения по продольным динамическим силам в длинносоставных грузовых поездах на грузовом режиме за счет уменьшения начального скачка давления воздуха и улучшенной индикаторной диаграммы тормозного цилиндра. Для грузовых вагонов нового поколения с конструкционными скоростями дви-

жения 140 и 160 км/ч воздухораспределитель № 483П можно дополнить также ускорителем экстренного торможения, а при необходимости и блоком электропневматического управления.

Модификация воздухораспределителя № 483Л, предназначенная для грузовых локомотивов без электропневматических тормозов, используемых для вождения со скоростями до 120 км/ч пассажирских поездов, имеет магистральную часть с увеличенным диаметром отверстий в плунжере и в седле переключателя режимов отпуска (равнинный, горный), через которое рабочая камера сообщается с золотниковой камерой при отпуске на равнинном режиме. При следовании грузового локомотива с пассажирским поездом воздухораспределитель включается на равнинный груженный режим, а при следовании с грузовым поездом — на горный порожний режим. При следовании локомотива в недействующем состоянии воздухораспределитель включается на равнинный порожний режим. Более быстрый отпуск тормоза локомотива в недействующем состоянии в составе грузового поезда способствует большей сохранности колес локомотива.

Для оборудования грузового локомотива воздухораспределителем № 483Л необходимо магистральную часть воздухораспределителя № 483М или 483А заменить на взаимозаменяемую магистральную часть 483Л. По особому указанию ОАО «РЖД» магистральная часть воздухораспределителя № 483Л локомотива может дополняться ускорителем экстренного торможения. Магистральную часть воздухораспределителя № 483Л можно применять также на грузовых вагонах нового поколения с воздухораспределителем № 483П вместо типовой магистральной части, если необходимо быстро наполнять сжатым воздухом тормозные цилиндры на пассажирском режиме и быстро отпускать тормоза грузового поезда. Время наполнения сжатым воздухом тормозных цилиндров и время отпуска на грузовом режиме в этом случае регулируется переключателем режимов «пассажирский—грузовой», имеющимся в воздухораспределителе модификации № 483П.

По времени наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом существенной разницы между локомотивом и вагонами нет. На локомотиве на груженом режиме воздухораспределителя тормозные цилиндры при экстренном торможении наполняются за 5—8 с,

а на вагонах — за 4—6 с. Это связано с особенностями тормозной схемы локомотива, в которой имеется реле давления с камерой объемом 7—8 л, при котором замедлитель в головной части воздухораспределителя № 483Л не влияет существенно на время наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом. Это вполне логично, так как при экстренном торможении одновременно с другими тормозными средствами локомотива приводится в действие вспомогательный тормоз локомотива, обеспечивающий время наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом из главных резервуаров порядка 8 с. Поэтому при проектировании воздухораспределителя № 483Л для грузовых локомотивов необходимо было обеспечить грузовой и пассажирский режимы работы воздухораспределителя только по отпуску без введения дополнительного переключателя.

Воздухораспределитель № 483Л обеспечивает по пассажирским нормативам время отпуска тормозов на равнинном режиме 8—12 с, а на горном режиме 30—40 с. Включение воздухораспределителя локомотива на горный режим отпуска не вызывает каких-либо затруднений, связанных с возможным значительным увеличением времени отпуска при медленном повышении давления в тормозной магистрали, так как давление в тормозной магистрали локомотива при полном отпуске возрастает достаточно быстро.

Модификация № 483ПЭЛ, предназначенная для пассажирских вагонов, состоит из магистральной части воздухораспределителя типа № 483Л, ускорителя экстренного торможения, главной части воздухораспределителя № 483М и блока электропневматического управления. Ускоритель экстренного торможения имеет оригинальную конструкцию, не имеющую пока аналогов в отечественной и зарубежной тормозной технике, что позволяет обеспечить его высокую надежность в сочетании с нечувствительностью к срыву на экстренное торможение при прохождении дополнительной разрядки тормозной магистрали.

Основной особенностью данного ускорителя является отсутствие специальной камеры, а его полости над поршнем соединены с каналом дополнительной разрядки тормозной магистрали и золотниковой камеры магистральной части воздухораспределителя. При отпущенном тормозе в канале дополнительной разрядки тормозной магистрали атмосферное давление и дополнительная слу-

жебная разрядка одновременно осуществляют процесс заполнения сжатым воздухом полости над поршнем ускорителя. При любом темпе этого процесса срабатывание ускорителя с переходом на экстренное торможение невозможно. Дальнейшее действие ускорителя зависит от того, успеет ли золотниковая камера воздухораспределителя разрядиться в атмосферу. Если снижение давления воздуха в золотниковой камере воздухораспределителя поспевает за снижением давления в тормозной магистрали (служебное торможение) без заданной разницы между ними, то поршень ускорителя экстренного торможения не открывает клапан экстренного торможения. Если разрядка тормозной магистрали происходит быстрее, чем золотниковой камеры (экстренное торможение), то вследствие возникающего перепада давлений по поршню ускорителя экстренного торможения открывается клапан экстренного торможения и волна ускоренной разрядки тормозной магистрали без затухания передается от вагона к вагону. При достаточной защищенности от срабатывания ускорителя экстренного торможения при служебном торможении обеспечивается эффективный переброс через 4—6 вагонов, не имеющих ускорителей экстренного торможения. Для отключения ускорителя экстренного торможения применяется муфта, перекрывающая щель быстрой разрядки тормозной магистрали.

Блок электропневматического управления состоит из двух электромагнитных вентилях, реле давления, действующего от вентилях и воздухораспределителя через переключательный клапан. Особенность системы электропневматического торможения состоит в том, что при снижении давления воздуха в запасных резервуарах вагонов поезда при торможении срабатывают воздухораспределители № 483М. Если при торможении электропневматический тормоз откажет, то полный отпуск тормозов поезда не произойдет, так как электропневматический тормоз замещается воздухораспределителями № 483М. Сохраняется возможность экстренного торможения со срабатыванием ускорителей экстренного торможения, действие которых не зависит от действия электропневматического тормоза, и восстановлением полного расчетного давления сжатого воздуха в тормозных цилиндрах при замещении электропневматического торможения пневматическим.

Воздухораспределитель № 483ПЭЛ значительно повышает надежность всей системы электропневматического тормоза по сравнению с типовой системой, применяющейся на пассажирских поездах в настоящее время. В типовой системе отказ электропневматического тормоза вызывает сильное увеличение длины тормозного пути из-за почти полного отпуска тормозов и длительного времени замещения электропневматических тормозов пневматическими с пониженным давлением воздуха в тормозных цилиндрах без срабатывания ускорителя экстренного торможения. Этот недостаток типовой системы электропневматического тормоза с замещающим пневматическим воздухораспределителем № 292-001 устраняется, если отказаться от нее и перейти на применение воздухораспределителя 483ПЭЛ.

Конструктивно воздухораспределитель № 483ПЭЛ может выполняться в двух вариантах: 1 — с монтажом на двухкамерном резервуаре № 295 ускорителя экстренного торможения, главной части воздухораспределителя и отдельного блока с электромагнитными вентилями, с реле давления и переключательным клапаном; 2 — с монтажом всех съемных узлов на плите, на которой укреплены резервуары рабочей и золотниковой камер.

Воздухораспределитель № 483ПЭЛ значительно расширяет эксплуатационные возможности тормозов пассажирских поездов. Изменением давления воздуха в тормозном цилиндре (груженный и средний режимы торможения) достигается разная эффективность торможения в зависимости от скорости движения и наличия противоюзных устройств. Пассажирские вагоны можно без ограничений включать в грузовые поезда, следующие через горные участки, с зарядным давлением в тормозной магистрали 0,6 МПа. При необходимости можно применять ступенчатый отпуск при пропуске отечественных пассажирских вагонов на западноевропейские железные дороги с шириной колеи 1435 мм и на железные дороги Финляндии.

Модификация № 483 КЕ, предназначенная для грузовых и пассажирских вагонов без электропневматического тормоза, используемых в международном железнодорожном сообщении на путях с шириной колеи 1435 мм, отвечает всем международным требованиям на режиме МСЖД со ступенчатым отпуском, а на путях с колеей 1520 мм — требованиям российских железных дорог на режи-

ме РЖД и может иметь бесступенчатый и ступенчатый отпуск. Воздухораспределитель состоит из магистральной части воздухораспределителя № 483М или № 483А, распределительной части автоматического прямодействующего воздухораспределителя КЕ<sub>5</sub> фирмы «Кнорр—Бремзе» (Германия) и из переключателя режимов РЖД или МСЖД, укрепленных на камерном кронштейне № 196. Магистральная часть обеспечивает важнейшие свойства ступенчатого и бесступенчатого отпуска, ускоренную разрядку тормозной магистрали по всей длине поезда, что отвечает требованиям российских железных дорог, а воздухораспределитель КЕ<sub>5</sub> обеспечивает все необходимые свойства, соответствующие требованиям МСЖД, в том числе пассажирский и грузовой режимы наполнения сжатым воздухом тормозного цилиндра и отпуска тормоза. Время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до 95 % максимальной величины (0,37—0,39 МПа) равно 3—5 с на пассажирском режиме и 18—25 с на грузовом режиме, а время отпуска после служебного торможения до давления в тормозном цилиндре 0,04 МПа соответственно 15—20 и 45—60 с. Зарядное давление в тормозной магистрали равно 0,45—0,6 МПа на режиме РЖД и 0,5 МПа на режиме МСЖД. На равнинных режимах РЖД для полного отпуска после полного служебного торможения достаточно повысить давление в тормозной магистрали до 0,44 МПа. Воздухораспределитель № 483 КЕ изготавливает ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» совместно с фирмой «Кнорр—Бремзе» (Германия), запатентован в России, Украине, Казахстане, Германии и Польше (патент РФ № 2116916). Общий вес воздухораспределителя № 483 КЕ<sub>5</sub> равен 52,5 кг, из которых 20 кг приходится на воздухораспределитель КЕ<sub>5</sub> и 25 кг на камеру-кронштейн.

Модификация № 483 КЕЭЛ, предназначенная для пассажирских вагонов международного сообщения, удовлетворяет требованиям российских железных дорог (включая электропневматическое управление) и требованиям МСЖД, состоит из магистральной части воздухораспределителя № 483А, установленной на камерном кронштейне с золотниковой камерой объемом 5,5 л, воздухораспределителя типа КЕ<sub>5</sub> и переключателя режимов РЖД или МСЖД. Электропневматическое управление может выполняться в двух вариантах. В первом варианте при наличии реле давления в воздухораспределителе КЕ<sub>5</sub> в качестве блока электропневматического управле-

ния используется электровоздухораспределитель № 305-000. При пневматическом управлении тормозом наполнение тормозного цилиндра сжатым воздухом происходит от реле давления воздухораспределителя  $KE_s$  через переключательный клапан электровоздухораспределителя № 305-000, а при электрическом управлении — от электровоздухораспределителя № 305-000. Во втором варианте реле давления типа  $KE_s$  может устанавливаться на блоке электропневматического тормоза и воздействовать на его управляющую камеру через переключательный клапан от воздухораспределителя или от электромагнитных вентилях. Величина давления воздуха в тормозном цилиндре при электропневматическом тормозе ограничивается специальным датчиком. В воздухораспределителе № 483 КЕЭЛ используется ускоритель экстренного торможения типа ЕВ-5 фирмы «Кнорр—Бремзе», имеющей регистрацию в МСЖД. Отечественный ускоритель экстренного торможения, обладающий существенными преимуществами, пока не используется из-за отсутствия международной сертификации вследствие того, что бывшее МПС не является членом МСЖД после 1947 г.

На вагонах, эксплуатирующихся на железных дорогах с уклонами свыше 40 ‰, например на железных дорогах карьеров по добыче руды, установлены воздухораспределители жесткого типа. Такие воздухораспределители работают на определенном давлении сжатого воздуха в тормозной магистрали; при снижении давления воздуха в тормозной магистрали ниже зарядного любым темпом производят торможение, а при давлении выше зарядного тормоза в действие не приходят до снижения давления ниже зарядного. Каждой величине давления воздуха в тормозной магистрали независимо от темпа его изменения соответствует определенная величина давления воздуха в тормозном цилиндре.

Основным типом воздухораспределителя жесткого типа является воздухораспределитель № 388-002, применяемый на участках железных дорог с затяжными спусками круче 40 ‰. Он устанавливается вместо главной части воздухораспределителя № 270-002 и 270-005-1. Взамен воздухораспределителей № 320 и № 135 устанавливается воздухораспределитель № 388-003, отличающийся от воздухораспределителя № 388-002 лишь привалочным фланцем корпуса, взаимозаменяемым с указанными воздухораспределите-

лями. В 1986 г. ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» выпустил небольшую опытную партию (20 шт.), а в 1987 г. 50 шт. воздухораспределителей жесткого типа № 498-1 для вагонов (думпкаров) карьерных поездов, эксплуатирующихся на карьерных железнодорожных путях с затяжными уклонами до 60 ‰. Воздухораспределитель весом 24 кг имеет пневматическую часть с алюминиевым корпусом, реле давления № 404 с переходным фланцем и электрическую часть с дистанционным переключателем грузовых режимов (порожний, груженный) из кабины машиниста тягового агрегата типа СПЭ-1М. Монтируется на камерном резервуаре № 295-001. Воздухораспределитель обеспечивает диапазон пониженного зарядного давления воздуха в тормозной магистрали 0,5—0,65 МПа; предельное давление воздуха в тормозном цилиндре  $0,16 \pm 0,02$  МПа на порожнем режиме и  $0,4 \pm 0,03$  МПа на груженом режиме; время зарядки запасного резервуара объемом 135 л до 0,5 МПа составляет 60 с; время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до давления 0,35 МПа равно 3,5 с; время отпуска после полного служебного торможения равно 8,0; чувствительность срабатывания на торможение — 0,04—0,05 МПа, при котором конечное давление в тормозном цилиндре равно  $0,1 \pm 0,03$  МПа.

Проведенные МИИТом (кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство») и ГосНИИВ статические и динамические испытания воздухораспределителей № 498-1 в поезде длиной 220 м и весом 2105 т в груженом и 880 т в порожнем состоянии на карьерных железнодорожных путях с затяжным уклоном 50 ‰ Лебединского горно-обогатительного комбината Курской магнитной аномалии показали, что воздухораспределитель № 498-1 обладает надежной и устойчивой работоспособностью и обеспечивает повышенную тормозную эффективность и неистощимость тормоза при торможении. Тормозной путь порожнего и груженого поезда при экстренном торможении с начальной скорости движения 35 км/ч равен соответственно 280 и 210 м, что меньше нормативной величины тормозного пути (300 м) при начальной скорости торможения 30 км/ч. Тормоз с воздухораспределителем № 498-1 практически неистощим при самых тяжелых условиях торможения. После ряда последовательных торможений давление воздуха в запасном резервуаре не падает ниже 0,45—0,46 МПа при зарядном давлении в тормозной магистрали 0,62 МПа.



В настоящее время ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» разработал систему автоматического электропневматического тормоза для карьерного железнодорожного подвижного состава. Она дополняет применяемую систему автоматического пневматического тормоза воздухораспределителем № 483М. Автоматичность действия электропневматического тормоза достигается подачей напряжения на электрические вентили тягового агрегата и вагонов карьерного поезда при отпуске тормоза, а при ступенчатом, полном служебном и экстренном торможениях — снятием напряжения с электрических вентилях. Применение такого тормоза улучшает управляемость тормозами поезда на крутых затяжных спусках железнодорожного пути за счет быстрого наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом и быстрого отпуска тормозов в сочетании с высокой неистощимостью действия тормозов. Повышается безопасность движения карьерных поездов за счет сокращения длины тормозного пути. Все эти положительные качества тормоза были подтверждены лабораторными испытаниями на тормозной станции ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ».

На четырехосных вагонах промышленного транспорта и узкоколейных железных дорог, эксплуатирующихся в грузовых поездах в количестве до 20 шт., стоят воздухораспределители № 270-006. При совместной работе этих воздухораспределителей с воздухораспределителями № 483М или № 270-002 и № 270-005-1 допускается постановка группы вагонов (не более 20) с воздухораспределителями № 272-006. Если в группе имеются не более пяти вагонов с воздухораспределителями № 272-006, то число таких групп не ограничивается при условии, что между группами включено не менее двух вагонов с воздухораспределителями других типов.

Воздухораспределитель № 271-006 состоит из однокамерного резервуара емкостью 4,5 л, крышки № 272-001 с обратным клапаном, валика с ручкой грузового переключателя (порожний, средний, груженный режимы) и главной части с главным поршнем с пятью манжетами и обратным клапаном с диаметром 2,5 мм для зарядки запасного резервуара. Время зарядки равно 35—45 с и 50—60 с при объеме запасного резервуара соответственно 55 и 78 л. Время наполнения тормозного цилиндра до давления воздуха 0,35 МПа равно 5—8 с по темпу разрядки тормозной магистрали. Полное

давление в тормозном цилиндре достигается при снижении давления в тормозной магистрали на 0,12 МПа. Для полного отпуска тормоза необходимо восстановить зарядное давление воздуха в тормозной магистрали и золотниковой камере главной части воздухораспределителя. При частичном восстановлении давления воздуха в тормозной магистрали и в золотниковой камере происходит ступень отпуска тормоза. Время отпуска до давления воздуха в тормозном цилиндре 0,04 МПа равно 15—18 с при отпуске вторым положением ручки крана машиниста № 394 и 10—13 с — первым положением. Воздухораспределитель № 270-006 сохраняет свойства воздухораспределителя № 270-002, но не имеет дополнительной служебной разрядки тормозной магистрали и легкого бесступенчатого отпуска тормоза, а его вес на 20 кг меньше и он проще в изготовлении и ремонте.

### ***2.3.3. Требования к воздухораспределителям пассажирских вагонов и их типы***

Воздухораспределитель пассажирского вагона должен:

- обеспечивать время наполнения сжатым воздухом тормозного цилиндра до 95 % максимального давления 5—7 с при пневматическом и 3—4 с при электрическом управлении;
- обеспечивать полный бесступенчатый отпуск тормоза после служебного торможения при повышении давления в тормозной магистрали на 0,2—0,3 МПа;
- иметь режимы работы для короткосоставного поезда (до 20 вагонов) и длинносоставного (свыше 20 вагонов) с целью повышения плавности торможения после экстренного торможения и плавного отпуска после служебного и экстренного торможения;
- обеспечивать при экстренном торможении время наполнения сжатым воздухом тормозного цилиндра до давления 0,35 МПа порядка 5—7 с для короткосоставного поезда и 12—16 с для длинносоставного поезда, а время отпуска — соответственно 9—12 и 19—24 с;
- иметь ускоритель экстренного торможения, обеспечивающий быструю дополнительную разрядку в атмосферу тормозной магистрали с целью повышения плавности торможения;

- обеспечивать небольшую дополнительную разрядку тормозной магистрали (до 0,02 МПа) в атмосферу через специальную камеру (камера дополнительной разрядки) или дроссельное отверстие;
- создавать скорость тормозной волны при экстренном торможении не менее скорости ударной волны (250 м/с);
- срабатывать на ступенчатое торможение при минимальном снижении давления воздуха в тормозной магистрали на 0,03 МПа;
- не срабатывать на торможение при снижении давления воздуха в тормозной магистрали медленным темпом (темпом мягкости не менее 0,04 МПа в мин);
- обеспечивать возможность включения пассажирских вагонов и грузовые поезда.

Воздухораспределители западноевропейского типа согласно предписаниям МСЖД, установленным для пассажирских поездов международного сообщения, должны:

- обеспечивать нормальную совместную работу с воздухораспределителями других типов;
- иметь грузовой и пассажирский режимы работы и ступенчатый отпуск;
- обеспечивать скорость тормозной волны не менее 250 м/с;
- обеспечивать темп мягкости не менее 0,04 МПа в мин на отдельном вагоне и не менее 0,1 МПа за время не более 10 мин в поезде;
- обеспечивать давление в тормозном цилиндре 0,37—0,39 МПа при снижении давления воздуха в тормозной магистрали на 0,13—0,16 МПа;
- обеспечивать время наполнения тормозного цилиндра до 95 % максимальной величины давления воздуха при экстренном торможении 3—5 с на пассажирском режиме и 18—30 с на грузовом режиме, а время выпуска воздуха из тормозного цилиндра до 0,04 МПа — соответственно 15—20 и 45—60 с.

В настоящее время на железных дорогах России в автоматическом пневматическом тормозе применяется истощимый непрямодействующий воздухораспределитель мягкого типа № 292-001 золотниково-поршневой конструкции, обеспечивающий скорость тормозной волны 120 м/с при служебном торможении и 190—200 м/с при экстренном. В неавтоматическом неистощимом электропневматическом тормозе пассажирских поездов с локомотивной тя-

гой используется электровоздухораспределитель № 305-000 с двухпроводным электрическим управлением и воздухораспределитель № 292-001 в качестве резервного для замещения электропневматического тормоза при выходе его из строя или неисправности электровоздухораспределителя.

Воздухораспределитель № 292-001 обеспечивает плавность торможения в поездах различной длины, выравнивание зарядки запасных резервуаров по длине поезда, возможность более длительной выдержки ручки крана машиниста № 394 в первом положении без перегрузки запасных резервуаров головных вагонов поезда, быстрое и надежное срабатывание тормозов в поезде независимо от его длины, плавное торможение в длинносоставных пассажирских поездах (свыше 20 вагонов), возможность включения пассажирских вагонов в грузовые поезда.

Однако он имеет следующие недостатки: отсутствие подзарядки запасных резервуаров в процессе торможения и пополнения утечек воздуха из тормозных цилиндров, зависимость давления воздуха в тормозном цилиндре от выхода штока поршня последнего (чем он больше, тем давление воздуха меньше), что оказывает существенное влияние на эффективность торможения и на возможность юза колеса при малой величине выхода штока поршня. Кроме того в воздухораспределителе используется большое количество цветного металла (латунь, бронза) и притираемых изделий (главный и отсекающий золотники, уплотнительное кольцо магистрального поршня и сам поршень), требующих трудоемких работ при изготовлении и ремонте.

На электро- и дизель-поездах применяется электровоздухораспределитель № 305-001 с пятипроводным электрическим управлением без использования рельсов в качестве обратного провода, у которого диаметр атмосферного отверстия в сердечнике отпускного электромагнитного вентиля равен 2,0 мм (у электровоздухораспределителя № 305-00 он равен 1,3 мм). При диаметре 2,0 мм время отпуска тормоза равно 3,5—4,5 с, а при диаметре 1,3 мм — 8—10 с.

Электровоздухораспределители № 305-002 и № 305-004 имеют отдельное возбуждение электромагнитных вентилях с целью более экономичного использования электрических источников питания электропневматического тормоза. Электропоезда, поставляемые за границу России, оборудуются электровоздухораспределите-

лями № 305-003 с электромагнитными вентилями на рабочее напряжение 110 В. Электрические монтажные схемы указанных электровоздухораспределителей приведены на рис. 2.10.

На ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» разработан и успешно прошел стендовые испытания новый воздухораспределитель пассажирского типа, обеспечивающий совместимость в одном пассажирском поезде с воздухораспределителями № 292-001 и возможность дополнения тормозной системы автоматическим регулятором грузовых режимов торможения и блоком противоюзной защиты колесных пар тележек вагонов. Полное исключение в новом воздухораспределителе металлических притираемых золотников и уплотнителей, использование резиновых элементов (диафрагмы, манжеты, прокладки), применение резиновых элементов (диафрагмы, манжеты, прокладки), применяемых в других серийных тормозных приборах, позволяет значительно сократить объемы профилактических и ремонтных работ и связанные с ними эксплуатационные расходы, а межремонтный срок службы увеличен до четырех лет. Кроме того, ускоряется и упрощается про-

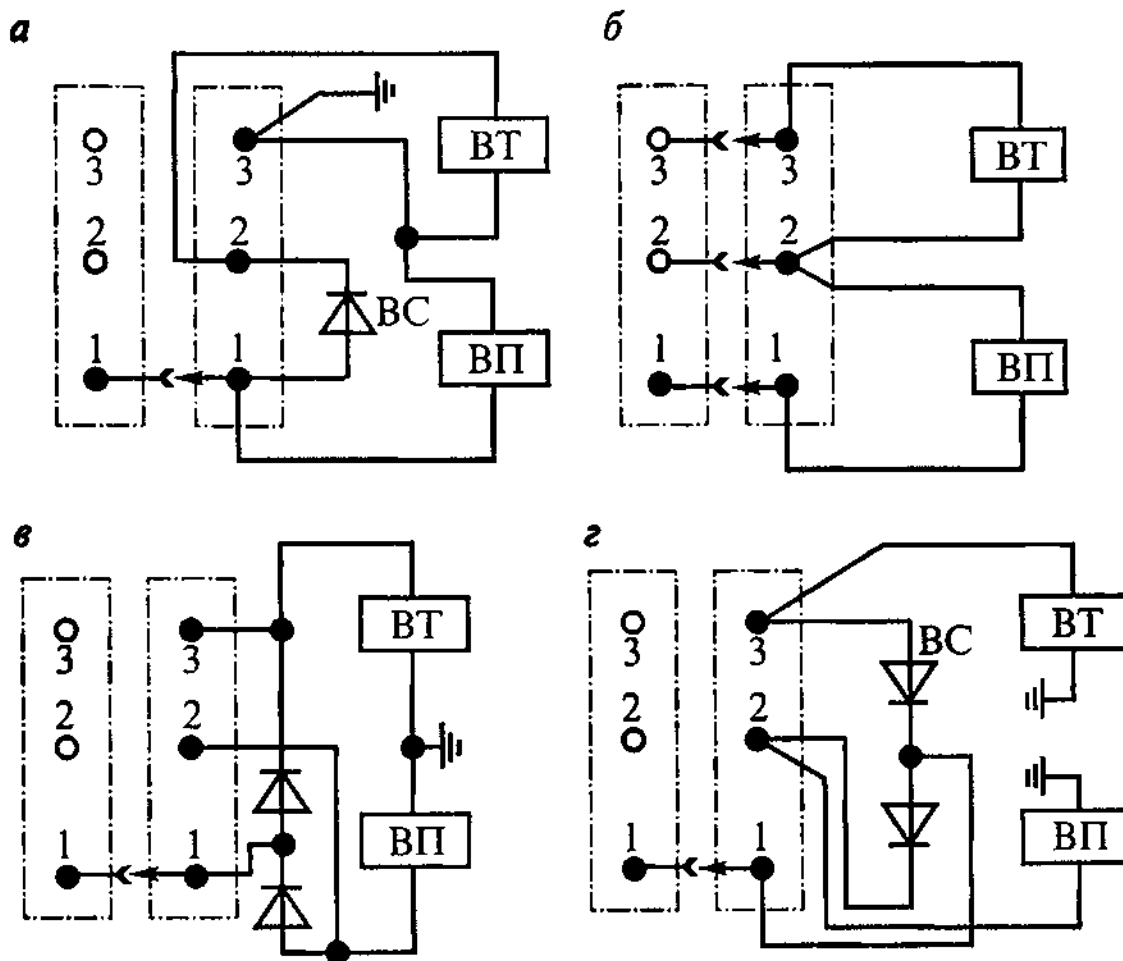


Рис. 2.10. Электрические монтажные схемы электровоздухораспределителей: а — № 305-000; б — № 305-001; в — № 305-02; г — № 305-004; 1—3 зажимы, ВП, ВТ — вентили перекрыши и торможения, ВС — полупроводниковый

цесс сборки воздухораспределителя, а также повышается его чувствительность к изменению давления воздуха в тормозной магистрали вследствие уменьшения сопротивления перемещению диафрагмы и манжет. Его монтаж на рабочей камере электровоздухораспределителя № 305-203 аналогичен монтажу воздухораспределителя № 292-001. На ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» готовится опытная партия воздухораспределителей для проведения расширенных испытаний.

Под научным руководством и при непосредственном участии профессора В.Г. Иноземцева ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» разработаны два варианта пассажирского воздухораспределителя нового поколения № 241 и № 242 и изготовлены их опытные образцы, испытанные на стендах.

При разработке новых воздухораспределителей учитывались следующие основные принципы:

- преемственность, т.е. совместная работа в одном пассажирском поезде с воздухораспределителями № 292-001 и возможность установки новых воздухораспределителей на то же место, что и воздухораспределителей № 292-001;

- разработка воздухораспределителя для действующих вагонов с пневматическим управлением тормозами, для модернизированных вагонов и вагонов новой постройки с установкой его на специальной плите, в специальных отсеках, с диагностикой; для моторвагонного подвижного состава без режимного переключателя воздухораспределителя;

- управление тормозами в основном электропневматическое;
- наличие короткосоставного и длинносоставного режимов работы;
- скорость тормозной волны не менее 250 м/с при экстренном торможении;

- возможность использования противоюзного устройства и авторежимного устройства;

- отсутствие металлических притираемых золотников и уплотнителей;

- возможность монтажа ускорителя экстренного торможения в одном узле с воздухораспределителем или отдельно для использования в системе магниторельсового тормоза.

- использование резиновых диафрагм, манжет и прокладок, уже применяемых в эксплуатации для тормозных приборов;

- использование для проверки и испытания типовых стендов, применяемых при производстве и ремонте воздухораспределителей.

Воздухораспределитель № 241 (рис. 2.11) состоит из органа двух давлений 1 с подвижной перегородкой 2 в стакане 3 со штоком 4; органа 30 ограничения дополнительной разрядки тормозной магистрали и выпускного клапана 50, который в открытом положении при отпуске тормоза вручную сообщает тормозной цилиндр 22 и полость 24 органа двух давлений 1 с атмосферой. Перегородка 2 отделяет магистральную полость 5 от рабочей полости 6. Орган двух давлений 1 имеет клапан 7 дополнительной разрядки тормозной магистрали 8 и впускной клапан 9, на который воздействует шток 4 с каналом 18. В стакане 3 размещен клапан 10, взаимодействующий с упором 14, и имеются дроссельное отверстие 11 и буферная пружина 12 с буферным стаканом. Магистральная полость 5 каналом 15 соединена с тормозной магист-

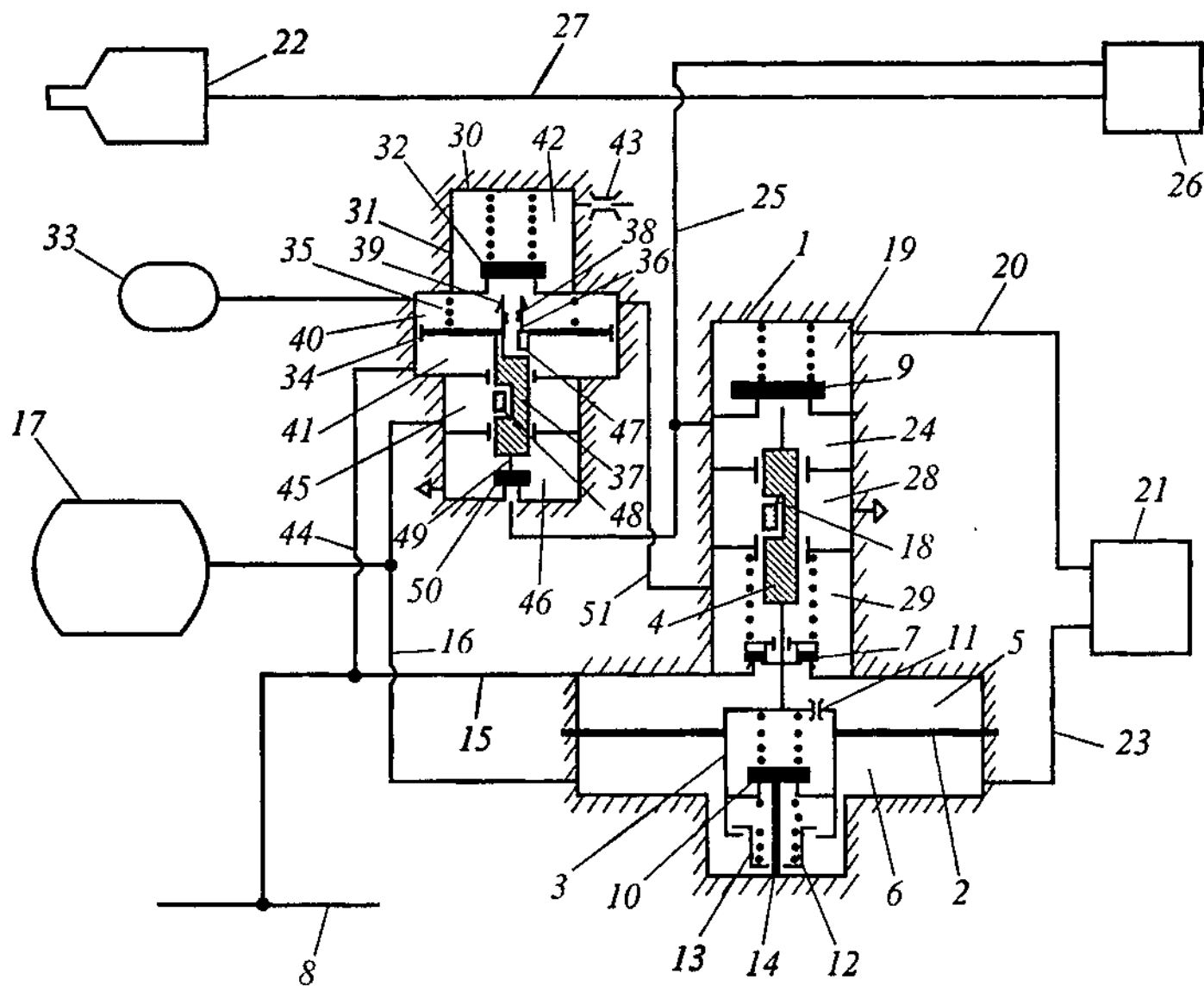


Рис. 2.11. Воздухораспределитель нового перспективного типа № 241 для пассажирских вагонов

ралью 8. Рабочая полость 6 соединена каналом 16 с запасным резервуаром 17, с которым соединены также полость 19 (с впускным клапаном 9) через канал 20, орган 21 ограничения давления в тормозном цилиндре 22, канал 23 и канал 16, а полость 24 — через канал 16 и 23. Полость 24 через канал 25, переключатель режимов торможения 26, канал 27 соединена с тормозным цилиндром 22, а полость 28 постоянно сообщена с атмосферой. В полости 29 расположен клапан дополнительной разрядки 7 тормозной магистрали 8.

Орган 30 состоит из корпуса 31, клапана 32 перекрытия сообщения с камерой 33 дополнительной разрядки тормозной магистрали 8 с атмосферой, подвижной перегородки 34 с пружиной 35, полым штоком 36 и круглым золотником 37, имеющим каналы 47 и 48, хвостовик 49. Шток 36 имеет дроссельный канал 38 и седло клапана 32. Полость 40 постоянно сообщена с камерой 33 дополнительной разрядки тормозной магистрали, а через открытый клапан 32 сообщена с полостью 42 и далее через дроссельное отверстие 43 — с атмосферой. Полость 41 каналом 44 постоянно соединена с тормозной магистралью 8. Полость 45 каналом 16 постоянно соединена с запасным резервуаром 17, а полость 46 — с атмосферой.

Воздухораспределитель № 242 (рис. 2.12) состоит из органа двух давлений 1, в корпусе 52 которого имеются подвижная перегородка 2 с уплотнением 4, шток 3 и полости 19, 20, 21, 22, а также из органа 33 ограничения дополнительной разрядки тормозной магистрали 9, в котором имеются подвижная перегородка 34 с уплотнением 35, шток 36 с каналом 37, клапаном 38 и уплотнением 39, а также — из полостей 40, 41, 42, 43, 44.

В органе 1 имеются магистральная 5 и рабочая 6 полости, стержень 7, клапан 8 дополнительной разрядки тормозной магистрали 9, впускной клапан 10 с седлом 11 на полом стержне 7 с отверстием 14; выпускной клапан 12 с седлом 13; дроссельный клапан 15; пружины 16, 17, 18. Пружина 16 воздействует на выпускной 12 и впускной 10 клапаны; пружина 18 воздействует на клапан 8. Пружина 17 обеспечивает закрытое положение выпускного 12 и впускного 10 клапанов в положениях отпуска, поездном и перекрыши при колебаниях давления воздуха в магистральной 5 и в рабочей 6 полостях из-за утечек воздуха темпом 0,015—0,02 МПа, при котором воздухораспределитель не работает на торможение в положениях отпуска и перекрыши.



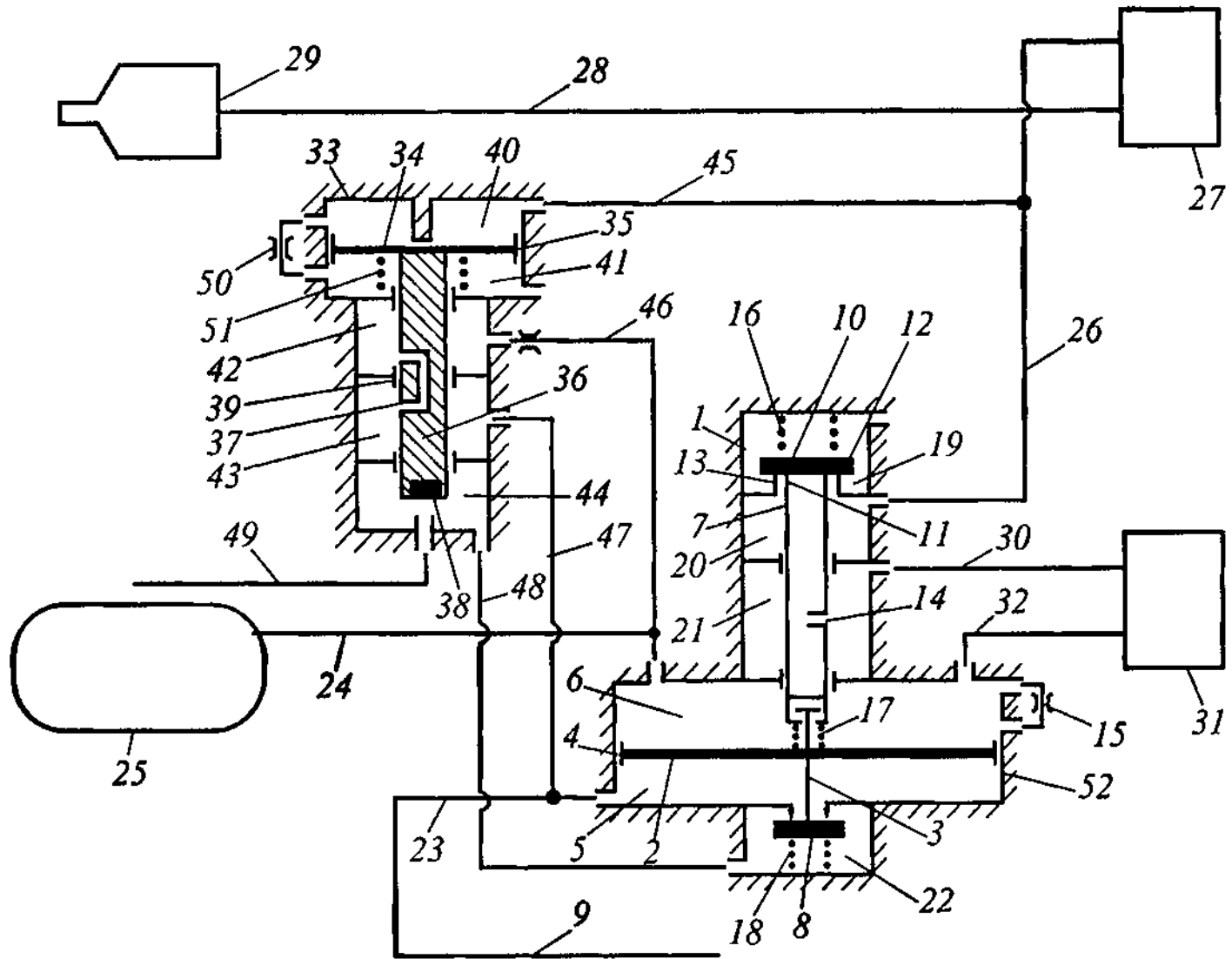


Рис. 2.12. Воздухораспределитель нового перспективного типа № 242 для пассажирских вагонов

Магистральная полость 5 каналом 23 соединена с тормозной магистралью 9, а рабочая камера 6 каналом 24 — с запасным резервуаром 25. Полость 19 постоянно сообщена с атмосферой, а полость 20 — с тормозным цилиндром 29 через канал 26, переключатель 27 режимов торможения и канал 28. Полость 21 соединена с запасным резервуаром 25 через канал 30, орган 31 ограничения давления воздуха в тормозном цилиндре, канал 32, рабочую полость 6 и канал 24.

В органе 33 подвижная перегородка 34 разделяет полости 40 и 41, а полость 40 каналом 45 постоянно сообщается с тормозным цилиндром 29 и полостью 20 органа 1, а полость 41 — постоянно с атмосферой. Полость 42 соединена с запасным резервуаром 25 каналом 46, а полость 43 — с тормозной магистралью 9 каналом 47. Полость 44 постоянно сообщается с полостью 22 органа 1 каналом 48,

а через открытый клапан 38 и канал 49 или тормозной цилиндр, или камеру дополнительной разрядки тормозной магистрали и канал 49 — с атмосферой.

В органе 33 на подвижную перегородку 34 действует пружина 51 с усилием, позволяющим удержать перегородку 34 в положении сообщения полостей 40 и 41 через дроссельный канал 50 при давлении в тормозном цилиндре 29, а следовательно, и в полости 40, не превышающем давление в тормозном цилиндре, соответствующее давлению в нем в первоначальный момент торможения, т.е. не более 0,03—0,05 МПа.

В результате проведенных ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» на индивидуальном стенде и на тормозной испытательной станции пассажирских воздухораспределителей лучшим был признан воздухораспределитель № 242, который в настоящее время проходит конструкторскую доводку и подготовку к изготовлению опытной партии для широких испытаний в эксплуатации.

Воздухораспределитель № 242 действует следующим образом. При отсутствии сжатого воздуха в тормозной системе, т.е. при незаряженном тормозе (как показано на схеме), подвижная перегородка 2 занимает свое среднее положение, при котором впускной клапан 10, выпускной клапан 12, клапан 8 дополнительной разрядки тормозной магистрали надежно закрыты под усилием пружин 16 и 18, так как пружина 17 установлена с усилием, меньшим усилия пружин 16 и 18. В органе 33 ограничения дополнительной разрядки тормозной магистрали подвижная перегородка 34 под усилием пружины 51 занимает крайнее верхнее положение, при котором уплотнение 35 открывает канал 50, и полость 40 сообщается с полостью 41. Таким образом, тормозной цилиндр 29 и полость 20 органа 1 двух давлений сообщены с атмосферой. Канал 37 сообщает полости 42 и 43. Клапан 38 открыт и сообщает полость 22 органа 1 двух давлений с каналом 49 и далее с атмосферой.

При зарядке тормоза сжатый воздух из тормозной магистрали 9 поступает по каналу 23 в магистральную полость 5 органа двух давлений 1. Подвижная перегородка 2 перемещается вверх, уплотнение 4 открывает дроссельный канал 15, который сообщает полости 5 и 6. Одновременно сжатый воздух из тормозной магистрали 9 по каналу 47 поступает в полость 43 органа 33 и через канал 37 — в

полость 42. Далее сжатый воздух через канал 46 поступает в рабочую полость 6 и через канал 24 — в запасный резервуар 25. В процессе зарядки тормоза впускной клапан 10 закрыт, так как усилие пружины 17 меньше усилия пружины 16. После окончания зарядки тормоза, когда в магистральной полости 5 и рабочей полости 6 устанавливается зарядное давление, подвижная перегородка 2 возвращается в исходное положение. Дроссельный канал 15 перекрывается уплотнением 4 подвижной перегородки 2.

В поездном положении тормозная магистраль 9 сообщается с запасным резервуаром 25 через канал 47, далее через полость 43, канал 37, полость 42 органа 33, каналы 46, 24. Клапаны 8, 10, 12 органа двух давлений 1 закрыты. В органе 33 ограничения дополнительной разрядки тормозной магистрали подвижная перегородка 34 под усилием пружины 51 занимает крайнее верхнее положение. Тормозной цилиндр 29 и полость 40 органа 33 сообщены через дроссельный канал 50 с атмосферой. Поэтому накопление сжатого воздуха в тормозном цилиндре 29 и самопроизвольное торможение не происходят в случае возможной неплотности впускного клапана 10. Клапан 38 открыт, полость 22 органа двух давлений 1, в котором размещен клапан 8 дополнительной разрядки тормозной магистрали, сообщена через канал 48, полость 44, открытый клапан 38 с каналом 49 и далее с атмосферой.

При торможении производят снижение давления в тормозной магистрали 9 и, следовательно, в магистральной полости 5 органа двух давлений 1 темпом служебного или экстренного торможения. Подвижная перегородка 2 перемещается вниз под усилием давления в рабочей полости 6 и своим штоком 3 первоначально открывает клапан 8 дополнительной разрядки тормозной магистрали. Сжатый воздух из тормозной магистрали 9 через открытый клапан 8, полость 22, канал 48, далее через полость 44 и открытый клапан 38 органа 33 перетекает в атмосферу непосредственно (или через камеру дополнительной разрядки или тормозной цилиндр — на схеме не показано). Происходит дополнительная разрядка тормозной магистрали. Подвижная перегородка 2 осуществляет дальнейшее перемещение вниз, воздействуя на полый стержень 7. Впускной клапан 10 открывается, и тормозной цилиндр 29 сообщается с запасным резервуаром 25. Происходит наполнение сжатым воздухом тормозного цилиндра 29

и полости 40 органа 33 ограничения дополнительной разрядки тормозной магистрали. При превышении усилия на подвижную перегородку 34 со стороны полости 40 над усилием пружины 51, подвижная перегородка 34 со штоком 36 перемещается вниз. Уплотнение 35 перекрывает дроссельный канал 50. Полости 40 и 41 разобщаются. Канал 37 перекрывается уплотнением 39, полости 42 и 43 также разобщаются. Запасный резервуар 25 отсоединяется от тормозной магистрали 9. Клапан 38 закрывается, перекрывая сообщение тормозной магистрали 9 с атмосферой через воздухораспределитель, т.е. происходит прекращение дополнительной разрядки тормозной магистрали. Орган 31 ограничения давления в тормозном цилиндре регулируется на максимально допустимое давление в тормозном цилиндре, а в зависимости от положения переключателя 27 режимов торможения устанавливается или пассажирский (короткосоставный), или грузовой (длинносоставный) режим. Наполнение тормозного цилиндра 29 сжатым воздухом продолжается до выравнивания усилий, действующих на подвижную перегородку 2 со стороны магистральной полости 5 и рабочей полости 6. После этого подвижная перегородка 2 под усилием пружины 18 перемещается вверх. Под усилием пружины 17 закрывается впускной клапан 10, а затем закрывается клапан 8 дополнительной разрядки тормозной магистрали. Подвижная перегородка 2 занимает свое первоначальное среднее положение, как показано на схеме, и наступает перекрыша. Впускной клапан 10, выпускной клапан 12, клапан 8 дополнительной разрядки тормозной магистрали закрыты. Дроссельный канал 15 перекрыт уплотнением 4. В органе 33 ограничения дополнительной разрядки тормозной магистрали подвижная перегородка 34 со штоком 36 занимает крайнее нижнее положение, а дроссельный канал 50 перекрыт уплотнением 35. Полости 40 и 41 разобщены, канал 37 перекрыт уплотнением 39 и полости 42 и 43 разобщены, т.е. перекрыта связь между запасным резервуаром 25 и тормозной магистралью 9 и клапан 38 закрыт. В случае колебания давления в тормозной магистрали 9, т.е. медленного повышения давления в ней при длительной перекрыше, или возможных утечек из запасного резервуара, т.е. медленного снижения давления в нем при длительной перекрыше в установленных допустимых пределах (0,015...0,02 МПа), подвижная перегородка 2 со штоком 3 и полым стержнем 7 остается неподвижной, а клапаны 10,

12 и 8 остаются закрытыми. Это происходит вследствие того, что пружина 17 установлена с усилием, меньшим усилия пружин 16 и 18, но одновременно препятствующим перемещению подвижной перегородки 2 в сторону открытия выпускного клапана 12 при превышении давления в магистральной полости 5 (тормозной магистрали 9) над давлением в рабочей полости 6 (запасном резервуаре 25) в установленных допустимых пределах (0,015...0,02 МПа); самопроизвольного отпуска тормоза не происходит.

При отпуске тормоза повышают заданным (быстрым) темпом давление в тормозной магистрали 9 и подвижная перегородка 2 перемещается вверх, воздействуя на полый стержень 7. Выпускной клапан открывается и сообщает с атмосферой полость 20, тормозной цилиндр 29 и полость 40 органа 33. Дроссельный канал 15 открывается, сообщая полости 5 и 6. При снижении давления в тормозном цилиндре до величины, несколько меньшей величины давления в нем в первоначальный момент торможения — (0,03...0,05 МПа), на которую рассчитана пружина 51 органа 33, подвижная перегородка 34 со штоком 36 перемещается в крайнее верхнее положение. Дроссельный канал 50 сообщает полости 40 и 41 и клапан 38 открывается, а канал 37 сообщает полости 43 и 42, т.е. сообщает запасный резервуар 25 с тормозной магистралью 9. В органе двух давлений 1, когда разница давлений в полостях 5 и 6, т.е. в тормозной магистрали 9 и запасном резервуаре 25, не будет превышать 0,015...0,02 МПа, подвижная перегородка 2 переместится в первоначальное среднее положение, при котором выпускной клапан 12 закроется. Если при этом не произойдет полный выпуск воздуха из тормозного цилиндра, то оставшийся сжатый воздух из тормозного цилиндра 29 вытекает в атмосферу через орган 33, а именно через полость 40, дроссельный канал 50 и полость 41.

## 2.4. Определение диаметра тормозного цилиндра

В настоящее время для четырехосных грузовых вагонов стали производить тормозные цилиндры типа 002 и 155 со стальным корпусом. Тормозной цилиндр типа 002 (рис. 2.13), изготавливаемый в соответствии с ТУ 24.05.801-87 ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ», состоит из стального штампованного корпуса 1, стального каркаса 2 с

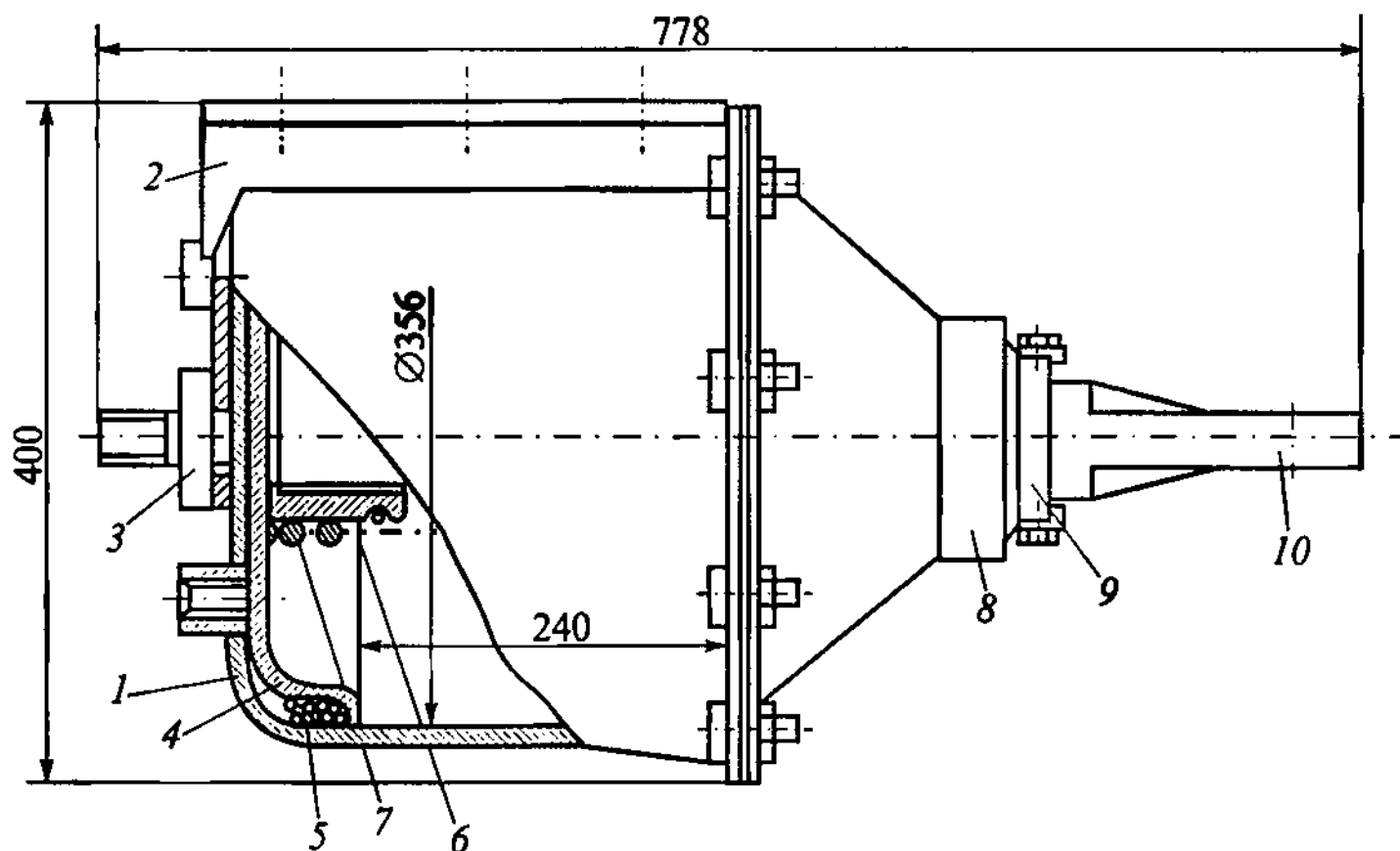


Рис. 2.13. Тормозной цилиндр № 002

кронштейном мертвой точки 3 для вертикального рычага тормозной рычажной передачи и с верхней полкой для крепления цилиндра на раме вагона; поршня 4 с уплотняющей манжетой 5 и смазочным войлочным кольцом; трубы 6; отпусковой пружины 7; кольца 8 с сетчатым фильтром; кольца 9 и головки 10 штока поршня. Шток жестко соединен с поршнем. Внутренний диаметр тормозного цилиндра 356 мм, номинальный ход поршня 240 мм, габаритные размеры 780×400×405 мм, вес 69 кг (у тормозных цилиндров с чугунным корпусом 507Б, 505Б, 188Б, 501Б, 502Б, 519Б он равен соответственно 70; 112,5; 115; 120; 75 и 130 кг).

В настоящее время ОАО «Транспневматика» изготавливает тормозные цилиндры со встроенным автоматическим регулятором тормозной рычажной передачи № 670 (рис. 2.14) для пассажирских вагонов на локомотивной тяге, оборудованных дисковыми тормозами. Тормозной цилиндр имеет диаметр 203 мм, полный ход поршня 20 мм и рабочий ход поршня 12 мм; максимальный выход винта авторегулятора относительно поршня 80 мм и суммарный выход винта с поршнем 92 мм; рабочее усилие на винте авторегулятора 1240 Н; габаритные размеры 340×246×274 мм; вес 18 кг.

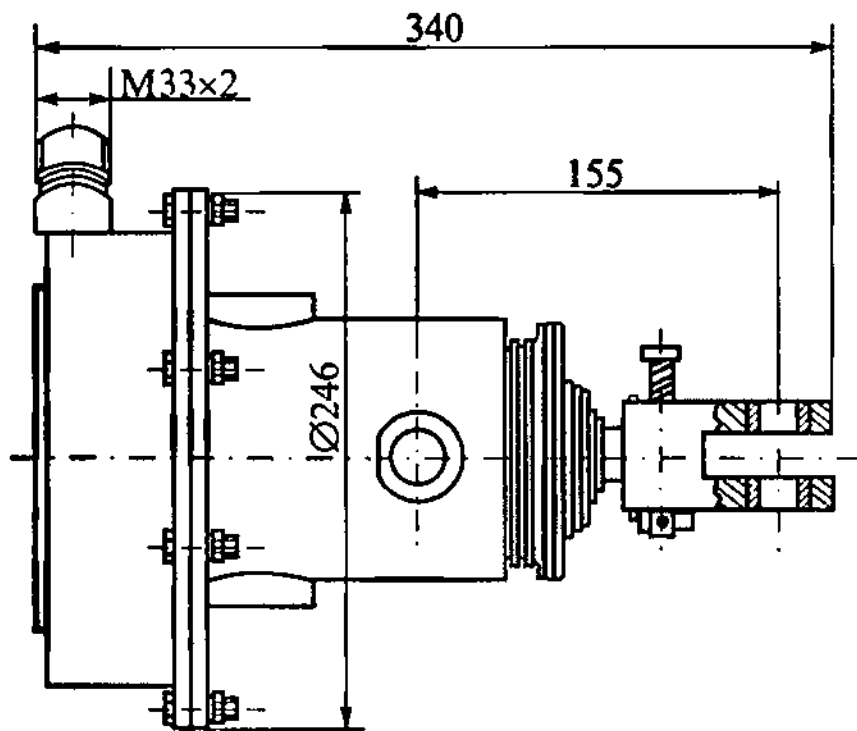


Рис. 2.14. Тормозной цилиндр со встроенным регулятором № 670

На этом же предприятии разработаны тормозные колодочные блоки № 673 и № 674 для пассажирских и грузовых электровозов. В их конструкции предусмотрены возможность ручного отпуска и стягивания встроенного авторегулятора, а в блоке № 674 — растормаживание стояночного тормоза. Тормозной блок имеет тормозной цилиндр 1 диаметром 203 мм; габаритные

размеры 469×240×560 мм, вес 80 кг. Усилие нажатия тормозной колодки, укрепленной в тормозном башмаке 2, на колесо равно 7000 Н, ход башмака 18 мм (полный) и 12 мм (рабочий); максимальный выход винта при рабочем ходе 125 мм; рабочее давление воздуха в тормозном цилиндре 0,725 МПа.

Тормозной блок № 674 (рис. 2.15) имеет тормозной цилиндр 1 диаметром 203 мм; габаритные размеры 460×695×545 мм, вес 127 кг.

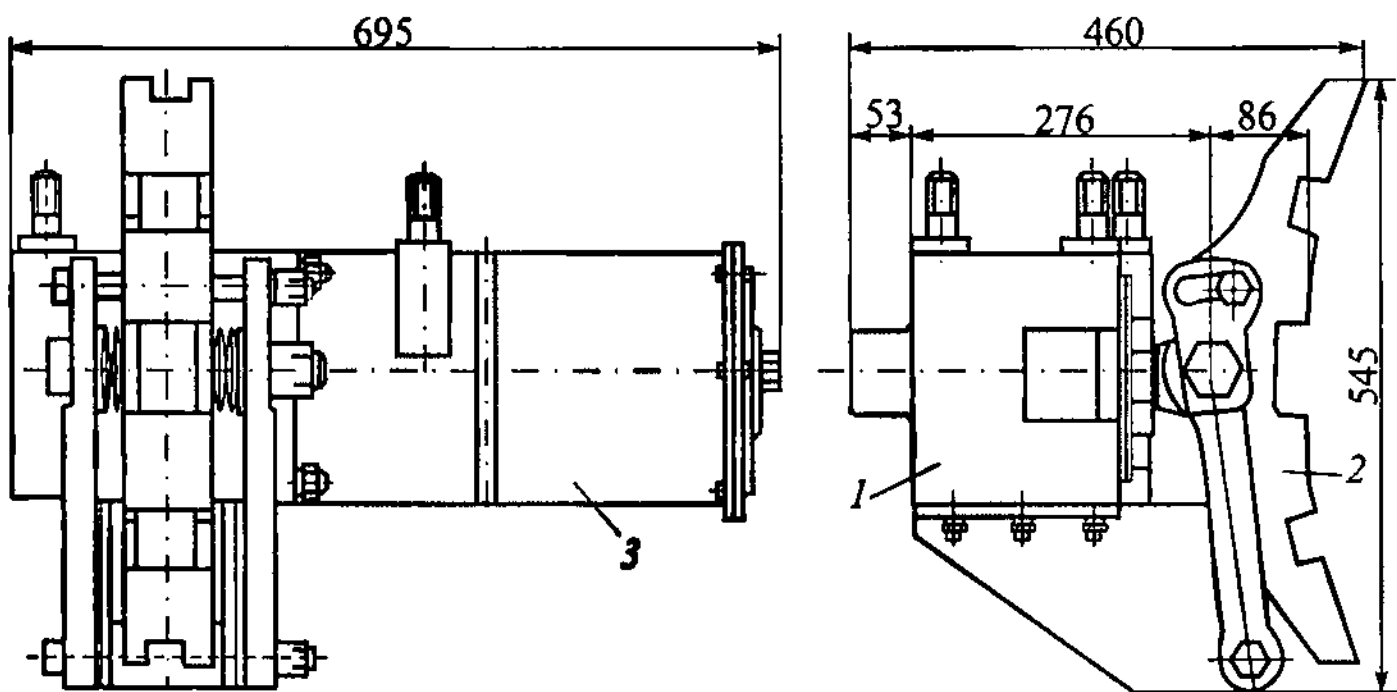


Рис. 2.15. Блок тормозной колодочный № 674

Усилие нажатия тормозной колодки, укрепленной в тормозном башмаке 2, на колесо равно 7000 Н; ход башмака 18 мм (полный) и 12 мм (рабочий); максимальный выход винта при рабочем ходе 125 мм; рабочее давление воздуха в тормозном цилиндре 1 — 0,725 МПа, а в цилиндре 3 диаметром 203 мм стояночного тормоза — 0,45 МПа. Усилие от пружин стояночного тормоза 11 750 Н.

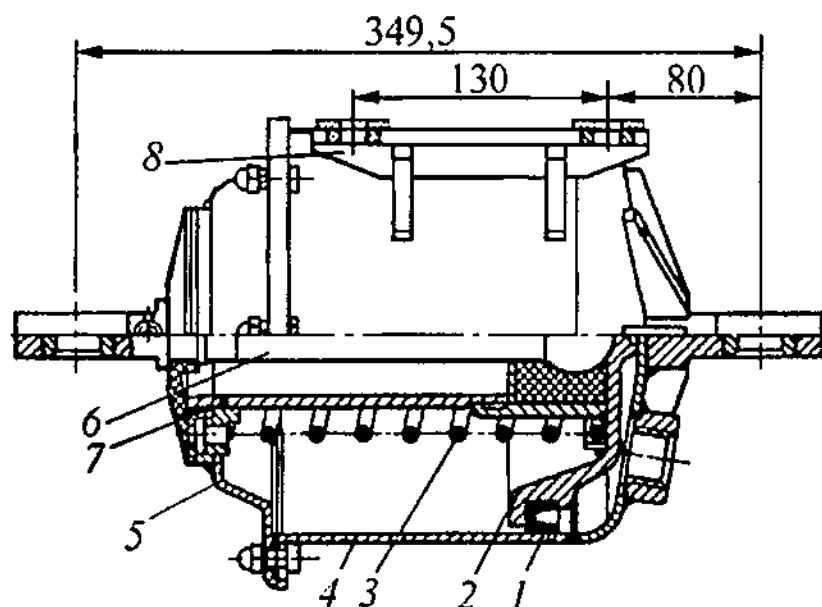


Рис. 2.16. Тормозной цилиндр № 45А

В дальнейшем предполагается разработка подобных тормозных колодочных блоков для пассажирских и грузовых вагонов.

В настоящее время стальные штампованные сварные тормозные цилиндры № 45А (рис. 2.16) диаметром 254 мм применяются также на сцепных вагонах электропоездов ЭР2 и на дизель-поездах ДР1. В корпусе 4 расположены поршень 2 с резиновой манжетой 1, шток 6, направляющая труба 7 и пружина 3. В передней крышке 5 размещены фильтр и смазочное кольцо. В верхней части корпуса 4 приварена полка 8 для крепления цилиндра на вагоне с помощью болтов.

Необходимый диаметр тормозного цилиндра можно получить из формулы

$$P_{шт} = p_{тц} \frac{\pi d_{тц}^2}{4} \eta_{тц} - P_{пр} - P_p, \quad (2.1)$$

откуда

$$d_{тц} = 2 \sqrt{\frac{P_{шт} + P_{пр} + P_o}{\pi p_{тц} \eta_{тц}}}, \quad (2.2)$$

где  $d_{тц}$  — диаметр тормозного цилиндра, мм;  
 $P_{шт}$  — усилие по штоку тормозного цилиндра, кН;



$P_{\text{пр}}$  — усилие отпускной пружины тормозного цилиндра, кН;  
 $P_{\text{р}}$  — усилие возвратной пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра, кН;  
 $p_{\text{тц}}$  — расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре, МПа;  
 $\eta_{\text{тц}}$  — коэффициент потерь усилия КПД тормозного цилиндра,  $\eta_{\text{тц}}=0,98$ .  
 Усилие отпускной пружины тормозного цилиндра

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{о}} + Ж_{\text{ц}} L_{\text{ш}}, \quad (2.3)$$

где  $P_{\text{о}}$  — усилие предварительного сжатия отпускной пружины тормозного цилиндра, Н;

$Ж_{\text{ц}}$  — жесткость отпускной пружины тормозного цилиндра, Н/мм;

$L_{\text{ш}}$  — величина выхода штока тормозного цилиндра, мм.

При определении диаметра тормозного цилиндра целесообразно величину выхода его штока принимать как максимально допустимую в эксплуатации при полном торможении. Установленные инструкцией по эксплуатации тормозов [1] величины выхода штока поршня тормозного цилиндра на вагонах помещены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Выход штока поршня тормозных цилиндров на вагонах

Тип вагонов	Выход штока, $L_{\text{ш}}$ , мм	
	При выпуске из ремонта и с ПТО	Максимально допустимый в эксплуатации без автоматического регулятора тормозной рычажной передачи
Грузовые:		
с чугунными колодками	75—125	175
с композиционными колодками	40—100	130
Пассажирские:		
с чугунными и композиционными колодками	130—160	180
с воздухораспределителями КЕ <sub>с</sub> , ЭРЛИКОН, ДАКО	105—115	125

*Примечание.* Выход штока поршня тормозного цилиндра при композиционных колодках на пассажирских вагонах указан с учетом длины хомута (70 мм), установленного на штоке поршня.

При достаточно жесткой тормозной рычажной передаче с небольшим числом последовательно расположенных звеньев целесообразно применять тормозной цилиндр большого диаметра с минимальным передаточным числом тормозной рычажной передачи.

Для подвижного состава выпускаются в настоящее время стандартные тормозные цилиндры в основном с чугунным литым корпусом (табл. 2.4) с  $J_{ц} = 6,29—8,7$  Н/мм и  $P_{о} = 1,26—1,54$  кН. При этом на магистральных вагонах, имеющих колодочный тормоз, устанавливаются, как правило, тормозные цилиндры с  $J_{ц} = 6,29$  Н/мм и  $P_{о} = 1,54$  кН. Исходя из этого получим:

- для грузового вагона  $P_{пр} = 1540 + 175 \cdot 6,29 = 2,64$  кН;
- для рефрижераторного и пассажирского вагонов  $P_{пр} = 1540 + 180 \cdot 6,29 = 2,672$  кН.

Таблица 2.4

Характеристики тормозных цилиндров для вагонов

Условный номер	Диаметр $d_{тц}$		Усилие предварительного сжатия отпусковой пружины $P_{о}$ , кН	Жесткость отпусковой пружины $J_{ц}$ , Н/мм	Объем в отпущенном состоянии $q$ , см <sup>3</sup> (л)
	в мм	в дюймах			
507 Б	254	10	1,26	8,7	1000 (1)
505 Б	305	12	1,54	6,29	1700 (1,7)
188Б, 501Б, 502Б	356	14	1,54	6,29	2200 (2,2)
519 Б	400	16	1,54	6,29	2500 (2,5)

*Примечание.* У тормозных цилиндров № 502Б, 505Б, 507Б соединение штока с поршнем шарнирное; у остальных — жесткое.

Усилие возвратной пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, приведенное к штоку поршня тормозного цилиндра, определяется по формуле

$$P_{р} = (P_{ор} + J_{р} l_{р}) n_{р}, \quad (2.4)$$

где  $P_{ор}$  — усилие предварительного сжатия возвратной пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, кН;

$l_{р}$  — величина сжатия возвратной пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, мм;

$J_{р}$  — жесткость возвратной пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, Н/мм;

$n_{р}$  — передаточное число привода авторегулятора тормозной рычажной передачи.

Отечественные вагоны с колодочным тормозом в настоящее время оснащаются автоматическим регулятором тормозной рычажной передачи одностороннего действия типов РТРП-675 и РТРП-675М, имеющих следующие технические данные:  $P_{ор} = 1,69$  кН;  $J_p = 23,1$  Н/мм и  $l_p = 25$  мм. Эти авторегуляторы работают автоматически только на сокращение длины (стягивание) тормозной рычажной передачи. Для роспуска тормозной рычажной передачи с целью замены изношенных тормозных колодок неизношенными корпус авторегулятора, у которого наружная поверхность крышки сделана шестигранной для ключа, нужно вращать вручную.

Передаточное число привода авторегулятора тормозной рычажной передачи определяется в зависимости от его схемы. Широкое применение на них нашли приводы двух типов: рычажный и стержневой. Первым оборудованы авторегуляторы грузовых вагонов, а вторым — пассажирских вагонов и вагонов-думпкаров.

При стержневом приводе усилие возвратной пружины авторегулятора вычитается из усилия на штоке поршня тормозного цилиндра. На пассажирских вагонах оно составляет незначительную величину и практически не оказывает влияния на расчетное тормозное нажатие. На грузовых вагонах с композиционными колодками и на порожнем режиме торможения это усилие уменьшает величину расчетного нажатия на 30—50 %, поэтому для грузовых вагонов используется только рычажный привод. Он уменьшает усилие по штоку поршня тормозного цилиндра на

$$P_p \left( \frac{b}{a} - \frac{c}{a} \cdot \frac{d+e}{d} \right),$$

а стержневой привод на

$$P_p \frac{b}{a},$$

где  $P_p$  — усилие возвратной пружины авторегулятора.

Схемы обоих приводов авторегулятора тормозной рычажной передачи изображены на рис. 2.17, где элементы стержневого привода в виде упора 7 и стержня 8 показаны штриховой линией, а рычаг 5 и распорка 4 рычажного привода — сплошной линией. Для наглядно-

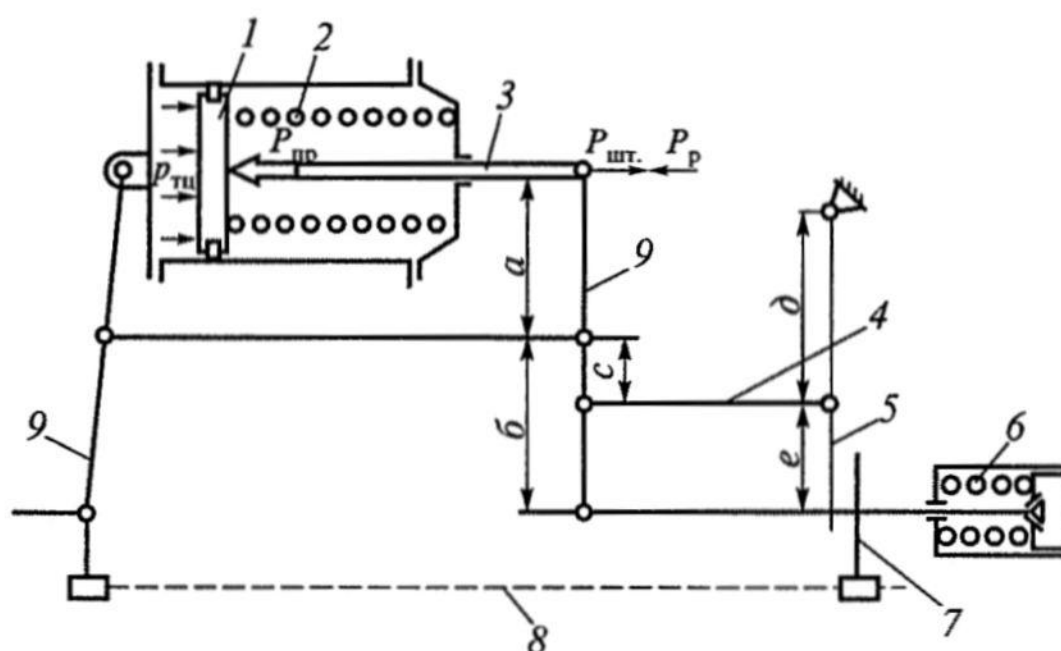


Рис. 2.17. Схема рычажного и стержневого привода автоматического регулятора тормозной рычажной передачи

сти векторами изображены усилия, приведенные к штоку 3 поршня тормозного цилиндра с горизонтальными рычагами 9, от воздействия сжатого воздуха под давлением  $p_{тц}$  на поршень 1, отпускной пружины 2 тормозного цилиндра и от возвратной пружины б авторегулятора тормозной рычажной передачи. Величину передаточного числа для рычажного привода авторегулятора тормозной рычажной передачи можно определить из выражения

$$n_p = \frac{б}{a} - \frac{с}{a} \cdot \frac{д + e}{д}. \quad (2.5)$$

В случае подвески рычага привода на кронштейне рамы вагона на уровне штока поршня тормозного цилиндра формула (2.5) примет вид:

$$n_p = \frac{б - с}{a + с}.$$

Для стержневого привода авторегулятора тормозной рычажной передачи передаточное число равно:

$$n_p = \frac{б}{a}, \quad (2.6)$$

где  $a$ ,  $б$ ,  $с$  и  $д$ ,  $e$  — размеры плеч рычагов соответственно горизонтального 9 и привода авторегулятора тормозной рычажной передачи.

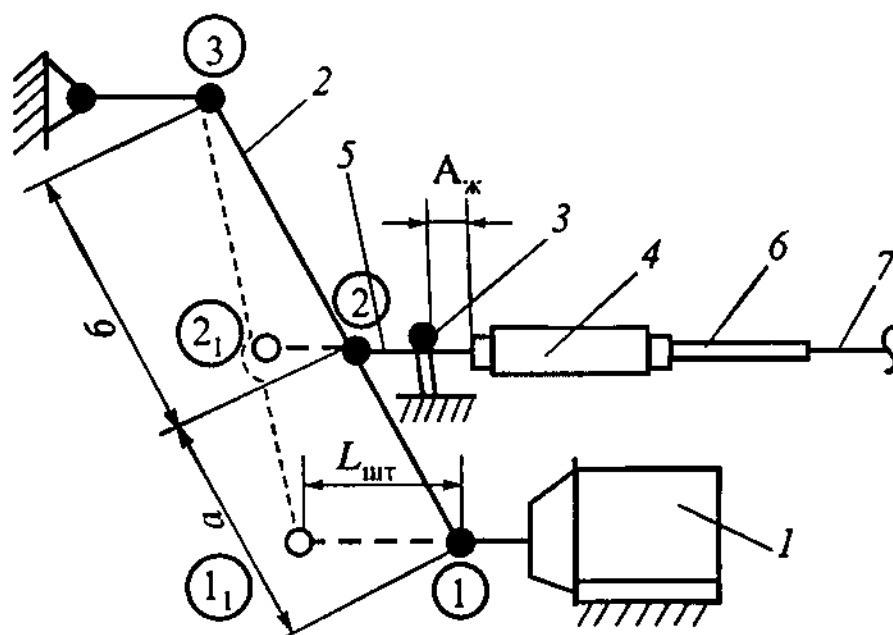


Рис. 2.18. Схема автоматического регулятора тормозной рычажной передачи с жестким приводом для бункерных вагонов:

1 — тормозной цилиндр; 2 — рычаг тормозного цилиндра; 3 — упор привода авторегулятора; 4 — корпус авторегулятора с механизмом; 5 — тяговый стержень авторегулятора; 6 — защитная труба авторегулятора; 7 — регулировочный винт регулятора; ① и ③ — шарниры соединения элементов тормозной рычажной передачи;  $a$  и  $b$  — плечи рычага тормозного цилиндра;  $A_k$  — регулируемый зазор между корпусом авторегулятора и упором; ②<sub>1</sub> и ①<sub>1</sub> — новое положение шарниров ② и ① при повороте рычага 2

На бункерных вагонах с несимметричной тормозной рычажной передачей в установке регулятора тормозной рычажной передачи применяется привод жесткого типа (рис. 2.18). Величина передаточного числа такого привода определяется из выражения

$$n_p = \frac{b}{a + b},$$

где  $a$ ,  $b$  — плечи горизонтального рычага тормозного цилиндра.

Поскольку диаметр тормозного цилиндра величина постоянная, как при использовании на вагоне композиционных, так и чугунных колодок, то размеры указанных плеч рычагов при вычислении  $n_p$  принимают соответствующими чугунным колодкам. Передаточное число  $n_p$  на четырехосных грузовых вагонах составляет 0,51—0,65, на восьмиосных вагонах 0,47—0,5, а на пассажирских вагонах в зависимости от их тары достигает 0,67—0,97. Подсчитанные по формулам (2.5) и (2.6) величины  $n_p$  для различных типов вагонов помещены в табл. 2.5. При-

нимая во внимание технические данные авторегулятора типа РТПП-675М и известные величины  $n_p$ , можно определить  $P_p$ .

Таблица 2.5

**Усилия возвратной пружины авторегулятора типа РТПП-675М  
тормозной рычажной передачи, приведенные к штоку поршня  
тормозного цилиндра**

Типы вагонов	Типы привода	Передаточное число $n_p$ привода		Усилия пружины $P_p$ , Н	
		Чугунные колодки	Композиционные колодки	Чугунные колодки	Композиционные колодки
Четырехосные грузовые: полувагон платформа, крытый, цистерна думпкар	Рычажный	0,51	0,47	1035	958
	То же	0,65	0,65	1323	1323
	Стержневой	1,44	2,34	2932	4783
Пассажирские с тарой, т: 42—47 48—52 53—62	Стержневой	0,97	2,25	1974	4582
	То же	0,86	1,82	1745	3718
	» »	0,67	1,5	1357	3054

Следует отметить, что вопросы, обусловленные влиянием авторегулятора тормозной рычажной передачи типа РТПП-675М на эффективность тормоза вагонов, нашли свое отражение в исследованиях ВНИИЖТа. Результаты этих исследований, в том числе полученные величины  $P_p$ , приведены в [2].

Давление воздуха в тормозном цилиндре берется как среднее из максимальных значений с учетом заводских допусков по режимным пружинам воздухораспределителя и других факторов. Кроме того, учитывается заниженная величина давления воздуха в тормозном цилиндре хвостовых вагонов, особенно в длинносоставном поезде. Поэтому для грузовых и рефрижераторных вагонов принимают  $p_{тц} = 0,4$  МПа на груженом и  $p_{тц} = 0,28$  МПа на среднем режиме воздухораспределителя, для пассажирских вагонов —  $p_{тц} = 0,38$  МПа.

Таким образом, для того чтобы по формуле (2.2) вычислить диаметр тормозного цилиндра, необходимо найти единственную неизвестную величину  $P_{шт}$ .

Известно, что усилие, развиваемое по штоку поршня тормозного цилиндра, передается тормозной рычажной передачей на тормозные колодки с определенным увеличением и некоторой потерей на трение. Поэтому величину  $P_{шт}$  можно найти из ее зависимости от нажатия тормозных колодок и передаточного числа тормозной рычажной передачи:

$$P_{шт} = \frac{\sum K}{i \eta_{рп}}, \quad (2.7)$$

где  $\sum K$  — суммарное нажатие тормозных колодок, обслуживаемых одним тормозным цилиндром;

$i$  — передаточное число тормозной рычажной передачи;

$\eta_{рп}$  — КПД тормозной рычажной передачи;

$m$  — количество тормозных колодок, приводимых в действие от одного тормозного цилиндра.

Согласно типовому расчету тормоза [3]  $\eta_{рп}$  принимают равным:

- для четырехосного грузового вагона 0,95;
- для восьмиосного грузового вагона 0,8;
- для восьмиосного грузового вагона с двумя тормозными цилиндрами 0,9;
- для рефрижераторного вагона 0,9;
- для пассажирского вагона 0,8.

Очевидно, что для реализации на практике аналогичного выражения (2.7) необходимо определить допускаемую силу нажатия тормозных колодок вагона. При этом следует стремиться получить наибольшую тормозную эффективность вагона, при которой не будет возникать юз колес при торможении. С учетом этого допускаемая сила нажатия на тормозную колодку будет равна

$$K_{д} = K_{с} \frac{q_{о} \Psi_{кр}}{m \varphi_{к}} = K_{с} \frac{q_{о}}{m} \delta, \quad (2.8)$$

где  $K_{с}$  — коэффициент, учитывающий возможную разгрузку колесной пары из-за возникающей силы инерции при торможении, приложенной к центру массы вагона;

$q_{о}$  — вертикальная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы;

$\psi_{кр}$  — расчетный коэффициент сцепления колеса с рельсом;  
 $m$  — количество тормозных колодок одной колесной пары (2 — грузовые вагоны, 4 — пассажирские и изотермические вагоны);  
 $\varphi_k$  — коэффициент трения тормозной колодки;

$\delta = \frac{\psi_{кр}}{\varphi_k}$  — коэффициент тормозного нажатия или коэффициент силы

нажатия колодок на колесо.

Однако расчет  $K_d$  по формуле (2.8) представляет некоторые затруднения, так как одна из определяющих его величин, а именно  $\varphi_k$ , является функцией  $K_d$ . Поэтому в расчетной практике применяется ряд искусственных приемов с целью упрощения расчета без снижения при этом требуемой точности определения  $K_d$ .

#### 2.4.1. Расчет допускаемой силы нажатия тормозной колодки на колесо

Для предварительных приблизительных расчетов можно задаться следующими значениями коэффициента  $\delta$ , хорошо апробированными в эксплуатации. При чугунных тормозных колодках  $\delta = 0,6$  для грузовых вагонов и  $\delta = 0,7—0,75$  для пассажирских вагонов без скоростных регуляторов силы нажатия на тормозные колодки. Для пассажирских вагонов со скоростными регуляторами силы нажатия на колодки  $\delta = 0,7$  при скоростях движения до 60 км/ч и  $\delta = 1,3—1,5$  при скоростях движения выше 60 км/ч. При композиционных тормозных колодках  $\delta = 0,3$ . При применении противоюзного устройства указанные значения  $\delta$  увеличиваются на 10—15 %.

Для более точного определения допустимой силы нажатия на тормозные колодки, особенно при проектировании тормозной системы новых типов вагонов, можно применять метод, разработанный В.М. Казариновым [21], суть которого состоит в следующем. В зонах больших, средних и малых скоростей движения вагона, при которых производится торможение, определяется нажатие на тормозную колодку с учетом соотношений для чугунных тормозных колодок:

$$K = K_c \frac{q_o}{m} \cdot \frac{\psi_{кр}}{\varphi_k} \quad \text{и} \quad \varphi_k = f(K, V).$$



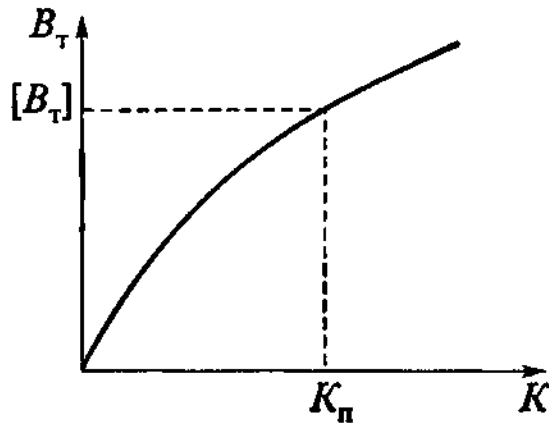


Рис. 2.19. Зависимость тормозной силы от нажатия на тормозную колодку ( $K_n$  — потребное нажатие на тормозную колодку)

В качестве обязательных расчетных скоростей движения вагонов следует принимать:

20 и 100 км/ч — для грузовых вагонов;

40 и 120 км/ч — для рефрижераторных вагонов;

40 и 160 км/ч — для пассажирских вагонов.

Эти величины скорости являются основными, для которых согласно типовому расчету [8] тормозов проверяется

возможность появления юза колеса при торможениях. При этом рекомендуется для каждой указанной выше скорости движения построить график тормозной силы  $B_T = f(K)$ , как показано на рис. 2.19:

$$B_T = mK\varphi_k, \quad (2.9)$$

где коэффициент трения  $\varphi_k$  чугунной стандартной тормозной колодки определяется по формуле

$$\varphi_k = 0,6 \frac{1,6K + 100}{8K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (2.10)$$

а чугунной колодки с повышенным содержанием фосфора (1,3—1,4 %) — по формуле

$$\varphi_k = 0,5 \frac{1,6K + 100}{5,2K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (2.11)$$

где  $K$  в кН, а  $V$  в км/ч.

При построении графической зависимости  $B_T = f(K)$  произвольно задаются значения  $K$ , по которым с учетом выбранной расчетной скорости  $V$  вычисляются соответствующие значения  $\varphi_k$  и  $B_T$ . После этого из условия сцепления колеса с рельсом определяется возможная (допустимая) для реализации на практике тормозная сила

$$[B_T] = K_c q_o \psi_{кр}, \quad (2.12)$$

и по ее значению из графика (рис. 2.20) находится необходимая проектная величина нажатия  $K_{\Pi}$  на тормозную колодку. Таким образом, находятся несколько значений нажатия колодки  $K_{\Pi}$  ( $K_1, K_2, K_3$ ) по условию сцепления колеса с рельсом при различных скоростях движения вагона; из них выбирается наименьшее значение, при котором исключается возможность появления юза колеса во всем диапазоне скоростей движения вагона.

Для окончательного выбора допускаемой в эксплуатации силы нажатия тормозной колодки делается проверка тепловой напряженности фрикционного узла колесо—колодка при торможении, так как износ их трущихся поверхностей определяется в основном работой сил трения и структурными изменениями материала тормозной колодки и поверхности катания колеса при их нагреве. Кроме того, при сильном нагреве неравномерное температурное поле в колесе вызывает появление термических напряжений и деформаций, приводящих к разрушению и выкрашиванию металла колеса.

Проверку тепловой напряженности можно выполнить косвенно по допускаемым удельным давлениям на тормозную колодку:

$$K_y = 0,1[p]F_{\text{тр}}, \quad (2.13)$$

где  $[p]$  — допускаемое удельное давление, МПа;

$F_{\text{тр}}$  — площадь трения тормозной колодки, см<sup>2</sup>.

Для чугунных тормозных колодок  $[p] = 1,3$  МПа, для композиционных колодок  $[p] = 0,85$  МПа;  $F_{\text{тр}} = 305$  см<sup>2</sup> у чугунных колодок и  $F = 290$  см<sup>2</sup> у композиционных колодок.

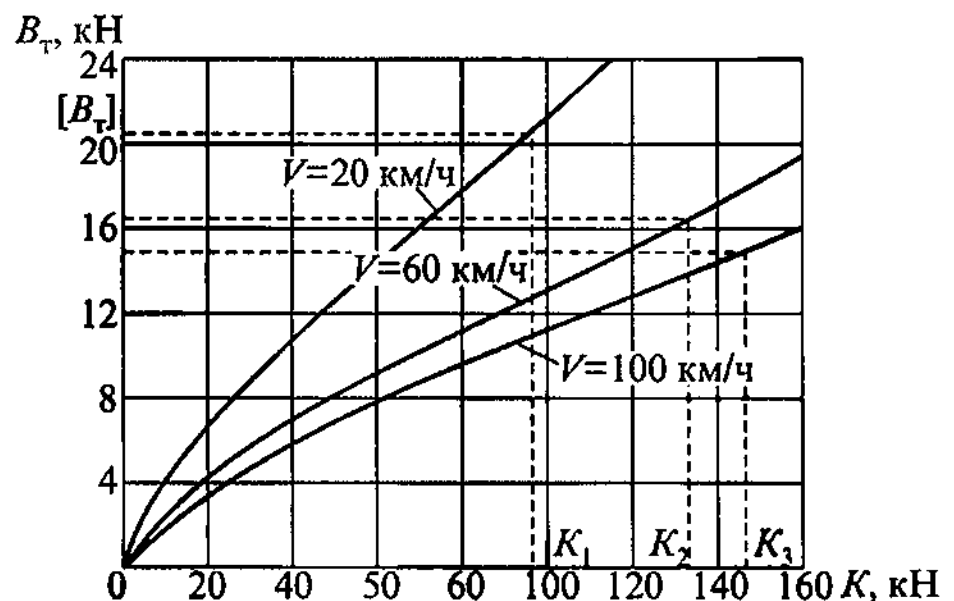


Рис. 2.20. Зависимость тормозной силы от нажатия на тормозную колодку при различных скоростях движения вагона

Для окончательной корректировки величины силы нажатия тормозной колодки сравниваются между собой полученные значения  $K_{\text{п}}$  и  $K_{\text{у}}$ . При  $K_{\text{п}} > K_{\text{у}}$  в качестве допускаемой величины силы нажатия тормозной колодки принимается  $K_{\text{п}} = K_{\text{у}}$ , а при  $K_{\text{п}} < K_{\text{у}}$  — принимается  $K_{\text{д}} = K_{\text{п}}$ .

Для укрупненной оценки теплового режима фрикционного колодочного тормоза может использоваться формула

$$\alpha_R \frac{q_0 V}{F} \sqrt{\frac{V}{S}} \leq (22 \dots 25) \cdot 10^3,$$

где  $\alpha_R$  — коэффициент распределения тепловых потоков между колесом и тормозными колодками, он равен 0,95 при композиционных колодках и 0,6—0,8 при чугунных колодках (в зависимости от их количества на колесо — с увеличением колодок он уменьшается);

$q_0$  — вертикальная статическая нагрузка на одну колесную пару, т;

$V$  — максимальная начальная скорость торможения, м/с;

$S$  — длина тормозного пути на площадке железнодорожного пути, м;

$F$  — площадь поверхности трения колеса, контактирующая с тормозными колодками, м<sup>2</sup>.

В качестве примера определим допускаемую силу нажатия на тормозную колодку грузового четырехосного крытого вагона.

#### Пример 1

Определить допускаемую силу нажатия на чугунную тормозную колодку четырехосного крытого грузового вагона с весом тары 230 кН, грузоподъемностью 680 кН и осевой нагрузкой 227,5 кН.

#### Решение

Коэффициент трения чугунной стандартной колодки находим по формуле (2.10), тормозную силу  $B_{\text{т}}$  находим по формуле (2.12). Результаты расчетов сводим в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Результаты расчетов коэффициента  $\varphi_{\text{к}}$  и тормозной силы  $B_{\text{т}}$

K	$\varphi_{\text{к}}$			$B_{\text{т}}$		
	Расчетная скорость, км/ч			Расчетная скорость, км/ч		
	20	60	100	20	60	100
10	0,232	0,154	0,127	4,64	3,08	2,54
20	0,182	0,121	0,1	7,28	4,84	4,0
30	0,156	0,104	0,086	9,36	6,24	5,16
40	0,14	0,093	0,077	11,2	7,44	6,16

K	$\varphi_k$			$B_T$		
	Расчетная скорость, км/ч			Расчетная скорость, км/ч		
	20	60	100	20	60	100
50	0,129	0,086	0,071	12,90	8,60	7,10
60	0,121	0,081	0,067	14,52	9,72	8,04
70	0,115	0,073	0,063	16,10	10,50	8,82
80	0,111	0,073	0,061	17,26	11,68	9,76
90	0,107	0,071	0,058	19,26	12,8	10,44
100	0,104	0,069	0,057	20,8	13,8	11,4
110	0,101	0,067	0,056	22,2	14,7	12,1
120	0,098	0,066	0,054	23,52	15,8	13,0
130	0,095	0,065	0,053	24,7	16,9	13,8
140	0,092	0,064	0,052	25,76	17,92	14,6
150	0,089	0,063	0,051	26,7	18,9	15,5

Коэффициент сцепления колеса с рельсом

$$\begin{aligned}\psi_k &= [0,17 - 0,00015(q_0 - 50)]f(V) = \\ &= [0,17 - 0,00015(227,5 - 50)] = 0,144 f(V)\end{aligned}$$

Функция скорости  $f(V)$  находится из графика рис. 1.3.

$f(V)$  равна 0,73; 0,6 и 0,55 при скоростях движения соответственно 20; 60 и 100 км/ч.

Тормозная сила  $B_T$  при коэффициенте запаса по сцеплению колеса с рельсом 0,85, определенная по формуле (2.9), равна 20,3; 16,63 и 15,27 кН при скоростях движения соответственно 20; 60 и 100 км/ч.

Графическая зависимость  $B_T = f(K)$  имеет вид, показанный на рис. 2.20, из которого видно, что  $K_1 = 98$  кН;  $K_2 = 127,5$  кН;  $K_3 = 147$  кН. Принимаем из них за  $K_{\Pi} = K_1 = 98$  кН.

$$\text{Сила нажатия } K_y = 0,1[p]F_{\text{тр}} = 0,1 \cdot 1,3 \cdot 305 = 39,65 \text{ кН.}$$

Так как  $K_{\Pi} > K_y$ , то за допускаемое нажатие на тормозную колодку принимается  $K_d = K_y = 39,65$  кН.

### 2.4.2. Выбор передаточного числа тормозной рычажной передачи тормоза

Необходимое усилие по штоку поршня тормозного цилиндра и передаточное число тормозной рычажной передачи  $n$  можно определить методом подбора как двух взаимосвязанных величин, учитывая следующие соображения.

При сравнительно большом  $n$  можно применить компактный тормозной цилиндр с малым диаметром и более легкую тормозную рычажную передачу. Однако в этом случае ухудшаются условия для отвода тормозных колодок от колес после торможения и затрудняется регулировка тормозной рычажной передачи по мере износа тормозных колодок.

Кроме того, принятая величина  $n$  определяет соотношение между возможным перемещением тормозной колодки при торможении (зазоры между колесом и колодкой в отпущенном состоянии) и величиной хода поршня тормозного цилиндра. Так как зазор между тормозными колодками и колесом должен быть в пределах 5—8 мм, а по конструктивным соображениям рабочий ход поршня может изменяться в диапазоне 40—180 мм, то и величина  $n$  ограничивается данными условиями. С учетом изложенного на практике обычно принимают  $n = 6—12$ .

Для уточнения выбора  $n$  целесообразно применение другого метода, предложенного В.Г. Иноземцевым [6], учитывающим условия непрерывного торможения вагонов на крутом затяжном спуске, когда не производится полный отпуск автотормозов, и поэтому авторегулятор тормозной рычажной передачи не стягивает ее. В таком режиме торможения общий расчетный объемный износ чугунных тормозных колодок, действующих на одно колесо, принимая во внимание технологические факторы, может достигать достаточно больших величин.

С учетом выхода штока поршня тормозного цилиндра из-за упругих деформаций тормозной рычажной передачи и хода поршня, обусловленного износом тормозных колодок, общий выход штока не должен превышать максимально возможной величины  $L_{\max}$ . Из этого условия формула для определения максимальной величины передаточного числа имеет вид:

$$n \leq \frac{L_{\max} - l_{\text{упр}}}{\frac{V_{\text{к}}}{m_{\text{к}} F_{\text{тр}}} + \Delta_{\text{с}}}, \quad (2.14)$$

где  $V_{\text{к}}$  — объемный износ тормозной колодки, чугуновой колодки —  $250 \text{ см}^3$ , композиционной колодки —  $83 \text{ см}^3$ ;

$m_{\text{к}}$  — число тормозных колодок, действующих на одно колесо; для четырехосных и восьмиосных грузовых вагонов — одна, у шестиосных вагонов — одна для крайних колес и две для среднего колеса тележки, для пассажирских и рефрижераторных вагонов — две;

$F_{\text{тр}}$  — площадь трения тормозной колодки, чугуновой —  $305 \text{ см}^2$ , композиционной —  $290 \text{ см}^2$ ;

$\Delta_{\text{с}}$  — нормальный средний зазор между тормозной колодкой и колесом,  $\Delta_{\text{с}} = 0,5\text{—}0,8 \text{ см}$ .

Для вагонов, оборудованных чугуновыми тормозными колодками и имеющих один тормозной цилиндр, рекомендуется принимать  $L_{\max} = 18 \text{ см}$ ,  $l_{\text{упр}} = 6 \text{ см}$  для четырехосных грузовых вагонов,  $l_{\text{упр}} = 7 \text{ см}$  для пассажирских и рефрижераторных вагонов,  $l_{\text{упр}} = 8 \text{ см}$  для восьмиосных грузовых вагонов. Подставляя соответствующие указанные данные в формулу (2.14), находят максимально допустимые передаточные числа тормозной рычажной передачи вагонов.

Известен другой подход [5] для определения максимального передаточного числа тормозной рычажной передачи:

$$n = \frac{H_{\text{пр}} - H_{\max}}{\Delta_{\text{тк}}}, \quad (2.15)$$

где  $H_{\text{пр}}$  — предельно допустимый выход штока поршня тормозного цилиндра, мм;

$H_{\max}$  — максимальный выход штока поршня тормозного цилиндра, предусмотренный инструкцией при отправлении со станции, мм;

$\Delta_{\text{тк}}$  — износ чугуновых тормозных колодок по толщине на затяжных спусках, мм.

Чтобы не происходило значительной потери эффективности торможения (особенно при упоре поршня в крышку тормозного цилиндра) после проследования крутого затяжного спуска принимают

$H_{\text{пр}} = 185$  мм. В соответствии с инструкцией [1] для грузовых вагонов  $H_{\text{max}} = 125$  мм, а для пассажирских вагонов  $H_{\text{max}} = 160$  мм.

Износ чугунных тормозных колодок можно определить по формуле

$$\Delta_{\text{тк}} = A \sum Li_c, \quad (2.16)$$

где  $\sum Li_c$  — сумма произведений длин всех участков пути со спуском, по которым следует поезд, на уклоны спуска, м;

$A$  — коэффициент приведения, учитывающий тип тормозной рычажной передачи тормоза вагона и количество тормозных колодок, действующих на одно колесо.

По существу  $\sum Li_c$  характеризует величину спуска поезда в процессе его движения. Для практических расчетов можно принять  $\sum Li_c = 200$  м. Для грузовых груженых вагонов с односторонним нажатием тормозных колодок  $A = 0,03$ ; для пассажирских и рефрижераторных вагонов с двусторонним нажатием тормозных колодок  $A = 0,01$ , секционных (двойных) тормозных колодок  $A = 0,008$ .

#### *Пример 2*

Определить передаточное число грузового четырехосного крытого вагона с весом тары 230 кН, грузоподъемностью 680 кН и осевой нагрузкой 227,5 кН.

#### *Решение*

Произведя расчет по формуле (2.14), получаем

$$n = \frac{18 - 6}{\frac{250}{1 \cdot 305} + 0,5} = 9,09.$$

Таким образом, появляется возможность, исходя из необходимого усилия  $P_{\text{шт}}$ , реализовать вышеизложенную методику для обоснованного выбора диаметра тормозного цилиндра. Получив величину  $d_{\text{тц}}$ , следует выбрать ближайший больший диаметр стандартного тормозного цилиндра из выпускаемых промышленностью (см. табл. 2.4).

Определим диаметр тормозного цилиндра и выберем его тип для пневматической части тормоза четырехосного грузового крытого вагона на следующем примере.

### Пример 3

В качестве исходных данных используем результаты расчетов, полученных в примерах 1 и 2. Допустимое нажатие на чугунные тормозные колодки  $K_d = 39,65$  кН, передаточное число тормозной рычажной передачи  $n = 9,09$ .

#### Решение

Усилие на штоке поршня тормозного цилиндра по формуле (2.7) равно

$$P_{шт} = \frac{8 \cdot 39650}{9,09 \cdot 0,95} = 36732 \text{ Н или } 36,732 \text{ кН.}$$

Усилие отпусковой пружины тормозного цилиндра по формуле (2.3) равно

$$P_{пр} = 1540 + 6,29 \cdot 17,5 = 2641 \text{ Н или } 2,641 \text{ кН.}$$

Усилие возвратной пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи типа РТП-675М, приведенное к штоку поршня тормозного цилиндра, по формуле (2.4) равно

$$P_p = [1690 + 23,1 \cdot 25] 0,65 = 1473,8 \text{ Н или } 1,474 \text{ кН.}$$

Диаметр тормозного цилиндра по формуле (2.2) равен

$$d_{тц} = 2 \sqrt{\frac{36732 + 2641 + 1323}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,98}} = 364,3 \text{ мм.}$$

Согласно табл. 2.4 принимаем ближайший стандартный тормозной цилиндр с  $d_{тц} = 356$  мм. Для пневматической части авто-тормоза крытого четырехосного вагона выбираем тормозной цилиндр № 188Б, усилие на штоке которого в соответствии с формулой (2.1) равно

$$P_{шт} = 0,4 \cdot \frac{3,14 \cdot 356^2}{4} \cdot 0,98 - 2641 - 1473,8 = 34884,8 \text{ Н} = 34,88 \text{ кН.}$$



## 2.5. Выбор объема запасного резервуара

При проектировании тормозного оборудования [6] объем запасного резервуара выбирают в соответствии с принятым диаметром тормозного цилиндра из расчета обеспечения при полном и экстренном торможении давления в тормозном цилиндре не менее 0,38 МПа у пассажирских вагонов и не менее 0,4 МПа у грузовых вагонов при максимальном выходе штока поршня 200 мм. Исходя из этого, минимальный объем запасного резервуара можно рассчитать на основе закона Бойля—Мариотта, рассматривая состояние пневматической части автотормоза вагона в отпущенном и тормозном положениях. При этом во внимание принимаются рабочие объемы запасного резервуара и тормозного цилиндра автотормоза и величины давления воздуха в них. Схема взаимодействия элементов пневматической части тормоза вагона при отпуске изображена на рис. 2.21, а, а при торможении — на рис. 2.21, б.

В отпущенном состоянии тормоза запасный резервуар (ЗР) объемом  $V_{ЗР}$  наполнен сжатым воздухом из тормозной магистрали до зарядного давления  $p_3$ , а объем мертвого пространства в тормозном цилиндре  $V_{ц0}$  сообщен с атмосферой и следовательно, давление в нем равно атмосферному  $p_a$ .

В тормозном состоянии тормозной цилиндр сообщается с запасным резервуаром, а канал  $A_T$  перекрыт золотником 2, связанным с поршнем чувствительного элемента 1, что вызывает перемещение поршня 4 на величину  $L_{шт}$  выхода штока 3 и увеличение объема тормозного цилиндра до  $V_{тц}$ .

В соответствии с законом Бойля—Мариотта (см. рис. 2.21, а) следует

$$p_3 V_{ЗР} + p_a V_{ц0} c_1 = p_T V_{ЗР} + p_{тц} V_{ц0} c_1 + p_{тц} V_{тц} c_1, \quad (2.17)$$

где  $p_3$  — зарядное давление воздуха, МПа в абсолютных единицах, т.е. с учетом атмосферного и избыточного давления воздуха;

$p_a$  — атмосферное давление, МПа;

$p_T$  — давление воздуха в запасном резервуаре после полного служебного или экстренного торможения, МПа в абсолютных единицах;

$p_{тц}$  — давление воздуха в тормозном цилиндре, МПа в абсолютных единицах;

$c_1$  — количество тормозных цилиндров, подключенных к запасному резервуару;

$V_{ЗР}$  — объем запасного резервуара,  $\text{м}^3$ ;

$V_{ц0}$  — объем тормозного цилиндра при отпуске тормоза и зарядке, или объем вредного пространства,  $\text{м}^3$ ;

$V_{тц}$  — объем тормозного цилиндра при торможении,  $\text{м}^3$ .

На практике  $V_{тц}$  при  $d_{тц} = 365$  мм можно принимать равным 17 910 и 19 590  $\text{см}^3$  при  $L_{шт}$  соответственно 160 и 175 мм:

$$V_{тц} = \frac{\pi d_{тц}^2}{4} L_{шт}, \text{ или}$$

$$V_{тц} = 0,785 \cdot 10^{-6} d_{тц}^2 L_{шт}, \text{ л,}$$

где  $L_{шт}$  и  $d_{тц}$  в мм.

Отсюда искомый объем запасного резервуара

$$V_{ЗР} = \frac{V_{ц0} c_1 (p_{тц} - p_a) + p_{тц} V_{тц} c_1}{p_3 - p_t}. \quad (2.18)$$

Так как величина давления в абсолютных единицах наряду с избыточным давлением, обычно измеряемым манометром, учитывает также и атмосферное давление, то в формулу (2.18) необходимо подставлять значения давлений:  $p_{тц} = 0,52$  МПа в грузовом подвижном составе и  $p_{тц} = 0,48$  МПа в пассажирском подвижном составе;  $p_a = 0,1$  МПа;  $p_3 = 0,6$  МПа для пассажирских вагонов и  $p_3 = 0,63$  МПа для грузовых и рефрижераторных вагонов; принимают  $V_{ц0} = 2200$   $\text{см}^3$  для тормозного цилиндра диаметром 356 мм и  $V_{ц0} = 2500$   $\text{см}^3$  для тормозного цилиндра диаметром 400 мм.

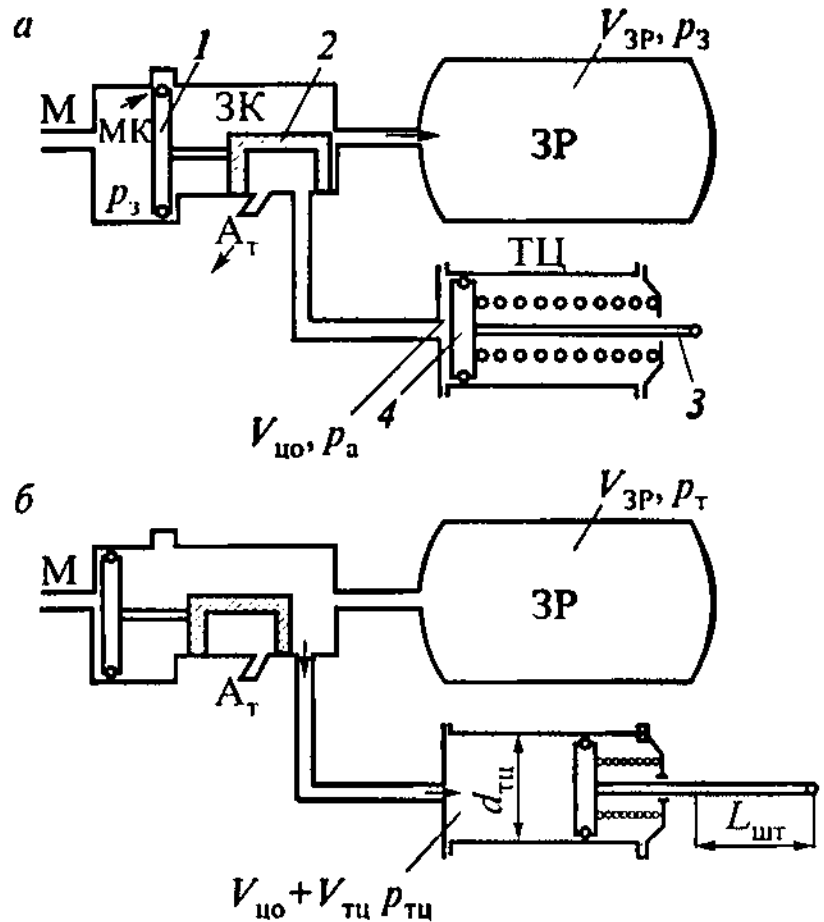


Рис. 2.21. Схема взаимодействия элементов пневматической части тормоза вагона: а — при отпуске тормоза; б — при торможении

На рис. 2.21, б видно, что при полном служебном и экстренном торможении сжатый воздух из запасного резервуара в тормозной цилиндр будет поступать, пока не наступит равенство  $p_T = p_{TC}$ .

По значению, найденному из (2.18), выбирают стандартный объем запасного резервуара (табл. 2.7).

Таблица 2.7

Характеристики запасных резервуаров

Тип резервуара	Расчетное давление, МПа	Объем		Размеры, мм	
		м <sup>3</sup>	л	длина	наружный диаметр
P7-8	0,7	0,008	8	210	250
P7-12		0,012	12	300	
P7-24		0,024	24	550	
P7-38		0,038	38	605	300
P7-55		0,055	55	860	
P7-78		0,078	78	1210	
P7-100		0,1	100	1510	
P7-110		0,11	110	1653	
P7-135		0,135	135	1180	400
P10-9		1,0	0,0096	9,5	234
P10-20	0,02		20	475	
P10-55	0,055		55	800	303
P10-100	0,1		100	1050	358
P10-170	0,17		170	1362	416
P10-300	0,3		300	1172	610

При этом такой объем для воздухораспределителя грузового типа № 483М можно принимать бóльшим, чем вычисленный по формуле (2.18) и выбранный из табл. 2.7 как ближайший минимальный. У пассажирских воздухораспределителей № 292-001 при значительном увеличении объема запасного резервуара относительно расчетного нарушается нормальное действие, выражающееся в ухудшении мягкости действия, возрастании давления в тормозном цилиндре при всех видах торможения. Поэтому для тормозных цилиндров различного диаметра предусматриваются запасные резервуары определенного объема: 78 л при  $d_{TC} = 356$  мм; 135 л при  $d_{TC} = 400$  мм.

В случае оборудования вагонов противоюзными устройствами объем запасного или питательного резервуара увеличивают примерно в 2 раза, т.е. применяют два типовых запасных резервуара объемом по 0,078 м<sup>3</sup> (78 л) или один объемом 0,156 м<sup>3</sup> (156 л) либо 0,170 м<sup>3</sup> (170 л) — главный резервуар электропоезда ЭР.

В предварительных расчетах для ориентировочного выбора при  $L_{шт} = 200$  мм и  $p_{тц}$  не менее объема запасного резервуара пользуются также формулой

$$V_{ЗР \min} = 0,078 F_{тц}, \text{ л}, \quad (2.19)$$

где  $F_{тц}$  — площадь поршня тормозного цилиндра,  $\text{см}^2$ .

Однако в этом выражении не учитывается влияние объема тормозного цилиндра при отпущенном состоянии тормоза, обычно называемого на практике вредным объемом тормозного цилиндра.

Исходя из уравнения (2.17), качественная оценка правильности выбора параметров пневматической части тормоза с автоматическими непрямодействующим воздухораспределителем (пассажирские вагоны) производится по величине выхода штока поршня тормозного цилиндра:

$$L_{шт} = \frac{(p_3 - p_T) V_{ЗР} - V_{ц} (p_{тц} - 1) c_1}{p_{тц} V_{тц} c_1} \leq [L_{шт}],$$

а с автоматическим прямодействующим воздухораспределителем (грузовые вагоны) — по условию неистощимости:

$$p_T = \frac{p_3 V_{ЗР} - V_{ц0} (p_{тц} - 1) c_1 - p_{тц} \frac{\pi d_{тц}^2}{4} L_{шт} c_1}{V_{ЗР}} \geq (p_3 - \Delta p_M),$$

где  $\Delta p_M$  — величина снижения зарядного давления в тормозной магистрали, принимается 0,15—0,17 МПа.

В качестве примера определим объем запасного резервуара и выберем его тип для одноцилиндровой тормозной системы пассажирского вагона.

*Пример*

Диаметр тормозного цилиндра вагона  $d_{тц} = 356$  мм.

*Решение*

Объем тормозного цилиндра при зарядке и отпуске автотормоза вагона (см. табл. 2.4)

$$V_{\text{ц0}} = 0,0022 \text{ м}^3.$$

Объем тормозного цилиндра при торможении (см. рис. 2.21, б)

$$V_{\text{тц}} = \frac{\pi d_{\text{тц}}^2}{4} L_{\text{шт}} = 0,0022 + \frac{3,14 \cdot 0,356^2}{4} \cdot 0,2 = 0,0221 \text{ м}^3.$$

Объем запасного резервуара по формуле (2.18)

$$V_{\text{зр}} = \frac{V_{\text{ц0}} c_1 (p_{\text{тц}} - p_{\text{a}}) + p_{\text{тц}} V_{\text{тц}} c_1}{p_{\text{з}} - p_{\text{т}}} = \frac{(0,48 \cdot 0,0221 - 0,1 \cdot 0,0022) \cdot 1}{0,6 - 0,48} = 0,0865 \text{ м}^3$$

Согласно табл. 2.7 выбираем ближайший стандартный размер  $V_{\text{зр}} = 0,078 \text{ м}^3$  (78 л) и тип резервуара Р7-78.

### Глава 3. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНОВ

Механическая часть тормоза объединяет тормозную рычажную передачу, автоматический регулятор тормозной рычажной передачи и фрикционные элементы тормоза (тормозные колодки и накладки). Тормозная рычажная передача представляет собою систему рычагов и их затяжек, тяг, триангелей (грузовые вагоны) или траверс (пассажирские вагоны), передающих на фрикционные элементы тормоза усилие, развиваемое поршнем тормозного цилиндра или приводом ручного тормоза, с заданным увеличением и некоторой потерей этого усилия из-за трения в шарнирных соединениях тормозной рычажной передачи. Перечень устройств и деталей механической части тормозной системы новых грузовых вагонов указан в приложении 1, а новых пассажирских вагонов — в приложении 2. Фрикционные узлы представляют собою контактирующие элементы: в колодочном тормозе — тормозные колодки и поверхность катания колеса; в дисковом тормозе — тормозные накладки и поверхность диска или барабана; в магниторельсовом тормозе — башмак и поверхность качения рельса.

К механической части тормоза предъявляются следующие требования:

- рычажная передача должна обеспечивать равномерное распределение усилий по всем тормозным колодкам или накладкам;
- величина усилия практически не должна зависеть от углов наклона вертикальных и горизонтальных рычагов, выхода штока поршня тормозного цилиндра и износа тормозных колодок или накладок в пределах установленных эксплуатационных нормативов;
- при отпущенном тормозе тормозные колодки должны равномерно отходить от поверхности катания колеса;
- рычажная передача должна быть оснащена автоматическим регулятором, поддерживающим зазор между тормозными колодками и поверхностью катания колес в заданных пределах независимо от их износа;
- автоматическое регулирование тормозной рычажной передачи должно обеспечиваться без ручной перестановки соединитель-

ных валиков тормозной рычажной передачи до предельного износа всех новых тормозных колодок, ручная перестановка допускается только для компенсации износа поверхности катания колес;

- автоматический регулятор должен допускать уменьшение выхода штока поршня тормозного цилиндра без регулировки его привода на особо крутых затяжных спусках пути, где установлены уменьшенные нормы выхода штока поршня тормозного цилиндра;

- шарнирные соединения тормозной рычажной передачи для упрощения ее ремонта и увеличения срока службы должны оснащаться износостойкими втулками;

- тормозная рычажная передача должна иметь достаточную прочность, жесткость и при необходимости демпфирующие устройства, например резиновые втулки в шарнирах подвесок тормозных башмаков грузовых вагонов, исключаящие изломы деталей тормозной рычажной передачи под действием вибраций с высокими частотами;

- на подвижном составе должны быть предохранительные устройства, предотвращающие падение на путь и выход за пределы очертаний габарита деталей тормозной рычажной передачи при их разъединении, изломе или других неисправностях;

- предохранительные устройства при нормальном состоянии тормозной рычажной передачи не должны подвергаться усилиям, которые могут вызвать их излом.

В фрикционном колодочном тормозе в настоящее время применяются в основном чугунные стандартные (на пассажирских вагонах при скоростях движения до 120 км/ч), чугунные с повышенным содержанием фосфора (на электропоездах) и композиционные (на грузовых вагонах) тормозные колодки.

Чугунные стандартные колодки с твердостью 197—255 НВ изготавливаются из серого чугуна, обеспечивающего износостойкость и повышенный коэффициент трения (0,18—0,24).

Чугунные тормозные колодки с повышенным содержанием фосфора могут иметь 1,0; 1,3—1,4; 2,5—3,0 и 3,0—4,0 % фосфора. Чем больше содержание в чугуне фосфора, тем выше коэффициент трения, например, при содержании в чугуне фосфора 3,0—4,0 % коэффициент трения при скорости движения 75 км/ч и нажатии на колодку 20—25 кН равен 0,28, а при содержании фосфора 1,0 % он равен 0,2 (рис. 3.1). Тормозные чугунные колодки с содержанием

фосфора 0,6 % и более при торможении со скорости движения 160 км/ч нагреваются в поверхностном слое трения до температуры плавления. Вследствие образования у чугуна с повышенным содержанием фосфора в структуре более легкоплавкой фосфидной эвтектики температура плавления чугуна уменьшается до 960—980 °С; в этот момент коэффициент трения начинает резко увеличиваться. Поэтому

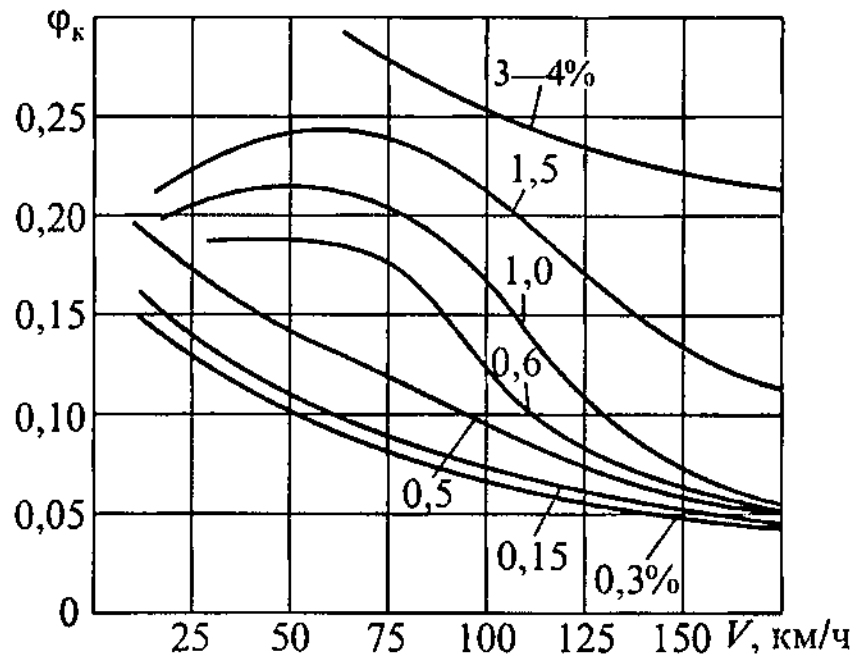


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента трения чугуновых тормозных колодок с различным процентным содержанием фосфора от скорости движения при нажатии на колодку 20 кН

кривые коэффициента трения на графиках рис. 3.1 тормозных колодок с содержанием фосфора от 0,6 до 1,5 % имеют точки перегиба, соответствующие моменту прекращения интенсивного плавления поверхностного слоя чугуна и, следовательно, началу уменьшения значений коэффициента трения. Это наблюдается при скоростях торможения от 80 до 60 км/ч. У тормозных колодок с содержанием фосфора от 3 до 4 % образующаяся в зоне трения тонкая пленка расплавленного металла колодки при интенсивном торможении резко повышает площадь фактического контакта колодки и колеса и значения коэффициента трения, не вызывая повышенного износа колодки и колеса. Поэтому графики коэффициента трения имеют вид кривых второго порядка без точек перегибов. Продукт износа колодки с высоким содержанием фосфора представляет собою мелкий порошок спекшегося металла, покрывающего тонким слоем поверхность катания колеса. Износостойкость чугуновых колодок с повышенным содержанием фосфора на 30 % выше, чем стандартных чугуновых колодок. По мере увеличения содержания фосфора от 0,3 до 3—4 % пропорционально увеличивается износостойкость тормозной колодки. Однако чугуновые колодки с повышенным содержанием фосфора имеют повы-



шенную хрупкость, что вызывает необходимость применения в них каркаса толщиной 4—6 мм из мягкой стали марок Ст.1, Ст.2, Ст.3. Кроме того, при больших удельных давлениях колодки на колесо или при торможении на очень крутых (свыше 25—30 ‰) и затяжных спусках железнодорожного пути износостойкость их значительно снижается и наблюдается сильное искрение или даже круговой огонь по колесу, что создает пожароопасность для вагонов, особенно для цистерн при перевозке в них светлых нефтепродуктов. При содержании в чугуне фосфора 3,0—4,0 ‰ кругового огня по колесу не наблюдается.

Положительное влияние фосфора на фрикционные свойства и износостойкость чугунных тормозных колодок явилось причиной того, что в нашей стране и в западноевропейских странах (Германия, Венгрия, Франция, Чехия, Болгария) стали производить чугунные тормозные колодки с содержанием фосфора от 1,1 до 1,4 ‰, а в США и Англии — до 3 ‰.

Исследования, проведенные в ФГУП ВНИИЖТ под руководством д-ра техн. наук Л.А. Вуколова, показали, что чугунные колодки с содержанием фосфора 1,4 ‰ могут удовлетворительно работать с нажатием колодки на колесо не более 25 кН при двухсторонней системе торможения. Для чугунных тормозных колодок с содержанием фосфора от 2,5 до 4 ‰ должна быть специальная конструкция, состоящая из усиленной стальной спинки и внутреннего каркаса, имеющего не менее пяти слоев безотходной сетки из малоуглеродистой стали толщиной каждая не более 1,1 мм. Технически и экономически целесообразно делать чугунные тормозные колодки специальной конструкции со средним содержанием фосфора 3 ‰.

Композиционные тормозные колодки в основном делаются с сетчато-проволочным каркасом из массы 8-1-66 или из массы 328-303-74, которые имеют большую вибрационную прочность, меньший вес (на 1,0 кг), чем со сплошным металлическим каркасом, а также минимальную допустимую толщину в эксплуатации 10 мм вместо 14 мм при сплошном металлическом каркасе. Химический состав композиционной колодки 8-1-66: асбест — 15 ‰, каучук — 20 ‰, барид — 47,5 ‰, сажа — 15 ‰, вулканизирующий состав — 2,5 ‰.

Композиционные колодки из массы 328-303-74 более стабильны при работе в зимних условиях, имеют большую теплопроводность, износостойкость и меньшее наволакивание металла на поверхности катания колеса, чем из массы 8-1-66. Однако композиционная масса 328-303-74 хуже сцепляется с сетчато-проволочным каркасом и в эксплуатации наблюдается выкрашивание композиционной массы из сетчато-проволочного каркаса.

В эксплуатации важное значение имеет износостойкость тормозных колодок. Износ чугунных колодок возрастает с увеличением удельного давления их на колесо, при этом существуют критические сочетания величины силы нажатия колодки на колесо и скорости движения вагона, при которых происходит недопустимо большой износ колодок. При скорости движения свыше 160 км/ч при критической силе нажатия колодки на колесо возникает структурное изменение и усиленное разрушение чугуна вследствие сочетания высокого нагрева колодки при торможении и большой силы нажатия. В этом случае на поверхности катания колеса могут появляться наплывы металла. Износ чугунных колодок на крутых затяжных спусках может достигать 8—10 мм, что приводит к увеличению выхода штока поршня тормозного цилиндра до 195—200 мм; в то время как у композиционных колодок он достигает всего лишь 1 мм, что приводит к увеличению выхода штока поршня тормозного цилиндра на 10 мм.

Износ чугунной колодки по толщине  $\Delta H$  можно определить по формуле

$$\Delta H = \frac{40}{\left( \frac{5 \cdot 10^4 F}{\alpha_k B_T V t} - \frac{525}{\sqrt{t}} \right) K_k},$$

где  $F$  — геометрическая площадь трения колодки, см<sup>2</sup>;

$\alpha_k$  — коэффициент распределения теплового потока в колодке (0,2—0,3 при одной колодке на колесо и 0,35 при двух);

$t$  — время торможения, с;

$B_T$  — средняя тормозная сила в течение времени  $t$ , кг;

$V$  — средняя скорость движения вагона, м/с;

$K_k$  — коэффициент качества колодки (при соответствии требованиям стандарта на изготовление колодки  $K_k = 1$ ).

Критическое время  $t_{кр}$  непрерывного торможения, после которого наступает катастрофически быстрый износ тормозной колодки, равен

$$t_{кр} = \left( \frac{95F}{\alpha_k B_T V} \right)^2.$$

Например, при торможении на спуске 25 ‰ длиной 20 км  $t_{кр}$  равно 3220 и 2053 с при скорости движения соответственно 40 и 50 км/ч. При этом износ чугунной колодки по толщине равен 9,8 и 14,7 мм при скоростях движения соответственно 40 и 50 км/ч.

В настоящее время Ярославский завод фрикционных и термостойких материалов ОАО «Фритекс» выпускает асбестовые (ТИИР-300) и безасбестовые (ТИИР-308) композиционные тормозные колодки. Они изготавливаются методом горячего формования специальной полимерной композиции с сетчатым каркасом и проволоочной арматурой. Тормозные колодки работоспособны при температуре окружающего воздуха от  $-60$  до  $+60$  °С, а также при кратковременном нахождении в темпяхах (помещение для подогрева груза в вагоне перед его разгрузкой в зимнее время) при температуре нагрева груза до  $+80$  °С. Срок службы этих колодок в 3—4 раза выше по сравнению с чугунными они характеризуются более высокими коэффициентом трения и износостойкостью.

Композиционная колодка ТИИР-300 имеет в паре со сталью марки 1 коэффициент трения 0,34—0,54 и 0,37—0,47 в паре с серым чугуном марки СЧ15; линейный износ не более 0,13 мм в паре со сталью и с серым чугуном; твердость по Бринеллю 1,4—3,0 кг/мм<sup>2</sup> (НВ 16/1187,5/30); средний ресурс в условиях рядовой эксплуатации не менее 110 тыс. км; габаритные размеры 400×80×50 мм и вес 3,2 кг.

Композиционная колодка ТИИР-308 имеет коэффициент трения 0,34—0,54 в паре со сталью марки 1 и 0,34—0,54 в паре с серым чугуном марки СЧ15; линейный износ не более 0,13 мм в паре со сталью марки 1 и с серым чугуном марки СЧ15; твердость по Бринеллю 1,4—3,0 кг/мм<sup>2</sup> (НВ 16/1187,5/30); средний ресурс в условиях рядовой эксплуатации не менее 120 тыс. км; габаритные размеры 400×80×50 мм и вес 2,4 кг.

Композиционные тормозные колодки ТИИР-308 предназначены в первую очередь для скоростных пассажирских вагонов (максимальная скорость 160 км/ч) и являются экологически чистыми вследствие отсутствия в их композиции асбеста. На тормозные колодки ТИИР-300 и ТИИР-308 имеются сертификаты регистра сертификации на федеральном железнодорожном транспорте России.

ОАО «Фритекс» разработаны также для грузовых вагонов колесосберегающие композиционные тормозные колодки ТИИР-300, ТИИР-303 и ТИИР-308 с металлическими абразивными скребковыми вставками в центральной выемке или по концам в изнашиваемой фрикционной части колодки. При периодических торможениях благодаря присущей абразивности металлические скребковые вставки оказывают очищающее воздействие, увеличивая шероховатость поверхности катания колеса, своевременно снимают (соскабливают) места начинающихся небольших наваров металла или возникающего небольшого ползуна, чем препятствуют появлению выщербин на поверхности катания колеса. Кроме того, металлические вставки способствуют повышению сцепления колеса с рельсом, а также теплопроводности колодки, что снижает вероятность появления юза колесной пары и повышает тормозную эффективность.

Железные дороги США имеют положительный опыт эксплуатации в течение 2,5 лет композиционных тормозных колодок с металлическими скребковыми вставками. В 1996—1998 гг. проводились сравнительные эксплуатационные испытания стандартных композиционных колодок и композиционных колодок с металлическими вставками на трех углевозных маршрутных грузовых поездах, состоявших из 119 вагонов каждый. В результате оказалось, что на двух поездах со стандартными колодками из-за появления выщербин на поверхности катания колес заменили 119 колесных пар, а на поезде, где были композиционные колодки с металлическими вставками, — лишь 20.

На железных дорогах Японии предложена для серийного производства так называемая составная тормозная колодка (рис. 3.2) с повышенным сцеплением с поверхностью катания колеса. Она состоит из основной части 2, элемента 5, теплоизоляционного материала 4. Элемент 5 изготовлен из материала с повышенным сцеплением, он снимает с поверхности катания колеса частицы масла,

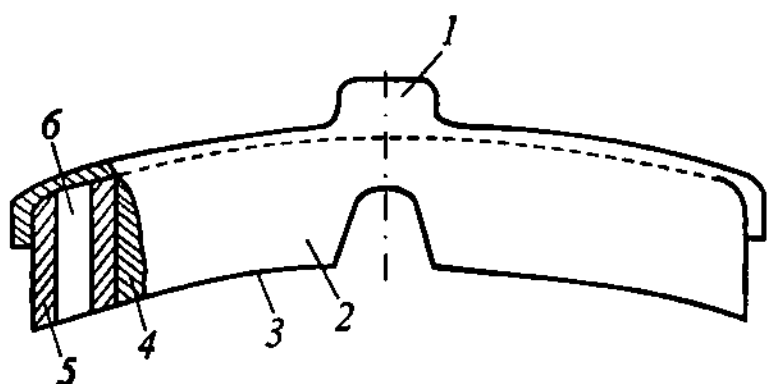


Рис. 3.2. Составная композиционная тормозная колодка железных дорог Японии

влаги и грязи. За счет этого увеличивается тормозная сила, уменьшается проскальзывание колеса по рельсу, особенно во время дождя, что способствует уменьшению износа рельсов и колес. Состав элемента 5: алюминий (80—90%), медь (9—14%), кобальт (2—3,5%), хром (0,5—1,5%).

При торможении поверхность 3 трется о поверхность катания колеса, за счет выделяемого при этом тепла элементы 5 значительно нагреваются, поэтому для отвода тепла от них предусмотрены разрезные радиальные канавки 6. Элементы 5 отделены от основной части 2 тормозной колодки теплоизоляционным материалом 4 для предохранения основной части 2 тормозной колодки от сильного нагрева и прогорания.

Фирмой «Lombard Industrial» (Чехия) разработаны и выпускаются секционные металлокерамические тормозные колодки из материала «Диафрикт-К4». По размерам они соответствуют требованиям МСЖД (Памятка 542), имеют длину 250 мм, ширину 80 мм и толщину 60 мм для локомотивов и длину 330 мм, ширину 80 мм и толщину 55 мм для вагонов. Эти колодки взаимозаменяемы с секционными (две короткие колодки в одном тормозном башмаке) чугунами, применяемыми на пассажирских вагонах международного сообщения габарита РИЦ и на чешских электровозах типа ЧС.

Металлокерамические тормозные колодки, срок службы которых составляет 1,5—2 года, имеют более высокий коэффициент трения по сравнению с композиционными, поэтому они эксплуатируются при пониженном (в среднем до 0,2—0,25 МПа) давлении воздуха в тормозных цилиндрах. Колодка изготавливается из бронзово-графитового материала «Диафрикт-К4» с высоким содержанием керамических компонентов и искусственного графита. Для быстрого достижения полного контакта тормозной колодки с колесом на колодке имеется наружный слой толщиной 3 мм из бронзово-графитового фрикционного материала пониженной

износостойкости, но хорошей тормозной эффективности для быстрой приработки к поверхности катания колеса. Металлокерамические тормозные колодки имеют практически постоянный коэффициент трения до температуры 450 °С, а при краткосрочных остановочных торможениях — до температуры 800 °С; при этом износ их небольшой. Теплопроводность колодки в среднем равна 12,6 Вт/(м·К), т.е. она выше, чем у композиционных тормозных колодок, в 12 раз и меньше, чем у чугунных колодок, в 3—3,5 раза. Коэффициент трения металлокерамической колодки мало зависит от погодных условий (снег, дождь, мороз, изморозь). Срок их службы в 10 раз больше, чем чугунных колодок, и в 3 раза — чем композиционных тормозных колодок. Металлокерамические колодки не загрязняют окружающую среду продуктами износа и не оказывают вредного влияния на человека.

Среднее значение динамического коэффициента трения металлокерамической колодки находится в диапазоне 0,33—0,38, а статического — 0,35—0,4 при нажатии на тормозную колодку до 25 кН и скорости трения на контакте колеса и колодки до 35 м/с. Плотность материала «Диафрикт-К4» равна 4,7 г/см<sup>3</sup>, прочность на разрыв 41 МПа, прочность на срез 56 МПа, модуль упругости равен 420 МПа, удельная теплоемкость равна 5,2 кДж/(кг·К), удельный коэффициент линейного расширения равен  $17,1 \times 10^{-6}$  К, масса колодки длиной 330 мм равна 7,35—7,41 кг, а длиной 250 мм — 5,47—5,48 кг.

Характер изменения величин коэффициента трения металлокерамических и композиционных тормозных колодок ТИИР-300 и ТИИ-303, полученных при стендовых испытаниях в ФГУП ВНИИЖТ, в зависимости от скорости движения показан на рис. 3.3. Из этого рисунка видно, что величины коэффициента трения металлокерамических колодок превышают границу диапазона допускаемых значений коэффициента трения согласно требованию кодекса МСЖД 541-4 (свыше 0,326), то у композиционных колодок значения коэффициента трения в отдельных случаях, например, у колодок ТИИР-300 при сухом трении пересекают нижнюю границу (0,175) диапазона допускаемых значений коэффициента трения.

При применении в эксплуатации металлокерамических тормозных колодок важным моментом является правильный выбор нажа-

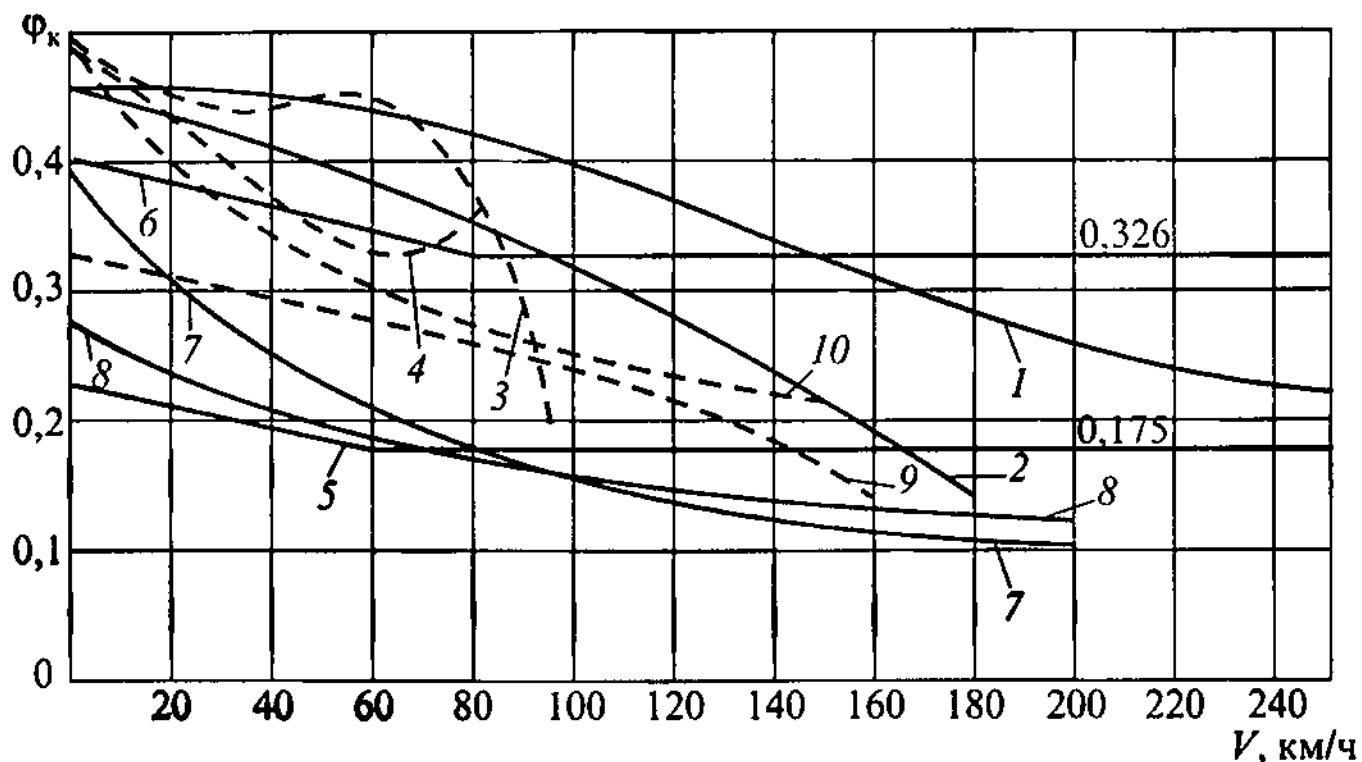


Рис. 3.3. Зависимость коэффициента трения металлокерамических и композиционных тормозных колодок от скорости движения:

1 и 2 — металлокерамическая тормозная колодка длиной 330 мм при инерционной нагрузке на колесную пару 146,5 кН и нажатии на колодку соответственно 20 и 10 кН при трении всухую; 3 и 4 — металлокерамическая тормозная колодка длиной 330 мм при инерционной нагрузке на колесную пару 146,5 кН и нажатии на колодку соответственно 20 и 10 кН при испытании с подачей воды 500 см<sup>3</sup>/мин на фрикционный контакт; 5 и 6 — соответственно нижняя и верхняя граница диапазона допустимых значений коэффициента трения тормозной колодки по требованиям Памятки UIC Code 541-4 (приложение 2); 7 и 8 — композиционная колодка «ТИИР-300» при инерционной нагрузке на колесную пару 146,5 кН и нажатии на колодку соответственно 11 и 20 кН при трении всухую; 9 и 10 — композиционная колодка «ТИИР-303» при инерционной нагрузке на колесную пару 146,5 кН и нажатии на колодку соответственно 11 и 20 кН при испытаниях с подачей воды 500 см<sup>3</sup>/мин на фрикционный контакт

тия на колодку во избежание заклинивания колесных пар в режиме полного служебного и экстренного торможения. Вследствие повышенных значений коэффициента трения металлокерамической колодки необходимо уменьшить существующие силы нажатия при композиционных колодках за счет уменьшения передаточного числа тормозной рычажной передачи или снижения конечной величины давления воздуха в тормозных цилиндрах подвижного состава.

### 3.1. Выбор принципиальной схемы механической части тормозной системы вагона

Выбор схемы тормозной рычажной передачи определяется типом подвижного состава и конструкцией ходовых частей. При этом такую передачу конструируют с учетом реализации необходимого нажатия тормозных колодок и допустимого удельного их давления на колесо. Величины такого нажатия тормозных колодок для разного типа подвижного состава приведены в табл. 3.1

Таблица 3.1

Действительная сила нажатия  $K_d$  на тормозную колодку, кН

Тип вагона	Тип тормозной колодки	
	чугунная	композиционная
Грузовой четырехосный на режиме воздухораспределителя: груженом среднем порожнем	38	24
	23	15
	13	8
Пассажирский ЦМВ с тарой, т: 42—47 48—52 53—65	16,5	7,4
	18,5	8,8
	23,8	10,7

Установлены допустимые удельные давления  $[\Delta p]$  для чугунных тормозных колодок, равные 1,3 МПа, и композиционных тормозных колодок — 0,9 МПа.

Существующие грузовые вагоны с центральным рессорным подвешиванием в основном имеют тормозную рычажную передачу с односторонним нажатием тормозных колодок, а пассажирские и рефрижераторные вагоны с двухступенчатым (центральное и надбуксовое) рессорным подвешиванием — с двухсторонним нажатием.

У шестиосных вагонов с трехосными тележками модели 18-102 (УВЗ-9м) крайние колесные пары в трехосной тележке имеют одностороннее, а средние — двухстороннее нажатие тормозных колодок.

Высокоскоростной пассажирский подвижной состав оборудуется дисковыми (барабанными) и магниторельсовыми тормозами. В случае применения дисковых тормозов для очистки по-



верхностей катания колес, улучшающей условия сцепления их с рельсами, дополнительно устанавливается колодочный тормоз с односторонним нажатием тормозной колодки на колесо с усилием до 15 кН.

Тормозная рычажная передача с односторонним нажатием по сравнению с двухсторонним проста по конструкции, имеет меньшую массу и более высокий КПД. В то же время большее одностороннее нажатие тормозной колодки на колесо может привести к расстройству работы буксового узла, повышенному износу колодок и уменьшению коэффициента их трения.

Схемы тормозной рычажной передачи колодочного тормоза для основных типов грузовых, рефрижераторных и пассажирских вагонов представлены на рис. 3.4—3.9. Все основные типы грузовых вагонов: четырехосные полувагоны, крытые, платформы и цистерны, а также рефрижераторные и пассажирские вагоны оборудованы симметричной тормозной рычажной передачей, состоящей из двух кинематических цепей — головной и тыловой, размещенных снизу на раме кузова и тележках. Эти кинематические цепи передачи тормоза подключены к тормозному цилиндру, располо-

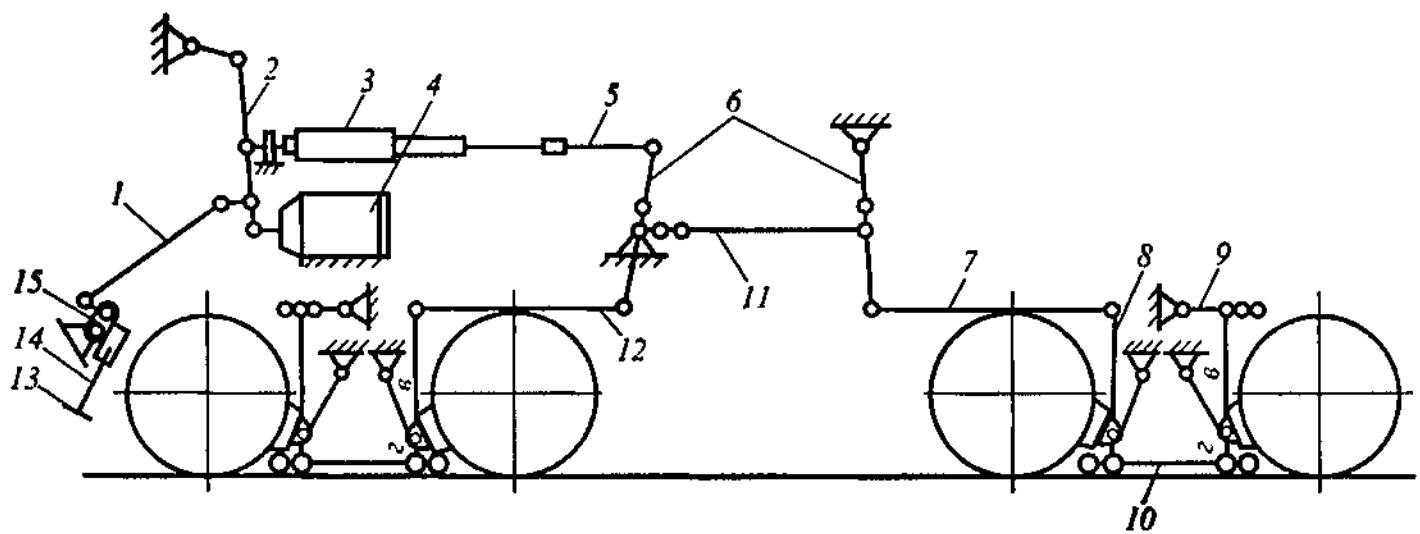


Рис. 3.4. Схема тормозной рычажной передачи вагона бункерного типа для перевозки зерна, цемента:

1 — рычаг стояночного тормоза; 2 — рычаг тормозного цилиндра; 3 — установка автоматического регулятора тормозной рычажной передачи; 4 — тормозной цилиндр; 5 — затяжка рычага тормозного цилиндра; 6 — вертикальный рычаг промежуточного механизма; 7 — тормозная тяга к дальней тележке; 8 — вертикальный рычаг тележки; 9 — серьга; 10 — затяжка вертикальных рычагов тележки; 11 — затяжка рычагов промежуточного механизма; 12 — тяга к ближней тележке; 13 — штурвал; 14 — ось червяка; 15 — сектор

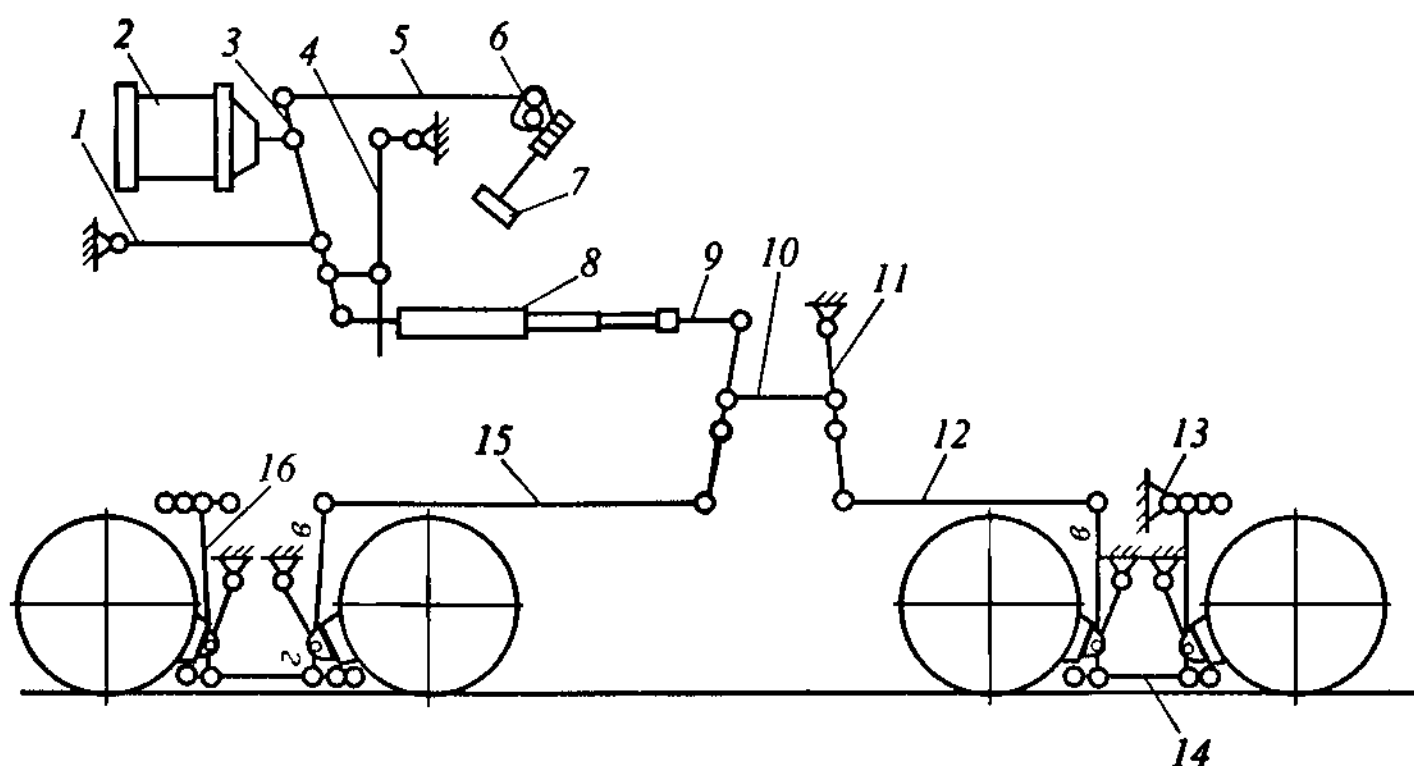


Рис. 3.5. Схема рычажной передачи полувагона бункерного типа для перевозки окатышей:

1 — затяжка рычага тормозного цилиндра; 2 — тормозной цилиндр; 3 — вертикальный рычаг тормозного цилиндра; 4 — рычаг привода автоматического регулятора тормозной рычажной передачи; 5 — тяга стояночного тормоза; 6 — сектор стояночного тормоза; 7 — штурвал; 8 — установка вертикальных рычагов тележки; 9 — тяга вагона; 10 — затяжка рычагов промежуточного механизма; 11 — горизонтальный рычаг промежуточного механизма; 12 — тяга к дальней тележке; 13 — серьга; 14 — затяжка рычагов тележки; 15 — тяга к ближней тележке; 16 — вертикальный рычаг тележки

женному на раме кузова в средней части вагона. Объединяющим их элементом является затяжка горизонтальных рычагов тормозного цилиндра.

На специализированных грузовых вагонах из-за наличия бункеров и механизмов для их разгрузки в нижней части рамы кузова применяют несимметричные тормозные рычажные передачи с установкой тормозного цилиндра, воздухораспределителя и запасного резервуара сверху на одной из свободных консольных частей рамы вагона. Поэтому для подключения тормоза двухосных тележек к тормозному цилиндру в этих вагонах тормозная рычажная передача дополнительно содержит промежуточный рычажный механизм (см. рис. 3.4 и 3.5).

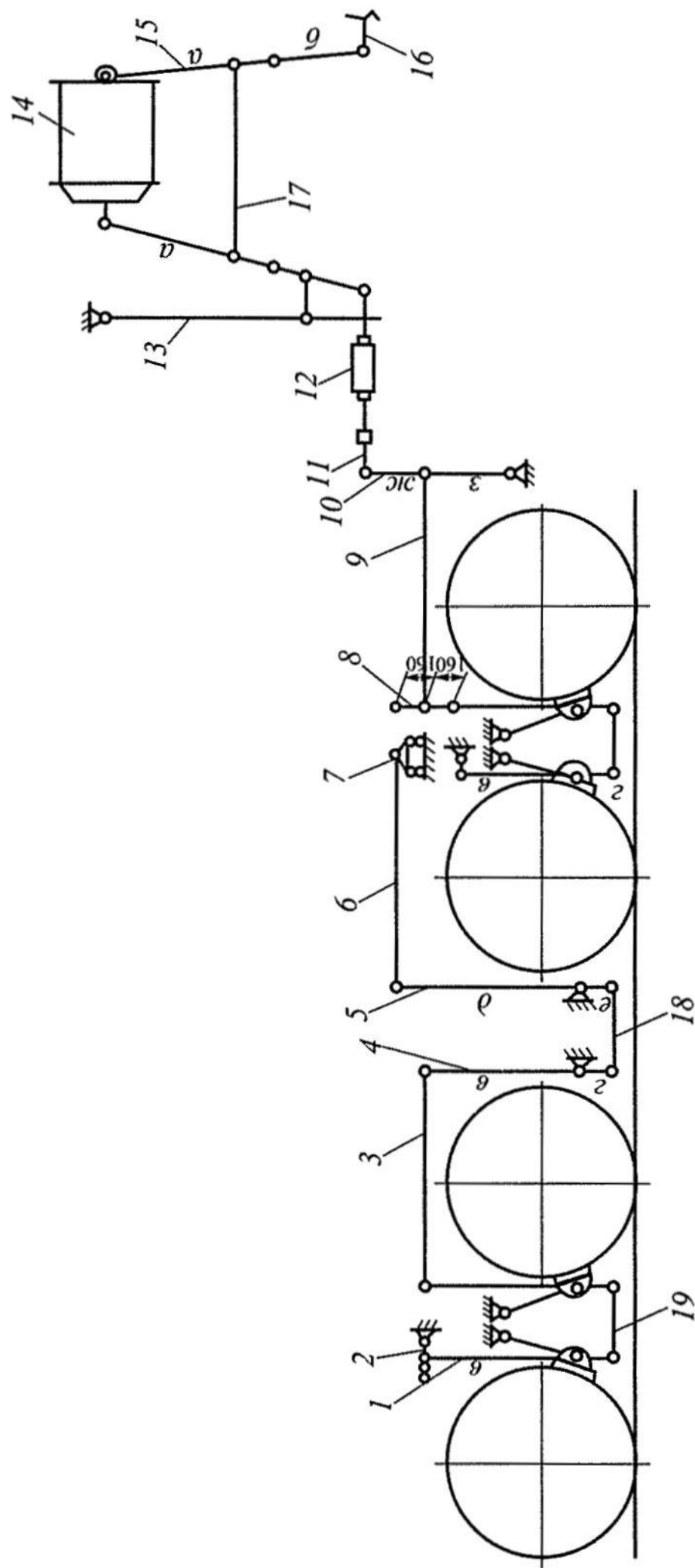


Рис. 3.6. Схема рычажной передачи тормоза восьмиосной цистерны:

1 — вертикальный рычаг тележки; 2 — серья; 3 — малая тяга обходного механизма; 4 — малый обходной рычаг; 5 — большой обходной рычаг; 6 — большая тяга обходного рычажного механизма; 7 — упругая подвеска обходной тяги тележки; 8 — рычаг балансира; 9 — обходная тяга сливного прибора; 10 — затяжка рычагов тележки; 11 — горизонтальный обходной рычаг сливного прибора; 12 — установка автоматического регулятора тормозной рычажной передачи; 13 — рычаг привода автоматического регулятора тормозной рычажной передачи; 14 — тормозной цилиндр; 15 — горизонтальный рычаг тормозного цилиндра; 16 — тыловая тяга вагона; 17 — затяжка рычагов тормозного цилиндра; 18 — затяжка обходных рычагов соединительной балки; 19 — затяжка рычагов тележки

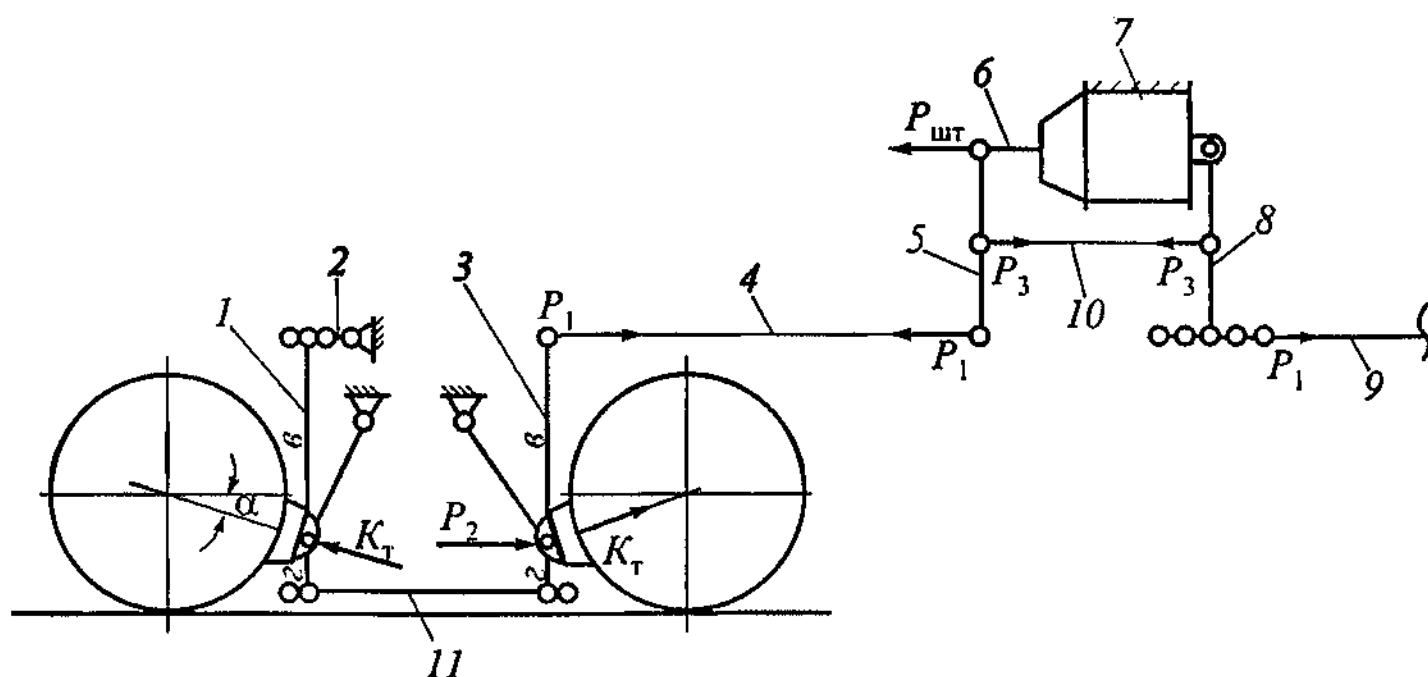


Рис. 3.7. Схема тормозной рычажной передачи тормоза четырехосного грузового вагона

Восьмиосные грузовые вагоны (цистерны, полувагоны) имеют более сложную схему тормозной рычажной передачи из-за наличия обходного рычажного механизма, размещенного на соединительной балке четырехосной тележки (см. рис. 3.6 и 3.9). В настоящее время признано целесообразным применение на таких вагонах двухцилиндровой тормозной системы с индивидуальным приводом автотормоза четырехосных тележек.

Подвешивание тормозных колодок у всех вагонов выполняется так, чтобы в отпущенном состоянии тормоза они отходили от поверхности катания колес под действием собственного веса и веса тормозной рычажной передачи. Нормальный отход колодок от колеса зависит от угла наклона подвесок и рычагов (рис. 3.10). Угол между горизонтальной осью колеса и линией, проходящей через центр колеса и центр шарнира тормозного башмака с колодкой, называется углом наклона тормозной колодки, он равен у вагонов  $10^\circ$ . Угол  $\beta$  между этой линией и продольной осью подвески называется углом подвешивания тормозной колодки, который при среднеизношенных колодках должен быть примерно  $90^\circ$ . При больших износах тормозной колодки угол  $\beta > 90^\circ$  и вследствие этого возникает дополнительная сила нажатия на тормозную колодку от горизонтальной составляющей силы трения  $V_T$  между колесом и колодкой, которая действует на подвеску. Следовательно,  $\pm \Delta K = V_T \operatorname{tg} \beta$ . Знак при  $\Delta K$  зависит от

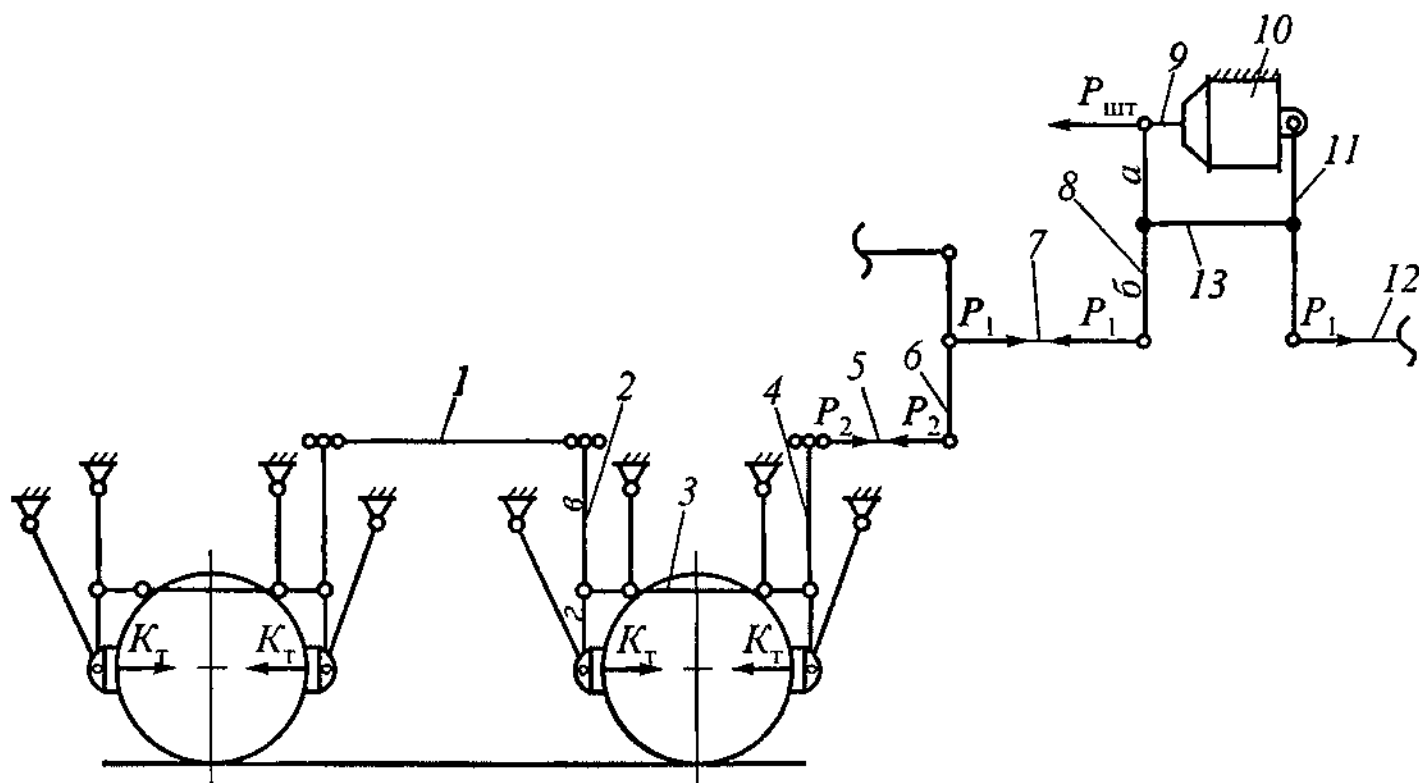


Рис. 3.8. Схема тормозной рычажной передачи тормоза пассажирского и рефрижераторного вагонов

направления колеса; при вращении по часовой стрелке — знак «+», а против часовой стрелки — знак «-». Поэтому  $\Delta K$  будет соответственно добавляться к нажатию  $K$  или вычитаться из него.

Для удержания тормозных колодок в отпущенном состоянии с равномерным зазором между колесами и колодками на пассажирских вагонах применяются фиксаторы или пружины, а на грузовых вагонах — специальные отводные устройства триангелей с тормозными колодками. Например, устройство, состоящее из приваренного к швеллеру триангеля крюка, на который навешено продолговатое разрезное кольцо, на которое в свою очередь опирается распорка вертикальных рычагов.

Расположение горизонтальных рычагов тормозного цилиндра надо выбирать таким, чтобы в заторможенном положении они занимали положение, близкое к перпендикулярному к штоку поршня тормозного цилиндра и тормозным тягам. Центр тяжести башмака с тормозной колодкой должен быть ниже центра колеса колесной пары на 40—50 мм для лучшего отвода триангеля от колесной пары после торможения. Длина подвески  $l$  должна быть не менее 0,8 радиуса колеса.

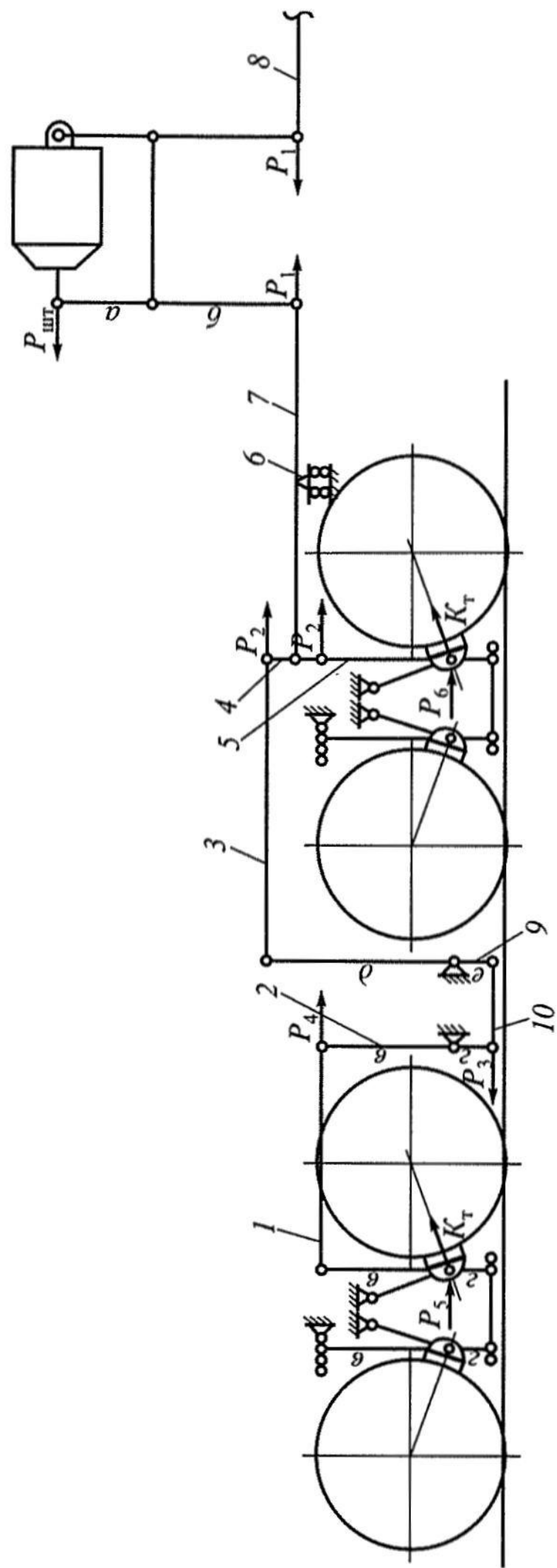


Рис. 3.9. Схема тормозной рычажной передачи восьмиосного полувагона

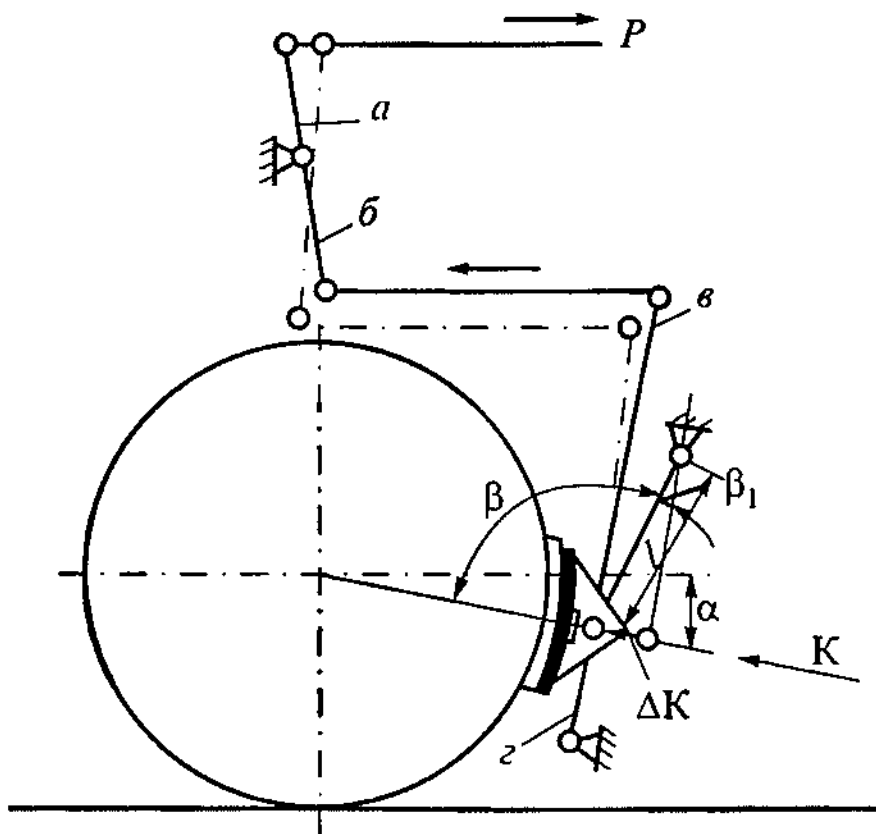


Рис. 3.10. Углы наклона подвески тормозной колодки:  $a$  и  $b$  — плечи горизонтального рычага,  $v$  и  $z$  — плечи вертикального рычага

### 3.2. Качественные характеристики механической части тормозной системы вагонов

Несмотря на специфические особенности механических частей тормозной системы, все они имеют общие отличительные признаками, к которым относятся:

- передаточное число тормозной рычажной передачи  $n$ ;
- КПД тормозной рычажной передачи  $\eta_{\text{трп}}$ ;
- выход штока поршня тормозного цилиндра  $L_{\text{шт}}$ .

Отношение теоретической (без учета потерь в шарнирных соединениях) суммы сил нажатия  $\Sigma K_T$  тормозных колодок, приводимых в действие от одного тормозного цилиндра, к усилию, развиваемому на его штоке  $P_{\text{шт}}$ , называется передаточным числом или передаточным отношением тормозной рычажной передачи:

$$n = \frac{\sum_{i=1}^m K_T}{P_{\text{шт}}}, \quad (3.1)$$

где  $m$  — количество тормозных колодок, приводимых в действие от одного тормозного цилиндра, т.е.  $m$  показывает во сколько раз с помощью ры-

чажного механизма тормоза увеличивается сила, развиваемая поршнем тормозного цилиндра при передаче на фрикционные узлы.

В мировой железнодорожной практике принято выбирать  $n$  в пределах 6—12 с учетом возможности обеспечения нормальных зазоров 5—10 мм между тормозной колодкой и колесом при отпущенном состоянии тормоза и обычно допустимых величинах выхода штока поршня тормозного цилиндра 75—150 мм. При этом следует иметь в виду, что для тормозной рычажной передачи, имеющей сравнительно большое передаточное число, возможно применение облегченных тормозных цилиндров с малым диаметром поршня. Однако в таких случаях ухудшаются условия для отвода тормозных колодок от колес после торможения, а при отсутствии автоматических регуляторов тормозной рычажной передачи или их неисправности затрудняется эксплуатация из-за необходимости частых регулировок тормозной передачи по мере износа тормозных колодок.

В соответствии с типовым расчетом тормоза [1] для грузовых вагонов, не оборудованных авторежимом, рекомендуемые значения передаточных чисел тормозной рычажной передачи с композиционными колодками и установленными расчетными давлениями в тормозном цилиндре приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

**Рекомендуемые значения передаточных чисел тормозной рычажной передачи**

Переключение режимов воздухораспределителя по загрузке	Вес тары вагона, т	Расчетная величина давления $p_{тн}$ , МПа	Передаточное число $n$
Ручное	до 27	0,14/0,18	5,7—5,9
	от 27 до 28	0,14/0,18	6,1
	от 28 до 30	0,14/0,18	6,7
	от 30 до 31	0,14/0,18	7

*Примечание.* В числителе приведены значения для определения эффективности тормоза, а в знаменателе — для проверки возможности возникновения юза.

Для грузовых вагонов с повышенным весом тары, оборудованных авторежимом и композиционными тормозными колодками, можно принимать  $n = 5,7—5,9$  с предварительной регулировкой привода авторежима и учетом расчетных давлений воздуха в тормозном цилиндре в соответствии с табл. 3.3.



**Расчетные давления воздуха в тормозном цилиндре  
в зависимости от тары вагона**

Загрузка вагона	Режим включения воздухораспределителя	Вес тары вагона, т	Величина давления в тормозном цилиндре $p_{тц}$ , МПа
Порожний вагон (тара)	Средний или грузженный	менее 27	0,14/0,18
		от 27 до 31	0,16/0,2
		от 31 до 36	0,18/0,22
		от 36 до 45	0,22/0,24
Полная загрузка	Средний	от 27 до 45	0,3/0,34
	Грузженный	То же	0,4/0,45

*Примечание.* В числителе приведены значения для определения эффективности тормоза, в знаменателе — для проверки возможности возникновения юза.

Предельные значения передаточных чисел тормозных рычажных передач должны быть:

- для грузовых вагонов с односторонним нажатием чугунных тормозных колодок не более 10;
- для рефрижераторных и пассажирских вагонов с двухсторонним нажатием чугунных тормозных колодок не более 12.

В исключительных случаях при необходимости обеспечить повышенную эффективность тормозных средств вагонов допускается использование увеличенных передаточных чисел.

Отношение суммы фактических сил нажатия КПД тормозных колодок к расчетной сумме нажатия без учета потерь  $\Sigma K_T$  называется КПД тормозной рычажной передачи:

$$\eta_{трп} = \frac{\sum_1^m K_d}{\sum_1 K_T}, \quad (3.2)$$

посредством которого учитываются потери на трение в шарнирных соединениях и преодоление других сопротивлений в тормозной рычажной передаче.

На основании проведенных экспериментов установлено, что КПД рычажных передач при торможении во время движения ваго-

нов различного типа находится в пределах 0,8—0,95, а при торможении на стоянках вагона он равен 0,75.

Известна и другая формула [2], [3] теоретического определения КПД тормозной рычажной передачи:

$$\eta_{\text{трп}} = \left[ \frac{\cos \gamma - \lambda \left( \sin \gamma + \frac{d}{l} \right)}{\cos \gamma + \lambda \left( \sin \gamma + \frac{d}{l} \right)} \right]^z, \quad (3.3)$$

где  $\gamma$  — средний угол наклона рычагов тормозной рычажной передачи;

$\lambda$  — коэффициент трения в шарнирных соединениях;

$l$  — среднее значение длин рычагов;

$d$  — среднее значение диаметров соединительных роликов;

$z$  — среднее число рычагов в кинематических цепях, передающих усилие от тормозного цилиндра к триангелям или траверсам.

В экспериментальных исследованиях типовой тормозной рычажной передачи восьмиосных вагонов было получено, что  $\lambda = 0,05$  и  $\gamma = 24^\circ$ .

При типовом расчете тормоза рекомендуется принимать  $\eta_{\text{трп}}$  для передачи с одним тормозным цилиндром:

- четырехосного грузового вагона равным 0,95;
- шестиосного грузового вагона — 0,8—0,9;
- восьмиосного грузового вагона — 0,8;
- рефрижераторного вагона — 0,9;
- четырехосного грузового вагона с несимметричной тормозной рычажной передачей — 0,85;
- пассажирского вагона — 0,9.

Для тормозной рычажной передачи с двумя и более тормозными цилиндрами на четырехосном грузовом вагоне принимают  $\eta_{\text{трп}} = 0,95$ , а на восьмиосном —  $\eta_{\text{трп}} = 0,9$ .

Важным показателем эксплуатационного состояния тормоза и качества регулирования тормозной рычажной передачи является  $L_{\text{шт}}$  величина — выход штока поршня тормозного цилиндра в процессе торможения.

При увеличении  $L_{\text{шт}}$  сверх установленной нормы удлиняется тормозной путь вследствие уменьшения давления сжатого воздуха  $p_{\text{тц}}$  в тормозном цилиндре и увеличения времени его наполнения. Одновременно возрастает расход воздуха на торможение, замедля-

ется зарядка тормозов и требуется большее снижение скорости поезда для обеспечения неистоимости на спусках в режимах частых торможений. Увеличение выхода штока обычно связано с неправильным положением рычагов тормозной рычажной передачи, что может отрицательно сказаться на эффективности торможения. Уменьшение выхода штока ниже установленной в эксплуатации нормы может вызвать юз колеса при торможении вследствие увеличения давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре и сокращения времени его наполнения.

Величина общего хода штока поршня тормозного цилиндра является функцией таких параметров, как величины свободных зазоров между тормозными колодками и колесами  $\Delta_c$ , износа тормозных колодок и колеса  $\Delta_{тк}$ , сжатия при полном служебном и экстренном торможениях возвратной пружины автоматического регулятора тормозной рычажной передачи  $\Delta_p$ , упругих деформаций элементов тормозной рычажной передачи  $\Delta_y$ , передаточного числа  $n$ , таким образом:

$$L_{шт} = f(\Delta_c, \Delta_{тк}, \Delta_p, \Delta_y, n). \quad (3.4)$$

Установлены расчетные максимальные величины выхода штока  $L_{шт}$ , которые для грузовых и рефрижераторных вагонов составляют 100 мм при композиционных и 125 мм при чугунных тормозных колодках, для пассажирских вагонов — 160 мм независимо от типа тормозных колодок. Принимаются в эксплуатации значения:  $\Delta_c = 5—8$  мм,  $\Delta_{тк} = 0,1—0,15$  мм у чугунных колодок и  $\Delta_{тк} = 0,03—0,05$  мм у композиционных колодок;  $\Delta_p = 15$  мм для четырехосных полувагонов, цементовозов, крытых, платформ, цистерн, шестиосных полувагонов, рефрижераторных вагонов и  $\Delta_p = 20$  мм для восьмиосных вагонов,  $\Delta_p = 16$  мм для пассажирских вагонов при чугунных колодках (у грузовых вагонов при композиционных колодках  $\Delta_p$  меньше в 1,4—1,8 раза);  $\Delta_y = 2—4$  мм.

### **3.3. Определение передаточного числа тормозной рычажной передачи по заданной величине нажатия тормозных колодок**

При проектировании тормозной рычажной передачи, выбрав диаметр тормозного цилиндра  $d_{тц}$ , можно определить ориентировочную величину ее передаточного числа:

$$n_k = \frac{\sum_1^m K_{\Pi}}{P_{шт} \eta_{трп}}, \quad (3.5)$$

где  $\sum_1^m K_{\Pi}$  — суммарное проектное нажатие тормозных колодок, подключенных к одному тормозному цилиндру.

Это необходимо выполнить для последующего расчета размеров элементов тормозной рычажной передачи.

В связи с тем, что на подвижном составе применяют чугунные и композиционные тормозные колодки, расчет  $n_k$  выполняют для каждого их типа. Смена типа колодок на вагоне вызывает необходимость корректировки их нажатия из-за отличия коэффициентов трения чугунных и композиционных тормозных колодок. На грузовых и рефрижераторных вагонах это достигается соответствующим изменением передаточного числа тормозной рычажной передачи и грузового режима воздухораспределителя, на пассажирских — только изменением передаточного числа.

Усилие на штоке поршня тормозного цилиндра определяют по известной зависимости

$$P_{шт} = p_{тц} \frac{\pi d_{тц}^2}{4} \eta_{тц} - P_{пр} - P_p. \quad (3.6)$$

Для груженых грузовых и рефрижераторных вагонов с чугунными тормозными колодками расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре принимается  $p_{тц} = 0,4$  МПа, а с композиционными тормозными колодками —  $p_{тц} = 0,3$  МПа, при проверке возможности возникновения юза колеса в условиях торможения  $p_{тц} = 0,45$  МПа. Для порожних грузовых вагонов с повышенной массой тары, оборудованных грузовым авторежимом, композиционными тормозными колодками, имеющих тормозную рычажную передачу с  $n = 5,7—5,9$  и предварительной регулировкой привода грузового авторежима по давлению воздуха в тормозном ци-

цилиндре,  $p_{тц}$  принимается на среднем режиме включения воздухо-распределителя равным 0,13; 0,15; 0,18 и 0,21 МПа при массе тары вагона соответственно до 26—27; от 26—27 до 32; от 32 до 36 и от 36 до 45 т. Для проверки возможности возникновения юза тормозящейся колесной пары расчетное давление принимается соответственно указанной массе тары 0,16; 0,19; 0,22 и 0,24 МПа.

Величины выхода штока поршня тормозного цилиндра этих вагонов принимаются в расчетах при тормозных колодках:

- чугунных  $L_{шт} = 125$  мм;
- композиционных  $L_{шт} = 100$  мм.

Для пассажирских вагонов давление в тормозном цилиндре принимают независимо от типа тормозных колодок равным  $p_{тц} = 0,38$  МПа, а величину выхода штока поршня тормозного цилиндра —  $L_{шт} = 160$  мм.

В соответствии с типовым расчетом тормоза [1] должны учитываться следующие параметры:

- тормозные цилиндры с диаметром поршня 356 мм и 400 мм;
- жесткость отпусковой пружины  $J_{ц} = 65,7$  Н/см;
- усилие предварительного сжатия пружины  $P_0 = 1590$  Н;
- КПД тормозного цилиндра  $\eta_{тц} = 0,98$ ;
- авторегулятор тормозной рычажной передачи типа РТРП-675 и РТРП-675М;
- усилие предварительного сжатия возвратной пружины авторегулятора  $P_{ор} = 1690$  Н;
- жесткость возвратной пружины авторегулятора  $J_p = 231$  Н/см;
- величина сжатия пружины авторегулятора при полном служебном или экстренном торможении:
  - четырехосного грузового и рефрижераторного вагона  $l_p = 15$  мм,
  - восьмиосного вагона  $l_p = 20$  мм;
  - пассажирского вагона  $l_p = 25$  мм.

Усилие пружины авторегулятора учитывается в расчетах при определении эффективности тормоза и не учитывается при проверке возможности появления юза тормозящейся колесной пары.

В качестве проектных нажатий можно использовать величины действительной силы нажатия  $K_d$  на тормозную колодку, приведенные в табл. 3.1.

### 3.4. Геометрическое передаточное число тормозной рычажной передачи тормоза

Геометрическое передаточное число тормозной рычажной передачи  $n_r$  определяется из соотношения ведущих и ведомых плеч рычагов. Для этого в принятой расчетной схеме рычажного механизма тормоза необходимо, пренебрегая потерями, проследить последовательное изменение усилия, передаваемого штоком поршня тормозного цилиндра, через составные его элементы на колодки. При этом используют уравнения статики, поскольку элементы тормозной рычажной передачи в заторможенном состоянии находятся в равновесии.

При выборе схемы рычажной передачи стремятся к тому, чтобы для средних эксплуатационных условий при торможении рычаги занимали перпендикулярное положение по отношению к тягам, с которыми они соединяются. Для этого принимают следующие условия:

- тормозные колодки изношены на толщину 0,025 м;
- обод колеса обточен на половину рабочего слоя, т.е. уменьшен на 0,05 м по диаметру;
- все регулировочные приспособления занимают среднее положение;
- все тормозные колодки прижаты к колесам;
- ход поршня тормозного цилиндра средний.

Расчетная схема передачи четырехосного грузового вагона показана на рис. 3.7, а пассажирского и рефрижераторного вагонов — на рис. 3.8.

В данных примерах сила  $P_{шт}$  поршня тормозного цилиндра 7 (10), действующая по направлению штока 6 (9), передается через горизонтальный рычаг 5 (8) на тягу 4 (7) с выигрышем силы пропорционально отношению плеч этого рычага  $a / б$ .

Из условия равновесного положения рычага 5 (8) находим

$$P_1 б = P_{шт} a; \quad P_1 = P_{шт} \frac{a}{б}. \quad (3.7)$$

Полученная на тяге сила  $P_1$  на грузовом вагоне при помощи вертикального рычага 3 (4) передается на ближний к тормозному цилиндру триангель с новым изменением силы пропорционально отношению  $(в+z)/z$  этого рычага:

$$P_2 z = P_1 (b + z); \quad P_2 = P_1 \frac{b + z}{z} = P_{\text{шт}} \frac{a}{b} \frac{b + z}{z}. \quad (3.8)$$

Направление силы  $P_2$  образует угол  $\alpha$  с радиусом, проходящим через центр колеса и середину тормозной колодки, т.е. с направлением ее нормального давления.

Силы нажатия на тормозные колодки триангеля находим из выражения

$$2K_{\text{т}} = P_2 \cos \alpha; \quad K_{\text{т}} = 0,5 P_2 \cos \alpha = 0,5 P_{\text{шт}} \frac{a}{b} \frac{b + z}{z} \cos \alpha. \quad (3.9)$$

Обычно тормозная рычажная передача вагонов конструируется таким образом, чтобы силы нажатия тормозных колодок на все колесные пары были одинаковыми. В приведенных схемах это достигается подбором плеч рычагов 5 (8), 8 (11), соединенных с тягой 9 (12) и 3 (4), 1 (2) и шарнирным соединением их затяжками 10 (13) и 11 (3). На рис. 3.7 цифрой 2 обозначена мертвая точка крепления вертикального рычага, а на рис. 3.8 обозначены: 1 — промежуточная тяга; 5 — головная тяга; 6 — промежуточный рычаг. Для нахождения суммарной силы нажатия на тормозные колодки вагона при размерах плеч, показанных на схемах тормозной рычажной передачи, достаточно полученное выражение умножить на число тормозных колодок. Тогда для схемы рис. 3.7

$$\sum_1^m K_{\text{т}} = 8 \cdot 0,5 P_{\text{шт}} \frac{a}{b} \frac{b + z}{z} \cos \alpha, \quad (3.10)$$

а согласно формулы (3.1) можем записать

$$n_{\text{г}} = \frac{4 P_{\text{шт}} \frac{a}{b} \frac{b + z}{z} \cos \alpha}{P_{\text{шт}}} = 4 \frac{a}{b} \frac{b + z}{z} \cos \alpha. \quad (3.11)$$

В соответствии со схемой, представленной на рис. 3.8, сила  $P_1$  на пассажирском или рефрижераторном вагоне при помощи горизонтального равноплечного балансира 6 передается на наружные тяги 5 тележки. Поэтому

$$P_2 = 0,5P_1 = 0,5P_{шт} \frac{a}{b}. \quad (3.12)$$

Силу нажатия на тормозную колодку находим из равенства

$$K_{тз} = P_2 b; \quad K_{т} = P_2 \frac{b}{z} = 0,5P_{шт} \frac{a}{b} \frac{b}{z}. \quad (3.13)$$

Подставляя в формулу (3.1) найденное значение  $K_{т}$ , получаем

$$n_{г} = \frac{16 \cdot 0,5P_{шт} \frac{a}{b} \frac{b}{z}}{P_{шт}} = 8 \frac{a}{b} \frac{b}{z}. \quad (3.14)$$

При наличии на вагоне рычажной передачи, содержащей различные по числу элементов кинематические цепи тормоза, общее передаточное число такого механизма целесообразно определять как сумму передаточных чисел отдельных колесных пар или тележек.

В качестве примера рассмотрим тормозную рычажную передачу серийного восьмиосного полувагона (см. рис. 3.9), в которой кинематическая цепь тормоза наружных двухосных тележек, в отличие от внутренних тележек, дополнительно включает закрепленные на соединительной балке, объединяющей двухосные тележки в четырехосную, большой 9 и малый 2 обходные рычаги, их затяжку 10, большую 3 и малую 1 обходные тяги. Кинематические цепи наружной и внутренней двухосных тележек подключены параллельно к головной 7 с промежуточной опорой 6 и тыловой 8 тягам вагона посредством равноплечного балансира 4, находящегося в вертикальной плоскости.

Следуя выше приведенным рекомендациям, находим общее геометрическое передаточное число тормозной рычажной передачи восьмиосного полувагона:

$$n_{г} = n_1 + n_2,$$

где  $n_1$  — передаточное число кинематических цепей тормоза наружных двухосных тележек;

$n_2$  — передаточное число кинематических цепей тормоза внутренних двухосных тележек.



На большую обходную тягу 3 (см. рис. 3.9) балансир 4 передает от тяги 7 (или 8 в тыловой части) усилие

$$P_2 = 0,5P_1 = 0,5P_{шт} \frac{a}{b}. \quad (3.15)$$

Большой обходной рычаг 9 трансформирует усилие на затяжку 10 с выигрышем, равным отношению  $d/e$ , т.е.:

$$P_3 e = P_2 d; \quad P_3 = P_2 \frac{d}{e} = 0,5P_{шт} \frac{a}{b} \frac{d}{e}; \quad (3.16)$$

$$P_4 v = P_3 z; \quad P_4 = P_3 \frac{z}{v} = 0,5P_{шт} \frac{a}{b} \frac{d}{e} \frac{z}{v}; \quad (3.17)$$

$$P_5 z = P_4 (v + z), \quad P_5 = P_4 \frac{v + z}{z} = 0,5P_{шт} \frac{a}{b} \frac{d}{e} \frac{v + z}{v}. \quad (3.18)$$

Силы нажатия на тормозные колодки триангелей наружной двухосной тележки будут равны:

$$2K_T = P_5 \cos \alpha; \quad K_T = 0,25P_{шт} \frac{a}{b} \frac{d}{e} \frac{v + z}{v} \cos \alpha, \quad (3.19)$$

тогда

$$n_1 = \frac{8 \cdot 0,25P_{шт} \frac{a}{b} \frac{d}{e} \frac{v + z}{v} \cos \alpha}{P_{шт}} = 2 \frac{a}{b} \frac{d}{e} \frac{v + z}{v} \cos \alpha. \quad (3.20)$$

На вертикальный рычаг 5 внутренней двухосной тележки воздействует также усилие  $P_2 = 0,5P_1 = 0,5P_{шт} \frac{a}{b}$ .

В результате на триангели этих тележек передается усилие

$$P_6 z = P_2 (v + z),$$

$$P_6 = P_2 \frac{v + z}{z} = 0,5P_{шт} \frac{a}{b} \frac{v + z}{z}, \quad (3.21)$$

а на их тормозные колодки

$$2K_T = 0,5P_6 \cos \alpha; \quad K_T = 0,25P_{шт} \frac{a}{b} \frac{b+z}{z} \cos \alpha. \quad (3.22)$$

Тогда

$$n_2 = \frac{8 \cdot 0,25P_{шт} \frac{a}{b} \frac{b+z}{z} \cos \alpha}{P_{шт}} = 2 \frac{a}{b} \frac{b+z}{z} \cos \alpha. \quad (3.23)$$

Поэтому общее передаточное число тормозной рычажной передачи восьмиосного полувагона находят из выражения

$$n_T = 2 \frac{a}{b} \left( \frac{d}{e} \frac{b+z}{b} + \frac{b+z}{z} \right) \cos \alpha. \quad (3.24)$$

Для реализации на восьмиосном полувагоне одинакового нажатия на тормозные колодки плечи  $d$  и  $e$  большого обходного рычага 9 подбирают из условия  $n_1 = n_2$ .

### 3.5. Определение плеч рычагов и длин тяг тормозной рычажной передачи

Размеры плеч вертикальных и горизонтальных рычагов определяются из условия их размещения в тормозной рычажной передаче на вагоне и реализации требуемого передаточного числа  $n_K$ . Длина тяг выбирается с учетом места расположения на раме вагона тормозного цилиндра и подключаемых к нему тормозных рычажных передач тележек вагона.

#### 3.5.1. Выбор длин плеч вертикальных рычагов тормозной рычажной передачи

Суммарная длина вертикального рычага определяется из условия, согласно которому центр нижней проушины должен располагаться на высоте  $h_H$  от уровня головки рельса, исключающей возможность в процессе эксплуатации вагона выхода конца рычага за габарит подвижного состава, а центр верхней проушины — на высоте  $h_B$ , исключающей возможность взаимодействия конца рычага с рамой вагона [4].

Расчетная схема установки вертикального рычага тележки на вагоне показана на рис. 3.11. Суммарная длина плеч рычага

$$v + z = H - (h_{\text{в}} + h_{\text{н}}),$$

где  $H$  — расстояние от головки рельса до нижней плоскости рамы кузова в месте расположения данного рычага.

Ориентировочные величины  $H$ , измеренные непосредственно на порожних вагонах, приведены в табл. 3.4. Точные размеры можно вычислить исходя из расстояния от головки рельса до плоскости подпятника надрессорной балки ненагруженной тележки, высоты пятника и толщины опорного листа хребтовой балки и нижнего пояса шкворневой балки рамы кузова.

Таблица 3.4

Расстояние от головки рельса до нижней плоскости рамы кузова

Тип вагона	$H$ , мм
Четырехосные грузовые вагоны (полувагон, крытый, цистерна, платформа, думпкары)	910—930
Восьмиосные грузовые вагоны (цистерна, полувагон)	750*
Пассажирский вагон ЦМВ	1260
Рефрижераторный вагон	1040—1170

\* Расстояние до нижней плоскости соединительной балки четырехосной тележки.

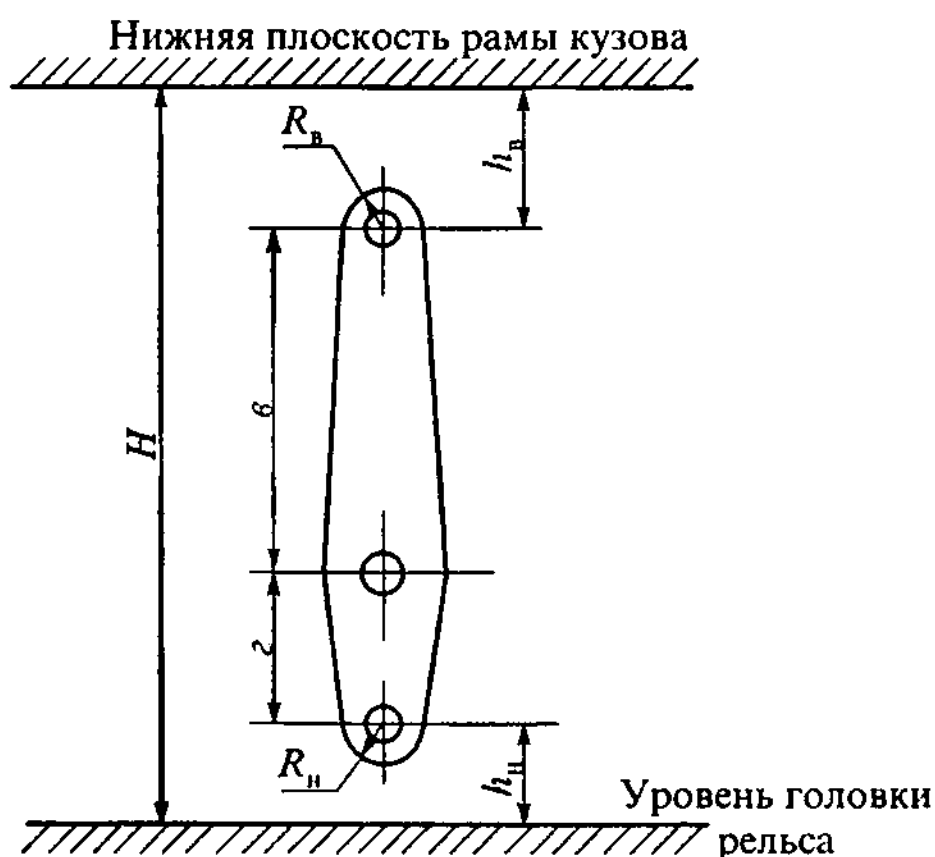


Рис. 3.11. Установка вертикального рычага тележки на вагоне

Координаты центра верхней  $h_{\text{в}}$  и нижней  $h_{\text{н}}$  проушин рычага находят в зависимости от возможных понижений соответственно рамы кузова и тележки в процессе эксплуатации вагона.

Для рычага, подвешенного к необрессоренной массе тележки (грузовой вагон), учитывают понижение рамы кузова вследствие  $\Delta_{\text{п}}$  — износа пятника и подпятника;  $f_{\text{ст}}$  — статического прогиба от расчетной нагрузки;  $f_{\text{д}}$  — динамического прогиба;  $f_{\text{о}}$  — статической осадки рессор центрального подвешивания и понижения рамы тележки от:  $\Delta_{\text{к}}$  — износа колесной пары по кругу катания,  $\Delta_{\text{б}}$  — износа буксы и боковины в месте взаимного опирания;  $\Delta_{\text{ш}}$  — максимального износа шарнирных соединений подвески рычага. Тогда

$$h_{\text{в}} = \Delta_{\text{п}} + f_{\text{ст}} + f_{\text{д}} + f_{\text{о}} + R_{\text{в}} + \Delta_{\text{з}};$$

$$h_{\text{н}} = h_{\text{г}} + \Delta_{\text{к}} + \Delta_{\text{б}} + \Delta_{\text{ш}} + R_{\text{н}} + \Delta_{\text{з}},$$

где  $h_{\text{г}}$  — допустимая высота от головки рельса до габаритного очертания ходовых частей вагона (по месту расположения рычага);

$\Delta_{\text{з}}$  — страховочный зазор,  $\Delta_{\text{з}} = 30$  мм.

Для рычага, подвешенного к обрессоренной массе тележки (рефрижераторный и пассажирский вагоны), учитывают понижение рамы кузова от: статического  $f_{\text{ст.ц}}$ , динамического  $f_{\text{д.ц}}$  прогиба и осадки  $f_{\text{д.ц}}$  рессор центрального подвешивания, износа опорного узла кузова на тележку  $\Delta_{\text{оп}}$  (пятника и подпятника или скользунов у пассажирских вагонов), износа в шарнирах люлечного подвешивания  $\Delta_{\text{шл}}$  и понижения рамы тележки также от: статического  $f_{\text{ст.б}}$ , динамического  $f_{\text{д.б}}$  прогиба и осадки  $f_{\text{о.б}}$  рессор надбуксового подвешивания. Поэтому

$$h_{\text{в}} = \Delta_{\text{оп}} + f_{\text{ст.ц}} + f_{\text{д.ц}} + f_{\text{о.ц}} + \Delta_{\text{шл}} + R_{\text{в}} + \Delta_{\text{з}};$$

$$h_{\text{н}} = h_{\text{г}} + \Delta_{\text{к}} + \Delta_{\text{ш}} + f_{\text{ст.б}} + f_{\text{д.б}} + f_{\text{о.б}} + R_{\text{н}} + \Delta_{\text{з}}.$$

Величины параллельных статических понижений по элементам для грузовых вагонов в соответствии с указаниями по применению габаритов подвижного состава [5] приведены в табл. 3.5, а для цельнометаллических пассажирских, почтовых, багажных и рефрижераторных вагонов — в табл. 3.6,

где  $P_p$  — расчетная нагрузка на вагон, кН;

$\lambda_b, \lambda_{ц}, \lambda_T$  — гибкость соответственно буксового, центрального и общая гибкость рессорного подвешивания тележки, мм/кН.

Технические характеристики тележек грузовых вагонов, необходимые для определения вышеуказанных понижений рамы кузова, приведены в табл. 3.7, а пассажирских, почтовых, багажных и рефрижераторных вагонов — в табл. 3.8.

Таблица 3.5

Величины статических понижений по элементам (в мм) грузовых вагонов с тележками с подшипниками качения

Наименование понижений	Четырехосные вагоны с двухосными тележками моделей 18—100 и 18—131	Шестиосные вагоны с трехосными тележками модели 18—102	Восьмиосные вагоны с четырехосными тележками модели 18—101
Понижение по элементам вследствие:			
$\Delta_k$ — износа колесной пары по кругу катания	53	53	53
$\Delta_b$ — износа буксы и боковины в месте взаимного опирания	2	2	2
$f_o$ — статической осадки рессор	10	10	10
$\Delta_{п}$ — износа пятника и подпятника	5	5	5
$f_{ст}$ — равномерного статического прогиба от расчетной нагрузки	$0,5P_p\lambda_T$	$0,5P_p\lambda_T$	$0,5P_p\lambda_T$
Суммарные понижения:			
буксы	53	53	53
рамы тележки	55	55	55
надрессорные балки	$65+0,5P_p\lambda_T$	$65+0,5P_p\lambda_T$	$65+0,5P_p\lambda_T$
рамы кузова	$70+0,5P_p\lambda_T$	$70+0,5P_p\lambda_T$	$70+0,5P_p\lambda_T$

Таблица 3.6

Величины статических понижений по элементам (в мм) пассажирских, почтовых, багажных и рефрижераторных вагонов

Наименование понижений	Четырехосные цельнометаллические вагоны с тележками типов		
	КВЗ-ЦНИИ (типы I и II)	КВЗ-5, ЦМВ	КВЗ-И2
Понижение по элементам вследствие:			
$\Delta_k$ — износа колесной пары по кругу катания	45	45	53

Наименование понижений	Четырехосные цельнометаллические вагоны с тележками типов		
	КВЗ-ЦНИИ (типы I и II)	КВЗ-5, ЦМВ	КВЗ-И2
$\Delta_{шл}$ — износа в шарнирах люлечного подвешивания	10	10	10
$\Delta_{оп}$ — износа опорного узла кузова: пятника и подпятника	—	5	7
скользунов	7	—	—
$f_{о.и}$ — осадки надбуксовых рессор	10	10	10
$f_{о.б}$ — осадки люлечных рессор	5	5	5
$f_{ст.и}$ — равномерного прогиба люлечных рессор от расчетной нагрузки	$0,5P_p\lambda_{и}$	$0,5P_p\lambda_{и}$	$0,5P_p\lambda_{и}$
$f_{ст.б}$ — равномерного прогиба надбуксовых рессор от расчетной нагрузки	$0,5P_p\lambda_{б}$	$0,5P_p\lambda_{б}$	$0,5P_p\lambda_{б}$
Суммарные понижения:			
буксы	45	45	53
рамы тележки	$50+0,5P_p\lambda_{б}$	$50+0,5P_p\lambda_{б}$	$58+0,5P_p\lambda_{б}$
рамы кузова	$77+0,5P_p\lambda_{и}$	$75+0,5P_p\lambda_{и}$	$85+0,5P_p\lambda_{и}$

Таблица 3.7

## Техническая характеристика тележек грузовых вагонов

Показатели	Модели тележек				
	18-100	18-115	18-131	18-102	18-101
Масса тележки, т	4,86	4,68	5,2	8,6	12
База, м	1,85	1,85	1,85	3,5	3,2
Вертикальная гибкость рессорного подвешивания тележки $\lambda_r$ , мм/кН	0,125	0,173	0,116	0,148	0,075
Прогиб рессорных комплектов под статистической нагрузкой, мм	48	68	52	52	50
Высота опорной поверхности подпятника от уровня головок рельсов, мм	801	812	810	815	839

Таблица 3.8

## Техническая характеристика тележек пассажирских и рефрижераторных вагонов

Показатели	Типы тележек				
	КВЗ-5	КВЗ-ЦНИИ-I	КВЗ-И2	КВЗ-ЦНИИ-М	ТСК-1
Масса тележки, т	7	7,4	7,8	7,2	7,5
База тележки, м	2,4	2,4	2,4	2,4	2,5

Окончание табл. 3.8

Показатели	Типы тележек				
	КВЗ-5	КВЗ-ЦНИИ-I	КВЗ-И2	КВЗ-ЦНИИ-М	ТСК-1
Вертикальная гибкость надбуксового подвешивания тележки $\lambda_6$ , мм/кН	0,183	0,189	0,041	0,21	0,22
Вертикальная гибкость центрального подвешивания тележки $\lambda_{ц}$ , мм/кН	0,648	0,669	0,103	0,76	1,24
Статический прогиб рессорных комплектов, мм	150	190	70	225	280
Высота опорной поверхности подпятника от уровня головок рельсов, мм	850	990	805	990	990

Средний статический прогиб надбуксового и центрального подвешивания тележек под тарой цельнометаллического пассажирского вагона приведен в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Статический прогиб рессорных комплектов пассажирского вагона, мм

Тара вагона, Т	Типы тележек			
	КВЗ-ЦНИИ		КВЗ-5	
	надбуксовый $f_{ст.б}$	центральный $f_{ст.ц}$	надбуксовый $f_{ст.б}$	центральный $f_{ст.ц}$
48—49	39,8	120,7	35	85
49,5—51	40,5	123,5	31	96,8
50—51	41,5	125	30,1	89,7
50,5—51	41,2	125,5	42	92
51,2—51,5	45	129	40	91
51,8—54,6	46	136	36,9	98,1
52,2	42,9	130,3	35	85
55,8	47	145	35	85

Динамический прогиб  $f_d$  рессорного подвешивания тележки вагона получают исходя из статического  $f_{ст}$  с учетом коэффициента динамической добавки вертикальных сил обрессоренных масс  $K_{дв}$ . При этом в расчете  $h_B$  коэффициент  $K_{дв}$  принимают для обрессоренных масс кузова, а  $h_H$  — для обрессоренных масс тележки.

При расчете  $f_d$  могут быть приняты следующие значения  $K_{дв}$  для обрессоренных масс вагона:

• кузова:

$K_{дв} = 0,2—0,25$ , пассажирские вагоны,

$K_{дв} = 0,5—0,6$ , грузовые вагоны с тележками модели 18-102 (УВЗ-9М),

$K_{дв} = 0,55—0,6$ , грузовые вагоны с тележками моделей 18-100, 18-115 и 18-101,

- тележки пассажирского типа  $K_{дв} = 0,3—0,35$ .

Длины плеч  $в$  и  $г$  вертикального рычага можно определить с учетом требований унификации конструкции тормозной рычажной передачи на тележках у различных типов вагонов.

В тормозной рычажной передаче двухосных тележек четырехосных грузовых вагонов имеет место отношение

$$\frac{в}{г} = 2,5.$$

Для того чтобы разместить вертикальный рычаг под соединительной балкой четырехосной тележки в восьмиосном вагоне верхнее его плечо  $в$  должно быть на 100 мм короче, поэтому в тормозной рычажной передаче такого грузового вагона

$$\frac{(в + 100)}{г} = 2,5.$$

В тормозной рычажной передаче тележек рефрижераторных и пассажирских вагонов  $\frac{в}{г} = 1$ .

Таким образом, получаем систему двух уравнений:

$$\begin{cases} в + г = H - (h_{в} + h_{н}); \\ \frac{в}{г} = A, \end{cases}$$

решая которую, находим длины искомых плеч  $в$  и  $г$ , где  $A$  равно 1 или 2,5.

В результате получают следующие значения плеч рычагов:

- для четырехосных грузовых вагонов  $в \geq 400$  мм и  $г \geq 160$  мм;
- для восьмиосных вагонов  $в \geq 300$  мм и  $г \geq 160$  мм;
- для рефрижераторных вагонов  $в \geq 210$  мм и  $г \geq 210$  мм;
- для пассажирских вагонов  $в \geq 230$  мм и  $г \geq 230$  мм.



На практике рассчитанные плечи вертикального рычага уточняют по результатам экспериментальных испытаний тормозной рычажной передачи вагонов в реальных условиях, например при прохождении вагонов через сортировочную горку или в кривых участках пути малого радиуса и др. Поэтому следует окончательно выбирать следующие размеры плеч:

- для четырехосных грузовых вагонов  $b = 400$  мм и  $z = 160$  мм;
- для восьмиосных вагонов  $b = 300$  мм и  $z = 160$  мм;
- для рефрижераторных вагонов  $b = 210$  мм и  $z = 210$  мм;
- для пассажирских вагонов  $b = 230$  мм и  $z = 230$  мм.

Именно такие размеры плеч имеют вертикальные рычаги тормозной рычажной передачи на типовых тележках вагонов.

### 3.5.2. Определение длин плеч горизонтальных рычагов тормозного цилиндра

Длина горизонтального рычага по центрам проушин  $l = a + b$  (рис. 3.12) определяется по конструктивным соображениям из условий размещения тормозного цилиндра  $1$  на раме  $4$  кузова с соблюдением габаритных требований и пропуска тяги  $5$  по продольной оси симметрии вагона. Это длина горизонтального рычага  $3$

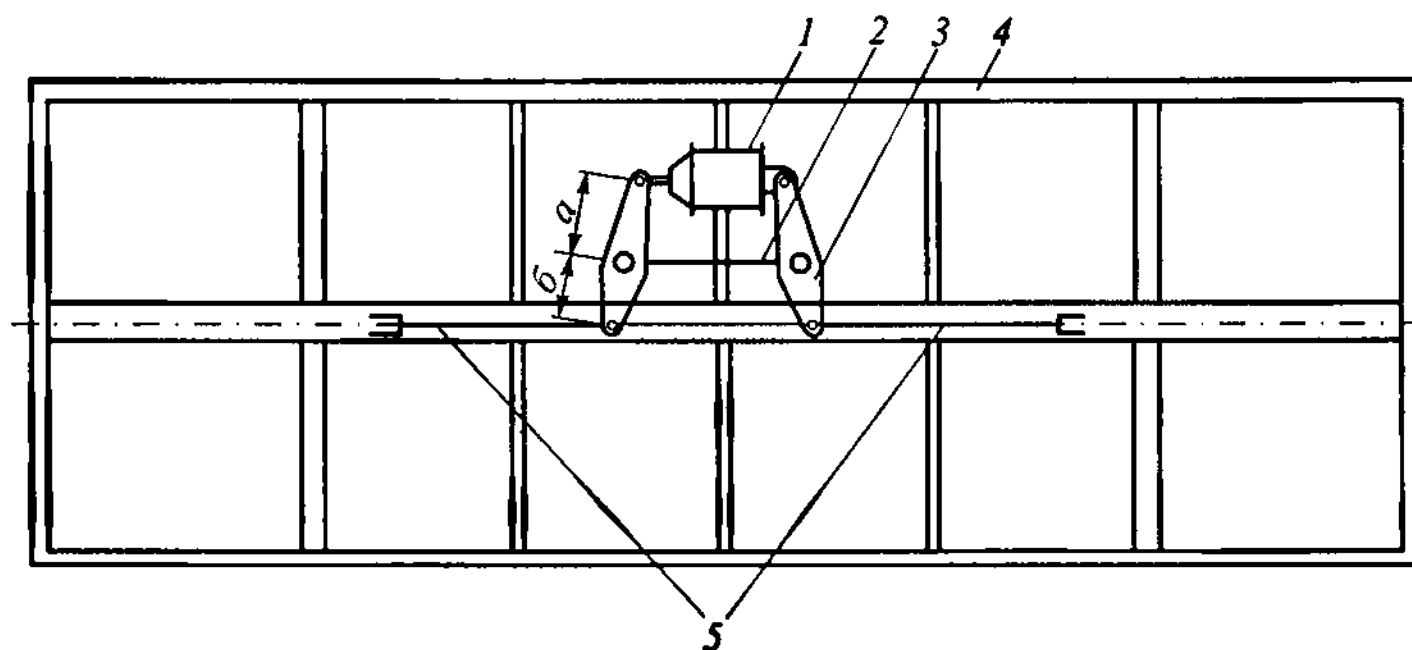


Рис. 3.12. Схема размещения горизонтальных рычагов на раме вагона:  $1$  — тормозной цилиндр;  $2$  — затяжка горизонтальных рычагов;  $3$  — горизонтальный рычаг;  $4$  — рама вагона;  $5$  — тяга

между штоком поршня тормозного цилиндра  $l$  и продольной тягой  $5$  вагона. На основе накопленного опыта проектирования тормозной рычажной передачи и полученных результатов натурных испытаний тормозных систем [6], [7] рекомендуются к применению на вагонах рычаги тормозного цилиндра следующих стандартных размеров  $a+b$ :

- 660 мм — четырехосные крытые, цистерны, платформы, вагоны-хопперы для зерна, цемента, рефрижераторные;
- 500 мм — четырех- и восьмиосные полувагоны;
- 605 мм — четырехосные полувагоны для окатышей;
- 490 мм — шестиосный вагон-самосвал;
- 805 мм — восьмиосная цистерна;
- 650 мм — пассажирские вагоны;
- 720 мм — четырехосные полувагоны и думпкары.

Длины плеч  $a$  и  $b$  горизонтального рычага тормозного цилиндра можно определить используя для этого формулы (3.11) и (3.14) геометрического передаточного числа  $n_r$  тормозной рычажной передачи вагонов. При этом определяемое число  $n_r$  должно быть одинаковым с величиной  $n_k$ , полученной из выражения (3.15) по заданному нажатию тормозных колодок, т.е.  $n_r = n_k$ .

Следовательно, получаем систему уравнений для четырехосного грузового вагона

$$\begin{cases} a + b = l; \\ \frac{8K_{\Pi}}{P_{шт} \eta_{рп}} = 4 \frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z} \cos \alpha \end{cases}$$

и для рефрижераторного или пассажирского вагонов

$$\begin{cases} a + b = l; \\ \frac{16K_{\Pi}}{P_{шт} \eta_{рп}} = 8 \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{z}, \end{cases}$$

из решения которой находим длины искомым плеч  $a$  и  $b$  рычага. Полученные значения плеч округляются до величин, кратных 5 мм,

и производится расчет по формулам (3.11) и (3.14) фактического передаточного числа  $n_r$  тормозной рычажной передачи вагона.

Фактические размеры плеч рычагов и величины передаточного числа тормозной рычажной передачи вагонов приведены в табл. 3.10.

Таблица 3.10

**Техническая характеристика тормозных рычажных передач грузовых и пассажирских вагонов**

Тип вагона	Размеры плеч рычагов, мм								Передаточное число $n_r$	
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>		
Четырехосный (крытый, цистерна, платформа)	<u>260</u>	<u>400</u>	400	160						<u>9,1</u>
	195	465								
полувагон	<u>200</u>	<u>300</u>	400	160						<u>9,33</u>
	145	355								
вагон-хоппер для зерна, цемента	290	370	400	160	<u>195</u>	<u>480</u>				<u>10,15</u>
					125	550				
полувагон для окатышей	295	310	400	160	<u>220</u>	<u>270</u>				<u>10,86</u>
					150	340				
Восьмиосный полувагон	<u>280</u>	<u>220</u>	300	160	486	260				<u>14,64</u>
	220	280								
Восьмиосная цис- терна	<u>295</u>	<u>510</u>	300	160	486	260	230	620		<u>14,81</u>
	390	415								
Восьмиосный вагон-думпкар	<u>290</u>	<u>200</u>	285	190	305	245	150	250	<u>14,5</u>	<u>6,9*</u>
	222	268								
Вагон рефри- жераторный	<u>365</u>	<u>295</u>	210	210						<u>9,9</u>
	295	365								
Цельнометалличе- ский пассажирский вагон с весом тары: 65—53 т	<u>390</u>	<u>260</u>	230	230						<u>12</u>
	260	390								
52—48 т	<u>350</u>	<u>300</u>	230	230						<u>9,3</u>
	230	420								
47—42 т	<u>330</u>	<u>320</u>	230	230						<u>8,3</u>
	200	450								

*Примечание.* В числителе приведены значения для чугунных тормозных колодок, в знаменателе — для композиционных.

\* Для передачи с двухсторонним нажатием тормозных колодок.

### 3.5.3. Определение длины тяг и затяжек рычагов

Длину головной  $l_{\Gamma}$  и тыловой  $l_{\Gamma}$  тяг, соединяющих на грузовых вагонах горизонтальные рычаги тормозного цилиндра с вертикальными рычагами тележки, определяют исходя из координат их шарнирных соединений.

В симметричной тормозной рычажной передаче грузового вагона, на котором тормозной цилиндр укреплен в средней части рамы кузова, длину тяг можно определить из выражений

$$l_{\Gamma} = L - l_{\Pi} - l_{\text{ц1}} - l_{\text{y}} - l_{\text{ур}};$$

$$l_{\Gamma} = L - l_{\Pi} - l_{\text{ц2}} - l_{\text{x}},$$

где  $2L$  — база вагона;

$l_{\Pi}$  — расстояние от центра шкворня тележки до шарнирного соединения тяги с рычагом тележки;

$l_{\text{ц1}}, l_{\text{ц2}}$  — расстояние от центра кузова вагона соответственно до шарнирного соединения рычага со штоком поршня тормозного цилиндра или с кронштейном «мертвой точки»;

$l_{\text{y}}, l_{\text{x}}$  — расстояние от шарнирных соединений штока поршня тормозного цилиндра и кронштейна «мертвой точки» соответственно до головной или тыловой тяг;

$l_{\text{ур}}$  — максимальная длина установки авторегулятора тормозной рычажной передачи.

Координатой шарнирного соединения тяги с рычагом тележки (рис. 3.13) является  $l_{\Pi}$ , которое определяется с учетом среднего диаметра колес тележки и толщины тормозных колодок. Из инструкции и пособия по обслуживанию и ремонту тормозов [6], [8] при среднем диаметре колес 964—950 мм и прижатых полномерных тормозных колодках установочный размер  $l_{\Pi} = 350—450$  мм.

Координатами шарнирных соединений тягового стержня авторегулятора тормозной рычажной передачи, являющегося продолжением головной и тыловой тяг вагона с горизонтальными рычагами тормозного цилиндра будут  $l_{\text{y}}$  и  $l_{\text{x}}$  (рис. 3.14). Для грузовых вагонов с авторегулятором тормозной рычажной передачи РТРП-675М принимают  $l_{\text{y}} = 50—90$  мм и  $l_{\text{x}} = 200—260$  мм. Разница между  $l_{\text{y}}$  и  $l_{\text{x}}$  объясняется тем, что автоматическое поддержание выхода штока поршня тормозного цилиндра происходит за счет несимметрично-

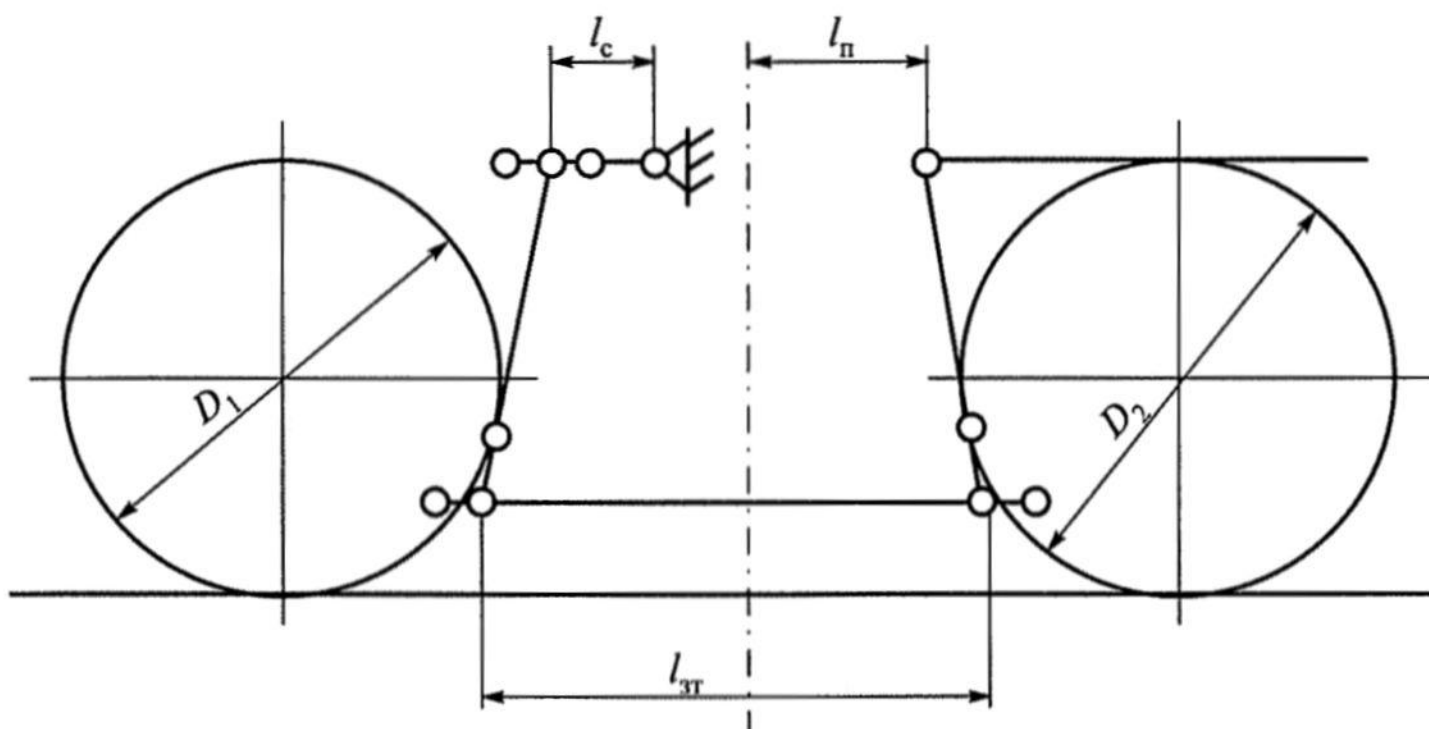


Рис. 3.13. Схема установочных размеров тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона

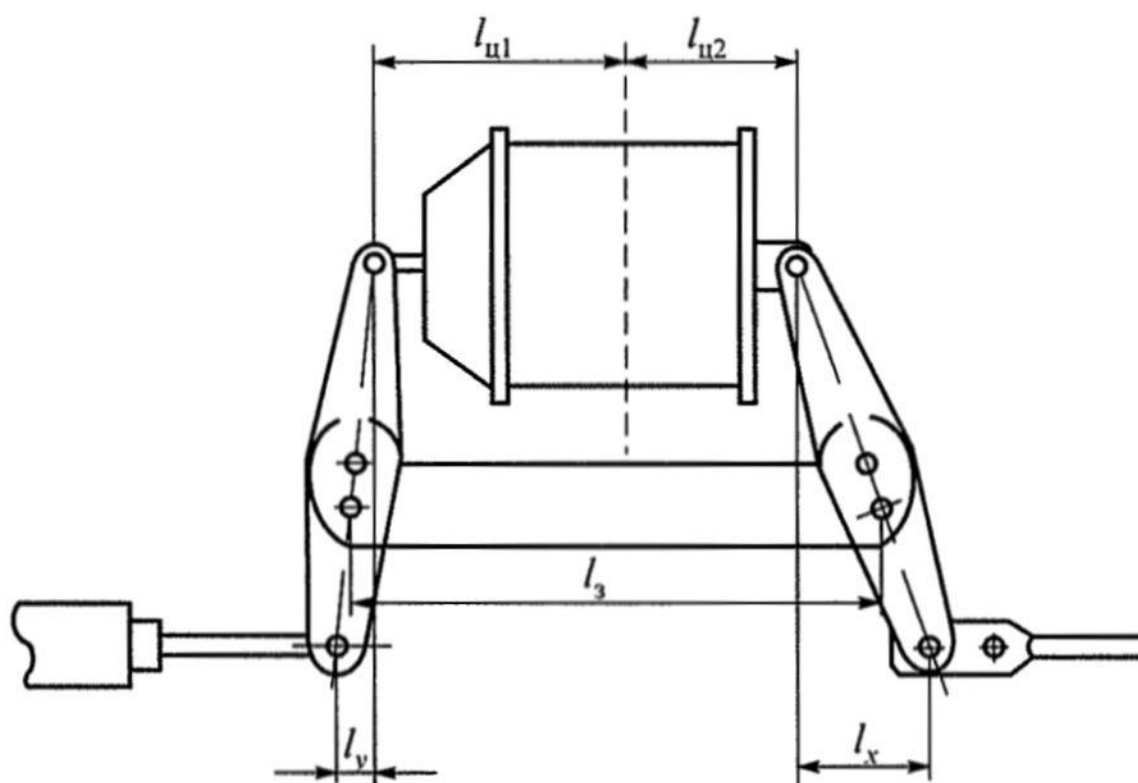


Рис. 3.14. Схема установочных размеров тормозного цилиндра и его рычагов

го регулирования тормозной рычажной передачи путем сокращения  $l_{ур}$ . При полном износе тормозных колодок  $l_y > l_x$ .

Для шарнирного соединения  $l_{ц1} = 510$  мм и  $l_{ц2} = 330$  мм. Таким образом, длина установки тормозного цилиндра № 188Б составляет  $l_{ц1} + l_{ц2} = 840$  мм.

Величина  $l_{yp}$  у авторегулятора РТП-675М достигает 2377 мм.

Длину затяжки горизонтальных рычагов тормозного цилиндра можно определить из выражения

$$l_3 = l_{ц_1} + l_{ц_2} + (l_y + l_x) \frac{a}{a+b}.$$

Длину затяжки  $l_{зт}$  вертикальных рычагов в тележке грузового вагона выбирают в зависимости от среднего диаметра колес тележки при полномерных тормозных колодках. При полномерных колесах в тележке  $D_{ср} = 964$  мм,  $l_{зт} = 950$  мм, а при  $D_{ср} < 865$  мм величина  $l_{зт} = 1110$  мм, дна серьги  $l_c$  составляет 127—227 мм.

У пассажирских вагонов длина головной тяги  $l_{г}$  и тыловой  $l_{т}$  ограничивается координатой их шарнирного соединения с балансиrom, объединяющим параллельно размещенные тяги тормозной рычажной передачи тележек (рис. 3.15). Одна из координат тяги балансира известна и определяется положением вертикального рычага тележки. Расстояние от центра внутренней оси колесной пары до центра отверстия соединительного валика с тягой балансира  $l_1$  можно в расчетах принимать равным 380 мм.

Длина тяг балансира на разных типах пассажирских вагонов бывает различной. Головная тяга балансира может иметь длину  $l_{гб}$

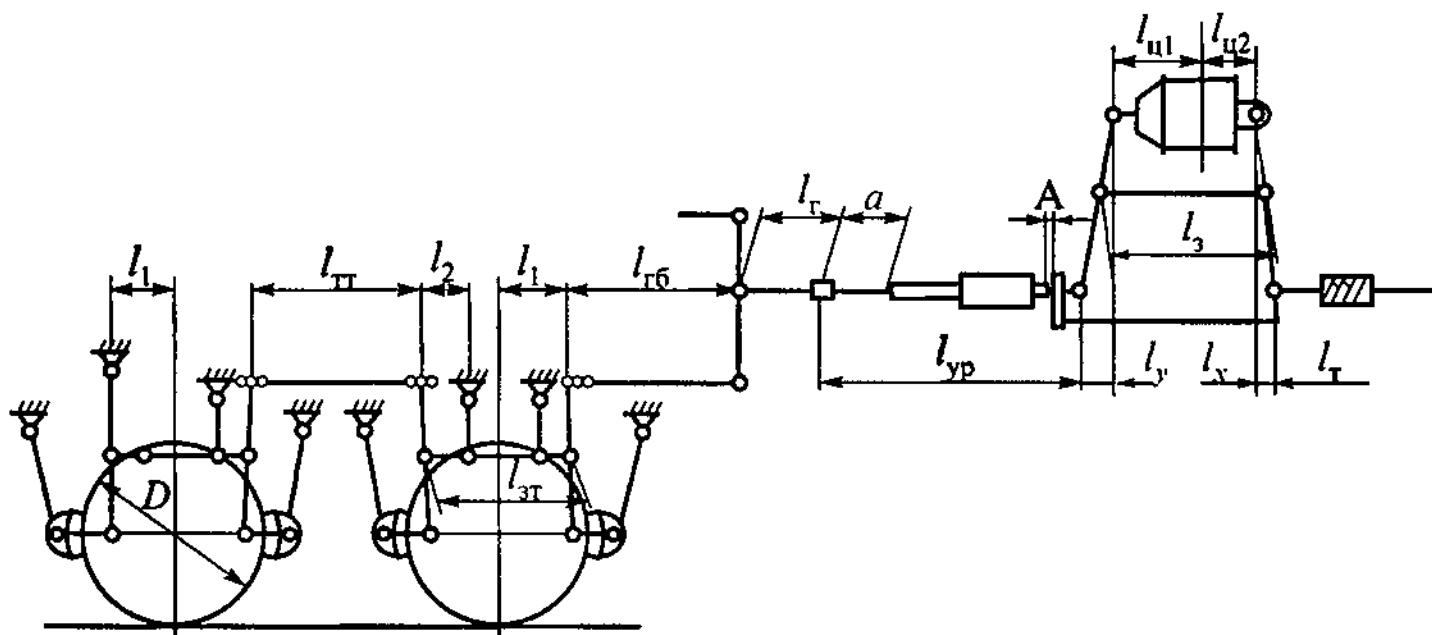


Рис. 3.15. Схема установочных размеров тормозной рычажной передачи пассажирского вагона

от 1 до 1,8 м, а тыловая тяга  $l_{Тб}$  от 1 до 2,8 м, причем последняя чаще всего на 1 м длиннее первой. При различной длине рамы кузова соответственно изменяется и  $l_{Г}$  и  $l_{Т}$  вагона.

Длину затяжки вертикальных рычагов в тележке КВЗ-ЦНИИ пассажирского вагона принимают равной  $l_{зТ} = 750 \pm 2$  мм.

Длину внутренней тяги в тележке  $l_{ТТ}$  выбирают в зависимости от среднего диаметра колес при полномерных тормозных колодках. Установочная  $l_{ТТ}$  при полномерных колесах (диаметр колес внутренней колесной пары  $D = 964$  мм) составляет 1900 мм, а при  $D < 875$  мм — 1660 мм.

Чтобы исключить случаи упирания головки тяги внутренней стороной в кронштейн подвески затяжки вертикальных рычагов, расстояние  $l_2$  должно быть не менее 120 мм. Длина установки тормозного цилиндра № 501Б равна 840 мм.

### **3.6. Выбор поперечных сечений элементов тормозной рычажной передачи вагона**

В тормозной рычажной передаче применяются следующие элементы: тяги в виде стержней круглого сечения, заканчивающиеся плоскими головками с несколькими отверстиями; рычаги в виде пластин прямоугольного сечения по форме бруса равного сопротивления изгибу с отверстиями для шарнирных соединений; затяжки или распорки, объединяющие между собой рычаги, в виде стержней круглого сечения, как тяги, или пластин прямоугольного сечения, как рычаги, но криволинейной формы. Триангели представляют собой рамную конструкцию из швеллера и струны, а траверса — балку коробчатого сечения из швеллера и пластины.

Выбор сечений элементов тормозной передачи производится на основе расчетов на прочность по допустимым напряжениям и с учетом суммарной их деформации, увеличивающей величину выхода штока поршня тормозного цилиндра в процессе торможения вагона. Для этого необходимо знать максимальные усилия, развиваемые при торможении и воздействующие на эти элементы.

### 3.6.1. Определение усилий, действующих на элементы тормозной рычажной передачи

Искомые усилия, действующие в местах всех шарнирных соединений, определяются из условия равновесия рычагов тормозной рычажной передачи в заторможенном положении при последовательной передаче усилий со штока поршня тормозного цилиндра на тормозные колодки.

Рассмотрим эту задачу на примере тормозной рычажной передачи грузового вагона, расчетная схема которой приведена на рис. 3.16. По месту шарнирного соединения элементов действуют как усилие со стороны одного элемента на другой, так и реакция со стороны последнего, возникающая от этого воздействия. На рис. 3.16 реакции каждого элемента отмечены индексом «р».

В расчетной схеме тормозной рычажной передачи рассматриваются средние эксплуатационные условия вагона, при которых все рычаги в процессе торможения занимают перпендикулярное

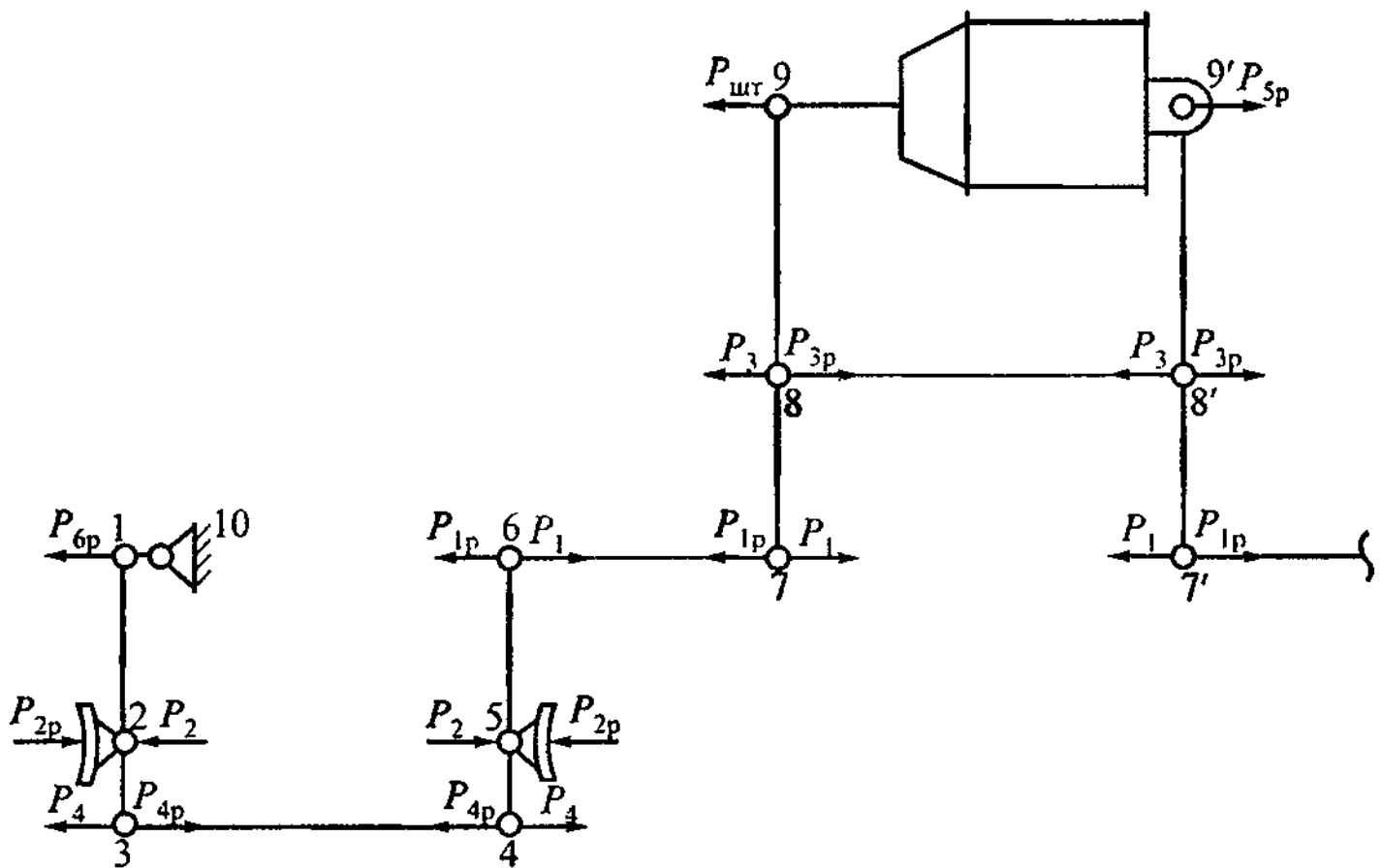


Рис. 3.16. Усилия, действующие на элементы тормозной рычажной передачи вагона при торможении



положение относительно тяг или своих затяжек. Это позволяет определить максимальные значения воздействующих усилий и реакций элементов.

В результате преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха, поступающего в тормозной цилиндр и воздействующего на поршень, на его штоке возникает и развивается механическое усилие  $P_{шт}$ , которое передается на головной горизонтальный рычаг 7—9. Этот рычаг воздействует растягивающим усилием  $P_1$  на головную тягу 6—7 вагона и усилием  $P_3$  на затяжку 8—8'. В свою очередь тяга 6—7 изгибающим усилием  $P_1$  воздействует на внутренний вертикальный рычаг 4—6 тележки, который передает тормозное усилие  $P_2$  на триангель 5 и сжимающее усилие  $P_4$  на затяжку 3—4. Затем затяжка 3—4 изгибающим усилием  $P_4$  действует на наружный вертикальный рычаг 1—3 тележки, через который передается тормозное усилие на триангель 2 и серьгу 1—10.

Изгибающее усилие  $P_3$  воспринимает тыловой горизонтальный рычаг 7'—9' узла тормозного цилиндра от затяжки 8—8', поэтому этот рычаг будет воздействовать растягивающим усилием  $P_1$  на тыловую тягу 6'—7' вагона и вся последовательность передачи тормозного усилия на триангели двухосной тележки в тыловой кинематической цепи повторится, как в рассмотренной головной кинематической цепи рычажного механизма тормоза.

На элементы тормозной рычажной передачи при торможении вагона (см. рис. 3.15) будут действовать следующие усилия:

- головной горизонтальный рычаг 7—9:  
 $P_{шт}$  — от штока тормозного цилиндра,  $P_{3р}$  — от затяжки 8—8',  
 $P_{1р}$  — от тяги 6—7;
- тыловой горизонтальный рычаг 7'—9':  
 $P_3$  — от затяжки 8—8',  $P_{5р}$  — от кронштейна на 9' тормозного цилиндра,  $P_{1р}$  — от тяги 6'—7';
- затяжка 8—8' горизонтальных рычагов:  
 $P_3$  — от головного рычага 7—9,  $P_{3р}$  — от тылового рычага 7'—9';
- головная или подобная тыловая тяга 6—7 вагона:  
 $P_1$  — от горизонтальных рычагов головного 7—9 или тылового 7'—9',  $P_{1р}$  — от вертикального рычага тележки головного 4—6 или подобного тылового рычага;

• внутренний вертикальный рычаг 4—6 головной и тыловой (задней) тележек:

$P_1$  — от тяг вагона головной 6—7 или подобной тыловой тележки,  $P_{2p}$  — от триангелей тележки головной 5 или тыловой,  $P_{4p}$  — от затяжки рычагов тележки головной 3—4 или тыловой;

• наружный вертикальный рычаги 1—3 головной и тыловой тележек:

$P_4$  — от затяжки 3—4 головной тележки или подобной затяжки тыловой тележки,  $P_{2p}$  — от триангеля 2 тележки головной или тыловой 2,  $P_{6p}$  — от серьги 1—10 головной или тыловой тележек;

• затяжка 3—4 вертикальных рычагов головной и тыловой тележек:

$P_4$  — от внутреннего вертикального рычага 4—6 головной или тыловой тележек,  $P_{4p}$  — от наружного вертикального рычага 1—3 головной или тыловой тележек;

• серьги 1—10 головной или тыловой тележек:

$P_6$  — от вертикального рычага 1—3 головной или тыловой тележек,  $P_{6p}$  — от кронштейна 10 надрессорной балки головной или тыловой тележек.

Из условия равновесия рычагов тормозной рычажной передачи вагона следует:

$$P_{1p} b = P_{шт} a; \quad P_{1p} = P_{шт} \frac{a}{b} = P_1;$$

$$P_{2p} z = P_1 (b + z); \quad P_{2p} = P_1 \frac{b + z}{z} = P_{шт} \frac{a}{b} \cdot \frac{b + z}{z} = P_2;$$

$$P_{3p} b = P_{шт} (a + b); \quad P_{3p} = P_{шт} \frac{a + b}{b} = P_3;$$

$$P_{4p} z = P_1 b; \quad P_{4p} = P_1 \frac{b}{z} = P_{шт} \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{z} = P_4;$$

$$P_{5p} = P_{шт}; \quad P_{6p} = P_1.$$

Для определения усилий, действующих на элементы тормозной рычажной передачи, в полученные выражения подставляют вели-

чину максимально реализуемого усилия на штоке поршня тормозного цилиндра без учета реактивного усилия возвратной пружины автоматического регулятора тормозной передачи при минимально допустимом выходе штока  $L_{шт(мин)}$  поршня и максимальном давлении воздуха  $p_{тц(маx)}$ , принятого равным 0,42 МПа для пассажирских и 0,45 МПа для грузовых вагонов:

$$P_{шт} = P_{тц(маx)} \frac{\pi d_{тц}^2}{4} \eta_{тц} - P_o - Ж_{ц} L_{шт(мин)}$$

Тогда усилие на штоке поршня тормозного цилиндра пассажирского вагона

$$P_{шт} = 4,2 \frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} 0,98 - 154 - 6,29 \cdot 13 = 38590 \text{ Н} = 38,59 \text{ кН},$$

а грузового вагона с чугунными тормозными колодками

$$P_{шт} = 4,5 \frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} 0,98 - 154 - 6,29 \cdot 7,5 = 41860 \text{ Н} = 41,86 \text{ кН}.$$

### ***3.6.2. Расчет на прочность и выбор поперечных сечений элементов тормозной рычажной передачи***

Расчет на прочность предполагает определение геометрических размеров сечений элементов тормозной рычажной передачи исходя из условия, что возникающие напряжения (растяжения, сжатия, изгиба, смятия и среза) в этих сечениях под нагрузкой не должны превышать допускаемые для марок стали, из которой предполагается изготавливать элементы передачи. Для деталей тормоза, рассчитанных в соответствии с нормами для расчета и проектирования [9] на наиболее невыгодное, но возможное в эксплуатации сочетание расчетных сил, допускаемые напряжения рекомендуется выбирать из табл. 3.11.

Элементы тормозной рычажной передачи кузова, которые необходимо рассчитать на прочность, приведены в табл. 3.12 для грузовых вагонов и в табл. 3.13 для пассажирских цельнометаллических вагонов. Элементы тормозной рычажной передачи грузовых двухосных тележек приведены в табл. 3.14, а пассажирских тележек — в табл. 3.15.

Таблица 3.11

Допускаемые напряжения в МПа при максимальном усилии  
на штоке поршня тормозного цилиндра

Марка материала	Растяжение $[\sigma_p]$ , сжа- тие $[\sigma_{сж}]$ , изгиб $[\sigma_{из}]$	Срез $[\tau_{ср}]$	Смятие $[\sigma_{см}]$
Стальной прокат 09Г2Д, 09Г2СД, 10ХНДП, 15ХСНД 10Г2БД, 10ХСНД Ст. 3, сталь 20, сталь 16Д Ст. 5, сталь 30	170 175 145 160	100 110 85 95	180 190 150 170
Стальные отливки 20ГЛ, 20ГЛ-6 20ФЛ 20ГФЛ (20Г1ФЛ)	135 140 150	— — —	150 155 160
Материал шва при дуговой сварке электродами Э42 Э42А Э50А	130 140 170	80 90 100	— — —
Заклепки Ст. 3 ГОСТ 10304-80	—	120	250
Болты Ст. 3 ГОСТ 1759-70 чистые черные	140 140	120 —	260 230

Расчет элементов рычажной передачи целесообразно начинать с построения эпюр действующих на них сил и моментов. При этом расчетная схема для рычагов имеет вид статически определимой балки на двух опорах, расположенных по центрам отверстий проушин, испытывающей изгиб при сосредоточенной нагрузке по оси центрального отверстия. Схема сил, действующих на горизонтальный рычаг 7—9 (см. рис. 3.16), соединенный со штоком поршня тормозного цилиндра, и эпюра моментов показаны на рис. 3.17.

Ширина  $h$  рычага определяется из условия

$$[\sigma_{из}] \geq \frac{M_{из}}{W}, \quad (3.25)$$

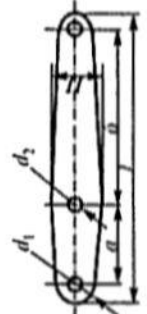
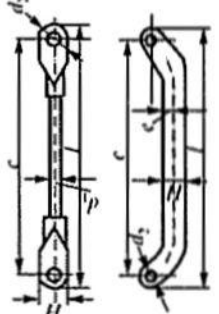
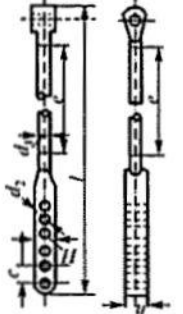
где  $[\sigma_{из}]$  — допускаемые напряжения в рычаге при изгибе;

$W$  — момент сопротивления в сечении А-А;

$M_{из}$  — изгибающий момент в опасном сечении рычага:

$$M_{из} = P_{шт} a = P_{1р} b.$$

Элементы тормозной рычажной передачи грузовых вагонов

№ п/п	Наименование элементов рычажной передачи	Эскиз элемента	Тип вагона	Вес, кг	Марка стали	Размер, мм										
						$l$	$H \times h$	$a$	$b$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e$	$c$	$R$	
1	Горизонтальный рычаг с втулками		Кр	6,9	Ст. 3	740	142×14	260	400	40/30	45/36	—	—	—	40	
			Пол	4,45	То же	574	110×14	195	305	40/30	45/36	—	—	—	—	32
			Пл	6,8	» »	734	110×14	260	400	40/30	45/36	—	—	—	—	32
			Цс	6,745	» »	734	120×14	260	400	40/30	45/36	—	—	—	—	32
2	Затяжка горизонтальных рычагов с втулками (второй вариант) только у полувагона		Кр	6,884	» »	1070	80×30	—	—	28	45/36	—	—	970	40	
			Пол	23,63	» »	1090	110×25	—	—	—	—	45/36	—	—	970	60
			Пл	6,6	» »	1070	80×30	—	—	—	28	45/36	—	—	970	40
			Цс	6,63	» »	1070	80×30	—	—	—	30	45/36	—	—	970	40
3	Тяга (большая) с втулками		Кр	15,71	» »	4020	65×30	—	—	22	40/30	—	3505	55	32,5	
			Пол	12,80	» »	3450	65×30	—	—	—	22	40/30	—	2925	55	32,5
			Пл	15,0	» »	3955	65×30	—	—	—	22	40/30	—	3275	55	32,5
			Цс	10,26	» »	3650	55×25	—	—	—	22	40/30	—	2800	55	27,5

Примечания: 1.  $R$  — радиус закругления концов;  $h$  — толщина элемента; 2. В графах  $d_1$  и  $d_2$ : числитель — диаметр отверстия элемента рычажной передачи; знаменатель — внутренний диаметр втулки.

Таблица 3.13

## Элементы тормозной рычажной передачи грузовых вагонов

№ п/п	Наименование элементов рычажной передачи	Эскиз элемента	Вес, кг	Марка стали	Размер, мм									
					$l$	$H \times h$	$a$	$b$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e$	$c$	$R$
1	Горизонтальный рычаг с втулками		24,7	Ст. 3	724	160x16	390	260	42/32	50 40	—	—	—	32
2	Затяжка горизонтальных рычагов с втулками		12,308	То же	1465	60x32	—	—	30	50 40	—	1265	1375	45
3	Тяга (большая) с втулками		17,333	» »	3901	40x14	3870	160	42/32	22	—	3505	55	32,5
	13,951		» »	3032	40x14	2995	160	42/32	22	—	—	2925	55	32,5
4	Балансирный рычаг (вариант без втулок)		29,63	» »	1254	190x25	590	590	32A <sup>+0,34</sup> <sub>5</sub>	32A <sup>+0,34</sup> <sub>5</sub>	32A <sup>+0,34</sup> <sub>5</sub>	—	—	32
5	Тяга балансира с втулками		8,542	» »	1874,5	75x20 45x14	215	105	42/32	22	1800	16,20	60	37
	11,41		» »	2874,5	75x20 45x14	215	105	42/32	22	2800	26,20	—	60	37,5

Примечания: 1.  $R$  — радиус закругления концов;  $h$  — толщина. 2. В тягах  $l$  — длина стержня. 3. В графах значений  $d_1$  и  $d_2$ : числитель — номинальный диаметр отверстий без втулок, а знаменатель — с втулками. 4. Посадка втулок ПРЗ<sub>3</sub>. 5. Посадка в шарнирах, имеющих втулки А<sub>4</sub>/Х<sub>5</sub>. 6. Чистота обработки поверхностей сопрягаемых элементов в шарнирных соединениях при подвижной посадке производится по четвертому классу точности, а при прессовой — по шестому.

Элементы тормозной рычажной передачи тележки модели 18-100

№ п/п	Наименование элементов рычажной передачи	Эскиз элемента	Вес, кг	Марка стали	Размер, мм										
					<i>l</i>	<i>H</i> × <i>h</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>3</sub>	<i>e</i>	<i>c</i>	<i>R</i>	
1	Вертикальный рычаг		5,77	Ст. 3	632	120×14	400	160	40A <sub>7</sub> <sup>+0.62</sup>	40A <sub>7</sub> <sup>+0.62</sup>	30A <sub>7</sub> <sup>+0.5</sup>	—	—	—	40 32
2	Распорка вертикальных рычагов		16,51	То же	1195	75×25	—	—	50	40A <sub>7</sub> <sup>+0.62</sup>	—	—	80	37,5	
3	Триангель		42,97	Ст. 3 15Л1	1607	—	—	—	33	40A <sub>5</sub> <sup>+0.34</sup>	—	182	400	—	
4	Подвеска башмака		3,8	Ст. 3	338	71×18	138	75	25	32A <sub>7</sub> <sup>+0.62</sup>	—	—	3,05	—	
5	Серьга мертвой точки		3,0	То же	302	60×25	—	—	30A <sub>7</sub> <sup>+0.52</sup>	—	—	—	45	30	
6	Валик подвески башмака		—	Сталь 20	216	—	10	—	32B <sub>7</sub> <sup>-0.62</sup>	45	8	—	210	—	

Примечание. *R* — радиус закругления концов; *h* — толщина элемента.

Таблица 3.15

## Элементы тормозной рычажной передачи тележки КВЗ-5 и КВЗ-ЦНИИ

№ п/п	Наименование элементов рычажной передачи	Эскиз элемента	Вес, кг	Марка стали	Размер, мм										
					<i>l</i>	<i>H</i> × <i>h</i>	<i>e</i>	<i>z</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>3</sub>	<i>e</i>	<i>c</i>	<i>R</i>	
1	Вертикальный рычаг (с втулками)		4,93	Ст. 3	540	120×14	230	230	42/32	50/40	—	—	—	—	35
2	Затяжка вертикальных рычагов с втулками		14,592	То же	970	105×20	350	25	50/40	36/26	—	40	850	50	
3	Траверса с втулками		36,97	»»	1740	8×25	1180	82	45	55 <sup>-0.2</sup> <sub>-0.6</sub>	42/32	95	1514	—	
4	Подвеска башмаков (с втулками)		5,714	»»	530	—	—	—	36	42/32	65/55	—	450	32,5 47,5	
5	Соединительное звено траверсы с втулками		1,5	»»	175	70×20	—	—	42/32	—	—	—	105	35	
6	Подвеска затяжки с втулками		1,8	»»	270	60×14	—	—	36/26	—	—	—	200	30	
7	Тяга с втулками		9,126	»»	1990	80×20	205	—	22	42/32	—	1310	60	40	

Примечания: *R* — радиус закругления концов; *h* — толщина. 2. В тягах *l* — длина стержня. 3. В графах значений *d*<sub>1</sub>, *d*<sub>2</sub> и *d*<sub>3</sub> — числитель означает номинальный диаметр отверстий без втулок, а знаменатель — с втулками. 4. Посадка втулок ПРЗ. 5. Посадка в шарнирах кроме цапф траверсы (см. п. 3) А<sub>1</sub>/Х<sub>5</sub>. 6. Чистота обработки поверхностей сопрягаемых элементов в шарнирных соединениях при подвижной посадке производится по четвертому классу точности, а при прессовой — по шестому классу.



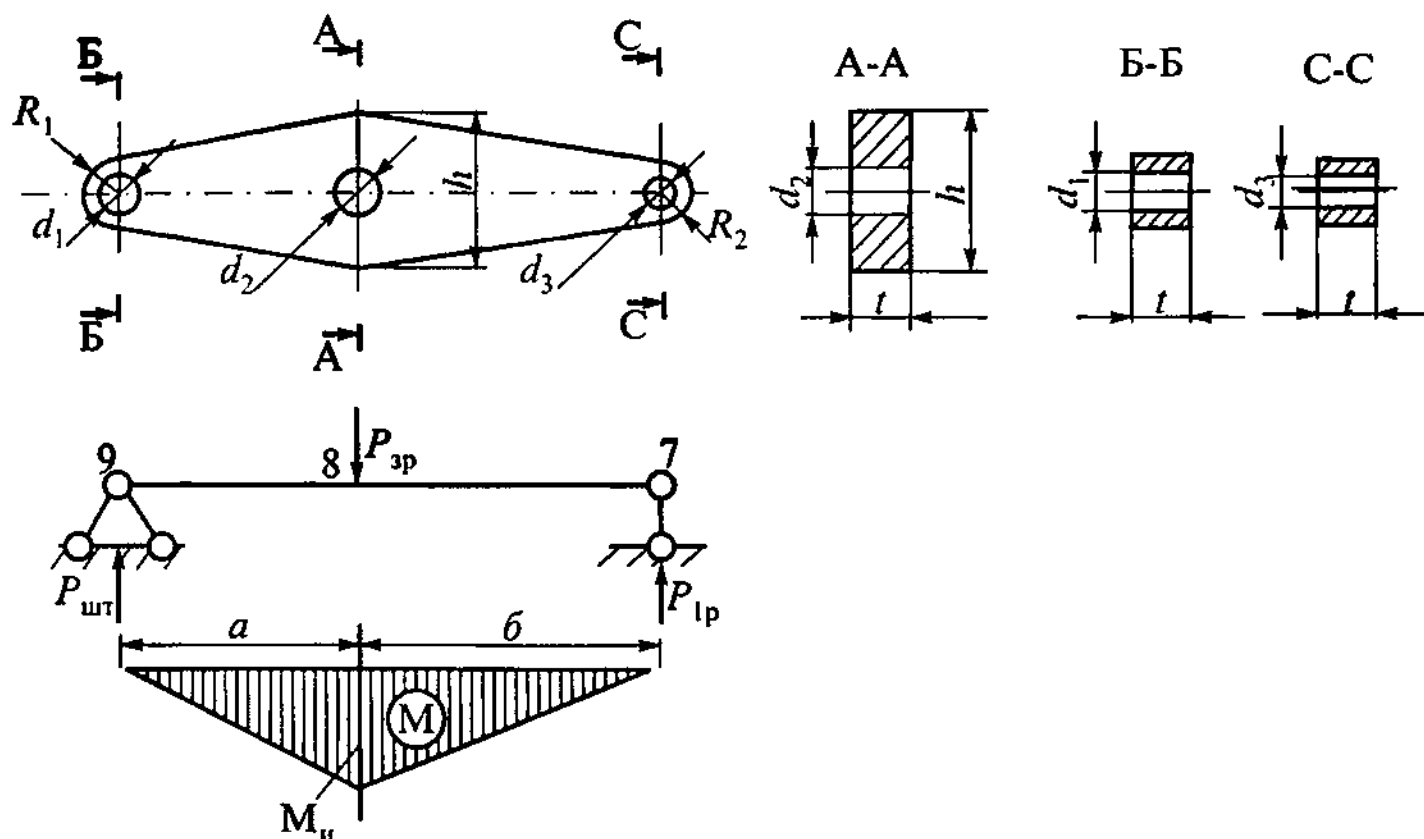


Рис. 3.17. Расчетная схема горизонтального рычага и его сечения:  
 $a, b$  — плечи рычага;  $h$  — максимальная ширина;  $t$  — толщина;  $d_1, d_2, d_3$  — диаметры отверстий;  $R_1, R_2$  — радиусы торцов;  $P_{шт}$  — усилие штока цилиндра;  $P_{1р}$  — реакция тяги вагона;  $P_{зр}$  — реакция затяжки горизонтальных рычагов

Для рычага, состоящего из двух пластин, изгибающий момент необходимо уменьшить вдвое. Тогда

$$M_{и} = 0,5P_{шт} a = 0,5P_{1р} b.$$

Для сечения А-А

$$W = \frac{t(h^3 - d_2^3)}{6h}, \quad (3.26)$$

в свою очередь момент сопротивления можно определить из выражения (3.25)

$$W = \frac{M_{и}}{[\sigma_{и}]}$$

Поэтому

$$\frac{t(h^3 - d_2^3)}{6h} = \frac{M_{и}}{[\sigma_{и}]}$$

После соответствующих преобразований получаем алгебраическое кубическое уравнение вида

$$h^3 = \frac{6M_{\text{н}}}{t[\sigma_{\text{н}}]} h + d_2^3. \quad (3.27)$$

По правилу Тартальи корень этого уравнения представляется выражением

$$h = \sqrt[3]{U} + \sqrt[3]{V}, \quad (3.28)$$

где  $U$  и  $V$  — решения системы

$$U + V = d_2^3; \quad UV = \left( \frac{6M_{\text{н}}}{3t[\sigma_{\text{н}}]} \right)^3 = \left( \frac{2M_{\text{н}}}{t[\sigma_{\text{н}}]} \right)^3. \quad (3.29)$$

Задавшись стандартной толщиной  $t$  листа из сортамента стального проката и диаметром  $d_2$  отверстия (см. табл. 3.12) из выражений (3.28) и (3.29) можно определить искомую ширину  $h$ .

При окончательном выборе  $h$  можно руководствоваться данными табл. 3.16, в которой приведены размеры сечений рычагов, применяемых в тормозных передачах на пассажирских и грузовых вагонах.

Проушины рычага рассчитываются на смятие, срез, а также на изгиб и растяжение. Напряжения смятия и среза определяются формулами

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4P}{\pi t d_1} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad (3.30)$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{2th_1} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (3.31)$$

где  $P$  — усилие, действующее на проушину;

$t$  — толщина проушины;

$d_1$  — диаметр отверстия проушины;

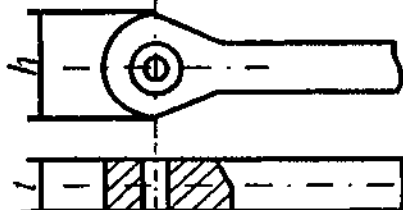
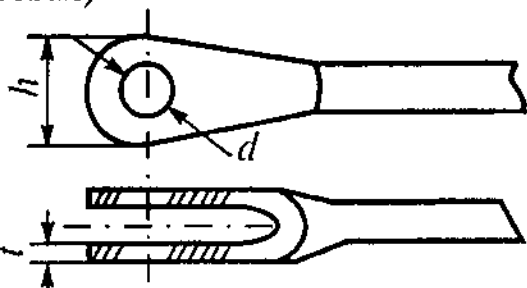
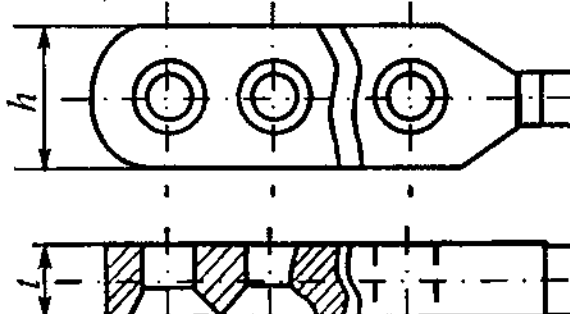
$h_1$  — высота сечения проушины по линии среза, принимается равной

$$h_1 = R - \frac{d_1}{2};$$

$R$  — радиус наружного очертания проушины.

Таблица 3.16

Размеры сечений через отверстие под валик элементов тормозных рычажных передач вагонов

Диаметр отверстия под валик $d$ , мм	Ширина сечения $h$ , мм	Толщина сечения $t$ , мм	Элемент рычажной передачи
22*;24 28; 30*; 32*; 35; 38; 40 40; 42 40; 45; 50 42; 45	50 50 55 65 85	16 25 25 25 30	Головка тяг и затяжек (стержневая). Тип 1 
25* 28; 35; 38 30*; 40; 42 40; 42	55 65 70 75 75	45 41; 51 51; 57 50 50; 55; 61	Головка тяг и затяжек (стержневая). Тип 2 
42; 45 30*; 32*; 35; 40; 42; 45 30*; 32; 35; 40; 42; 45	85 65; 75 20; 25 80 75; 80	61 20; 25 30 20; 25 30; 32	Головка тяг и затяжек (стержневая). Тип 3 
30 32 40 42 42 45 50	64 64; 190 64; 80; 120 70 64 120; 140 160; 120	14 25 14 14 16 14 16; 14	Рычаг
36; 50 45	105 110	20 25	Затяжка (пластинчатая)
30 42	60 70	25 20	Серьга
32 36	70 60	18 14	Подвеска

\* Размеры указаны для головок без износоустойчивых втулок для стояночных и ручных тормозов.

При расчете проушины напряжения изгиба и растяжения определяются, как для криволинейного бруса с сосредоточенной нагрузкой. В зависимости от кривизны этого бруса распределения напряжений по сечению принимаются либо по линейному, либо по гиперболическому законам (при отношении среднего радиуса к высоте сечения проушины больше 5 рекомендуется использовать линейный закон).

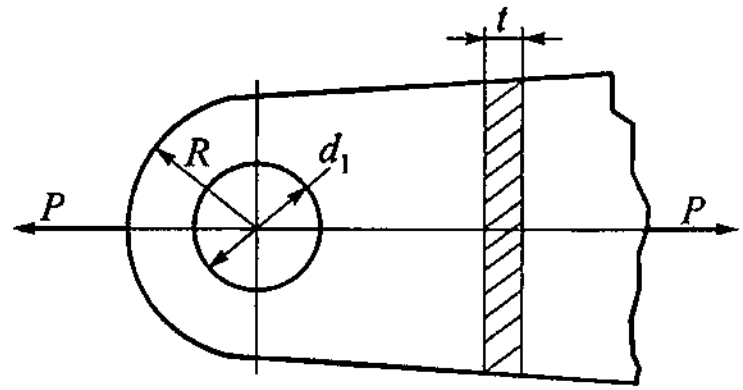


Рис. 3.18. Параметры прямой проушины элемента тормозной рычажной передачи тормоза

Для прямой проушины (рис. 3.18) рычага максимальные растягивающие напряжения в сечении по отверстию определяются по формуле

$$\sigma_{\max_1} = k_{\sigma_1} \frac{P}{(2R - d_1)t}, \quad (3.32)$$

а максимальные напряжения на внешнем контуре проушины в сечении, расположенном по линии действия сосредоточенной силы  $P$ , находятся по формуле

$$\sigma_{\max_2} = k_{\sigma_2} \frac{2P}{\pi t d_1}, \quad (3.33)$$

где  $k_{\sigma_1}$  и  $k_{\sigma_2}$  — коэффициенты, определяемые в зависимости от отношения  $\frac{d_1}{2R}$  по графику, представленному на рис. 3.19.

Решая уравнение (3.30) относительно искомой величины  $t$ , можно ориентировочно выбрать толщину проушины, а следовательно, и толщину пластины рычага:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4P}{\pi t d_1}; \quad t = \frac{4P}{\pi d_1 [\sigma_{\text{см}}]}.$$

Наружные радиусы  $R$  при выбранной толщине  $t$  листа можно ориентировочно определить с учетом допустимых напряжений на срез из формулы (3.31):

$$[\tau_{\text{ср}}] = \frac{P}{2t \left( R - \frac{d_1}{2} \right)}, \quad R = \frac{P - td_1[\tau_{\text{ср}}]}{2t}.$$

Тогда в соответствии с найденным решением ширина рычага в сечении Б-Б (см. рис. 3.17) будет

$$2R_1 = \frac{P - td_1[\tau_{\text{ср}}]}{t},$$

а в сечении С-С

$$2R_2 = \frac{P - td_3[\tau_{\text{ср}}]}{t}.$$

Применительно к механической части тормоза [4] известна и другая формула для приближенного определения ширины сечения в проушине рычага:

$$2R = (1,6 \dots 1,8)d_{\text{пр}},$$

где  $d_{\text{пр}}$  — внутренний диаметр проушины.

Тяги и прямолинейные затяжки рычагов в расчетной схеме принимаются в виде стержней, шарнирно опирающихся по концам и центрально растянутых или сжатых силами.

На затяжку вертикальных рычагов в двухосной

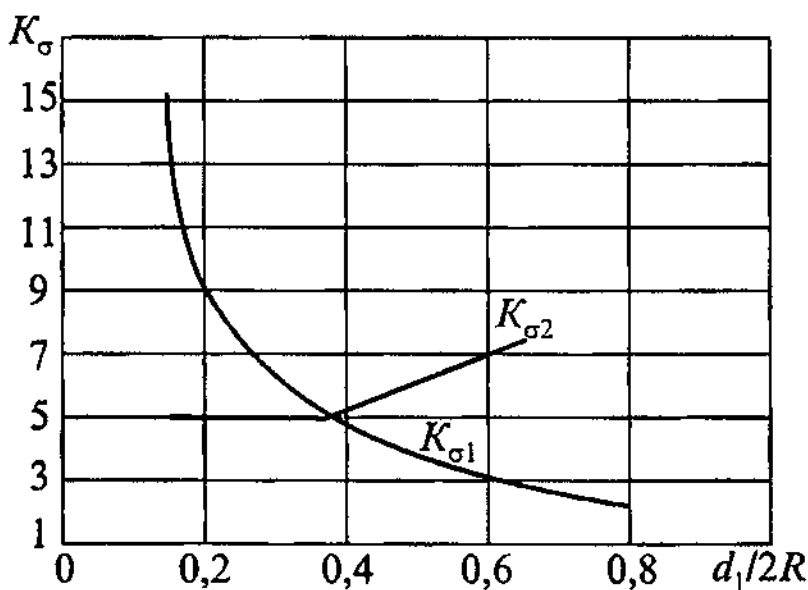


Рис. 3.19. Коэффициенты для определения растягивающих напряжений в прямой проушине

тележке в процессе торможения грузового вагона (см. рис. 3.16) действуют сжимающие усилия  $P_4$  и  $P_{4p}$ , поэтому она (см. рис. 3.9) рассчитывается на сжатие с проверкой на продольный изгиб:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_4}{F\varphi} \leq [\sigma_{сж}], \quad (3.34)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения брутто (без учета местных ослаблений);  
 $\varphi$  — коэффициент продольного изгиба (в плоскости наименьшей жесткости).

Значение  $\varphi$  определяется в зависимости от наибольшей гибкости стержня по данным табл. 3.17.

Таблица 3.17

Коэффициент продольного изгиба

$\lambda$	$\varphi$			$\lambda$	$\varphi$		
	Марки сталей				Марки сталей		
	Ст. 3 М16С сталь 20	Ст. 5 сталь 30	09Г2Д		Ст.3 М16С сталь 20	Ст.5 сталь 30	09Г2Д
10	0,99	0,98	0,98	110	0,52	0,43	0,39
20	0,97	0,96	0,95	120	0,45	0,38	0,33
30	0,95	0,93	0,92	130	0,4	0,32	0,29
40	0,92	0,89	0,89	140	0,36	0,28	0,25
50	0,89	0,85	0,84	150	0,32	0,25	0,23
60	0,86	0,8	0,78	160	0,29	0,23	0,21
70	0,81	0,74	0,71	170	0,26	0,21	0,19
80	0,75	0,67	0,63	180	0,23	0,19	0,17
90	0,69	0,59	0,54	190	0,21	0,17	0,15
100	0,6	0,5	0,46	200	0,19	0,15	0,13

Гибкость стержня определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\beta l}{\sqrt{\frac{J}{F}}},$$

где  $l$  — расчетная длина стержня;

$J$  — момент инерции сечения стержня;

$\beta$  — коэффициент приведения длины балки, определяемый в зависимости от условий ее закрепления и приложения нагрузки.

Для принятой схемы (рис. 3.20) закрепления стержня и приложения нагрузки  $\beta = 1$ .

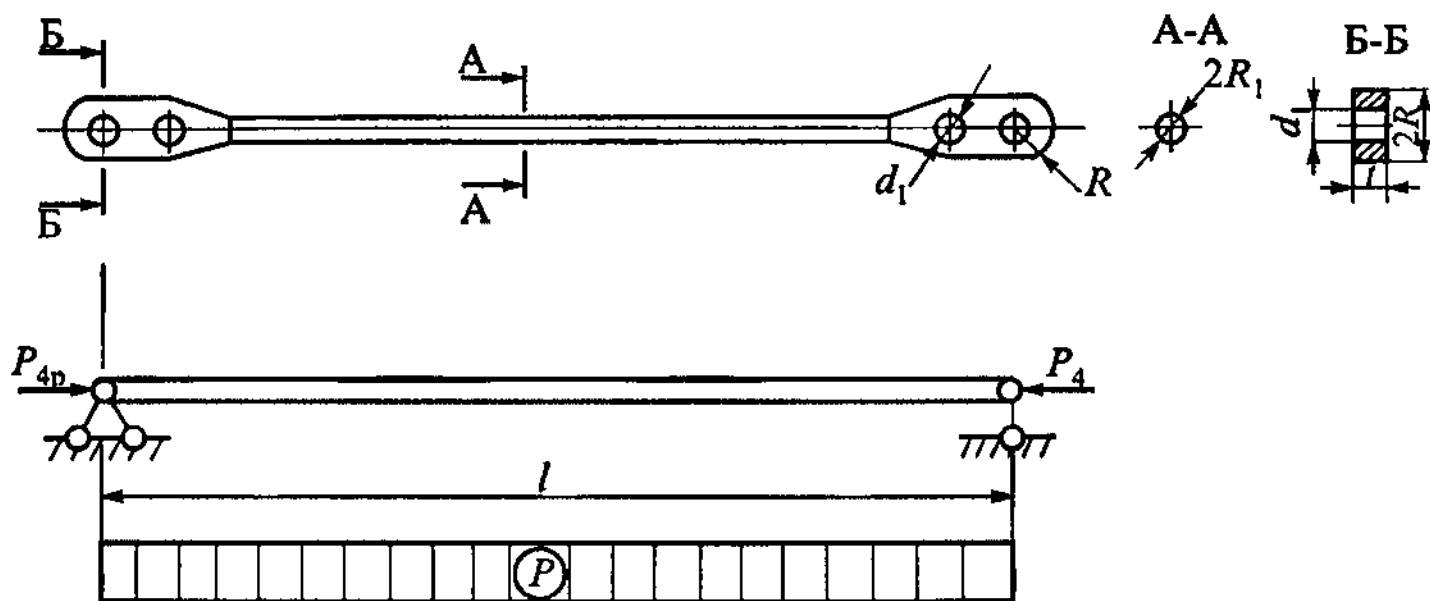


Рис. 3.20. Расчетная схема затяжки вертикальных рычагов тележки и ее сечения

Для круглого сечения затяжки вертикальных рычагов

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad F = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Поэтому

$$\lambda = \frac{4l}{d}, \quad (3.35)$$

а диаметр затяжки определяется по формуле

$$d = 2 \sqrt{\frac{P_4}{\pi \varphi [\sigma_{сж}]}}.$$

При этом сначала необходимо определить ориентировочный диаметр затяжки, для чего следует принять  $\varphi = 1$ . Затем, используя формулу (3.33) и варьируя диаметром  $d$ , можно выбрать величину гибкости  $\lambda$  стержня, что позволяет в свою очередь выбрать из табл. 3.17 коэффициент продольного изгиба  $\varphi$ , необходимый для уточнения диаметра затяжки.

Диаметр затяжки вертикальных рычагов в тележке грузовых вагонов с учетом обеспечения устойчивости затяжки от продольного изгиба должен быть не менее 50 мм.

Для непрямой проушины затяжки или тяги (рис. 3.21) наибольшие сжимающие напряжения в точке *A* внутренней цилиндрической поверхности проушины при допущении, что давления от валика по этой поверхности распределены равномерно, вычисляются по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{d_1 t} \cdot \frac{4R^2 + d_1^2}{4R^2 - d_1^2}, \quad (3.36)$$

справедливой при условии, что

для проушины  $R - \frac{d_1}{2} = \text{const}$  для проушины.

Непрямые проушины у затяжки или тяги рассчитываются так же, как и прямые на смятие по формуле (3.30) и срез по формуле (3.31).

Диаметр тяг тормозной рычажной передачи должен быть не менее 22 мм. Для тяг длиной менее 2 м допускается устанавливать диаметр меньше 22 мм при условии подтверждения расчетом достаточной прочности и жесткости.

Расчетная схема криволинейной затяжки рычагов (рис. 3.22) аналогична рассмотренной выше схеме прямолинейной затяжки, но

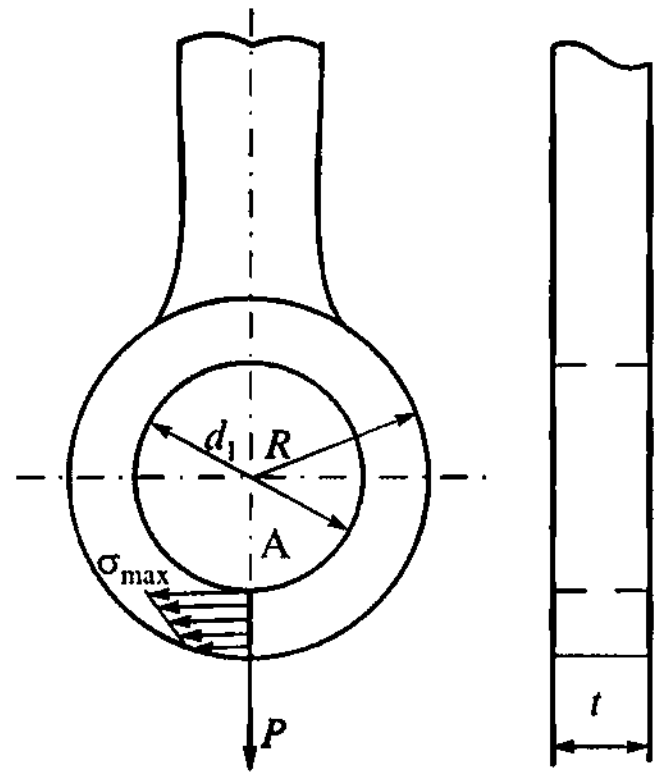


Рис. 3.21. Параметры круглой проушины элемента тормозной рычажной передачи тормоза

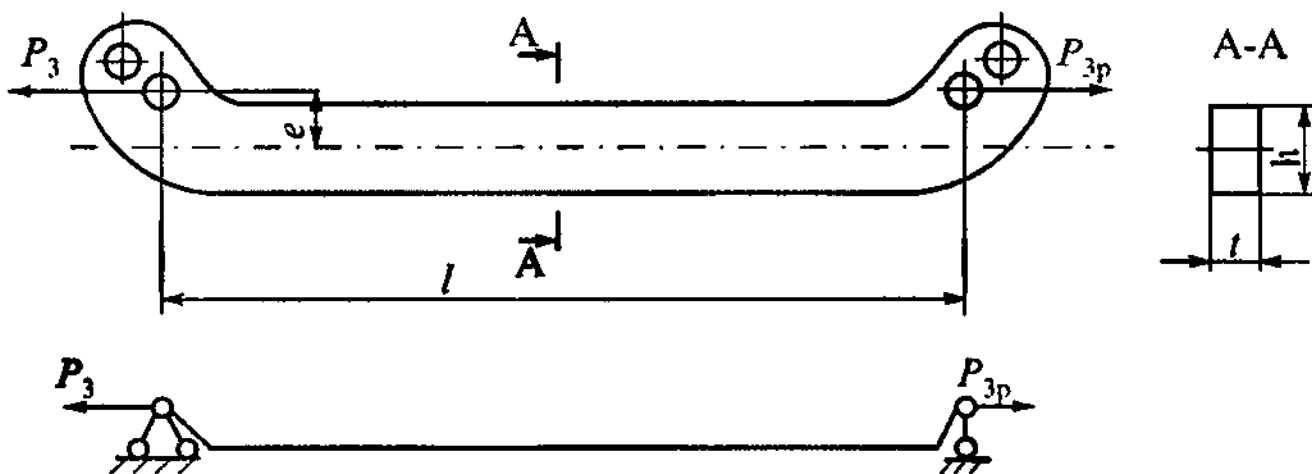


Рис. 3.22. Расчетная схема криволинейной затяжки горизонтальных рычагов тормозного цилиндра и ее сечение



усилия ее растяжения приложены эксцентрично. Поэтому от усилий  $P_3$  и  $P_{3p}$  (см. рис. 3.16) она подвергается не только растяжению, но и изгибу. В соответствии с указанным ширину сечения  $h$  пластинчатой затяжки следует определять из выражения

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_{и} = \frac{P_3}{F} + \frac{M_{и}}{W}.$$

Площадь поперечного сечения А-А затяжки

$$F = th,$$

Изгибающий момент, действующий на затяжку,

$$M_{и} = P_3 e,$$

где  $e$  — эксцентриситет приложения усилия  $P_3$  к затяжке относительно продольной оси симметрии пластины.

Момент сопротивления сечения А-А пластины

$$W = \frac{th^2}{6}.$$

Тогда, предварительно выбрав толщину  $t$  листа затяжки из сортамента стального проката, с учетом ее растяжения и изгиба получим

$$h = \frac{P_3}{[\sigma_p]t} + \sqrt{\frac{6P_3 e}{[\sigma_{и}]t}}. \quad (3.37)$$

Обычно принимают толщину  $t$  пластинчатых затяжек, равной 20, 25 и 30 мм. Поскольку в затяжке должны быть предусмотрены отверстия (диаметром от 36 до 50 мм) для шарнирных соединений ее с другими элементами, то ширина сечения пластины не должна быть менее 80 мм. В тормозной рычажной передаче вагонов нашли применение затяжки рычагов с шириной сечения  $h$ , равной 80, 105 и 110 мм (см. табл. 3.13). Затяжки с шириной сечения 110 мм, как правило, имеют по краям отверстия диаметром 45 мм.

Схема расчета траверсы представляет свободно лежащую на двух опорах балку (рис. 3.23), нагруженную симметрично расположенными относительно ее концов сосредоточенными силами  $P$ . Подбор сечения производится по формуле (3.25).

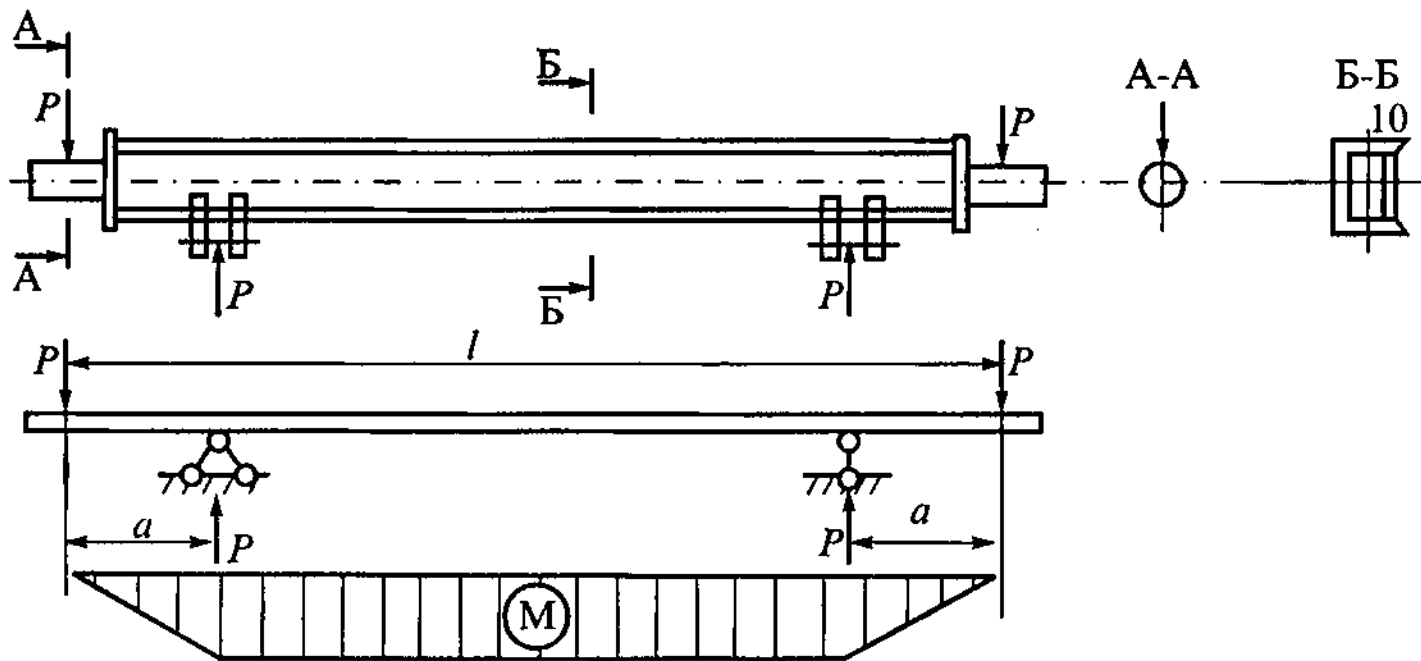


Рис. 3.23. Расчетная схема траверсы

Расчет триангеля при наличии изгибающих моментов в концевых частях, вызываемых эксцентричным приложением нагрузки относительно узла соединения струны и швеллерной балки, должен производиться уточненным методом с обязательным учетом деформации изгиба его балки. Расчет рекомендуется выполнять известным методом сил, применяемым в строительной механике по расчетной схеме, приведенной на рис. 3.24, где за одно лишнее неизвестное принимается усилие в струне. Методика этого расчета и полученные результаты подробно изложены в работах по исследованию и проектированию автотормозов [10], [11]. Расчет триангеля на основе метода ко-

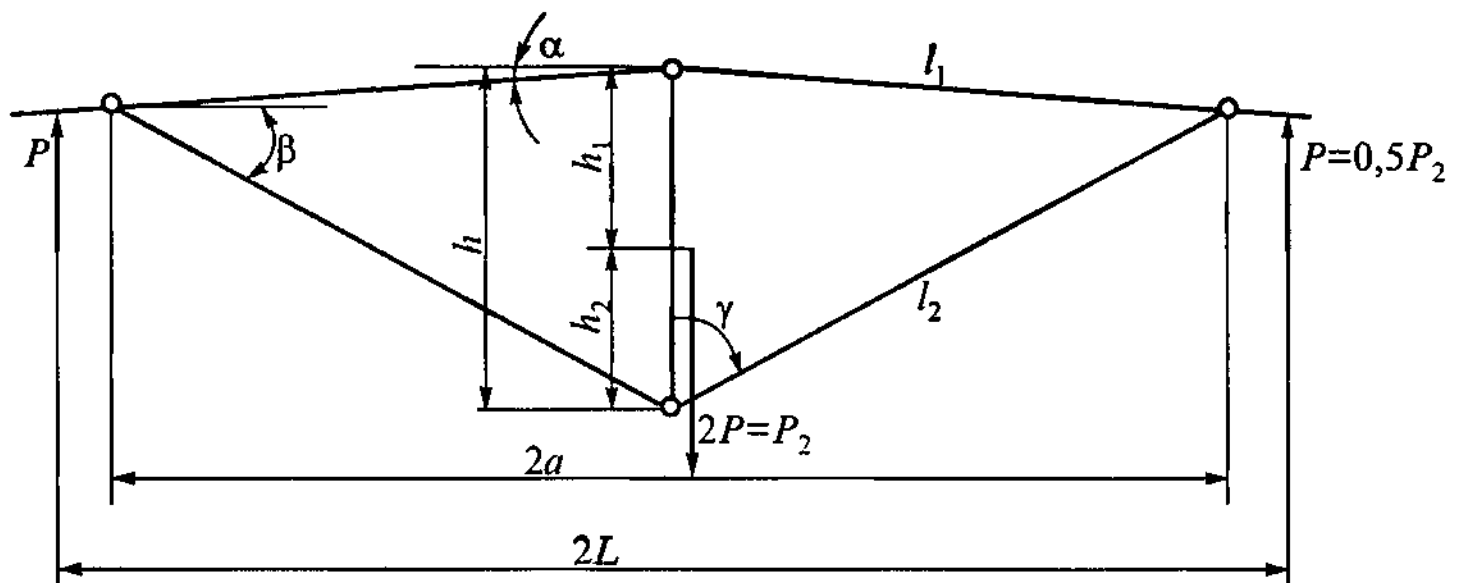


Рис. 3.24. Расчетная схема нагружения триангеля

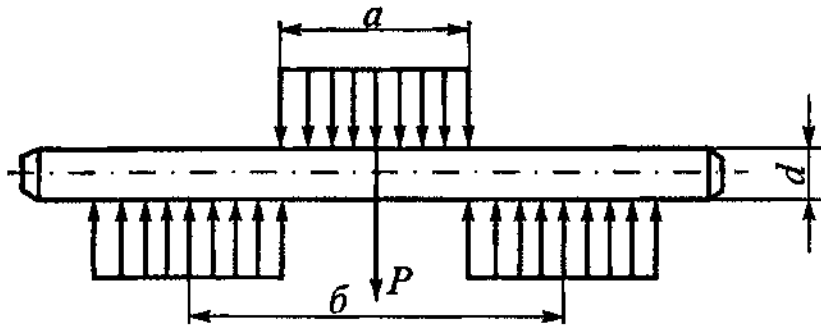


Рис. 3.25. Расчетная схема нагружения валика тормозной рычажной передачи

нечных элементов, методика и результаты приведены в [12], [13].

Гладкие валики (оси) шарнирных соединений рычажной передачи (см. рис. 3.25) рассчитываются на изгиб по формуле:

$$\sigma = \frac{P}{0,4d^3} \left( b - \frac{a}{2} \right) \quad (3.38)$$

где  $P$  — расчетная нагрузка на валик;

$D$  — диаметр валика;

$a$  — длина поверхности, передающей нагрузку;

$b$  — расстояние между серединами опор.

В ступенчатых валиках при изгибе должна быть учтена концентрация напряжений.

### 3.6.3. Определение деформаций элементов тормозной рычажной передачи

При окончательном выборе сечений элементов, вычисленных на основе расчетов на прочность, производят их проверку с учетом суммарной деформации элементов тормозной рычажной передачи, влияющей на величину выхода штока поршня тормозного цилиндра. Для определения суммарной деформации необходимо вычислить деформации отдельных элементов тормозной рычажной передачи. Деформированное состояние элементов рычажной передачи тормоза грузового и пассажирского вагонов показаны соответственно на рис. 3.26 и 3.27.

Деформация триангеля  $\Delta_1$  происходит в направлении и под воздействием усилия  $P_2$  (см. рис. 3.26) от вертикального рычага I или III:

$$\Delta_1 = \frac{4,5(L-a)^2 P}{3EJ_1} + \frac{2l_1 P}{6EJ_2} \left[ (L-a)4,5 - L \cdot 0,8 - \frac{L-a}{2} 0,8 + \frac{L}{2} 4,5 \right] \quad (3.39)$$

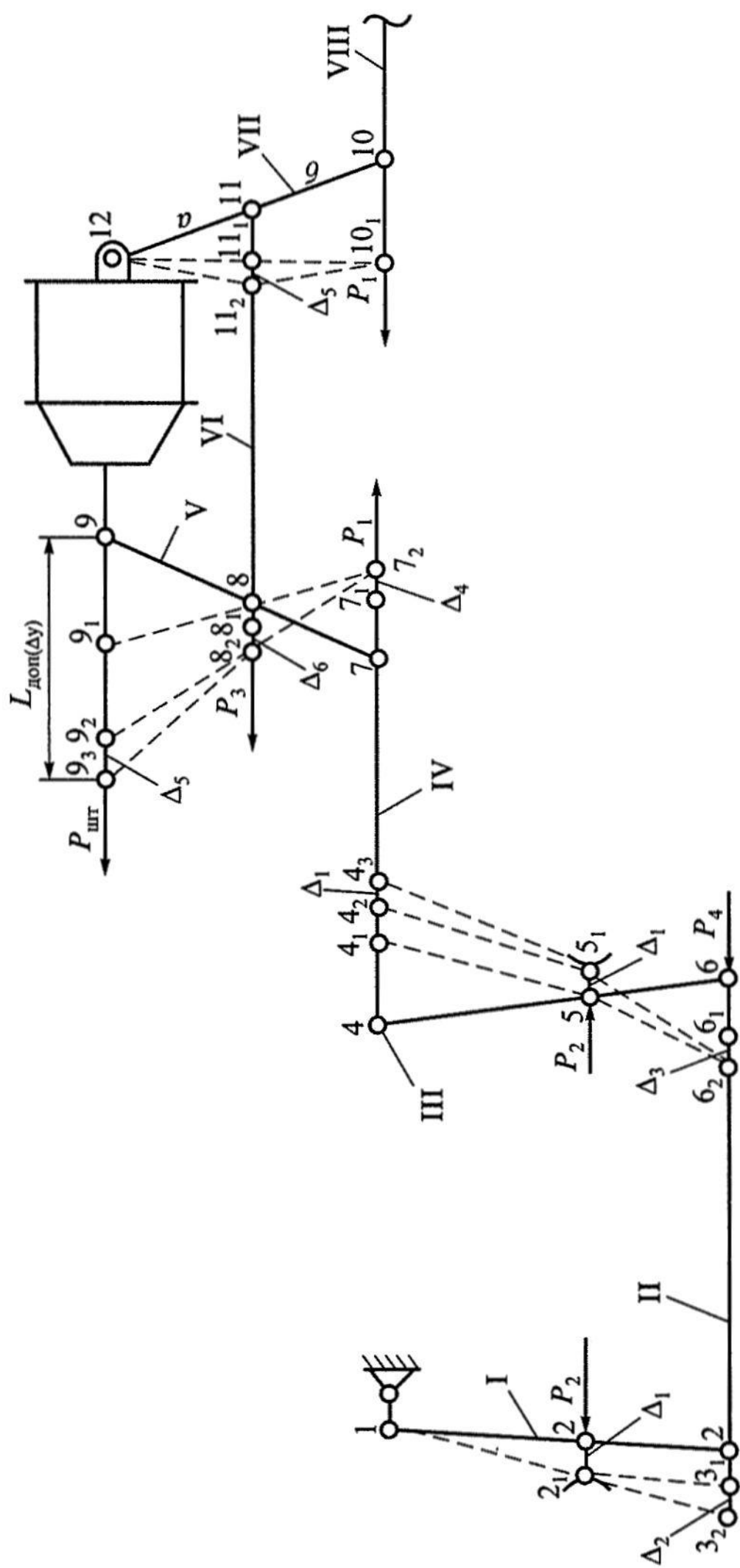


Рис. 3.26. Приращение хода поршня тормозного цилиндра от упругой деформации тормозной рычажной передачи тормоза. Деформации:  $\Delta_1$  — триангеля,  $\Delta_2$  — вертикального рычага тележки,  $\Delta_3$  — сжатия затяжки вертикальных рычагов,  $\Delta_4$  — растяжения тяги вагона,  $\Delta_5$  — изгиба горизонтального рычага тормозного цилиндра,  $\Delta_6$  — растяжения затяжки горизонтальных рычагов, I—VIII — элементы механизма тормоза вагона, 1—12 — шарнирные соединения элементов

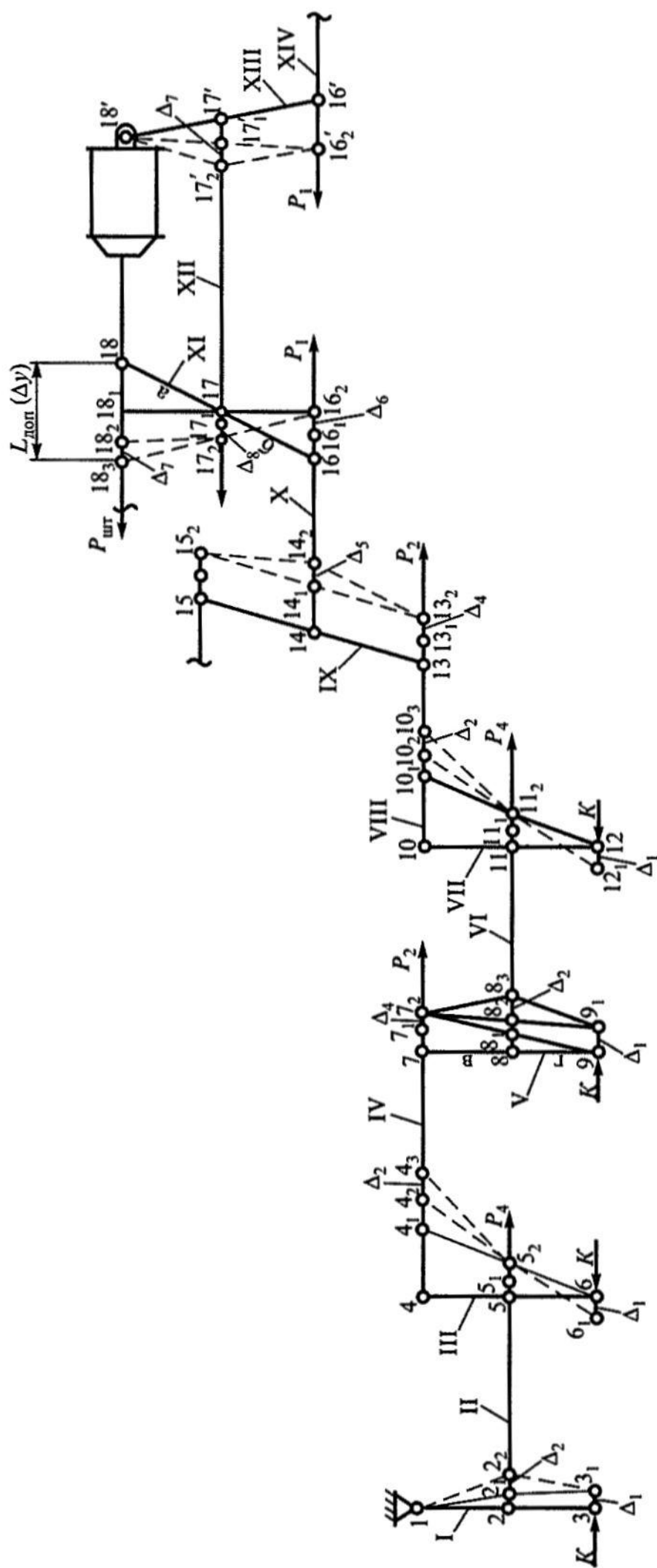


Рис. 3.27. Приращение хода поршня тормозного цилиндра пассажирского вагона от упругой деформации тормозной рычажной передачи тормоза. Деформации:  $\Delta_1$  — траверсы,  $\Delta_2$  — траверсы,  $\Delta_3$  — изгиб вертикального рычага,  $\Delta_4$  — внецентренного растяжения затыжки вертикальных рычагов,  $\Delta_5$  — растяжения тяги тележки,  $\Delta_6$  — изгиб балансира,  $\Delta_7$  — растяжения тяги вагона,  $\Delta_8$  — изгиб горизонтального рычага,  $\Delta_9$  — внецентренного растяжения затыжки горизонтальных рычагов,  $\Delta_{10}$  — шарнирные соединения элементов, I—XIV — элементы рычажного механизма тормоза

Эта формула выведена в монографии [10] на основе расчета триангеля методом сил применительно к схеме нагружения триангеля, показанной на рис. 3.24. При оценке прочности триангеля и выборе сечений его элементов следует учитывать требования норм для расчета и проектирования вагонов [9], чтобы деформация прогиба триангеля в процессе торможения не превышала 2 мм.

Деформация траверсы  $\Delta_1$  развивается в направлении и под действием усилий  $K$  (см. рис. 3.27) от вертикальных рычагов I, III, V или VII:

$$\Delta_1 = \frac{Pa}{EJ} \left( \frac{2}{3} a^2 + l + 2a \right) \quad (3.40)$$

где  $a$  — плечо приложения силы (см. рис. 3.11);

$l$  — расчетная длина траверсы.

Усилия, воздействующие на траверсу (см. рис. 3.27),  $P = K$ .

Изгиб рычагов (см. рис. 3.26 и 3.27) вызывают силы, действующие через проушины по среднему или крайним сечениям. Рассмотрим эти деформации на примере горизонтального рычага тормозного цилиндра (см. рис. 3.17).

Изгиб по среднему сечению А-А

$$\Delta_5 = \frac{P_{3p} a^2 b^2}{2 \cdot 3 \cdot EJ(a+b)} \quad (3.41)$$

Изгиб от силы по крайнему сечению Б-Б

$$\Delta_5 = \frac{P_{шт} a^2 (a+b)}{2 \cdot 3 \cdot EJ} \quad (3.42)$$

Изгиб от силы по крайнему сечению С-С

$$\Delta_5 = \frac{P_{1p} b^2 (a+b)}{2 \cdot 3 \cdot EJ} \quad (3.43)$$

Здесь момент инерции принимают по среднему сечению А-А

$$J = \frac{t(h^3 - d_2^3)}{12}$$

Деформация изгиба горизонтального рычага тормозного цилиндра в грузовом вагоне от усилия  $P_{3p} = 56$  кН составляет 0,32 мм. Примерно такую же деформацию испытывают вертикальные рычаги в тележке, но от усилия  $P_{2p} = 77$  кН.

Деформация пластинчатой затяжки рычагов определяется по формуле (см. рис. 3.20 и 3.26)

$$\Delta_6 = \frac{P_3 l}{2EF} + \frac{e^3 P_3}{3EJ} + \frac{e^2 l P_3}{2EJ}, \quad (3.44)$$

где момент инерции сечения пластины  $J = \frac{th^3}{12}$ .

Деформация пластинчатой затяжки от усилия  $P_3 = 56$  кН достигает 0,717 мм. Деформация прямолинейной затяжки рычагов в виде круглого стержня вычисляется по формуле

$$\Delta_3 = \frac{P_4 l}{EF}. \quad (3.45)$$

Эта деформация затяжки от сжимающих усилий  $P_4 = 55$  кН составляет 0,12 мм.

По аналогичной формуле можно определить и деформацию растяжения тяг. На грузовом вагоне деформация тяг  $\Delta_4$  достигает 0,85 мм от растягивающих усилий  $P_1 = 22$  кН.

### 3.7. Определение величины выхода штока поршня тормозного цилиндра при торможении вагона

В процессе торможения вагона поршень тормозного цилиндра под воздействием поступающего сжатого воздуха совершает свободный  $L_{св}$  и дополнительный  $L_{доп}$  ход. Свободный ход поршня определяется расстоянием, которое проходит поршень за время от начала своего движения до прилегания тормозных колодок к колесам. Он начинает перемещаться, преодолевая усилие отпускной (оттормаживающей) пружины тормозного цилиндра, при давлении в нем около 0,015—0,02 МПа, а когда оно достигнет 0,03—0,04 МПа, все тормозные колодки будут прижаты к колесам.

Величина свободного хода поршня тормозного цилиндра при торможении определяется необходимостью иметь установленный зазор  $\Delta_c$  между колодками и колесами при отпущенном состоянии тормоза вагона. Наличие таких зазоров дает возможность исключить или свести к минимуму дополнительное сопротивление движению поезда от соприкосновения тормозных колодок с колесами что дает возможность экономить топливо и электроэнергию, расходуемых локомотивами.

После того как тормозные колодки коснутся колес, при дальнейшем нарастании давления в тормозном цилиндре поршень продолжает двигаться дальше до конца торможения. Этот дополнительный ход поршня возникает вследствие появления в элементах рычажной передачи упругих деформаций  $\Delta_y$  и возможного смещения колесных пар при одностороннем нажатии тормозных колодок на колеса. Кроме того, если в механической части тормоза есть авторегулятор тормозной рычажной передачи, то поршень тормозного цилиндра также сделает дополнительный ход за счет сжатия возвратной пружины авторегулятора на допустимую величину  $\Delta_p$ .

На рис. 3.28 представлен график зависимости величины хода поршня тормозного цилиндра от давления воздуха в нем, полученный экспериментальным путем и наглядно демонстрирующий две фазы  $L_{св}$  и  $L_{доп}$  движения поршня при полном торможении вагона. На нем видно,

что при давлении больше 0,1 МПа в тормозном цилиндре интенсивное нарастание величины хода сменяется сравнительно замедленным.

Таким образом, полный ход штока поршня тормозного цилиндра  $L_{шт}$  при торможении может быть найден суммированием величин  $L_{св}$  и  $L_{доп}$ .

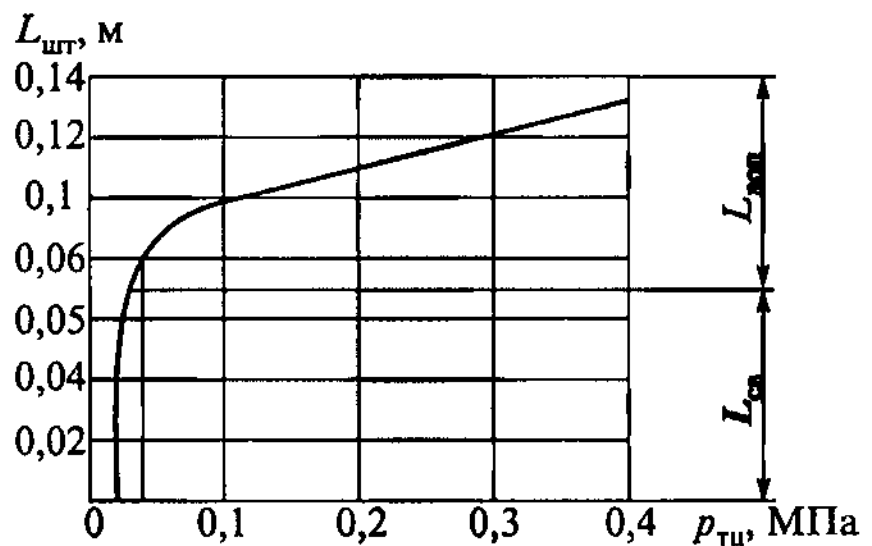


Рис. 3.28. Диаграмма зависимости хода поршня от давления в тормозном цилиндре вагона



### 3.7.1. Расчет свободного хода штока поршня тормозного цилиндра при торможении вагона

Определим влияние величины зазора  $\Delta_c$  между тормозной колодкой и колесом на выход штока  $L_{св}$  поршня тормозного цилиндра. В качестве примера рассмотрим тормозную рычажную передачу четырехосного грузового вагона, расчетная схема которой приведена на рис. 3.29. Для упрощения здесь полностью показана только головная кинематическая цепь тормозной рычажной передачи вагона, шарнирные соединения звеньев которой обозначены 1—9. Тыльная кинематическая цепь передачи тормоза, расположенная на вагоне со стороны задней крышки тормозного цилиндра, по своей структуре идентична головной и имеет обозначения соединений подвижных звеньев 1'—9'.

Свободный ход поршня тормозного цилиндра найдем из условий перемещения шарниров 1—9 и 1'—9', собирающих элементы рычажного механизма в единые кинематические цепи. Для этого воспользуемся подобием треугольников, образованных в структуре механизма начальным, в отпущенном состоянии и конечным местоположением рычагов тормозной передачи тормоза, вызванным перемещением тормозных колодок в процессе торможения на величину  $\Delta_c$  до упора в поверхность катания колес.

На рис. 3.29 тонкими линиями отмечено положение элементов тормозной рычажной передачи в процессе торможения вагона. Для упрощения процедуры вывода искомой зависимости будем рассматривать последовательность перемещений шарниров 2—9 и 2'—8', вызванных прижатием тормозных колодок к колесам, начиная с крайних колесных пар. Поэтому первоначально определим перемещение  $\delta$  шарнирных соединений 3 и 3', соответственно находящихся в головной и тыловой кинематических цепях тормозной рычажной передачи:

$$\frac{\delta_{3-3_1}}{\Delta_c \cos \alpha} = \frac{b+z}{b}; \quad \delta_{3-3_1} = \delta_{3'-3'_1} = \Delta_c \frac{b+z}{b} \cos \alpha.$$

Очевидно, что перемещение распорных тяг вертикальных рычагов тележек будет

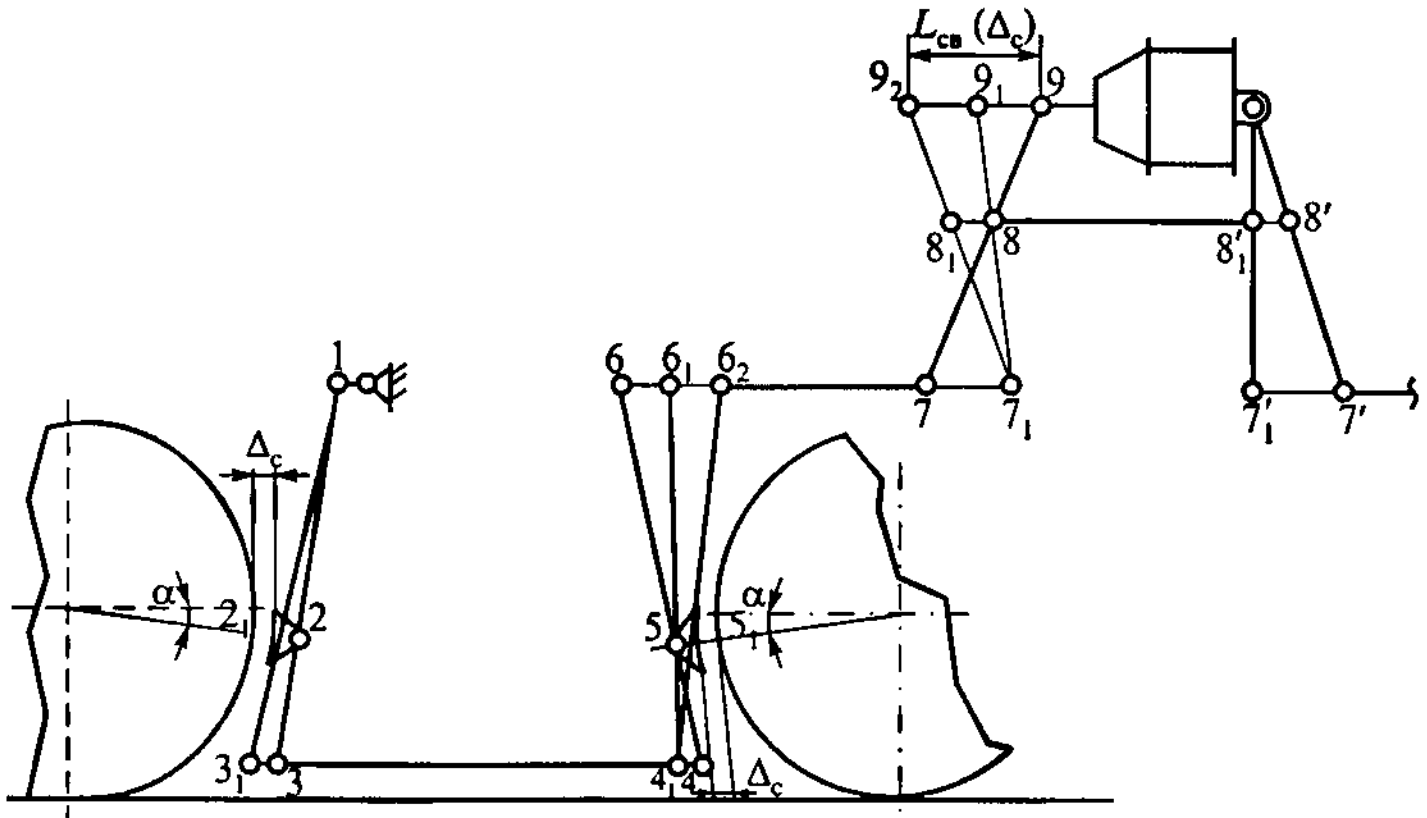


Рис. 3.29. Свободный ход поршня тормозного цилиндра при торможении вагона за счет перемещения тормозных колодок до прилегания их к колесам

$$\delta_{4-4_1} = \delta_{4'-4'_1} = \delta_{3-3_1} = \Delta_c \frac{\theta + 2}{\theta} \cos \alpha.$$

Первичное смещение шарниров б и б', вызванное прижатием тормозных колодок к крайним колесным парам, составит

$$\frac{\delta_{6-6_1}}{\delta_{4-4_1}} = \frac{\theta}{2}; \quad \delta_{6-6_1} = \delta_{6'-6'_1} = \delta_{4-4_1} \frac{\theta}{2} = \Delta_c \frac{\theta + 2}{2} \cos \alpha.$$

Повторное смещение шарниров б и б', вызванное прижатием тормозных колодок к внутренним колесным парам, будет

$$\frac{\delta_{6_1-6_2}}{\Delta_c \cos \alpha} = \frac{\theta + 2}{2}; \quad \delta_{6_1-6_2} = \delta_{6'_1-6'_2} = \Delta_c \frac{\theta + 2}{2} \cos \alpha.$$

Тогда полное перемещение как головной, так и тыловой тяг вагона составляет

$$\delta_{7-7_1} = \delta_{6-6_2} = \delta_{7'-7'_1} = \delta_{6'-6'_2} = 2\Delta_c \frac{b+z}{z} \cos \alpha.$$

Выход штока поршня тормозного цилиндра, вызванный выборкой тормозными колодками свободных зазоров  $\Delta_c$  в головной кинематической цепи механической части тормоза вагона или начальное смещение шарнира 9, находим из соотношения

$$\frac{\delta_{9-9_1}}{\delta_{7-7_1}} = \frac{a}{b}; \quad \delta_{9-9_1} = \delta_{7-7_1} \cdot \frac{a}{b} = 2\Delta_c \frac{a}{b} \frac{b+z}{z} \cos \alpha.$$

Для определения второй половины выхода штока поршня от выборки зазоров  $\Delta_c$  в тыловой кинематической цепи необходимо знать перемещение шарниров 8 и 8':

$$\frac{\delta_{8'-8'_1}}{\delta_{7'-7'_1}} = \frac{a}{a+b}; \quad \delta_{8'-8'_1} = \delta_{8-8_1} = \delta_{7'-7'_1} \frac{a}{a+b} = 2\Delta_c \frac{a}{a+b} \frac{b+z}{z} \cos \alpha,$$

поэтому

$$\frac{\delta_{9_1-9_2}}{\delta_{8-8_1}} = \frac{a+b}{b}; \quad \delta_{9_1-9_2} = \delta_{8-8_1} \frac{a+b}{b} = 2\Delta_c \frac{a+b}{b} \frac{b+z}{z} \cos \alpha.$$

С учетом полученных результатов полную величину свободного хода штока поршня в зависимости от зазора  $\Delta_c$  можно выразить в виде

$$L_{\text{св}}(\Delta_c) = \delta_{9_1-9_2} = 4\Delta_c \frac{a}{b} \frac{b+z}{z} \cos \alpha = \Delta_c n_{\Gamma}.$$

Таким образом, установлена прямая пропорциональная зависимость между величиной свободного выхода штока поршня и зазо-

ра  $\Delta_c$ , в которой коэффициентом пропорциональности является передаточное число рычажной передачи. Величина  $\Delta_c$  принята для вагонов в пределах 5—8 мм. Тогда величина свободного выхода штока поршня тормозного цилиндра на грузовом четырехосном вагоне с чугунными тормозными колодками равна 45—73 мм при  $n_r = 8,96—9,1$ , а с композиционными тормозными колодками равна 29—47 мм при  $n_r = 5,72—5,86$ .

Полученная выше зависимость позволяет также определить приращение выхода штока поршня в зависимости от износа тормозных колодок  $\Delta_{TK}$  в процессе торможения вагона:

$$L_{CB}(\Delta_{TK}) = \Delta_{TK} n_r.$$

По данным ФГУП ВНИИЖТ [14], на крутом затяжном спуске, когда длительно не производится полный отпуск и поэтому авторегулятор не уменьшает выход штока поршня тормозного цилиндра, расчетный объемный износ чугунных тормозных колодок, действующих на одно колесо, может достигать 250 см<sup>3</sup>. Эта величина не только поддается расчету, но и подтверждается экспериментально. При номинальной площади трения чугунной тормозной колодки 305 см<sup>2</sup>

$$\Delta_{TK} = \frac{250}{305} = 0,82 \text{ см} \approx 8 \text{ мм}, \quad L_{CB}(\Delta_{TK}) = 72—73 \text{ мм}.$$

### **3.7.2. Расчет дополнительного хода штока поршня тормозного цилиндра при торможении вагона**

После прилегания всех тормозных колодок к колесам с увеличением давления воздуха в тормозном цилиндре тормозные колодки прижимаются с большим усилием, а поршень цилиндра, как указывалось выше, сделает дополнительный ход  $L_{доп}$ , величина которого зависит от давления воздуха в тормозном цилиндре, деформации всех элементов тормозной рычажной передачи и ее передаточного числа.

Под действием тормозных усилий рычаги тормозной передачи подвергаются деформациям изгиба, а тяги и другие продольные элементы — растяжению или сжатию. Криволинейной формы за-

тяжки или распорки рычагов испытывают эксцентричное растяжение. Деформируются также триангели и траверсы в направлении воздействующих на них усилий.

Схема для определения влияния упругих деформаций тормозной рычажной передачи на величину хода штока поршня тормозного цилиндра в четырехосном грузовом вагоне показана на рис 3.26. Искомое приращение хода штока поршня тормозного цилиндра найдем в указанной схеме из условий перемещений шарниров 2—11, соединяющих между собой в кинематические цепи элементы рычажного механизма.

Воспользуемся подобием треугольников, образованных в структуре механизма изначальным и конечным местоположением рычагов передачи, обусловленным деформациями элементов тормозной рычажной передачи. Тогда суммарное перемещение шарнира 3 состоит из величины деформации изгиба  $\Delta_2$  наружного вертикального рычага I, на который действует усилия  $P_4$  со стороны распорной тяги II и перемещения, вызванного деформацией триангеля под

действием сил  $P_2$  крайней колесной пары  $\Delta_1 \frac{\sigma + z}{\sigma}$ , т.е.

$$\delta_3 = \delta_{3-3_1} + \delta_{3_1-3_2} = \Delta_1 \frac{\sigma + z}{\sigma} + \Delta_2.$$

Перемещение же противоположного торца распорной тяги II, соединяющей между собой два вертикальных рычага I и III тормозной передачи тележки, вследствие ее сжатия усилием  $P_4$ , будет большим на величину  $\Delta_3$ , следовательно:

$$\delta_6 = \delta_{6-6_1} + \delta_{6_1-6_2} = \delta_3 + \Delta_3 = \Delta_1 \frac{\sigma + z}{\sigma} + \Delta_2 + \Delta_3.$$

В результате перемещения шарнира 6 на величину  $\delta_6$  рычаг III поворачивается на шарнире 5 так, что его шарнир 4 переместится на величину

$$\delta_{4-4_1} = \delta_6 \frac{\sigma}{z} = \Delta_1 \frac{\sigma + z}{z} + \Delta_2 \frac{\sigma}{z} + \Delta_3 \frac{\sigma}{z}.$$

Из-за деформации  $\Delta_1$  триангеля внутренней колесной пары под действием сил  $P_2$  перемещение шарнира 4 увеличивается на  $\delta_{4_1-4_2} = \Delta_1 \left[ \frac{b+z}{z} \right]$  и после изгиба усилием  $P_1$  вертикального рычага III на величину  $\Delta_2$  оно будет достигать

$$\begin{aligned} \delta_4 &= \delta_{4-4_1} + \delta_{4_1-4_2} + \delta_{4_2-4_3} = \Delta_1 \frac{b+z}{z} + \Delta_2 \frac{b}{z} + \Delta_3 \frac{b}{z} + \Delta_1 \frac{b+z}{z} + \Delta_2 = \\ &= 2\Delta_1 \frac{b+z}{z} + \Delta_2 \frac{b+z}{z} + \Delta_3 \frac{b}{z}. \end{aligned}$$

Поскольку на тягу IV вагона воздействуют растягивающие усилия  $P_1$ , то перемещение шарнира 7 по сравнению с перемещением шарнира 4 будет больше на  $\Delta_4$ , поэтому

$$\delta_7 = \delta_{7-7_1} + \delta_{7_1-7_2} = \delta_4 + \Delta_4 = 2\Delta_1 \frac{b+z}{z} + \Delta_2 \frac{b+z}{z} + \Delta_3 \frac{b}{z} + \Delta_4.$$

Найденное местоположение шарнира 7 из-за деформаций в тележке двух триангелей, двух вертикальных рычагов с их затяжкой и тяги вагона позволило штоку поршня тормозного цилиндра переместиться из положения 9 в положение  $9_1$ , т.е. на величину

$$\delta_{9-9_1} = \frac{a}{b} \delta_7 = 2\Delta_1 \frac{a}{b} \frac{b+z}{z} + \Delta_2 \frac{a}{b} \frac{b+z}{z} + \Delta_3 \frac{a}{b} \frac{b}{z} + \Delta_4 \frac{a}{b}.$$

В тыловой кинематической цепи (со стороны задней крышки тормозного цилиндра) под воздействием практически тех же усилий  $P_1$ ,  $P_2$  и  $P_4$  происходят аналогичные деформации и перемещения, поэтому  $\delta_7 = \delta_{10-10_1}$  и шарнир 11 тылового горизонтального рычага VII оказывается в новом положении  $11_1$ :

$$\begin{aligned} \delta_{11-11_1} &= \frac{a}{a+b} \delta_{10-10_1} = \frac{a}{a+b} \delta_7 = \\ &= \frac{a}{a+b} \left[ 2\Delta_1 \frac{b+z}{z} + \Delta_2 \frac{b+z}{z} + \Delta_3 \frac{b}{z} + \Delta_4 \right]. \end{aligned}$$

Но под действием усилия  $P_3$ , передающегося через затяжку VIII, горизонтальный рычаг VII подвергается изгибу, что вызывает дополнительное перемещение его шарнира 11 на  $\Delta_5$ . Следовательно, суммарное перемещение этого рычага в сечении шарнира 11 составляет

$$\delta_{11} = \delta_{11-11_1} + \delta_{11_1-11_2} = \frac{a}{a+b} \left[ 2\Delta_1 \frac{e+z}{z} + \Delta_2 \frac{e+z}{z} + \Delta_3 \frac{e}{z} + \Delta_4 \right] + \Delta_5.$$

Однако перемещение затяжки VIII горизонтальных рычагов тормозного цилиндра в процессе торможения вагона оказывается большим, чем  $\delta_{11}$  на величину  $\Delta_6$ , так как она претерпевает растяжение от усилий  $P_3$ , поэтому

$$\begin{aligned} \delta_8 &= \delta_{8-8_1} + \delta_{8_1-8_2} = \delta_{11} + \Delta_6 = \\ &= \frac{a}{a+b} \left[ 2\Delta_1 \frac{e+z}{z} + \Delta_2 \frac{e+z}{z} + \Delta_3 \frac{e}{z} + \Delta_4 \right] + \Delta_5 + \Delta_6. \end{aligned}$$

Возникающая подобным образом свобода перемещения шарнира 8, соединяющего головной горизонтальный рычаг VI с его затяжкой VIII, позволяет сместиться штоку поршня тормозного цилиндра из положения  $9_1$  в положение  $9_2$ :

$$\begin{aligned} \delta_{9_1-9_2} &= \frac{a+b}{b} \delta_8 = \\ &= \frac{a}{b} \left[ 2\Delta_1 \frac{e+z}{z} + \Delta_2 \frac{e+z}{z} + \Delta_3 \frac{e}{z} + \Delta_4 \right] + \frac{a+b}{b} \Delta_5 + \frac{a+b}{b} \Delta_6. \end{aligned}$$

Поскольку под действием усилия  $P_{шт}$  происходит также изгиб головного горизонтального рычага VI на  $\Delta_5$ , то полное перемещение штока поршня, обусловленное возникающими деформациями и перемещениями элементов тормозной рычажной передачи вагона, достигает

$$\begin{aligned} L_{доп}(\Delta_y) &= \delta_9 = \delta_{9-9_1} + \delta_{9_1-9_2} + \delta_{9_2-9_3} = \\ &= 2 \frac{a}{b} \left[ \frac{e+z}{z} (2\Delta_1 + \Delta_2) + \frac{e}{z} \Delta_3 + \Delta_4 \right] + \frac{a+b}{b} (\Delta_5 + \Delta_6) + \Delta_5. \end{aligned}$$

Полученная зависимость влияния деформаций тормозной рычажной передачи на величину хода штока поршня тормозного цилиндра вполне удовлетворительно согласуется с фактическими данными [10], полученными при соответствующих испытаниях грузовых вагонов с рычажной передачей такого типа. Деформации элементов  $\Delta$  и их перемещения  $\delta$ , вызванные этими деформациями, в тормозной рычажной передаче при торможении пассажирского вагона показаны на рис. 3.27.

Для упрощения процедуры определения приращения хода штока поршня, обусловленного деформациями элементов, целесообразно использовать конструктивные особенности тормозной рычажной передачи пассажирского вагона, в которой применяются равноплечные вертикальные рычаги на тележках. Тогда искомые перемещения шарниров, соединяющих эти рычаги с затяжками и тягами в тележке (см. рис. 3.27), можно выразить в виде

$$\delta_{2-2_1} = 0,5\delta_{3-3_1} = 0,5\Delta_1; \quad \delta_{4-4_1} = 2\delta_{5-5_2}; \quad \delta_{4_1-4_2} = \delta_{6-6_1} = \Delta_1;$$

$$\delta_{8-8_1} = 0,5\delta_{7-7_2}; \quad \delta_{8_1-8_2} = 0,5\delta_{9-9_1} = 0,5\Delta_1;$$

$$\delta_{10-10_1} = 2\delta_{11-11_2}; \quad \delta_{10_1-10_2} = \delta_{12-12_1} = \Delta_1.$$

Полное перемещение этих шарниров вследствие деформаций элементов тормозной рычажной передачи тележки составляет

$$\delta_{2-2_2} = \delta_{2-2_1} + \delta_{2_1-2_2} = 0,5\Delta_1 + \Delta_2;$$

$$\delta_{5-5_1} = \delta_{2-2_2}; \quad \delta_{5-5_2} = \delta_{5-5_1} + \delta_{5_1-5_2} = 0,5\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3;$$

$$\begin{aligned} \delta_{4-4_3} &= \delta_{4-4_1} + \delta_{4_1-4_2} + \delta_{4_2-4_3} = \\ &= \Delta_1 + 2\Delta_2 + 2\Delta_3 + \Delta_1 + \Delta_2 = 2\Delta_1 + 3\Delta_2 + 2\Delta_3; \end{aligned}$$



$$\delta_{7-7_1} = \delta_{4-4_3}; \quad \delta_{7-7_2} = \delta_{7-7_1} + \delta_{7_1-7_2} = 2\Delta_1 + 3\Delta_2 + 2\Delta_3 + \Delta_4;$$

$$\begin{aligned} \delta_{8-8_3} &= \delta_{8-8_1} + \delta_{8_1-8_2} + \delta_{8_2-8_3} = \Delta_1 + 1,5\Delta_2 + \Delta_3 + 0,5\Delta_4 + 0,5\Delta_1 + \Delta_2 = \\ &= 1,5\Delta_1 + 2,5\Delta_2 + \Delta_3 + 0,5\Delta_4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{11-11_1} &= \delta_{8-8_3}; \quad \delta_{11-11_2} = 1,5\Delta_1 + 2,5\Delta_2 + \Delta_3 + 0,5\Delta_4 + \Delta_3 = \\ &= 1,5\Delta_1 + 2,5\Delta_2 + 2\Delta_3 + 0,5\Delta_4; \end{aligned}$$

$$\delta_{10-10_1} = 3\Delta_1 + 5\Delta_2 + 4\Delta_3 + \Delta_4; \quad \delta_{10-10_3} = 4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + \Delta_4;$$

$$\delta_{13-13_1} = \delta_{10-10_3}; \quad \delta_{13-13_2} = 4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4.$$

После этого рассмотрим перемещения шарниров, соединяющих элементы тормозной рычажной передачи, размещенной на раме вагона:

$$\delta_{14-14_2} = \delta_{14-14_1} + \delta_{14_1-14_2}; \quad \delta_{14-14_2} = 4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5;$$

$$\delta_{16-16_2} = \delta_{16-16_1} + \delta_{16_1-16_2} = 4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6;$$

$$\delta_{18-18_1} = \frac{a}{b} \delta_{16-16_2} = \frac{a}{b} (4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6);$$

$$\delta_{16'-16'_2} = \delta_{16-16_2};$$

$$\delta_{17'-17'_1} = \frac{a}{a+b} (4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6);$$

$$\delta_{17'-17'_2} = \frac{a}{a+b} (4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6) + \Delta_7;$$

$$\delta_{17-17_1} = \delta_{17'-17'_2};$$

$$\begin{aligned} \delta_{17-17_2} &= \delta_{17-17_1} + \delta_{17_1-17_2} = \\ &= \frac{a}{a+b} (4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6) + \Delta_7 + \Delta_8; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{18_1-18_2} &= \frac{a+b}{b} \delta_{17-17_2} = \\ &= \frac{a}{b} (4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6) + \frac{a+b}{b} (\Delta_7 + \Delta_8); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{18-18_3} &= \delta_{18-18_1} + \delta_{18_1-18_2} + \delta_{18_2-18_3} = \\ &= 2 \frac{a}{b} (4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6) + \frac{a+b}{b} (\Delta_7 + \Delta_8) + \Delta_7. \end{aligned}$$

Следовательно, зависимость выхода штока поршня тормозного цилиндра, вызванного деформацией элементов тормозной рычажной передачи на пассажирском вагоне, имеет вид

$$\begin{aligned} L_{\text{доп}}(\Delta_y) &= \delta_{18-18_3} = 2 \frac{a}{b} (4\Delta_1 + 6\Delta_2 + 4\Delta_3 + 2\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6) + \\ &+ \frac{a+b}{b} (\Delta_7 + \Delta_8) + \Delta_7. \end{aligned}$$

На основе изложенной методики можно определить приращение хода штока поршня, обусловленного упругими деформациями тормозной рычажной передачи при торможении любого типа вагона.

В соответствии с существующими техническими требованиями [10], [11] к новому автотормозному оборудованию приращение хода штока поршня тормозного цилиндра вследствие упругой деформации рычажной передачи не должно превышать 25 % максимальной величины хода поршня при замерах на первой ступени торможения и при полном торможении.

Величина деформации тормозной рычажной передачи при торможении составляет около 10 мм на 0,1 МПа давления в тормозном цилиндре. Например, если на грузовом вагоне с тормозным цилиндром диаметром 356 мм и передаточным числом  $n = 11,3$  выход штока поршня на порожнем режиме составляет 110 мм, на среднем — около 120 мм, а на груженом — около 135 мм.

В нормах для расчета и проектирования [9] упругую составляющую расчетного выхода штока поршня рекомендуется выбирать не более:

60 мм для четырехосного грузового вагона;

80 мм для восьмиосного и шестиосного грузовых вагонов;

70 мм для четырехосного пассажирского и изотермического вагонов.

Как уже указывалось, шток поршня тормозного цилиндра совершает также дополнительный ход в процессе торможения вагона за счет сжатия возвратной пружины регулятора тормозной рычажной передачи. На рис. 3.30 приведена расчетная схема узла тормозного цилиндра вагона для определения приращения хода его штока поршня от сжатия возвратной пружины 2 в автоматическом регуляторе 1 при торможении.

При воздействии привода 3 с корпусом автоматического регулятора 1 растягивающие усилия, развиваемые штоком поршня в процессе торможения, вызывают сжатие тяговым стержнем 4 возвратной пружины 2 автоматического регулятора на величину  $\Delta_p$  (рис. 3.30), что обуславливает поворот головного горизонтального рычага 5 и приращение хода штока поршня. Зависимость перемещения штока поршня от величины сжатия  $\Delta_p$  возвратной пружины 2 устанавливается исходя из подобия треугольников  $f_1f_0$  и  $t_1t_0$ , откуда

$$\frac{L_{\text{доп}}(\Delta_p)}{\Delta_p} = \frac{a}{b}; \quad L_{\text{доп}}(\Delta_p) = \Delta_p \frac{a}{b}.$$

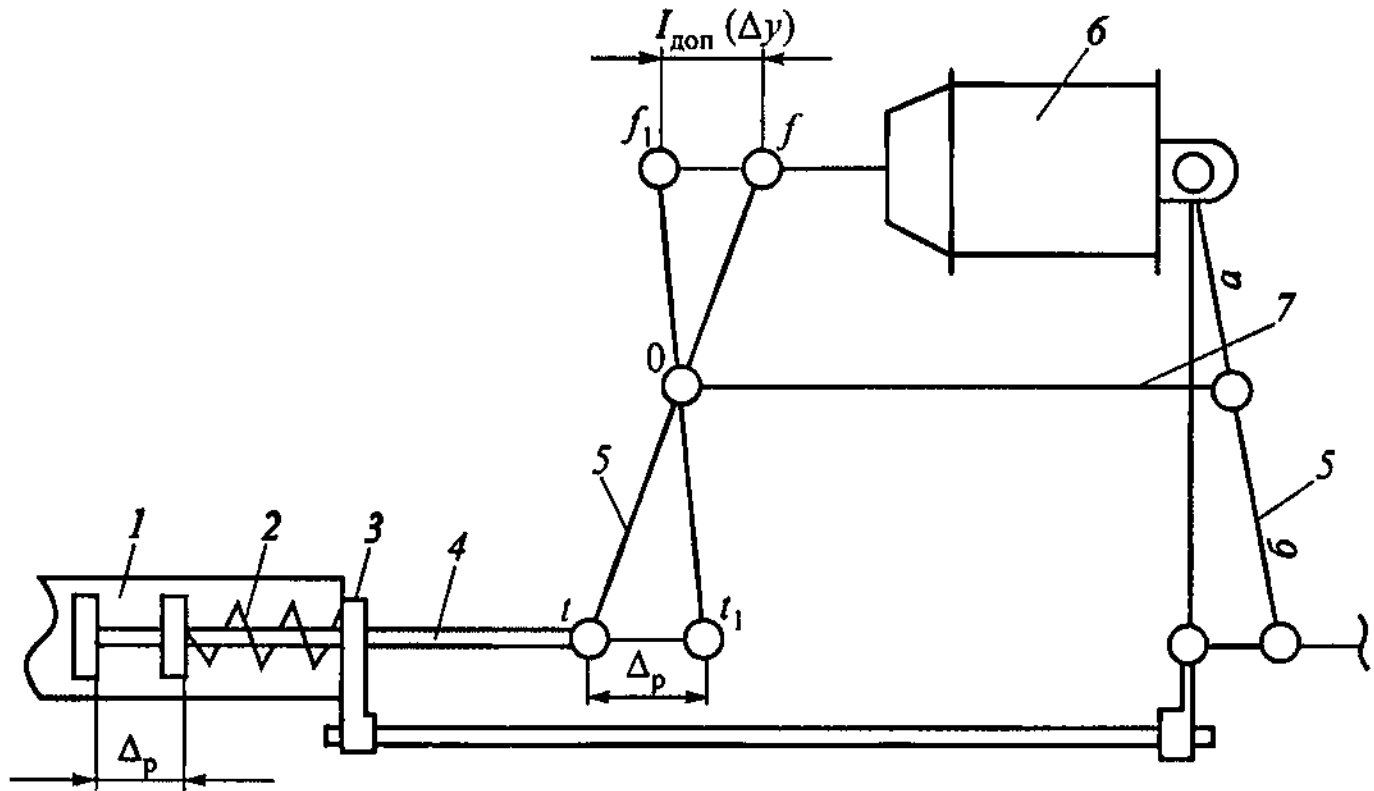


Рис. 3.30. Приращение хода поршня тормозного цилиндра от сжатия возвратной пружины регулятора

В соответствии с рекомендациями типового расчета тормоза [1] величину сжатия  $\Delta_p$  возвратной пружины 2 авторегулятора тормозной рычажной передачи РТРП-675М для грузовых и рефрижераторных вагонов можно принимать равной 2,5 см.

Таким образом, полная величина выхода штока поршня тормозного цилиндра при торможении определяется как сумма

$$L_{шт} = \Delta_c n + L(\Delta_y) + \Delta_p \frac{a}{b}.$$

Выход штока поршня тормозного цилиндра проверяется при отправлении вагонов с пунктов технического обслуживания и при всех видах планового ремонта и должна соответствовать утвержденным нормативам [6], [15].

## Глава 4. ОБЕСПЕЧЕННОСТЬ ВАГОНОВ ТОРМОЗНЫМИ СРЕДСТВАМИ

В соответствии с Правилами технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [2] все грузовые и пассажирские поезда, отправляемые в рейс, должны быть обеспечены автоматическими тормозами из расчета единой наименьшей тормозной силы  $[B_T]$ , гарантирующей остановку поезда на заданном тормозном пути. Однако определение тормозных сил поезда, составленного из большого количества разнотипных вагонов с различной загрузкой, по фактическому, действительному нажатию на колесо тормозных колодок  $K_d$  и действительному коэффициенту трения  $\varphi_k$  весьма трудоемко, так как для вагонов на разных режимах торможения необходимо многократно определять свое значение  $\varphi_k$  по известному значению  $K_d$ . Чтобы избежать сложных расчетов в условиях эксплуатации, величины  $K_d$  и  $\varphi_{kd}$  заменяют условными так называемыми расчетными величинами  $K_p$  и  $\varphi_{kp}$ .

### 4.1. Определение расчетного коэффициента трения и расчетного тормозного нажатия тормозных колодок

Коэффициент трения  $\varphi_k$  тормозных колодок, определяемый опытным путем, как известно, зависит в основном от их материала, скорости движения вагона  $V$ , силы нажатия  $K_d$  на тормозную колодку и вычисляется по формулам:

- для стандартных чугунных тормозных колодок

$$\varphi_k = 0,6 \cdot \frac{1,6K_d + 100}{8K_d + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (4.1)$$

- для чугунных тормозных колодок с содержанием фосфора 1—1,4%

$$\varphi_k = 0,5 \cdot \frac{1,6K_d + 100}{5,2K_d + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (4.2)$$

- для чугуновых тормозных колодок с содержанием фосфора 3,0 %

$$\varphi_k = 1,5 \cdot \frac{1,6K_d + 100}{8K_d + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100};$$

- для композиционных тормозных колодок

$$\varphi_k = 0,44 \cdot \frac{0,1K_d + 20}{0,4K_d + 20} \cdot \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (4.3)$$

где  $K_d$  в кН, а  $V$  в км/ч.

$$K_d = \frac{(F_{тц} P_{тц} \eta_{тц} - P_{пр} - P_p) m \eta_{рп}}{m},$$

где  $m$  — количество тормозных колодок, приводимых в действие от одного тормозного цилиндра.

Принимают, что у тормозных колодок одного типа (чугуновых или композиционных) коэффициент трения, независимо от нажатия, равен некоторому расчетному значению  $\varphi_{кр}$ , полученному по формуле (4.1) при  $K_d = 27$  кН для чугуновых стандартных и фосфористых тормозных колодок и близкому в эксплуатации к силе нажатия чугуновой тормозной колодки четырехосного грузового вагона при среднем режиме торможения. По формуле (4.3) при  $K_d = 16$  кН для композиционных тормозных колодок получаем:

- для чугуновых стандартных тормозных колодок

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (4.4)$$

- для чугуновых тормозных колодок с содержанием фосфора 1—1,4 %

$$\varphi_{кр} = 0,3 \frac{V + 100}{5V + 100};$$

- для композиционных тормозных колодок

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}. \quad (4.5)$$

Формулы (4.1), (4.2), (4.3) представляют собой произведения двух функций, одна из которых зависит только от силы нажатия  $K$ , а вторая от скорости движения  $V$ . При этом после перехода к расчетной величине коэффициента трения  $\varphi_{кр}$  в (4.4), (4.5) функция скорости сохраняется, а функция нажатия исчезает, что упрощает расчет.

Расчетные нажатия тормозной колодки  $K_p$  определяются по действительному нажатию  $K_d$  на основе метода приведения, исходя из того, чтобы при принятом  $\varphi_{кр}$ , отличающимся от  $\varphi_k$ , тормозная сила  $B_T$  в любом методе расчета была бы одинаковая, равная истинному значению

$$B_T = K_d \varphi_{кд} = K_p \varphi_{кр}. \quad (4.6)$$

Отсюда получается расчетное тормозное нажатие

$$K_p = \frac{\varphi_{кд}}{\varphi_{кр}} K_d. \quad (4.7)$$

Подставив значения  $\varphi_{кр}$ , используя формулы (4.1), (4.2), (4.3) и  $\varphi_{кр}$  из формул (4.4), (4.5), в выражение (4.7), получают следующие выражения для определения  $K_p$ :

- для стандартных чугунных тормозных колодок

$$K_p = 2,22 \frac{1,6K_d + 100}{8K_d + 100} K_d; \quad (4.8)$$

- для чугунных тормозных колодок с содержанием фосфора 1—1,4%

$$K_p = 1,85 \frac{1,6K_d + 100}{5,2K_d + 100} K_d; \quad (4.9)$$

• для композиционных тормозных колодок

$$K_p = 1,22 \frac{0,1K_d + 20}{0,4K_d + 20} K_d \cdot (4.10)$$

На рис. 4.1 показана зависимость расчетного нажатия от действительного нажатия для различных типов тормозных колодок, а в табл. 4.1 приведены значения действительных  $K_d$  и расчетных  $K_p$  сил нажатия тормозных колодок для вагонов при осевой нагрузке до 230 кН/ось [12], [18].

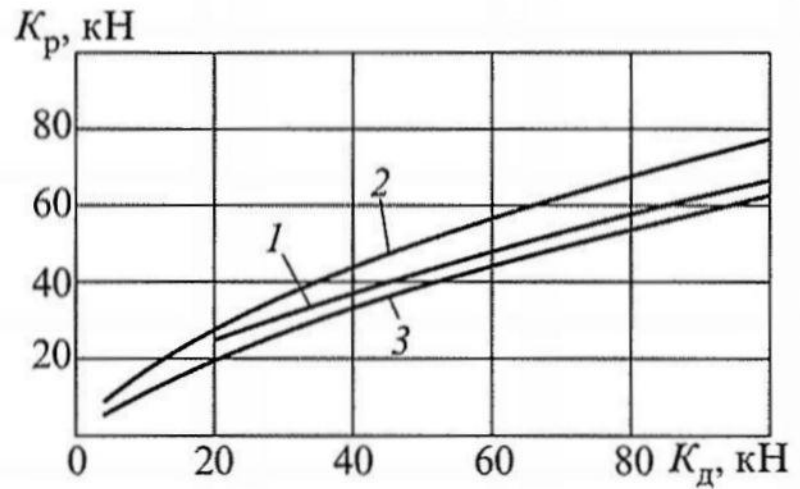


Рис. 4.1. Зависимость расчетных сил нажатия на тормозную колодку от действительных сил нажатия:

1, 2 и 3 — соответственно для чугунных стандартных, с повышенным содержанием фосфора и композиционных тормозных колодок

Таблица 4.1

Сила нажатия на тормозную колодку вагонов, кН

Тип вагонов	Действительная сила нажатия $K_d$	Расчетная сила нажатия $K_p$
Грузовые вагоны при включении воздухораспределителей № 483М на режим:	груженный	34/22
	средний	25/15
	порожний	17/9
Цельнометаллические пассажирские вагоны с тарой, т	42–47	20/8,5
	48–52	22/9,7
	53–65	24,9/11,1

\* В зависимости от передаточного отношения тормозной рычажной передачи и осевой нагрузки. Везде перед косой чертой указаны значения для чугунных тормозных колодок, за чертой — для композиционных.

Силы нажатия тормозных колодок для грузовых вагонов с осевой нагрузкой 250 кН приведены в табл. 4.2.



Таблица 4.2

## Сила нажатия на тормозную колодку грузовых вагонов, кН

Режим включения воздухораспределителя № 483 М	Действительная $K_d$	Расчетная $K_p$
Груженный	47/27,1	38,4/24,3
Средний	30/18	29/17,6
Порожний	12/7,3	16,2/3,1

На основании формул (4.8), (4.9), (4.10) разработаны и утверждены нормативы величин расчетных нажатий на тормозную ось для основных типов грузовых и пассажирских вагонов (табл. 4.3).

Все поезда, отправляемые со станции, должны быть обеспечены тормозами с гарантированным нажатием тормозных колодок в соответствии с принятыми нормативами [9].

Величины гарантированных расчетных нажатий  $K_p$  чугунных тормозных колодок на ось пассажирских и грузовых вагонов приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

## Величины расчетных нажатий тормозных колодок в пересчете на чугунные на ось пассажирских и грузовых вагонов

№ п/п	Тип вагона	Величина нажатия тормозных колодок на ось, кН
1	Цельнометаллические пассажирские вагоны с тарой: 53 тс и более 48 тс и более, но менее 53 тс 42 тс и более, но менее 48 тс	100 90 80
2	Цельнометаллические пассажирские вагоны габарита РИЦ с тормозом КЕ <sub>с</sub> на режиме: пассажирском скоростном	100 150
3	Цельнометаллические пассажирские вагоны габарита РИЦ с тормозом ДАКА, Эрликон на режиме: пассажирском скоростном	80 120
4	Пассажирские вагоны длиной 20,2 м и более	90
5	Остальные вагоны пассажирского парка	65

Продолжение табл. 4.3

№ п/п	Тип вагона	Величина нажатия тормозных колодок на ось, кН
6	Грузовые вагоны с чугунными тормозными колодками на режиме: груженом среднем порожнем	70 50 35
7	Все грузовые вагоны (кроме перечисленных в п. п. 11, 12, 13, 14), оборудованные композиционными тормозными колодками на режиме: груженом среднем порожнем	85 70 35
8	4-осные изотермические и багажные ЦМВ с односторонним торможением	60
9	Вагоны рефрижераторного подвижного состава с чугунными тормозными колодками на режиме: груженом среднем порожнем	90 60 35
10	Вагоны рефрижераторного подвижного состава с композиционными тормозными колодками на режиме: среднем порожнем	70 45
11	Хоппер-дозаторы ЦНИИ-2 и ЦНИИ-3 на режиме: груженом порожнем	35 12,5
12	Хоппер-дозаторы ЦНИИ-ДВЗ и хоппер-цементовозы постройки до 1973 г. (колодки чугунные) на режиме: груженом порожнем	60 25
13	Думпкары ЗВС50, 4ВС50, 5ВС60 (колодки чугунные) на режиме: груженом среднем порожнем	60 45 30
14	Думпкары ВС-50, ВС-95, Д-50 (колодки чугунные) на режиме: груженом среднем порожнем	70 45 35

№ п/п	Тип вагона	Величина нажатия тормозных колодок на ось, кН
15	Хоппер-дозаторы ЦНИИ-ДВЗМ и думпкары 2ВС-105, ВС-100, ТВС-165, ТВС-180, 6ВС-60, ВС-85, 3ВС-50, 4ВС-50, 5ВС-60 (колодки чугунные) на режиме: среднем порожнем	<b>70</b> <b>35</b>
16	Электропоезда моторный вагон (кроме ЭД9Т), моторный вагон ЭД9Т прицепной и головной вагоны ЭР200 моторный и головной вагоны	100 120 90 150
17	Дизель-поезд серии Д моторный вагон прицепной вагон	120 90
18	Дизель-поезда серии ДР1, ДР1А, ДР1П, Д1 моторный вагон прицепной вагон дизель-поезд ДЛ2 тяговая секция прицепной вагон	100 <b>80</b> 150 <b>90</b>
19	Автомотриса АЧ2 моторный вагон прицепной вагон	120 90

В соответствии с дополнениями и изменениями к Типовому расчету тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов [8] при расчете тормоза с чугунными тормозными колодками определяется только расчетная сила нажатия таких колодок на ось грузовых вагонов, которая должна быть не менее указанных в табл. 4.4 значений.

Переход от действительных нажатий к одной системе расчетных нажатий, не зависящих от скорости, возможен для различных фрикционных материалов только при условии, если их коэффициенты трения  $\varphi_{кр}$  одинаково зависят от скорости, как это имеет место для чугунных стандартных и фосфористых тормозных колодок. Лишь в этом случае допустимо суммировать расчетные нажатия  $K_p$  тормозных колодок всех вагонов поезда независимо от скорости движения.

Таблица 4.4

**Минимальные допускаемые по эффективности торможения значения  
расчетных сил нажатия чугунных тормозных колодок,  
отнесенных к одной оси грузовых вагонов**

Переключение режимов по загрузке	Режимы воздухораспределителя по загрузке вагона	Расчетная сила нажатия колодок на ось, кН
Ручное	Груженный	65
	Порожний с весом тары до 26—27 т	30
Автоматическое (с грузовым авторежимом)	Груженный	65
	Порожний с весом тары: до 26—27 т	35
	от 26—27 т до 32 т	40
	от 32 т до 36 т	45
	от 36 т до 45 т	50

**4.1.1. Система расчетных нажатий тормозных колодок.  
Приведение нажатий тормозных колодок различных типов  
в поезде к единой системе**

Системой расчетных нажатий для различных видов вагонов, режимов торможения и фрикционных материалов называется совокупность расчетных нажатий  $K_p$ , которые могут быть использованы в тормозных расчетах с единым значением расчетного коэффициента трения  $\varphi_{кр}$ . Следовательно, в такой системе коэффициенты трения тормозных колодок функционально одинаково зависят от скорости движения.

Если в одном поезде используются тормоза с различными типами тормозных колодок (чугунные, композиционные), коэффициенты трения которых имеют различный характер изменения от скорости движения, т.е. характеризующиеся различными системами нажатий, то для оценки единого расчетного тормозного нажатия поезда необходимо привести все величины нажатия различных типов тормозных колодок к единой системе с использованием переводных коэффициентов, называемых коэффициентами эффективности  $K_{эф}$  и зависящими от скорости движения. Другими словами, не-

обходимо выразить расчетное нажатие различных типов тормозных колодок в одной системе нажатий путем умножения на соответствующие коэффициенты эффективности  $K_{эф}$ .

На российских железных дорогах в качестве нормативной принята система расчетных нажатий чугунных тормозных колодок, в которой задаются единые наименьшие величины нажатий на каждые 100 т массы поезда и построены номограммы, отражающие зависимость тормозного пути от удельного расчетного нажатия для различных скоростей движения поезда.

Силу нажатия композиционных тормозных колодок, которые могут использоваться в поезде в сочетании с чугунными, приводят к эквивалентному нажатию чугунных тормозных колодок исходя из условия равенства тормозных путей. С увеличением скорости движения эффективность композиционных колодок по сравнению с чугунными повышается. На рис. 4.2 показана зависимость коэффициента эффективности композиционных колодок от скорости движения по сравнению с чугунными (линия 2) и чугунных по сравнению с композиционными (линия 1).

С некоторым запасом (из-за оборудования редукторной оси чугунными тормозными колодками) для пассажирских вагонов, где используются композиционные колодки, расчетное нажатие на скоростях движения до 120 км/ч принимают в пересчете на чугунные таким же, как при чугунных колодках; при скоростях до 140 км/ч его увеличивают на 25 %, а при скоростях до 160 км/ч — на 30 %.

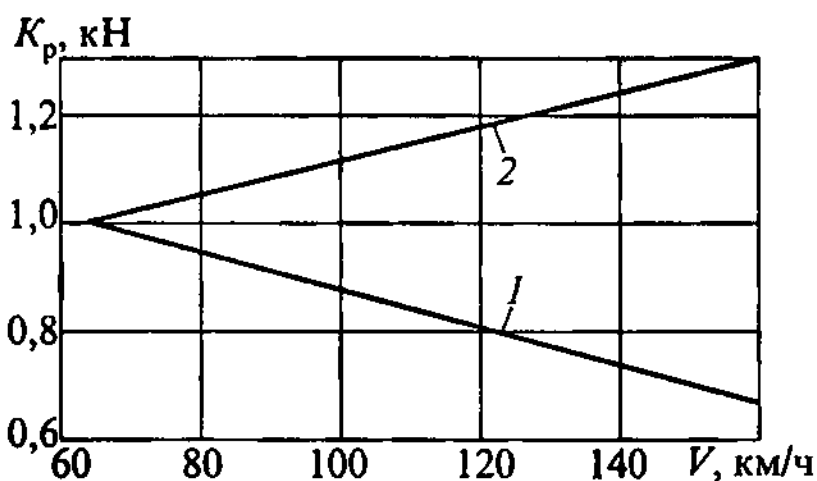


Рис. 4.2. Зависимость коэффициента эффективности тормозных колодок от скорости движения пассажирских вагонов

Следовательно, коэффициент эффективности для пассажирских поездов, имеющих максимальную скорость движения 120 км/ч, равен единице, а при максимальных скоростях 121—140 и 141—160 км/ч — соответственно 1,25 и 1,3.

При таком методе в тормозных расчетах совпадают только длины тормозных путей  $S_T$  до ос-

тановки, а расчетные и фактические значения скоростей  $V$  в разных точках пути торможения, как правило, отличаются (рис. 4.3).

Для грузовых вагонов, обращающихся со скоростями до 100 км/ч, с композиционными колодками расчетное тормозное нажатие на ось на порожнем режиме работы воздухораспределителя № 483М такое же, как при чугунных колодках; на среднем и груженом режимах соответственно на 15 % и 35 % больше, чем на аналогичных режимах при чугунных колодках, и составляет в пересчете на них соответственно 80,5 кН и 94,5 кН. Для упрощения

расчета нажатий тормозных колодок на колеса тормозными нормативами предусмотрено на среднем режиме принимать нажатие композиционных тормозных колодок равным не 80,5 кН, а 70 кН, что эквивалентно груженому режиму при чугунных колодках. В этом случае запас тормозной эффективности учтен, поскольку при наличии 25, 50 и 100 % вагонов с композиционными колодками эффективность тормозных средств эквивалентна нажатию соответственно 320, 310 и 300 кН на каждые 100 т массы поезда и не требуется ограничения по тормозам установленной максимальной скорости движения.

С учетом этого положения (запас 10 %) расчетное нажатие на ось композиционных тормозных колодок грузового вагона на груженом режиме в пересчете на чугунные колодки составит 85 кН вместо 94,5 кН.

С некоторым запасом при скоростях грузовых вагонов до 90 км/ч нажатие композиционных колодок на среднем режиме в перерасчете на чугунные принимается одинаковым со значением на груженом режиме.

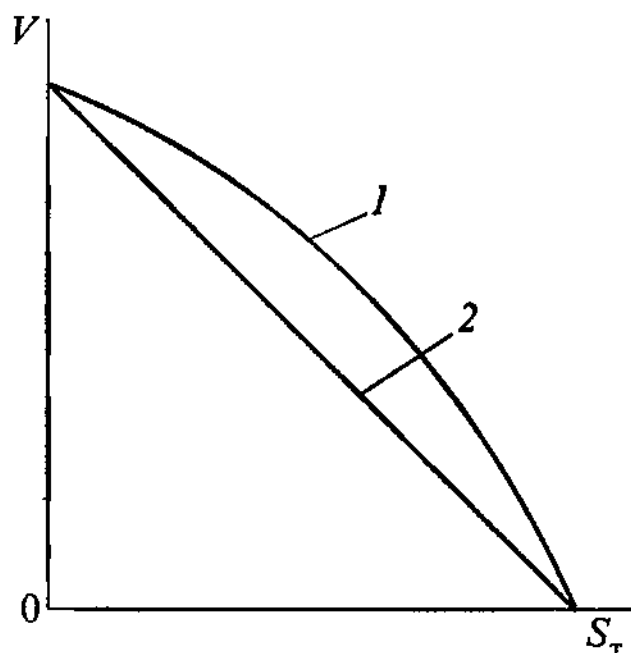


Рис. 4.3. Зависимость скорости движения от тормозного пути при чугунных (1) и композиционных (2) тормозных колодках с одинаковыми в пересчете на чугунные тормозные колодки нажатиями на них

Величины расчетных нажатий композиционных тормозных колодок в пересчете на чугунные на ось грузовых вагонов приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

**Нормативные величины расчетных нажатий композиционных тормозных колодок в пересчете на чугунные тормозные колодки**

Тип вагона	Величина нажатия тормозной колодки на ось, кН
Грузовые вагоны при включении воздухораспределителя на режим:	
груженный	85
средний	70
порожний	35
Рефрижераторные вагоны при включении воздухо-распределителя на режим:	
средний	70
порожний	45

Для рефрижераторных вагонов, удовлетворяющих специальным техническим условиям при скоростях до 120 км/ч, нажатие на ось композиционных колодок в пересчете на чугунные принимают на среднем режиме воздухораспределителя равным 140 кН, на порожнем — 85 кН.

На практике применяется и другой способ пересчета расчетного нажатия композиционных колодок на нажатие чугунных, в котором используется коэффициент расчетного тормозного нажатия вагона.

**4.1.2. Определение коэффициента расчетного тормозного нажатия для вагона и расчетного тормозного коэффициента всего поезда**

По полученным расчетным нажатиям  $K_p$  на тормозные колодки определяют расчетные коэффициенты тормозного нажатия вагона  $\delta_p$  в каждом расчетном диапазоне загрузки вагона, а также расчетные тормозные коэффициенты  $\vartheta_p$  применительно к составу из вагонов проектируемого типа или непосредственно подготовленных к рейсу вагонов эксплуатационного парка.

Отношение суммарного расчетного тормозного нажатия тормозных колодок вагона к его весу брутто называют расчетным коэффициентом силы нажатия тормозных колодок  $\delta_p$ , который в зави-

симости от типа колодок для грузового вагона находится по следующим формулам:

- при композиционных тормозных колодках:
  - для груженого и среднего режима воздухораспределителя

$$\delta_p = \frac{mK_p}{T + Q}, \quad (4.11)$$

- для порожнего режима воздухораспределителя

$$\delta_p = \frac{mK_{pk}}{T}, \quad (4.12)$$

- при чугунных тормозных колодках:
  - для груженого режима воздухораспределителя

$$\delta_p = \frac{mK_{pч}}{T + Q},$$

- для порожнего режима воздухораспределителя

$$\delta_p = \frac{mK_{pч}}{T},$$

где  $m$  — число тормозных колодок вагона;

$T$  — вес тары вагона;

$Q$  — вес груза (грузоподъемность вагона);

$K_{pk}$  — расчетное нажатие на одну композиционную тормозную колодку;

$K_{pч}$  — расчетное нажатие на одну чугунную тормозную колодку.

Для пассажирского вагона расчетный коэффициент тормозного нажатия вычисляется с учетом загрузки пассажирами, ручной кладью и снаряжением:

$$\delta_p = \frac{mK_p}{P_v}, \quad (4.13)$$

где  $P_v$  — учетный вес вагона,  $P_v = T + Q_{п}$ ; (4.14)

$Q_{п}$  — нагрузка от пассажиров, ручной кладки и снаряжения.



В соответствии с инструкцией по эксплуатации тормозов [9] нагрузку  $Q_{\text{п}}$  от пассажиров, ручной клади и снаряжения следует принимать на вагон:

- для вагонов СВ и мягких на 20 посадочных мест равной 20 кН,
- остальных мягких — 30 кН,
- купейных — 40 кН,
- некупейных плацкартных — 60 кН,
- неплацкартных и межобластных — 90 кН,
- вагонов-ресторанов — 60 кН.

Расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок  $\delta_{\text{р}}$  для всех типов вагонов можно определить также по расчетным нажатиям тормозных колодок колесной пары или по нажатию одной тормозной колодки вагона. Тогда

$$\delta_{\text{р}} = \frac{mK_{\text{р}}}{q_0} = \frac{K_{\text{р}}}{P_{\text{к}}}, \quad (4.15)$$

где  $m$  — число тормозных колодок одной колесной пары;

$q_0$  — статическая нагрузка от колесной пары на рельс;

$P_{\text{к}}$  — нагрузка от колеса на рельс, приведенная к одной тормозной колодке,

$$P_{\text{к}} = \frac{q_0}{m}. \quad (4.16)$$

Отношение суммарного расчетного тормозного нажатия поезда к его весу называют коэффициентом расчетного тормозного нажатия (тормозным коэффициентом):

$$\vartheta_{\text{р}} = \frac{\sum_1^m K_{\text{р}}}{P_{\text{л}} + \sum Q_{\text{в}}}, \quad (4.17)$$

где  $P_{\text{л}}$  — учетный вес локомотива;

$Q_{\text{в}}$  — вес состава поезда.

Фактический вес грузовых, почтовых и багажных вагонов в составах поездов определяют по поездным документам, учетный вес локомотива  $P_{\text{л}}$  и число тормозных осей приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

**Учетный вес локомотивов, моторвагонного подвижного состава  
и наличие у них числа тормозных осей**

Серия локомотива	Количество автотор- мозных осей	Количество осей ручного тормоза	Учетный вес локомотива, кН	
<b>Электровозы</b>				
ВЛ22 <sup>м</sup>	6	6	1320	1300
ВЛ23, ВЛ60 всех индексов	6	6	1380	1360
ВЛ8, ВЛ8 <sup>м</sup> , ВЛ10, ВЛ11	8	4	1840	1800
ВЛ11 <sup>м</sup> , ВЛ80К, Э13, ВЛ80 <sup>р</sup> , ВЛ80 <sup>с</sup> , ВЛ80 <sup>т</sup> , ВЛ82	<b>8</b>	<b>4</b>	1920	1880
ВЛ82 <sup>м</sup> , ВЛ10 <sup>у</sup>	8	4	2000	1960
ВЛ85, ВЛ15	12	4	2880	2820
ЧС3	4	4	840	830
ЧС2	6	2	1200	1190
ЧС4, ЧС4 <sup>т</sup>	6	2	1280	1270
ВЛ41	4	4	920	900
ЧС6	8	2	1640	1620
ЧС7	8	2	1720	1680
ЧС8	8	2	1750	1730
ЧС200	8	2	1560	1540
ВЛ65	6	2	1380	1350
ЭП1	6	2	1350	1320
<b>Тепловозы</b>				
ТЭ1, ТЭМ1, ТЭМ1М	6	2	1230	1140
ТЭ2	8	4	1700	1620
ТЭП70	6	2	1360	1320
ТЭ3	12	4	2480	2360
2ТЭ10Л	12	4	2580	2430
2ТЭ10 всех индексов, кроме «Л»	12	4	2760	2600
3ТЭ10М, 3ТЭ10У	18	6	4140	3900
4ТЭ10С	24	8	5520	5280
2ТЭ121	12	4	3000	2820
3М62У	18	6	3780	3600
ТЭП10	6	4	1290	1260
ТЭП60, ТЭП10Л	6	2	1290	1230
2ТЭП60	12	4	2580	2520
4МЭ3, 4МЭ3 <sup>т</sup> , ТЭМ2А	6	2	1230	1160
ТЭМ2, ТЭМ2У, ТЭМ2УМ	6	2	1230	1140
ТЭМ3, ТЭМ16, ТЭМ17, ТЭМ18	6	2	1230	1210
ТГМ3А, ТГМ4А, ТГМ4БЛ	4	2	680	650

Продолжение табл. 4.6

Серия локомотива	Количество автотормоз- ных осей	Количество осей ручного тормоза	Учетный вес локомотива, кН	
<b>Тепловозы</b>				
ТГМ4, ТГМ4Б	4	2	800	770
ТГМ6, ТГМ6АЮ ТГМ6В, ТГМ6Д	4	2	900	860
2М62	12	4	2400	2320
М62	2	2	1200	1160
2М62У	12	4	2520	2380
4МЭ2	4	1	740	700
ТЭМ7, ТЭМ7А	8	2	1800	1730
ТГМ11, ТГМ11А	4	2	880	848
ТГ21, ТГ22	4	2	912	856
ТГМ23	3	3	480	460
<b>Электропоезда Головной вагон</b>				
ЭР1, ЭР2 (до № 1027)	4	4	478	385
ЭР2 (с № 1028)	4	4	487	400
ЭР9П, ЭР9П (до № 344)	4	4	483	390
ЭР9П (с № 345), ЭР9М	4	4	487	400
ЭР2Р	4	2	523	435
ЭР2Т	4	2	513	435
ЭД2Т	4	2	540	450
ЭД4, ЭД4М	4	2	532	442
ЭД4МК	4	2	532	450
ЭТ2	4	2	508	430
ЭТ2М	4	2	517	439
ЭТ2Л	4	2	506	430
ЭТ2Л с МК2	4	2	510	450
ЭР9Е	4	4	477	390
ЭР9Т	4	4	463	385
ЭД9Т	4	2	494	410
ЭР200 с МРТ	4	1	523	487
ЭР200 без МРТ	4	1	511	475
<b>Моторный вагон</b>				
ЭР1, ЭР2 (до № 513)	4	4	641	525
ЭР2 (с № 514)	4	2	662	546
ЭР9, ЭР9П (до № 125)	4	4	706	590
ЭР9П (с № 126)	4	4	716	600
ЭР9М	4	2	713	600
ЭР22	4	2	802	660
ЭР2Р	4	4	696	580

Продолжение табл. 4.6

Серия локомотива	Количество автотормозных осей	Количество осей ручного тормоза	Учетный вес локомотива, кН	
<i>Моторный вагон</i>				
ЭР2Т	4	2	658	555
ЭД2Т	4	2	707	585
ЭД4, ЭД4М	4	2	700	578
ЭД4МК	4	2	694	578
ЭТ2	4	2	684	575
ЭТ2М	4	2	695	586
ЭТ2Л	4	2	679	575
ЭТ2Л с МК2	4	2	669	595
ЭР9Е	4	4	708	595
ЭР9Т	4	2	709	600
ЭД9Т	4	2	749	631
ЭР200 с МРТ	4	2	643	575
ЭР200 без МРТ	4	2	631	563
<i>Прицепной вагон</i>				
ЭР1, ЭР2	4	4	499	383
ЭР9, ЭР9П	4	4	504	390
ЭР9М	4	4	483	370
ЭР2Р	4	2	528	415
ЭР2Т	4	2	518	415
ЭД2Т	4	2	537	415
ЭД4, ЭД4М	4	2	533	411
ЭД4МК	4	2	527	411
ЭТ2	4	2	510	405
ЭТ2М	4	2	511	406
ЭТ2Л	4	2	509	405
ЭТ2Л с МК2	4	2	501	427
ЭР9Е	4	4	483	370
ЭР9Т	4	4	503	390
ЭД9Т	4	2	502	380
<b>Дизель-поезда и автомотрисы</b> <i>Моторный вагон</i>				
Д1	4	2	790	680
ДЛ2 (тяговая секция)	4	2	900	860
ДР1, ДР1А	4	1	710	590
АЧ2	4	2	700	590

Серия локомотива	Количество автотормозных осей	Количество осей ручного тормоза	Учетный вес локомотива, кН	
<i>Прицепной вагон</i>				
Д1	4	2	560	370
ДЛ2	4	2	545	420
ДР1	4	1	560	370
ДР1А	4	1	540	360

Рассмотренные расчетные коэффициенты  $\delta_p$  и  $\vartheta_p$  по существу показывают, какую часть от веса подвижного состава составляет нажатие тормозных колодок. Поэтому по величине этих коэффициентов можно судить о степени обеспеченности подвижного состава тормозными средствами. Следовательно, обеспеченность тормозами вагона характеризуется коэффициентом расчетного тормозного нажатия  $\delta_p$ , а поезда — тормозным коэффициентом  $\vartheta_p$ .

Значение  $\vartheta_p$  является показателем возможности безопасной эксплуатации вагона, поскольку оно регламентирует единое наименьшее тормозное нажатие на 100 т массы (или 1000 кН веса), т.е.  $1000 \vartheta_p$ . Нормативы различны для поездов сформированных из груженых и порожних вагонов, поэтому коэффициенты  $\delta_p$  и  $\vartheta_p$  необходимо определять для вагонов с чугунными колодками на груженом и порожнем режимах торможения, а с композиционными, кроме того, и на среднем режиме. Это связано с тем, что при композиционных колодках у груженых вагонов необходимая тормозная эффективность может быть достигнута в основном на среднем режиме, однако допускается применение и груженого режима торможения, если это обеспечивается другими расчетными характеристиками [24]. Так, у вагонов с нагрузкой от колесной пары на рельсы более 220 кН тормозная эффективность на среднем режиме торможения композиционными колодками может оказаться недостаточной, и поэтому необходимо проверить возможность включения их на груженный режим с целью повышения тормозной эффективности.

Проектирование и расчет тормозной системы вагонов производятся при условии максимального использования сцепления колес с рельсами, причем в любой момент торможения для тормозной силы  $B_T$  должно выполняться соотношение

$$B_T \leq \psi_{кр} q_0, \quad (4.18)$$

где  $\psi_{кр}$  — расчетный коэффициент сцепления при торможении.

Это особенно важно для грузовых и рефрижераторных вагонов в связи с тем, что их эксплуатация осуществляется без противоюзных устройств и часто без грузовых авторежимов, а загрузка может изменяться в довольно больших пределах.

Из выражения (4.18) для предельных условий сцепления колес с рельсами, подставив  $B_T = mK_p \varphi_{кр}$  и разделив обе части на  $q_0$ , получаем другую интерпретацию расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок в виде отношения коэффициента сцепления колес с рельсами к коэффициенту трения тормозной колодки:

$$\delta_p = \frac{\psi_{кр}}{\varphi_{кр}}. \quad (4.19)$$

Это отношение называется коэффициентом силы нажатия тормозной колодки на колесо или коэффициентом тормозного нажатия. Этот коэффициент является одной из характеристик тормозной эффективности вагонов при известных величинах коэффициента трения тормозной колодки.

Приняв допустимую величину расчетного коэффициента сцепления  $\psi_{кр}$ , используемую для проверки отсутствия юза колесных пар, из выражения (4.19) можно найти значения  $\delta_{рmax}$ , вызывающее нарушение сцепления колес с рельсами. При выборе допустимых нажатий следует их принимать с запасом [3]:

$$\delta_p = 0,85\delta_{рmax}.$$

В табл. 4.7 приведены значения расчетных коэффициентов сцепления  $\psi_{кр}$  для различных типов вагонов при скоростях движения, принимаемых для проверки недопущения юза колесных пар при торможении.

С использованием величин расчетного коэффициента сцепления  $\psi_{кр}$  и расчетного коэффициента трения  $\varphi_{кр}$  находятся допустимые величины коэффициента расчетного нажатия  $\delta_p$ , которые при торможении чугунными тормозными колодками определяются при

Таблица 4.7

Допустимый расчетный коэффициент сцепления  $[\psi_{кр}]$ 

Тип подвижного состава	Расчетная скорость, км/ч	Расчетный коэффициент сцепления при нагрузке от колесной пары на рельсы $q_0$ , кН					
		60	100	150	200	220	250
Пассажирские, изотермические, вагоны электро- и дизель-поездов	40	0,140	0,138	0,130	0,124	0,112	—
	120	0,110	0,107	0,102	0,097	0,090	—
	140	0,106	0,102	0,098	0,094	0,088	—
	160	0,101	0,097	0,094	0,090	0,082	—
	200	—	0,092	0,087	0,080	0,076	—
Грузовые вагоны	20	0,131	0,126	0,121	0,116	0,113	0,109
	100	0,097	0,094	0,090	0,086	0,084	0,081
	120	0,093	0,090	0,085	0,082	0,080	0,076

скорости движения 20 км/ч, а композиционными — при скорости 100—120 км/ч. Лимитирующим тормозное нажатие является условие сцепления при композиционных тормозных колодках на высокой скорости движения, а при чугунных — на низкой скорости. Величины максимально допустимых коэффициентов нажатия  $[\delta_p]_{max}$  для колодок помещены в табл. 4.8.

Таблица 4.8

## Максимально допустимый расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок

Тип подвижного состава	Допустимый коэффициент нажатия $[\delta_p]_{max}$ для колодок	
	чугунных*	композиционных
Пассажирский вагон	0,73**	0,35**
Грузовой вагон груженный	0,61	0,28
Грузовой вагон порожний	0,69	0,32

\* Без скоростного регулирования нажатия тормозных колодок.

\*\* Для скоростей пассажирского вагона до 120 км/ч.

В соответствии с типовым расчетом тормоза вагонов [8] критерием расчета для композиционных колодок является выполнение следующего условия для минимальной величины расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок вагона:

$$[\delta_p]_{min} \leq \delta_p \leq [\delta_p]_{max}, \quad (4.20)$$

где  $[\delta_p]_{min}$  — минимально допустимая по условиям безопасности движения величина коэффициента силы нажатия, определяемая допустимой длиной тормозного пути поезда при экстренном торможении.

Требуемые типовым расчетом тормоза величины  $[\delta_p]_{\min}$  приведены для грузовых и рефрижераторных вагонов в табл. 4.9.

Таблица 4.9

**Минимальные допускаемые по эффективности торможения значения расчетных коэффициентов силы нажатия композиционных тормозных колодок грузовых и рефрижераторных вагонов**

Тип вагона	Переключение грузовых режимов по загрузке	Режимы воздухораспределителя по загрузке вагона	Величина $[\delta_p]_{\min}$	
			при композиционных тормозных колодках	в пересчете на чугунные стандартные тормозные колодки
Грузовой	Ручное	Порожний	0,22	0,55
		Средний	0,14	0,33
		Груженный	0,18	0,44
	Автоматическое	Средний (порожний вагон)	0,22	0,55
		Полная загрузка вагона	0,14	0,33
Рефрижераторный	Ручное	При режиме, установленном соответствующей загрузке вагона	0,22*/0,24	0,55*/0,62

\* В числителе для скоростей движения до 100 км/ч, в знаменателе — до 120 км/ч.

Рекомендуемые Нормами для расчета и проектирования вагонов [5] минимальные величины  $[\delta_p]_{\min}$  эффективности тормозов приведены для грузовых и рефрижераторных вагонов в табл. 4.10, а для пассажирских — в табл. 4.11.

Таблица 4.10

**Минимально допускаемые значения коэффициентов нажатия тормозных колодок грузовых и рефрижераторных вагонов**

Переключение грузовых режимов по загрузке	Режим по загрузке	Величина $[\delta_p]_{\min}$ при тормозных колодках	
		чугунных стандартных	композиционных
Ручное	Груженный	0,36	—
	Средний	—	0,14
	Порожний	0,64	0,24
Автоматическое (с авторежимом)	Полная загрузка вагона	0,36	0,14
	Порожний вагон	0,64	0,24

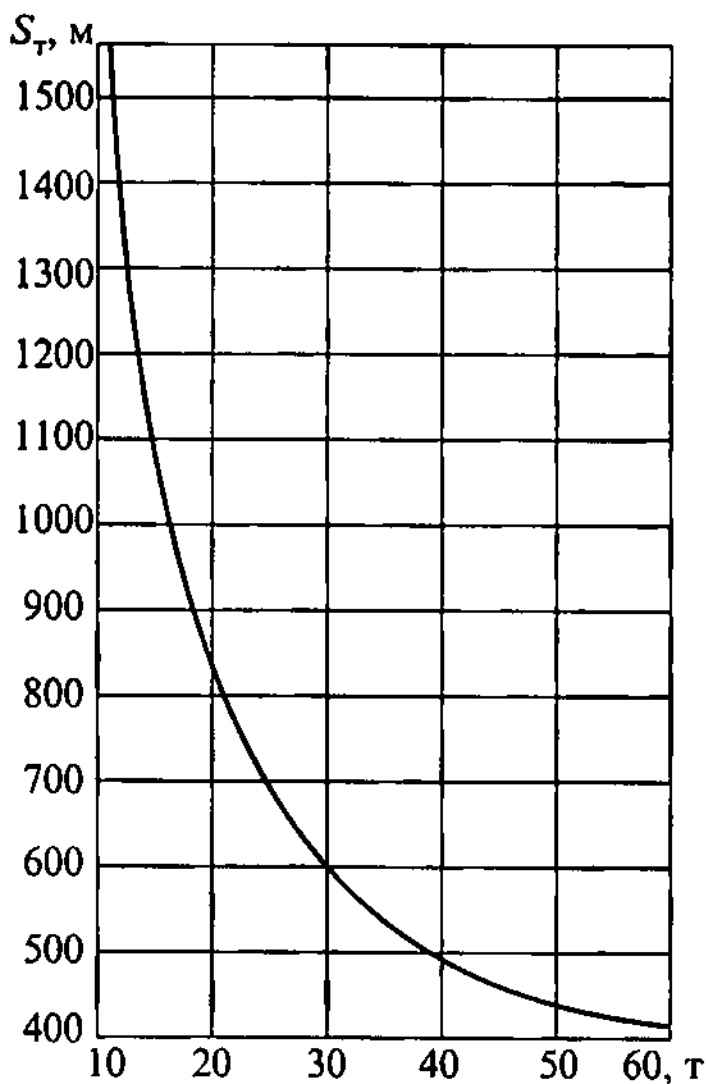


Таблица 4.11

Минимально допускаемые значения коэффициентов нажатия тормозных колодок пассажирских вагонов при максимальной скорости движения 160 км/ч

Тип тормоза	Величина $[\delta_0]_{\min}$ при тормозных колодках	
	чугунных стандартных	композиционных
Электропневматический	0,86	0,28
Пневматический	0,94	0,33

Известна методика [24] пересчета расчетного нажатия композиционных колодок на расчетное нажатие чугунных по расчетному тормозному коэффициенту  $\vartheta_p$ . Такой пересчет выполняется при скорости грузового вагона  $V = 90$  км/ч исходя из условий равенства тормозных путей  $S_T$  экстренного торможения на спуске с уклоном 6 ‰.



Расчетное нажатие на 100 т массы поезда

Рис. 4.4. Номограмма тормозного пути  $S_T$  грузового поезда при композиционных тормозных колодках на спуске 6 ‰ ( $V=90$  км/ч)

Величина уклона выбрана на основе анализа зависимостей между эквивалентными значениями расчетных нажатий композиционных и чугунных колодок при условии равенства тормозных путей. Установлено, что при существующем порядке ограждения мест проведения работ и внезапно возникших препятствий на спуске с уклоном 6 ‰ расчетные значения нажатия композиционных колодок соответствуют наименьшим нажатиям чугунных. Для пересчета используются две номограммы тормозных путей  $S_T$  грузового поезда при композиционных и чугунных колодках на спуске с уклоном 6 ‰ ( $V = 90$  км/ч).

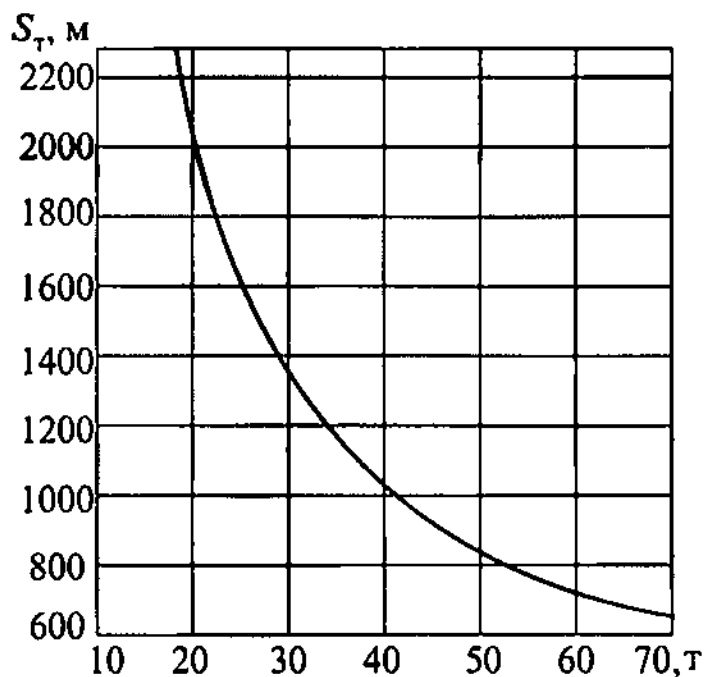
С помощью номограммы (рис. 4.4) по расчетному коэффициенту нажатия композиционных колодок и скорости  $V$  определяется тормозной путь при данных колодках, используя который и зная  $V$  (рис. 4.5), находится расчетный коэффициент нажатия в пересчете на чугунные колодки. Расчетное нажатие композиционных колодок в пересчете на чугунные определяется по формуле (4.11) подстановкой в нее значения расчетного коэффициента нажатия чугунных колодок  $\delta_p$ :

$$\delta_p = \frac{mK_p}{T + Q}.$$

#### 4.1.3. Изменение расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок при регулировании тормозной силы вагона

Для тормозов грузовых вагонов, использующих силы сцепления колес с рельсами, большое значение имеет соответствие между тормозной силой и весом вагона, которое достигается ручным регулированием грузовых режимов воздухораспределителя или применением грузового авторежима, автоматически регулирующего тормозное нажатие в соответствии с загруженностью вагона.

На рис. 4.6 показан график изменения коэффициента силы нажатия тормозных колодок  $\delta_p$  в зависимости от загрузки вагона  $Q_H$  при двухрежимном тормозе, с двухсторонним нажатием [11], применяемом на грузовых вагонах европейских железных дорог. Штриховой линией показано изменение коэффициента силы нажатия при однорежимном тормозе, которым обеспечивается достаточно высокая эффективность торможения порожнего вагона, но она снижается примерно в три раза при полностью загруженном вагоне.



Расчетное нажатие на 100 т массы поезда

Рис. 4.5. Номограмма тормозного пути  $S_t$  грузового поезда при чугунных тормозных колодках на спуске 6 ‰ ( $V=90$  км/ч)

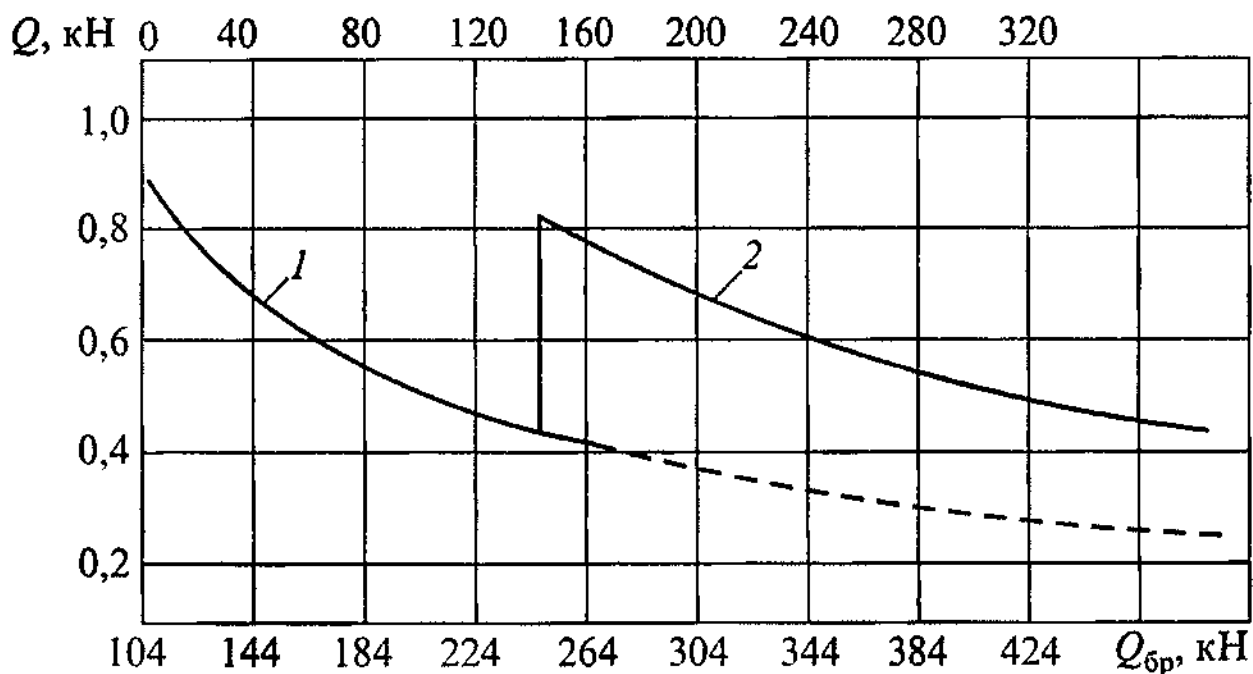


Рис. 4.6. График изменения расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок грузовых вагонов на европейских железных дорогах с двухсторонним торможением:

1 — порожний режим; 2 — груженный режим воздухораспределителя

Применительно к большегрузным вагонам с односторонним нажатием тормозных колодок, которые находятся в эксплуатации на российских железных дорогах, указанные значения коэффициента силы нажатия (см. рис. 4.6) неприемлемы.

Из условия предохранения колесных пар от раздвигания во время одностороннего торможения нельзя нажимать на колодку с силой более 60 % веса вагона брутто. Кроме того, при повышенных силах нажатия на чугунную тормозную колодку резко снижается ее коэффициент трения, что создает значительную разницу в удельных тормозных силах груженого и порожнего вагонов. С учетом этой особенности торможения тяжелых грузовых вагонов при одностороннем подвешивании тормозных колодок и с целью обеспечения более равномерного распределения тормозных сил во всем диапазоне изменения загрузки вагона целесообразно применение для таких вагонов трехрежимного тормоза.

На рис. 4.7 представлен график изменения силы нажатия тормозных колодок от осевой нагрузки. Здесь линии 1 и 2 показывают ограничение силы нажатия по условиям безюзового торможения вагонов с различной осевой нагрузкой соответственно с чугунными и композиционными тормозными колодками при  $V=100 \text{ км/ч}$ . Линии

3 и 4 показывают фактическое изменение силы нажатия при переключении грузовых режимов воздухораспределителей: участки  $a$  и  $a_1$  — порожний,  $b$  и  $b_1$  — средний,  $v$  и  $v_1$  — груженный режим.

График изменения расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок в зависимости от загрузки грузового вагона при трехрежимном тормозе приведен на рис. 4.8.

При ручном трехрежимном переключении воздухораспределителя коэффициент тормозного нажатия и соответственно удельная тормозная сила имеют точки минимальных 1—3 и максимальных 4—8 значений с соответственно различным использованием сцепления колес с рельсами (в точках 1, 2 происходит включение среднего режима, в точке 3 — груженого).

Из анализа графиков, представленных на рис. 4.7 и 4.8, следует, что многорежимность работы воздухораспределителя позволяет существенно повысить эффективность тормоза грузового вагона за счет некоторого приближения фактически реализуемых сил нажатия тормозных колодок к допустимым по условиям безюзового торможения и удельному давлению. Однако

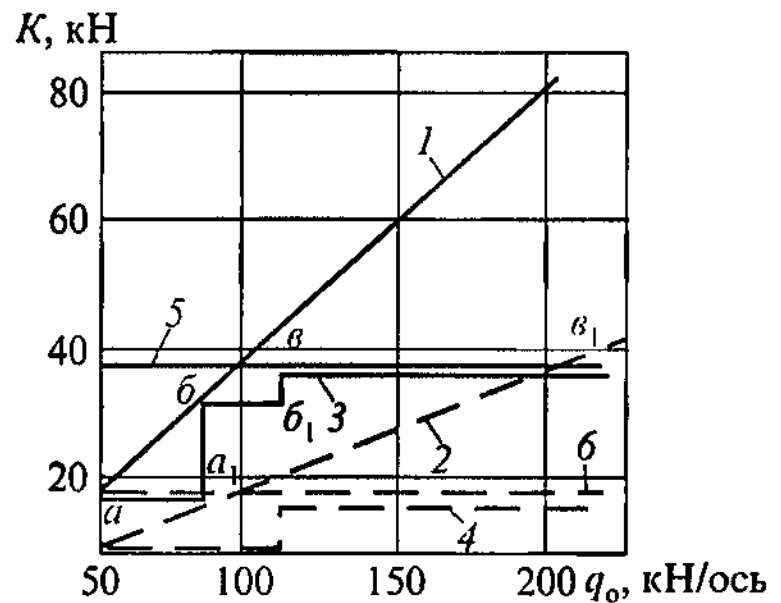


Рис. 4.7. Зависимость силы нажатия тормозных колодок от осевой нагрузки: — чугунные тормозные колодки; - - - — композиционные тормозные колодки; 1, 2 — допускаемая по сцеплению; 3, 4 — реализуемая при ступенчатом переключении режимов; 5, 6 — допускаемая по удельному давлению

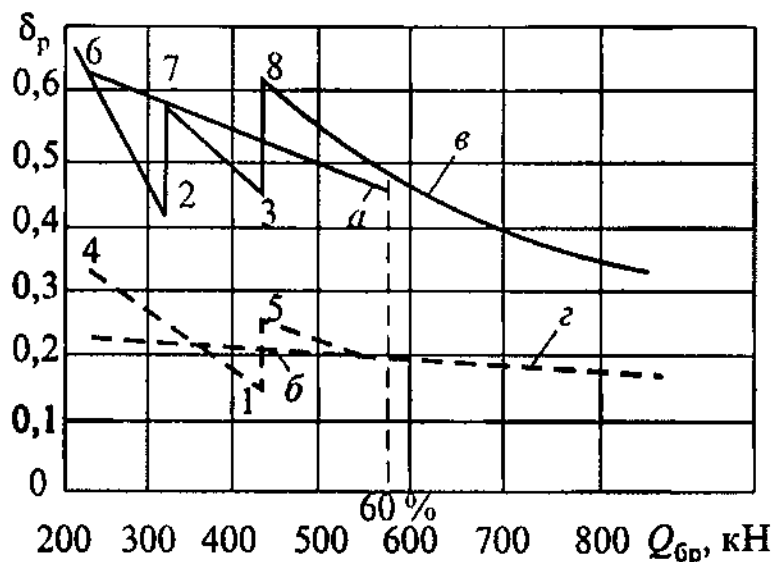


Рис. 4.8. Зависимость расчетного коэффициента тормозного нажатия от веса грузового вагона брутто при чугунных (—) и композиционных (- - -) тормозных колодках;  $a$  и  $b$  — с грузовым авторежимом;  $v$  и  $g$  — без грузового авторежима

для вагонов с нагрузкой брутто более 130 кН/ось силы нажатия чугунных и композиционных колодок, допустимые по сцеплению колес с рельсами, значительно превышают фактические силы нажатия.

Инструкцией по эксплуатации тормозов [9] установлен порядок включения грузовых режимов воздухораспределителя в зависимости от загрузки вагона. У грузовых вагонов, оборудованных чугунными колодками, воздухораспределитель включают на груженный режим при загрузке вагона более 60 кН/ось, на средний — от 30 до 60 кН/ось включительно, на порожний — менее 30 кН/ось.

У грузовых вагонов, оборудованных композиционными тормозными колодками, воздухораспределитель включают на порожний режим при загрузке до 60 кН/ось включительно, на средний — при загрузке более 60 кН/ось. В груженом состоянии вагонов-хопперов, предназначенных для перевозки цемента и оборудованных композиционными колодками, воздухораспределители включают на груженный режим. Применение на других грузовых вагонах с композиционными колодками груженого режима допускается в особых случаях: по отдельным указаниям ОАО «РЖД» для конкретных видов вагонов; приказом начальника дороги на основании опытных поездок на конкретных участках дороги при нагрузке вагонов не менее 200 кН/ось, а также в зимний период на участках с затяжными спусками при загрузке нетто более 100 кН/ось.

У вагонов, оборудованных грузовым авторежимом или имеющих на кузове трафарет «Однорежимный», при чугунных тормозных колодках включают воздухораспределитель на груженный режим, при композиционных — на средний или на груженный в указанных выше особых случаях.

У воздухораспределителей рефрижераторных вагонов режимы включают в следующем порядке: автотормоза всех вагонов с чугунными тормозными колодками, в том числе грузовых вагонов со служебным отделением в пятивагонной секции, включают в порожнем состоянии на порожний режим, при загрузке до 60 кН/ось (включительно) — на средний, а более 60 кН/ось — на груженный режим торможения. Автотормоза служебных, дизельных и машинных вагонов с дизельным отделением пятивагонной секции включают на средний режим с закреплением переключателя.

На рефрижераторных вагонах с тормозной рычажной передачей, конструкция которой позволяет эксплуатировать тормоза ва-

гона как с чугунными, так и с композиционными колодками (горизонтальные рычаги имеют два отверстия для установки роликов затяжки) при оборудовании их композиционными колодками режимы торможения включают:

- на грузовых рефрижераторных вагонах в соответствии с вышеуказанным порядком для грузовых вагонов;
- на служебных, дизельных и машинных вагонах, в том числе вагонах с дизельным отделением пятивагонной секции на средний режим торможения с закреплением переключателя.

Автотормоза служебных, дизельных и машинных вагонов, в том числе вагонов с дизельным отделением пятивагонной секции с рычажной передачей, предназначенных для эксплуатации только с чугунными колодками (горизонтальный рычаг имеет одно отверстие для установки ролика затяжки) при оборудовании композиционными колодками включают на порожний режим торможения с закреплением переключателя режима. Фактическую загрузку вагонов определяют по поездным документам.

Для определения загрузки вагонов допускается ориентироваться на прогиб рессорного комплекта и положение клина фрикционного клинового гасителя колебаний тележки моделей 18-100, 18-115, 18-131 и 18-101 относительно фрикционной планки (рис. 4.9). Если верхняя плоскость клина выше торца фрикционной планки (рис. 4.9, *а*), то вагон порожний, если верхняя плоскость клина и торец фрикционной планки на одном уровне (см. рис 4.9, *б*), то загрузка состав-

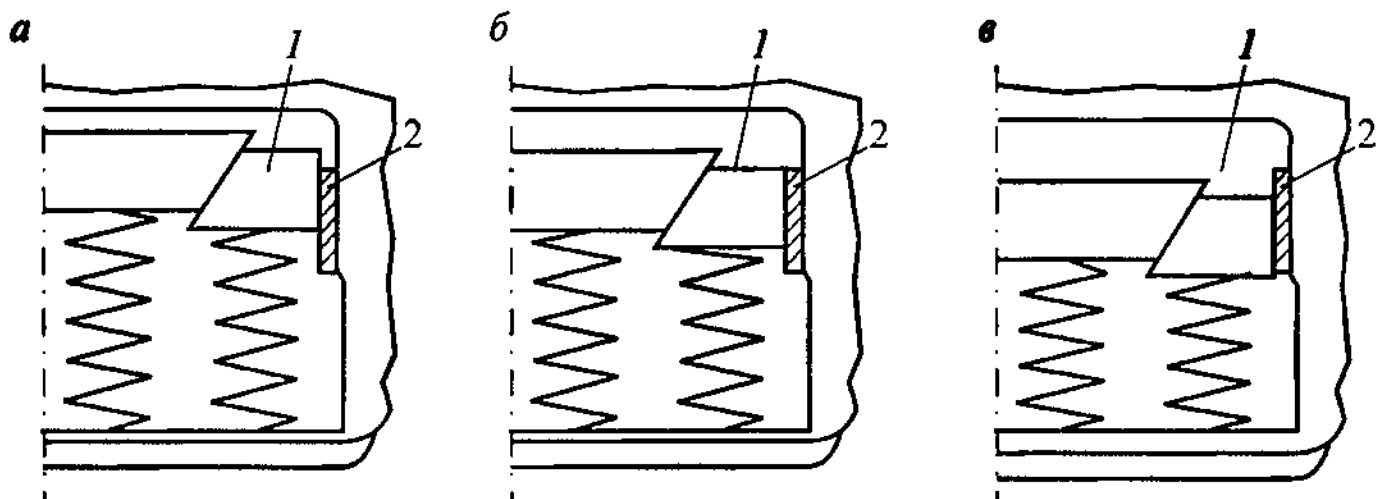


Рис. 4.9. Положение фрикционного клина гасителя колебаний тележек моделей 18-100, 18-115, 18-131 и 18-101 при различной загрузке вагона:

*а* — порожний вагон; *б* — полезная нагрузка 30—60 кН/ось; *в* — полезная нагрузка более 60 кН/ось; 1 — фрикционный клин; 2 — фрикционная планка

ляет 30—60 кН/ось; если верхняя плоскость клина ниже торца фрикционной планки (рис. 4.9, *в*), то загрузка — более 60 кН/ось.

Приведенные на рис. 4.7 и 4.8 зависимости позволяют выявить основные недостатки ступенчатого изменения сил нажатия тормозных колодок, заключающиеся в значительной разнице величин коэффициентов  $\delta_p$  и удельных тормозных сил для вагонов с различной загрузкой, а также в низком уровне использования запаса по сцеплению при торможении полногрузных вагонов и вагонов с промежуточной величиной загрузки.

Указанные в работе [25] недостатки приводят к возникновению дополнительных продольно-динамических усилий в неоднородных поездах, сформированных из вагонов с неодинаковой загрузкой. При торможении таких поездов, а также поездов с полностью загруженными вагонами возрастает длина тормозного пути по сравнению, например, с порожняками. Кроме того, при переключении грузовых режимов вручную необходимы значительные мускульные усилия и поэтому возможна ошибочная установка режима. Особенно усложняется процесс переключения, если это подвижной состав с часто изменяющейся загрузкой.

Грузовой авторежим обеспечивает более плавное изменение тормозной силы по сравнению со ступенчатым, которое получается при переключении грузовых режимов воздухораспределителя. Основное назначение грузовых авторежимов — обеспечение по возможности постоянства удельной тормозной силы или коэффициента тормозного нажатия  $\delta_p$  для вагонов с различной нагрузкой.

Силы нажатия, реализуемые при торможении вагонов с грузовыми авторежимами № 265А и 265А-1, представлены в виде графиков на рис. 4.10. Зоны, ограниченные линиями 1—2 и 3—4, характеризуют резерв запаса по сцеплению, когда превышены силы сцепления при торможении. Как видно из графиков, при использовании чугунных колодок имеется значительный запас по сцеплению для вагонов с нагрузкой более 100 кН/ось. Такая же картина наблюдается при композиционных колодках из материала 8-1-66, если воздухораспределители включены на средний режим.

Зависимость  $\delta_p$  от веса грузового вагона брутто при действии авторежима показана на рис. 4.8 линиями *а* и *б*. Линия *а* характеризует действие авторежима на груженом режиме воздухораспреде-

лителя, а линия *б* — на среднем режиме. Из приведенных на рис. 4.8 графиков следует, что ожидаемого постоянства коэффициента тормозного нажатия вагона с различной его загрузкой при действии авторежима не происходит, хотя его изменение оказывается существенно более плавным, чем при ступенчатом регулировании тормозной силы вагона. Поскольку максимальное давление в тормозном цилиндре достигается при загрузке вагона более 60 % его грузоподъемности, то этим и ограничивается изменение коэффициента  $\delta_p$ , обусловленное действием авторежима. Дальнейшее его изменение (до полной загрузки вагона) совпадает с графиком, реализуемым при ручном переключении режимов воздухораспределителя.

Вагоны пассажирского парка оборудуются грузовыми авторежимами, если отношение массы брутто при расчетной полезной нагрузке вагона к массе тары вагона превышает 1,25. Таким вагонами являются багажные, почтовые, вагоны-рестораны, динамометрические вагоны, вагоны-электростанции.

Грузовой авторежим обеспечивает давление в тормозном цилиндре порожних почтово-багажных и пассажирских вагонов 0,28—0,32 МПа. При загрузке почтово-багажных вагонов более 80 % грузоподъемности грузовой авторежим пропускает в тормозной цилиндр сжатый воздух с тем давлением, которое создает воздухораспределитель. Для сравнения реализуемые при действии грузового авторе-

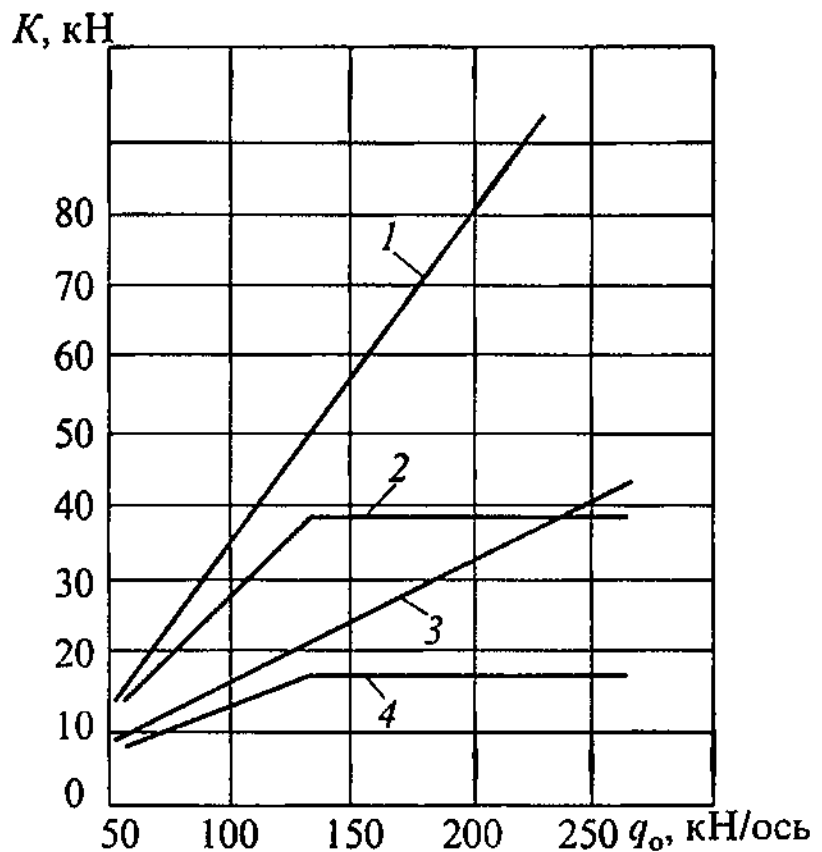


Рис. 4.10. Зависимость силы нажатия тормозных колодок от осевой нагрузки: 1 — допускаемая по сцеплению чугунных тормозных колодок; 2 — реализуемая при авторежиме (чугунные тормозные колодки); 3 — допускаемая по сцеплению композиционных тормозных колодок; 4 — реализуемая при авторежиме (композиционные тормозные колодки из материала 8-1-66)



жима величины давления воздуха в тормозном цилиндре разных типов вагонов приведены в табл. 4.12.

Таблица 4.12

Давление воздуха в тормозном цилиндре при действии грузового авторежима в зависимости от загрузки вагона

Тип вагона	Давление воздуха $p_{тц}$ в МПа в тормозном цилиндре при загрузке вагона, %					
	0	20	40	60	80	100
Грузовой *	0,16	0,24	0,32	0,4	0,4	0,4
Пассажирский Почтовый, багажный	0,32	0,34	0,36	0,38	0,38	0,38
	0,28	0,30	0,34	0,38	0,40	0,40

\* Режим воздухораспределителя груженный.

При определении расчетного коэффициента тормозного нажатия  $\delta_p$  и обеспеченности грузового вагона тормозными средствами в зависимости от загрузки при наличии на вагоне авторежима можно руководствоваться данными табл. 4.13.

Таблица 4.13

Расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре с грузовым авторежимом в зависимости от загрузки вагона

Режим включения воздухораспределителя	Давление воздуха $p_{тц}$ в МПа в тормозном цилиндре при загрузке вагона, кН/ось					
	0	2	4	6	8	10 и более
Средний	0,13	0,16	0,2	0,235	0,27	0,3
Груженный	0,16	0,22	0,27	0,325	0,375	0,4

В общем случае для определения эффективности тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре в соответствии с требованиями типового расчета тормоза [8] следует принимать по данным, приведенным в табл. 4.14.

Расчетные величины давления воздуха в тормозном цилиндре для порожних вагонов с повышенной массой тары, оборудованных авторежимом, с предварительной регулировкой привода грузового авторежима по давлению в тормозном цилиндре приведены в табл. 4.15.

Таблица 4.14

Расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре грузового и рефрижераторного вагонов для определения эффективности тормоза

Переключение режимов воздухораспределителя по загрузке	Режим включения воздухораспределителя	Расчетная величина давления воздуха в тормозном цилиндре $p_{тц}$ , МПа	
		порожного вагона	при полной загрузке вагона
Автоматическое (грузовой авторежим)	Средний	0,13	0,3
	Груженный	0,16	0,4
Ручное	Порожный	0,14	
	Средний	0,3	
	Груженный	0,4	

Таблица 4.15

Расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре порожнего грузового вагона с повышенной массой тары для определения эффективности тормоза

Грузовые режимы включения воздухораспределителя	Вес тары вагона, кН	Расчетная величина давления $p_{тц}$ , МПа
Средний, тормозные колодки композиционные	до 260—270	0,13
	от 260—270 до 320	0,15
	от 320 до 360	0,18
	от 360 до 450	0,21
Груженный, тормозные колодки чугунные стандартные	до 260—270	0,16
	от 260—270 до 320	0,19
	от 320 до 360	0,23
	от 360 до 450	0,26

Для тормоза пассажирского вагона расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре для оценки тормозной эффективности составляет  $p_{тц} = 0,38$  МПа.

Пассажирские вагоны международного сообщения с универсальным тормозом KE-GPR «Кнорр—Бремзе» с грузовым режимом торможения ( $G$ ), пассажирским режимом ( $P$ ) и с пассажирским скоростным режимом торможения ( $R$ ), эксплуатирующиеся на железных дорогах России с чугунными тормозными колодками, оборудованы устройствами автоматического регулирования тормозной силы в зависимости от скорости движения.

Зависимости от скорости движения коэффициента трения чугунных тормозных колодок  $\varphi_k$  и коэффициента сцепления  $\psi_k$  ко-

леса с рельсом имеют различный характер. Коэффициент  $\varphi_k$  отличается более резким ростом в области малых скоростей. В области высоких скоростей движения характер изменения этих коэффициентов сближается. Для пассажирских вагонов коэффициент  $\psi$  в зависимости от скорости  $V$  можно определить по формуле

$$\psi_k = 0,44 \frac{V + 150}{2V + 150},$$

а расчетный коэффициент трения чугунных тормозных колодок —  $\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100}.$

Исходя из равенства  $c\psi_k q_o = \varphi_{кр} \sum_1^m K_p$  для допустимого по ус-

ловиям сцепления колеса с рельсом мгновенного значения коэффициента  $\delta_p$  можно записать:

$$\delta_p = c \frac{\psi_k}{\varphi_{кр}},$$

где  $c = 0,9$  — коэффициент запаса, гарантирующий надежную реализацию сцепления;

$q$  — осевая нагрузка.

После подстановки в эту формулу выражений для  $\varphi_{кр}$  и  $\psi_k$

$$\delta_p = 0,44 \frac{(V + 150)(5V + 100)}{(2V + 150)(V + 100)}.$$

Для упрощения конструкции в указанных тормозных системах на практике используют двухступенчатое скоростное регулирование. При торможении на высокой скорости в тормозных цилиндрах устанавливается повышенное давление, что обеспечивает реализацию большего расчетного коэффициента тормозного нажатия  $\delta_p$  чугунных тормозных колодок.

На рис. 4.11 показана зависимость допустимого по условиям сцепления расчетного коэффициента силы нажатия чугунных тормозных колодок от скорости и его реализация при двухступенчатом регулировании тормозного нажатия.

При расчетной скорости  $V_p = 80$  км/ч выбирают постоянную повышенную величину нажатия чугунных тормозных колодок, при которой сцепление колес с рельсами используется удовлетворительно. При меньшей скорости эта сила нажатия на тормозные колодки недопустима по условию сцепления колес с рельсами и автоматически скоростным регулятором уменьшается до значения, при котором в области небольших скоростей (около 20 км/ч) не происходит заклинивания колесных пар.

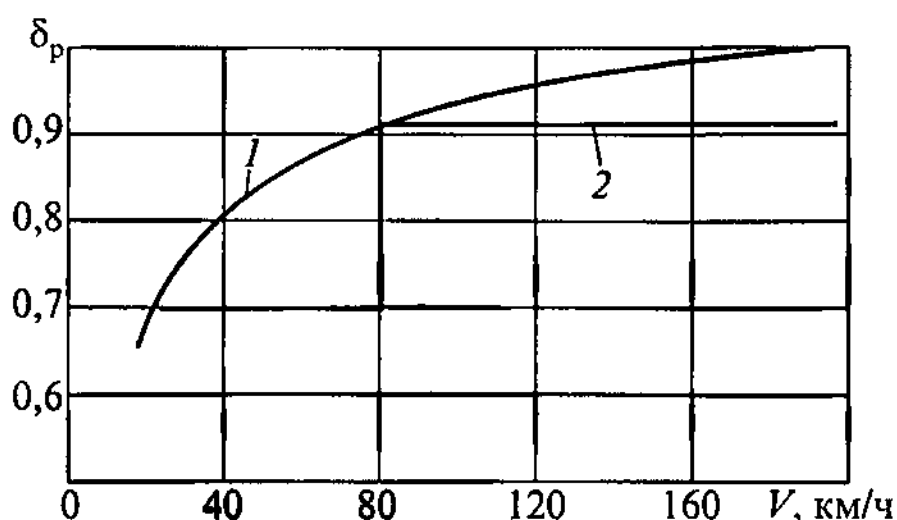


Рис. 4.11. Допустимый (1) и реализуемый (2) расчетный коэффициент силы нажатия чугунных тормозных колодок пассажирского вагона в зависимости от скорости движения

В типовом расчете тормоза предусмотрена проверка соответствия найденных расчетных коэффициентов  $\delta_p$  единым наименьшим тормозным нажатиям на 100 т массы (1000 кН). Отклонения от нормативов в меньшую сторону допускаются не более чем на 10 % при предельных загрузках вагона, соответствующих моментам переключения режимов воздухораспределителя. Вероятность наличия такого сочетания грузов сразу на всех вагонах поезда достаточно мала, что позволяет на практике использовать данные допущения.

#### 4.1.4. Нормативы по тормозам и обеспеченность поезда тормозами

Нормативы по тормозам установлены исходя из системы расчетных нажатий чугунных тормозных колодок вагонов и определяют единые наименьшие тормозные нажатия для грузовых и пассажирских поездов при максимальных скоростях движения. Допустимые скорости движения поездов устанавливаются по тормозным нормативам, которые являются приложением к графику движения поездов [7]. Размещение путевых сигналов и система обеспечения безопасности движения поездов рассчитаны на движение без огра-

ничения максимальных скоростей при следовании поезда на светофор с зеленым сигнальным огнем, если у него обеспечено единое наименьшее тормозное нажатие на 100 т массы (1000 кН веса).

Нормы расчетных нажатий следующие [4]:

- 330 кН для грузовых и рефрижераторных составов (т.е. без учета тормозных средств и веса локомотива) при максимальной скорости 90 км/ч;

- 550 кН для составов из порожних грузовых вагонов при максимальной скорости 100 км/ч;

- 550 и 600 кН для рефрижераторных составов с максимальными скоростями соответственно 90—100 и 100—120 км/ч;

- 600, 780 и 800 кН для пассажирских поездов с максимальными скоростями соответственно 120, 120—140 и 140—160 км/ч.

Для составов из порожних вагонов нормы единого наименьшего расчетного тормозного нажатия установлены более высокими по сравнению с грузовыми. Как указывалось выше, для поездов из порожних вагонов нормативы требуют 550 кН расчетного тормозного нажатия на 100 т массы состава, что создает большой резерв эффективности тормозов. Это требование связано с обязательным включением автотормозов всех порожних вагонов, поскольку меньшие уровни требуемых нажатий приводили бы к возможности отправления порожних поездов с частью неисправных или выключенных воздухораспределителей.

Скорости от 80 до 90 км/ч для грузового поезда с единой наименьшей нормой тормозного нажатия 330 кН на каждые 100 т веса поезда разрешается реализовывать на линиях, оборудованных автоблокировкой с трехзначной сигнализацией, при зеленом огне локомотивного светофора автоматической локомотивной сигнализации непрерывного действия. При этом независимо от условий видимости машинист получает информацию о красном сигнальном огне светофора за два блок-участка на расстоянии, достаточном для остановки поезда с помощью служебного торможения.

При неисправности автоматической локомотивной сигнализации, а также на линиях с четырехзначной автоблокировкой, где длина смежных блок-участков меньше тормозного пути при полном служебном или автостопном торможении на скорости 90 км/ч, максимальная скорость грузового груженого поезда не должна превышать 80 км/ч.

Поезда, обеспеченные единым наименьшим тормозным нажатием, могут обращаться с установленной максимальной скоростью на спусках с крутизной до 10 ‰, а пассажирские поезда, с максимальной скоростью 100 км/ч — на спусках до 15 ‰.

На спусках в пределах от 11 — 15 ‰ для всех видов поездов, кроме грузовых, движущихся с максимальной скоростью 90 км/ч, пассажирских с наибольшей скоростью 100 км/ч и рефрижераторных — 120 км/ч, эта скорость уменьшается на 10 км/ч по сравнению с установленной для спусков до 10 ‰. Для упомянутых грузовых и рефрижераторных поездов максимальная скорость снижается в этом случае на 20 км/ч, а для пассажирских не снижается.

Грузовые составы, в которых имеется четырехосные вагоны, при полном использовании повышенной грузоподъемности не могут быть обеспечены расчетным тормозным нажатием 330 кН на 100 т веса поезда. Таким поездам разрешается следовать без снижения установленного для этого нажатия максимальной скорости за счет более высокой эффективности торможения с помощью композиционных тормозных колодок. Необходимая в этих случаях доля вагонов с композиционными колодками определяется из уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sum_1^m K_{рч} m_o}{M_{п}} &= \vartheta'_{р1} \\ \frac{\sum_1^m K_{рк} m_k + \sum_1^m K_{рч} (m_o - m_k)}{M_{п}} &= \vartheta'_p \end{aligned} \right\}, \quad (4.21)$$

где  $m_k, m_o$  — количество осей в составе соответственно с композиционными колодками и общее количество осей;

$K_{рк}, K_{рч}$  — расчетное нажатие на ось соответственно композиционных колодок в пересчете на чугунные и чугунных колодок;

$\vartheta'_p, \vartheta'_{р1}$  — нажатие тормозных колодок, приходящееся на единицу веса поезда, соответственно с учетом и без учета повышенной эффективности торможения композиционными колодками;

$M_{п}$  — вес поезда.

Решая систему уравнений (4.21) относительно  $m_k/m_o$ , получаем

$$\frac{m_k}{m_o} = \frac{\frac{\vartheta'_p}{\vartheta'_{p1}} - 1}{\frac{\sum_1^m K_{pk}}{\frac{1}{m} \sum_1^m K_{pч}} - 1}. \quad (4.22)$$

Приняв  $K_{pk} = 79$  кН,  $K_{pч} = 70$  кН,  $\vartheta'_p = 3,3$  кН/т при  $\vartheta'_{p1} = 3,1$  кН/т, получаем  $m_k = 0,5 m_o$ , а при  $\vartheta'_{p1} = 3,2$  кН/т —  $m_k = 0,24 m_o$ .

Иногда в поездах может не хватать силы нажатия тормозных колодок, например, если выключены тормоза в предусмотренных случаях при их неисправности на отдельных вагонах, выявленной в пути следования; при несоблюдении установленных норм нажатия тормозных колодок на колесо. В этих случаях у грузовых и рефрижераторных поездов, обращающихся со скоростью до 80 км/ч, тормозное нажатие на 100 т массы состава допускается не ниже 280 кН, у порожних грузовых поездов, обращающихся со скоростью более 90 до 100 км/ч — не менее 500 кН на 100 т массы поезда, у рефрижераторных поездов, имеющих скорости от 90 до 120 км/ч — 500 кН, у пассажирских поездов, обращающихся с максимальной скоростью 120 км/ч — 550 кН, а от 120 до 160 км/ч — 680 кН. Максимальная скорость движения таких поездов, ограниченная тормозными средствами, должна быть уменьшена для грузовых поездов на 2 км/ч на каждые 10 кН недостающего на 100 т массы тормозного нажатия независимо от крутизны спуска, а для пассажирских поездов — на 1 км/ч для спусков до 6 ‰ и на 2 км/ч — для более крутых спусков. При максимальной скорости грузового груженого поезда 90 км/ч в случае тормозного нажатия менее 330 кН на каждые 100 т веса поезда пониженная скорость определяется указанным выше порядком путем вычитания из скорости 90 км/ч поправки 2 км/ч на каждые 100 т недостающего нажатия, а затем полученная величина скорости округляется до величины, кратной пяти, в меньшую сторону.

При отказе электропневматического тормоза в пассажирском поезде максимальная допустимая скорость (если она более 120 км/ч) снижается на 10 км/ч с переходом на автоматические тормоза. Для удержания поезда на месте в необходимых случаях вагоны оборудуются также ручными тормозами.

При следовании поезда в пределах двух и более дорог единое наименьшее количество ручных тормозов на каждые 100 т массы состава в соответствии с тормозными нормативами принимается равным 0,6 оси. Для удержания состава на спуске до 6 ‰ требуется 0,4 оси, а при возрастании спуска на каждую следующую 1 ‰ спуска необходимо увеличить число ручных тормозов на 0,1 оси.

Если ручных тормозов требуется больше единой нормы, то недостающее их количество заменяют ручными тормозными башмаками. Каждый башмак при установке под грузеный вагон (более 10 т массы брутто на ось) эквивалентен 3 осям ручного тормоза, а под вагон, имеющий загрузку менее 10 т на ось, — 1 оси ручного тормоза.

Грузовые и пассажирские поезда, как указывалось выше, должны быть обеспечены автоматическими тормозами из расчета единой наименьшей тормозной силы, гарантирующей остановку поезда на заданном тормозном пути. В соответствии с принятой в России методикой тормозная сила, создаваемая всеми видами фрикционных пневматических тормозов (или электропневматических — в пассажирских поездах), которые являются основным видом тормозов подвижного состава, определяется косвенно путем пересчета на тормозное нажатие чугунных тормозных колодок. Указанные нормы единого наименьшего тормозного нажатия в пересчете на чугунные колодки на каждые 100 т массы поезда  $\vartheta'_{\Pi}$  устанавливают величину их необходимого нажатия.

Необходимое нажатие чугунных колодок  $\sum K_{\Pi}$  для поезда можно определить по формулам

$$\sum_1^m K_{\Pi} = (P_{\text{л}} + \sum Q_{\text{в}}) g \frac{\vartheta'_{\Pi}}{100}, \quad (4.23)$$



$$\sum_1^m K_{\text{п}} = (P_{\text{л}} + \sum Q_{\text{в}}) \vartheta_{\text{н}}, \quad (4.24)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;

$$\vartheta_{\text{п}} = \frac{\vartheta'_{\text{п}}}{100g} \text{ — нормативный расчетный коэффициент тормозного нажатия}$$

(тормозной коэффициент) в пересчете на чугунные тормозные колодки поезда.

Вес состава грузового поезда определяется с учетом фактической загрузки вагонов. Грузоподъемность (вес груза) универсальных грузовых вагонов магистральных железных дорог, имеющих допустимую нагрузку от оси на рельсы 220 кН, составляет:

- для четырехосных крытых вагонов 680 кН;
- для полувагонов 690 кН;
- для платформ 700 кН;
- для восьмиосных полувагонов 1250 кН;
- для цистерн 1200 кН.

При подсчете веса состава пассажирского поезда учитывают, как указывалось выше, нагрузку от пассажиров, ручной клади и снаряжения.

Расчетное фактическое суммарное расчетное тормозное нажатие тормозных колодок  $K_{\text{р}}$  всего поезда в пересчете на чугунные тормозные колодки зависит от типа и количества вагонов в составе, серии локомотива:

$$\sum_1^m K_{\text{р}} = \sum n_j m_j K_{\text{рj}}, \quad (4.25)$$

где  $n_j$  — число единиц подвижного состава (вагонов или локомотивов) данной тормозной характеристики;

$m_j$  — осьность единицы подвижного состава;

$K_{\text{рj}}$  — величина расчетного нажатия чугунных тормозных колодок на ось вагонов.

Значения  $K_{\text{рj}}$  приведены в табл. 4.3, 4.5.

Поезд считается обеспеченным тормозами, если выполняется условие

$$\sum_1^m K_{\text{р}} \geq \sum_1^m K_{\text{п}} \text{ или } \vartheta_{\text{р}} \geq \vartheta_{\text{п}}.$$

Подсчет фактического нажатия тормозных колодок в поезде и количества ручных тормозов выполняется осмотрщиками вагонов в процессе подготовки поезда к рейсу при полном опробовании тормозов поезда. При этом проверяют техническое состояние тормозного оборудования, плотность и целостность тормозной сети, действие тормозов у всех вагонов и выясняют обеспеченность поезда тормозными средствами. По результатам полного опробования автотормозов осмотрщик вагонов составляет и выдает машинисту справку формы ВУ-45 об обеспеченности поезда тормозами и нормальном их действии (рис. 4.12, 4.13). Эта справка формы ВУ-45 составляется под копиру в двух экземплярах, подлинник передается машинисту локомотива, а копия сохраняется в книжке этих справок в течение семи суток у должностного лица, производившего опробование тормозов. Справку формы ВУ-45 машинист должен хранить до конца поездки и по прибытии в депо сдать вместе со скоростемерной лентой, записанной регистрирующим и сигнализирующим скоростемером во время движения поезда.

Самопишущий скоростемер показывает скорость движения от 5 до 150 км/ч или до 220 км/ч, суточное время в часах и минутах, пройденное суммарное количество километров, а также — за сутки, смену и рейс. Одновременно на диаграммной ленте скоростемера записываются скорость движения в км/ч, пробег в км и его длительность; остановки поезда продолжительностью до 24 ч; передний или задний ход локомотива; режимы торможения; включенное положение электропневматического клапана автостопа; наличие на локомотивном светофоре красного, желтого с красным и желтого огней.

В справке (см. рис. 4.12) указываются данные о требуемом и фактическом расчетном нажатии тормозных колодок, количестве ручных тормозов в осях для удержания грузовых, грузопассажирских и почтово-багажных поездов на месте и наличии ручных тормозных осей в этих поездах, номер хвостового вагона, величина выхода штока тормозного цилиндра на хвостовом вагоне, количество (в %) в поезде композиционных тормозных колодок, время вручения справки и номер вагона, у которого встречаются осмотрщики при опробовании тормозов, данные о плотности тормозной сети поезда. Машинист, получив справку, обязан убедиться, что отмеченные в ней данные о тормозах поезда соответствуют установленным нормам, требованиям инструкции по эксплуатации тормозов.

ОАО «РЖД»  
Штемпель станции \_\_\_\_\_ ж.д.

Форма ВУ-45

СПРАВКА О ТОРМОЗАХ  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Локомотив, серия № \_\_\_\_\_ Поезд № \_\_\_\_\_  
весом \_\_\_\_\_ тс Всего осей \_\_\_\_\_  
Требуется: нажатие колодок в тс \_\_\_\_\_  
ручных тормозов в осях \_\_\_\_\_

Тормозное нажатие на ось, тс	Количество осей	Нажатие колодок, тс	Другие данные
2,5			
3,5			
5			
6			
6,5			
7			
8			
8,5			
9			
10			
12			
15			
Всего			

Наличие ручных тормозных осей \_\_\_\_\_  
Плотность тормозной сети поезда \_\_\_\_\_  
Хвостовой вагон № \_\_\_\_\_  
Подпись \_\_\_\_\_

Рис. 4.12. Образец справки о тормозах (лицевая сторона)

**Отметка о производстве опробования тормозов  
в пути следования**

Станция или место опробова- ния тормо- зов	Вид опробова- вания	При изменении веса поезда			Подпись
		Вес по- езда	Нажатие в тс		
			потребное	фактическое	

*Примечание.* Справка составляется в двух экземплярах: один экземпляр вручается машинисту, а второй остается в книжке справок о тормозах.

Рис. 4.13. Справка о тормозах (оборотная сторона)

Необходимое нажатие тормозных колодок, определяемое в справке о тормозах, вычисляется по формуле (4.25) на основе норматива по тормозам и веса поезда.

Фактическое тормозное нажатие определяется на основе нормативов величин расчетных нажатий тормозных колодок в пересчете на чугунные на ось и количества тормозных осей в поезде по формуле (4.26). Практически для этого во вторую графу лицевой стороны справки заносятся данные о количестве имеющихся в поезде тормозных осей, подсчитывают величины нажатий по третьей графе и полученные результаты в этой графе справки суммируются.

Расчетное тормозное нажатие на 100 т массы для груженых и рефрижераторных поездов, обращающихся со скоростями до 90 км/ч включительно, определяется без учета тормозных средств и массы локомотива. Для таких поездов единое наименьшее расчетное тормозное нажатие в пересчете на чугунные тормозные колодки составляет 330 кН на каждые 100 т массы состава. Все локомотивы при использовании вспомогательного тормоза в процессе экстренного торможения обес-

печены более высокими нажатиями на 100 т массы, поэтому подсчет тормозного нажатия только состава обеспечивает безопасность движения, а повышенная эффективность тормозных средств локомотива идет в резерв. Одновременно упрощается сам расчет.

При 100 % включенных и исправно действующих тормозах допускается принимать расчетное тормозное нажатие равным 600 кН на 100 т массы поезда на уровне установленной единой наименьшей нормы (без его подсчета) при скорости движения до 120 км/ч электропоездов всех серий, дизель-поездов ДР1, Д, пассажирских поездов, ведомых электровозами ВЛ80 всех индексов, ЧС1, ЧС2, ЧС2Т, ЧС3, ЧС4, ЧС4Т, имеющих в составе цельнометаллические пассажирские вагоны, кроме межобластных, в том числе вагоны западноевропейского габарита РИЦ. В таких поездах указанная норма тормозного нажатия обеспечена всегда и его подсчет не имеет практического смысла, так как и локомотивы, и каждый вагон единой наименьшей нормой тормозного нажатия обеспечены.

Подсчет тормозного нажатия при скоростях движения до 120 км/ч также не производится для пассажирских поездов, имеющих в своем составе не менее 12 цельнометаллических вагонов (кроме межобластных), вагонов габарита РИЦ с локомотивной тягой (электровозы ВЛ60<sup>п</sup>, ВЛ82, ВЛ82<sup>м</sup>, тепловозы ТЭП10, ТЭ7, ТЭП60). Данные локомотивы не обеспечены единой наименьшей нормой тормозного нажатия, однако это компенсируется повышенной тормозной эффективностью вагонов при их количестве более 11.

## **4.2. Проверка возможности заклинивания колесных пар при торможении вагонов**

Максимальная суммарная величина силы нажатия тормозных колодок и величина расчетного коэффициента нажатия тормозных колодок в соответствии с требованием типового расчета тормоза [8], а также норм для расчета и проектирования вагонов [5] должна проверяться по обеспечению сцепления колес с рельсами при торможении вагона и соблюдении условия

$$\delta_p \varphi_{кр} \leq [\psi_k]. \quad (4.26)$$

Возможность заклинивания (юз) колесных пар проверяется при максимальных расчетных давлениях в тормозном цилиндре на всех режимах тормоза по загрузке вагона при минимальной и максимальной допустимой для соответствующего режима нагрузке на ось.

Полученный коэффициент сцепления колес с рельсами сравнивается с допустимыми при расчетной скорости движения и нагрузке от колесной пары на рельсы. Зависимость между коэффициентом трения, нагрузкой от колесной пары на рельсы и реализованным при торможении коэффициентом сцепления носит статистический характер, т.е. некоторая вероятность заклинивания колесных пар во время торможения существует при любой скорости. Поэтому необходимо производить проверку возможности юза при той расчетной скорости, когда эта вероятность максимальна.

Максимальные расчетные давления воздуха в тормозном цилиндре грузовых и рефрижераторных вагонов, принимаемые для проверки возможности юза, приведены в табл. 4.16 и 4.17.

Таблица 4.16

Расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре грузового и рефрижераторного вагона для проверки возможности юза

Переключение режима воздухораспределителя по загрузке	Режим включения воздухораспределителя	Расчетная величина давления $p_{тц}$ , МПа	
		порожного вагона	при полной загрузке вагона
Автоматическое (авторегим)	Средний	0,16	0,34
	Груженный	0,20	0,45
Ручное	Порожный	0,18	
	Средний	0,34	
	Груженный	0,45	

Таблица 4.17

Расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре порожних вагонов с повышенным весом тары, оборудованных авторегимом с предварительной регулировкой привода авторегима

Режим включения воздухораспределителя	Вес тары вагона, кН	Расчетная величина давления $p_{тц}$ , МПа
Средний, тормозные колодки композиционные	до 260—270	0,16
	от 260—270 до 320	0,19
	от 320 до 360	0,22
	от 360 до 450	0,24
Груженный, тормозные колодки чугунные стандартные	до 260—270	0,20
	от 260—270 до 320	0,24
	от 320 до 360	0,28
	от 360 до 450	0,31

Расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре пассажирских вагонов для проверки возможности юза и оценки тепловой и механической нагруженности фрикционных пар принимают равным 0,42 МПа.

Расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении для проверки отсутствия юза, как указывалось выше, определяется из выражения

$$[\psi_k] = [0,17 - 0,00015(q_0 - 50)]f(V)$$

или по данным табл. 4.6.

Проверка производится для следующих расчетных скоростей движения

- грузовых вагонов: 20, 100 и 120 км/ч;
- рефрижераторных вагонов: 40, 120 и 140 км/ч;
- пассажирских вагонов; 40, 120, 140, 160 и 200 км/ч.

При неравномерном распределении вертикальной нагрузки на тележки вагона проверка на возможность возникновения юза производится для менее нагруженной тележки. Рекомендуется, чтобы для порожних и полностью груженых грузовых вагонов выполнялось условие

$$\delta_r \varphi_{кр} \leq 0,9[\psi_k]. \quad (4.27)$$

Как правило, юз или заклинивание колесной пары наступает не мгновенно. Сначала происходит проскальзывание колесной пары по рельсу, при котором ее скорость становится меньше поступательной скорости движения вагона, что вызывает увеличение тормозной силы за счет повышения коэффициента трения тормозной колодки и последующий юз колесной пары. Из рис. 4.14 видно, что на участке АБ тормозная сила растет за счет увеличения силы нажатия тормозной колодки на колесо, а на участке БВ — из-за роста коэффициента трения тормозной колодки вследствие уменьшения скорости движения при постоянной силе нажатия тормозной колодки на колесо. В точке В из-за нарушения сцепления колеса с рельсом его скорость вращения уменьшается, а коэффициент трения тормозной колодки увеличивается и тормозная сила резко повышается до максимальной величины в точке Г. В этот момент колесо уже не

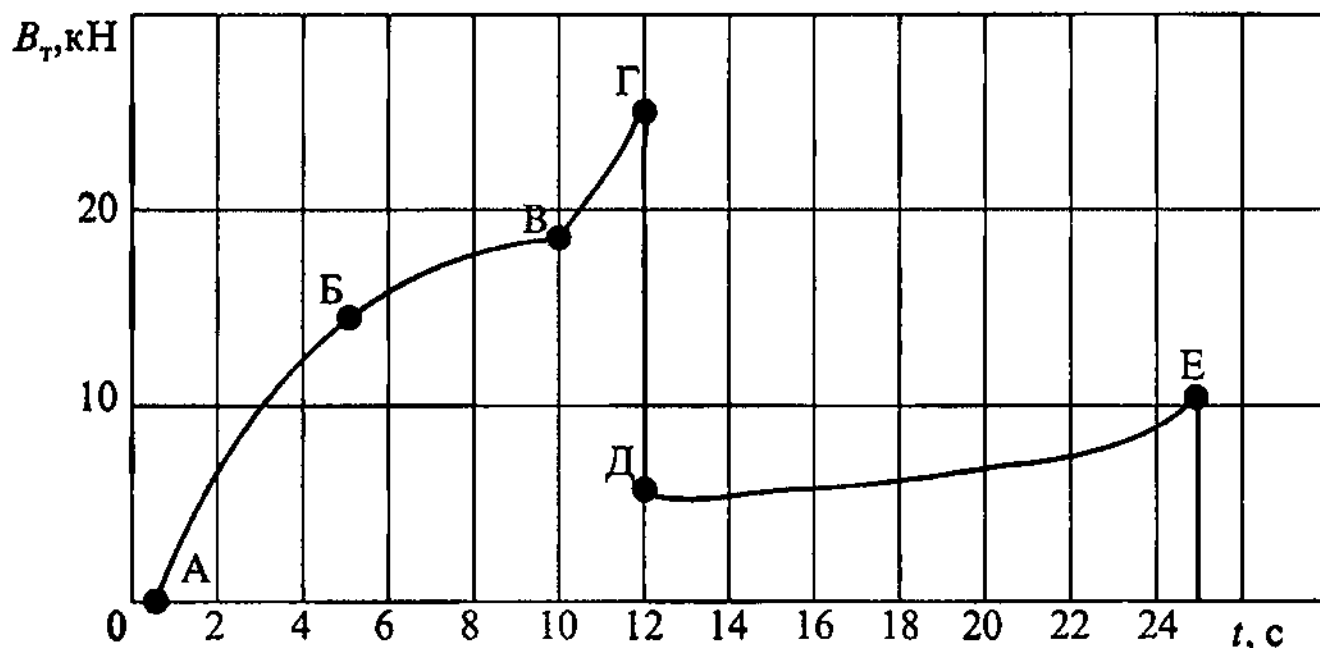


Рис. 4.14. Изменение тормозной силы  $V_t$  при заклинивании (юз) колесной пары по времени  $t$

вращается, наступает юз и тормозная сила резко падает до величины, обозначенной буквой Д. На участке ДЕ тормозной силой является сила трения скольжения колес по рельсам. Коэффициент трения такого скольжения меньше коэффициента сцепления колеса с рельсом, что приводит к увеличению длины тормозного пути. Некоторое увеличение тормозной силы перед остановкой поезда в точке Е объясняется ростом коэффициента трения скольжения заклиненного колеса по рельсу при падении скорости движения и образовании ползуна на колесе. При глубине ползуна 2,5—3,0 мм колесная пара самостоятельно не может выйти из юза даже при полном отпуске тормоза.

При заклинивании колесной пары снижается эффективность тормозов, производится отцепка вагона для смены колесной пары с ползуном, превышающим норму (1 мм при роликовых подшипниках); появляются дополнительные напряжения в колесе, буксовом узле и рельсах. В зимнее время года ползун глубиной более 1,0 мм может привести к появлению трещин в рельсах. При глубине ползуна 2,0 мм сила удара колеса по рельсу может достигать пикового значения 40—45 т при скоростях движения 25—30 км/ч и напрямую зависит от жесткости железнодорожного пути. При скоростях менее 25—30 км/ч сила удара уменьшается, что видно из рис 4.15, на котором представлены зависимости максимальных вероятных вер-



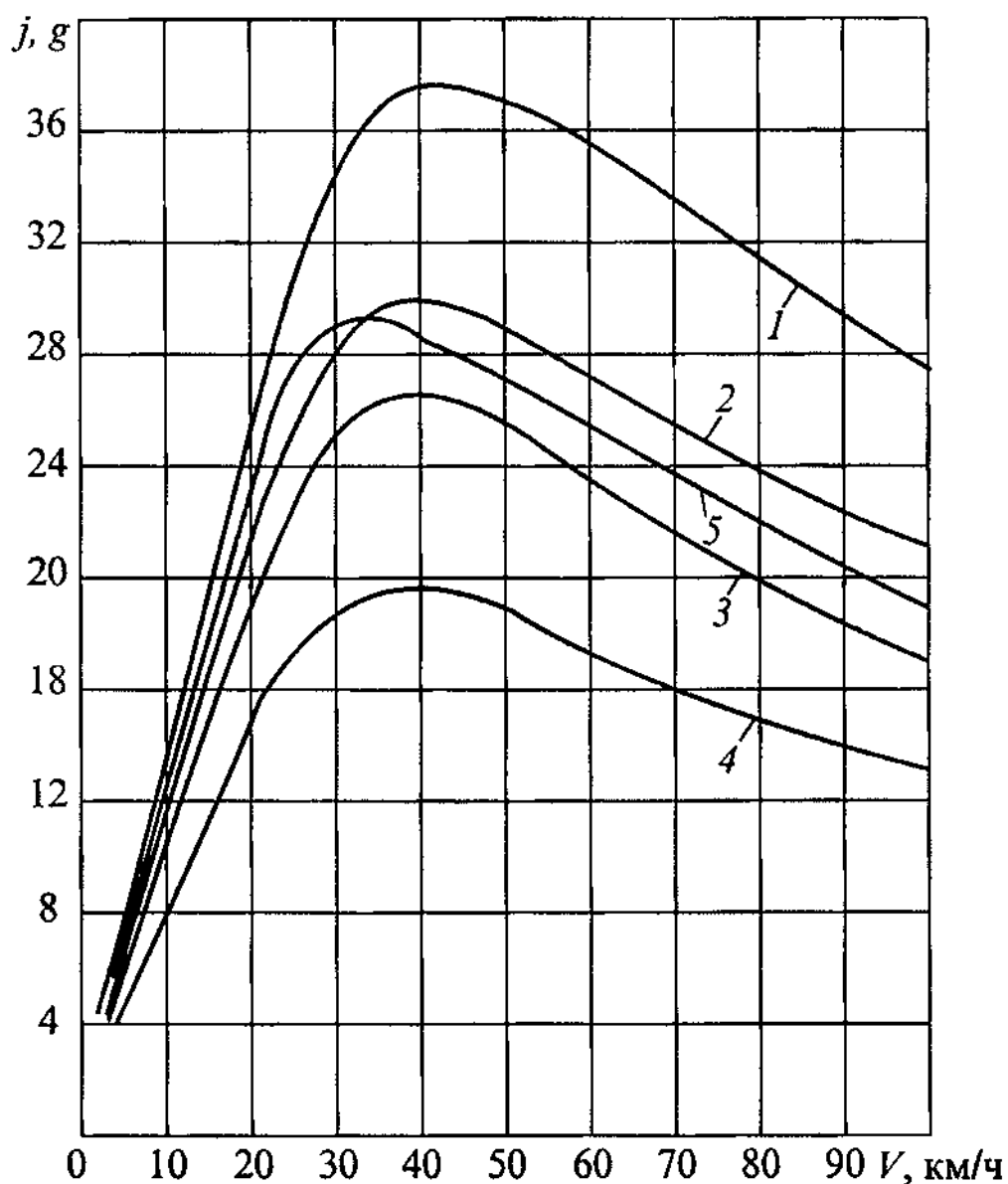


Рис. 4.15. График изменения вертикальных ускорений в долях «g» необрессоренной массы грузового вагона в зависимости от скорости движения в зимних условиях при различной жесткости основания пути в кг/см: 1 —  $385 \cdot 10^3$ ; 2 —  $190 \cdot 10^3$ ; 3 —  $160 \cdot 10^3$ ; 4 —  $83 \cdot 10^3$ ; 5 — кривая ускорений, определенных расчетом, для пути с жесткостью основания  $385 \cdot 10^3$

тикальных ускорений колеса с буксой от скорости движения вагона зимой при ползуне глубиной 2,0 мм и длиной 87 мм на колесах одной колесной пары при жесткости железнодорожного пути  $385 \cdot 10^3$  кг/см (кривая 1),  $190 \cdot 10^3$  кг/см (кривая 2),  $160 \cdot 10^3$  кг/см (кривая 3),  $83 \cdot 10^3$  кг/см (кривая 4) и при статической нагрузке на шейку оси 9 т. Кривая 5 получена расчетным путем при жесткости железнодорожного пути  $190 \cdot 10^3$  кг/см.

Эмпирическая формула для определения вертикального ускорения колеса с буксой в долях «g» грузового вагона с массой брутто 830 кН при глубине ползуна 2,0 мм имеет вид

$$j = \frac{V}{a + bV + cV^2}$$

для интервала скоростей движения  $V$  от 5 до 100 км/ч. При жесткости железнодорожного пути  $385 \cdot 10^3$ ;  $190 \cdot 10^3$ ;  $160 \cdot 10^3$  и  $83 \cdot 10^3$  кг/см коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  равны соответственно:  $a = 0,946$ ;  $0,1165$ ;  $1,144$ ;  $1,186$ ;  $b = -0,0129$ ;  $-0,0164$ ;  $-0,017$ ;  $0,0001$ ;  $c = 0,00049$ ;  $0,000733$ ;  $0,00068$ ;  $0,00081$ .

Заклинивание колесной пары может происходить также по следующим причинам:

- низкое качество ремонта воздухораспределителей, особенно магистральной части и манжет главного поршня главной части воздухораспределителей № 483М или № 483А;
- потеря эластичности и большая усадка манжет и диафрагм и низкое качество резины воздухораспределителей № 483М или № 483А;
- неправильная регулировка тормозной рычажной передачи, неисправность авторегулятора тормозной рычажной передачи;
- загрязнение и замазывание рельсов и поверхности катания колес при смазывании их локомотивными и стационарными наполными лубрикаторами;
- неправильное включение грузовых режимов торможения у грузовых вагонов без грузовых авторежимов.

У вагонов с роликовыми подшипниками при ползуне глубиной свыше 1,0 мм, но не более 2,0 мм, неисправный воздухораспределитель выключается, а вагон следует со скоростью не более 70 км/ч в составе грузового поезда и не свыше 100 км/ч в составе пассажирского поезда. При глубине ползуна на колесе от 2,0 мм до 6,0 мм допускается следование поезда до первой станции со скоростью не более 15 км/ч. При ползуне на колесе глубиной более 12 мм разрешается следовать со скоростью не более 10 км/ч при условии, что колесная пара не будет вращаться.

Глубина ползуна измеряется абсолютным шаблоном, а при его отсутствии ее можно определить по длине ползуна. При глубине ползуна 0,7; 1,0; 2,0; 4,0; 6,0; 12 мм длина ползуна равна соответственно 50; 60; 85; 120; 150; 210 мм при диаметре колеса 950 мм, соответственно 55; 65; 92; 129; 158; 223 мм при диаметре колеса 1050 мм и соответственно 45; 54; 76; 107; 134; 187 мм при диаметре колеса 850 мм.

### Пример 1

Оценить обеспеченность четырехосного полувагона тормозами по коэффициенту расчетного тормозного нажатия при отсутствии грузового авторежима.

*Исходные данные:* вес тары полувагона  $T = 230$  кН; грузоподъемность  $Q = 690$  кН; площадь поршня тормозного цилиндра  $F_T = 994$  см<sup>2</sup>; передаточное число тормозной рычажной передачи  $n = 9,33$ ; тормозные колодки чугунные; КПД тормозной рычажной передачи тормоза  $\eta_{rp} = 0,95$ .

Поскольку грузовой авторежим на полувагоне отсутствует, то необходимо использовать ручное переключение грузовых режимов воздухораспределителя в зависимости от степени загрузки полувагона. При чугунных тормозных колодках переключатель устанавливают на порожний режим — при загрузке до 30 кН/ось; на средний — от 30 до 60 кН/ось; на груженный — от 60 кН/ось до 172,5 кН/ось (полная грузоподъемность). Поэтому по данным табл. 4.13 принимаем величину давления  $p_{тц}$  в тормозном цилиндре соответственно 0,14; 0,3 и 0,4 МПа.

### Решение

Расчет сводится к определению следующих параметров тормоза полувагона:

1) усилия на штоке поршня тормозного цилиндра [8]:

$$P_{шт} = p_{тц} F_{тц} \eta_{тц} - P_{пр} - P_p,$$

где  $\eta_{тц}$  — КПД тормозного цилиндра,  $\eta_{тц} = 0,98$ ;

$P_{пр}$  — усилие отпусковой пружины тормозного цилиндра,

$$P_{пр} = P_o + Ж_{ц} L_{шт};$$

$P_o$  — усилие предварительного сжатия отпусковой пружины,  $P_o = 1590$  Н;

$Ж_{ц}$  — жесткость пружины,  $Ж_{ц} = 65,7$  Н/см;

$L_{шт}$  — величина выхода штока поршня тормозного цилиндра,  $L_{шт} = 125$  мм;  
откуда

$$P_{пр} = 1590 + 65,7 \cdot 125 = 2411,25 \text{ Н} = 2,41 \text{ кН};$$

$P_p$  — усилие пружины авторегулятора, приведенное к штоку поршня тормозного цилиндра

$$P_p = (P_{op} + Ж_p l_p) n_p,$$

где  $n_p$  — передаточное число привода авторегулятора,  $n_p = 0,51$ ;

$P_{op}$  — усилие предварительного сжатия пружины авторегулятора,  
 $P_{op} = 1690$  кН;

$J_p$  — жесткость пружины,  $J_p = 231 \text{ Н/см}$ ;  
 $l_p$  — величина сжатия пружины при торможении,  $l_p = 15 \text{ мм}$  — для авто-регулятора тормозной рычажной передачи типа РТРП № 675М;

откуда

$$P_p = (1690 + 231 \cdot 15) \cdot 0,51 = 1038,6 \text{ Н} = 1,038 \text{ кН},$$

$$P_{пр} + P_p = 2,41 + 1,038 = 3,45 \text{ кН};$$

2) действительного нажатия чугунных тормозных колодок [8]:

$$K_d = \frac{P_{шт} m \eta_{рп}}{m};$$

3) расчетного нажатия чугунных колодок по формуле (4.8):

$$K_p = 2,22 K_d \cdot \frac{1,6 K_d + 100}{8 K_d + 100};$$

4) коэффициента расчетного тормозного нажатия по формуле

$$\delta_p = \frac{m K_p}{q_0}.$$

Результаты расчета сведены в табл. 4.18.

Таблица 4.18

Результаты расчета параметров тормоза полувагона

Режим воздухо-распределителя	$p_{тц}$ , МПа	$P_{шт}$ , кН	$K_d$ , кН	$K_p$ , кН	$q_0$ , кН/ось	$\delta_p$
Порожний	0,14	10,18	11,278	15,53	57,5	0,54
					87,5	0,35
Средний	0,3	25,77	28,55	28,12	87,5	0,64
					117,5	0,48
Груженный	0,4	35,51	39,34	34,31	117,5	0,58
					230	0,30

По результатам расчета, приведенным в табл. 4.18, строится график зависимости коэффициента  $\delta_p$  от загрузки вагона (рис. 4.16),

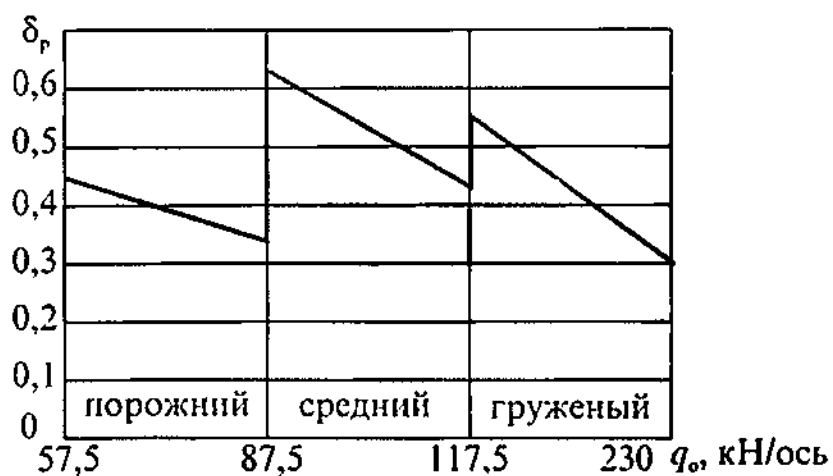


Рис. 4.16. Изменение коэффициента расчетного тормозного нажатия чугунных тормозных колодок при различной загрузке полувагона

вагона тормозными средствами в 1,8 раза на порожнем и в 1,2 на среднем режиме при одной и той же загрузке.

#### Пример 2

Оценить обеспеченность четырехосного крытого вагона тормозами по коэффициенту расчетного тормозного нажатия при наличии грузового авторежима.

*Исходные данные:* вес тары вагона  $T = 250$  кН; грузоподъемность  $Q = 680$  кН; площадь поршня тормозного цилиндра  $F_{\text{тц}} = 994$  см<sup>2</sup>; передаточное число тормозной рычажной передачи  $i = 5,87$ ; тормозные колодки композиционные.

При наличии на вагоне грузового типа № 265А-1 авторежима и композиционных тормозных колодок переключатель грузовых режимов воздухораспределителя устанавливается на средний режим, затем его рукоятка режимов снимается, а ось переключателя режимов фиксируется стопорным кольцом. Давление воздуха в тормозном цилиндре регулируется автоматически грузовым авторежимом по мере загрузки вагона. Реализуемое давление в тормозном цилиндре до 60 % загрузки вагона брутто на основе данных табл. 4.12 составляет:

$q_o$ , кН/ось	62,5	82,5	102,5	122,5	142,5	162,5	232,5
$p_{\text{тц}}$ , МПа	0,13	0,16	0,20	0,235	0,27	0,3	0,3

#### Решение

В соответствии с ранее изложенным, конечной целью расчета является определение коэффициента расчетного тормозного нажа-

из которого следует, что обеспеченность полувагона тормозными средствами по мере его загрузки существенно снижается на всех режимах. Снижение составляет на порожнем режиме — 65 %, среднем — 75 % и груженом — 52 %.

Переключением вручную режимов воздухораспределителя удастся повысить обеспеченность полу-

тия вагона, например, по формуле (4.9). Для этого, как и в предыдущем примере, необходимо вычислить  $P_{шт}$ ,  $K_d$  и  $K_p$ . Величина выхода штока тормозного цилиндра при композиционных колодках будет  $L_{шт} = 100$  мм, а расчетное нажатие тормозной колодки рассчитывается по формуле (4.11):

$$K_p = 1,22 K_d \frac{0,1 K_d + 20}{0,4 K_d + 20},$$

поэтому

$$P_{пр} = 1590 + 65,7 \cdot 10 = 2247 \text{ Н} = 2,24 \text{ кН},$$

$$P_p = (1690 + 231 \cdot 15) 0,65 = 1323,7 \text{ Н} = 1,32 \text{ кН},$$

$$P_{пр} + P_p = 2,24 + 1,32 = 3,56 \text{ кН}.$$

Результаты расчета сведены в табл. 4.19.

Таблица 4.19

Результаты расчета параметров тормоза крытого вагона

$P_{тн}$ , МПа	$P_{шт}$ , кН	$K_d$ , кН	$K_p$ , кН	$q_0$ , кН/ось	$\delta_p$
0,13	9,1	6,34	7,079	62,5	0,22
0,16	12,02	8,37	9,11	82,5	0,22
0,2	15,92	11,09	11,68	102,5	0,22
0,235	19,33	13,47	13,81	122,5	0,22
0,27	22,74	15,85	15,85	142,5	0,22
0,3	25,66	17,88	17,5	162,5	0,216
0,3	25,66	17,88	17,5	232,5	0,14

По полученным в табл. 4.19 данным строится зависимость коэффициента расчетного тормозного нажатия композиционных колодок от загрузки крытого вагона (рис. 4.17), из которого следует, что при наличии на вагоне авторежима обеспеченность его тормозными средствами до 60 % загрузки от веса брутто практически остается неизменной. Вместе с тем при любой степени загрузки крытый вагон в полной мере обеспечен тормозами, о чем свидетельствуют полученный коэффициент для порожнего  $\delta_p = 0,22$  и для груженого вагона  $\delta_p = 0,14$ .

### Пример 3

Проверить, возможен ли юз колесной пары пассажирского вагона при скоростях 40 и 120 км/ч.

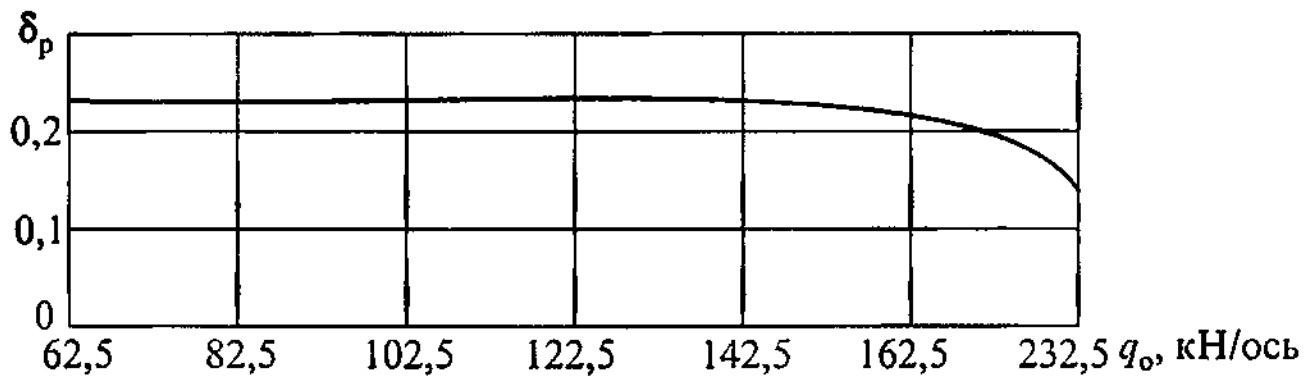


Рис. 4.17. Изменение коэффициента расчетного тормозного нажатия композиционных тормозных колодок при различной загрузке крытого вагона

*Исходные данные:* вес тары вагона  $T = 520$  кН; нагрузка от пассажиров, ручной клади и снаряжения составляет 40 кН;  $q_0 = 140$  кН; тормозные колодки чугунные; передаточное число тормозной рычажной передачи  $n = 9,3$ ; КПД тормозной рычажной передачи  $\eta_{рп} = 0,9$ ; площадь поршня тормозного цилиндра  $F_{тц} = 994$  см<sup>2</sup>.

Согласно утвержденной методике проверка выполняется на основе решения по формуле  $\delta_p \varphi_{кр} \leq |\psi_k|$ . При этом учитывают максимальную величину давления воздуха в тормозном цилиндре  $p_{тц} = 0,42$  МПа при выходе штока  $L_{шт} = 160$  мм.

*Решение*

1) Расчетный коэффициент трения чугунных тормозных колодок определяется по формуле  $\varphi_k = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100}$ :

$$\varphi_k = 0,27 \frac{40 + 100}{5 \cdot 40 + 100} = 0,126 \text{ при скорости движения } 40 \text{ км/ч;}$$

$$\varphi_k = 0,27 \frac{120 + 100}{5 \cdot 120 + 100} = 0,085 \text{ при скорости движения } 100 \text{ км/ч.}$$

2) Усилие на штоке поршня тормозного цилиндра

$$P_{шт} = p_{тц} F_{тц} \eta_{тц} - P_{пр} - P_p.$$

$$P_{пр} = P_o + \mathcal{J}_ц L_{шт} = 1590 + 65,7 \cdot 16 = 2641 \text{ Н} = 2,64 \text{ кН,}$$

$$P_p = (P_{ор} + \mathcal{J}_p l_p) n_p = (1690 + 231 \cdot 20) 0,86 = 1850 \text{ Н} = 1,8 \text{ кН,}$$

$$P_{\text{пр}} + P_{\text{р}} = 2,64 + 1,8 = 4,44 \text{ кН},$$

$$P_{\text{шт}} = 0,38 \cdot 994 \cdot 0,98 - 4,44 = 32,56 \text{ кН}.$$

3) Действительное нажатие тормозной колодки

$$K_{\text{д}} = \frac{P_{\text{шт}} m \eta_{\text{пр}}}{16} = \frac{37 \cdot 9,3 \cdot 0,9}{16} = 19,36 \text{ кН}.$$

4) Расчетное нажатие тормозной колодки

$$K_{\text{р}} = 2,22 K_{\text{д}} \frac{1,6 K_{\text{д}} + 100}{8 K_{\text{д}} + 100} = 2,22 \cdot 19,05 \frac{1,6 \cdot 19,36 + 100}{8 \cdot 19,36 + 100} = 22 \text{ кН}.$$

5) Коэффициент расчетного тормозного нажатия тормозной колодки

$$\delta_{\text{р}} = \frac{m K_{\text{р}}}{q_{\text{о}}} = \frac{4 \cdot 22}{140} = 0,63.$$

6) Расчетный коэффициент сцепления колеса с рельсами

$$\psi_{\text{к}} = \delta_{\text{р}} \varphi_{\text{кр}};$$

$$\psi_{\text{к}} = 0,63 \cdot 0,126 = 0,079 \text{ для } V=40 \text{ км/ч};$$

$$\psi_{\text{к}} = 0,63 \cdot 0,085 = 0,053 \text{ для } V=120 \text{ км/ч}.$$

Из полученных результатов следует, что расчетный коэффициент сцепления меньше допустимого коэффициента  $\psi_{\text{к}} < |\psi_{\text{к}}|$ , из табл. 4.6  $[\psi_{\text{к}}] = 0,1316$  при  $q_{\text{о}} = 140$  кН и  $V = 40$  км/ч и  $[\psi_{\text{к}}] = 0,103$  при  $q_{\text{о}} = 140$  кН и  $V = 120$  км/ч, т.е.  $0,078 < [0,1316]$  для  $V=40$  км/ч;  $0,053 < [0,103]$  для  $V=120$  км/ч.

Следовательно, для указанных скоростей движения пассажирского вагона вероятность юза колесных пар при торможении маловероятна.



#### Пример 4

Охарактеризовать определенный расчетами коэффициент расчетного тормозного нажатия, равный 0,22, для рефрижераторного вагона.

*Исходные данные:* вес тары вагона  $T = 430$  кН; грузоподъемность вагона  $Q = 410$  кН;  $q_o = 210$  кН; тормозные колодки композиционные.

*Решение*

$$\delta_p = \frac{mK_p}{q_o}, \text{ откуда } K_p = \frac{\delta_p q_o}{m} = \frac{0,22 \cdot 210}{4} = 11,55 \text{ кН,}$$

$$\sum_1^{16} K_p = 11,55 \cdot 16 = 184,8 \text{ кН.}$$

Определенный расчетами коэффициент тормозного нажатия колодки  $\delta_p = 0,22$  указывает, что потребное суммарное нажатие композиционных тормозных колодок рефрижераторного вагона равно 184,8 кН, что меньше имеющегося на вагоне суммарного расчетного нажатия 280 кН (см. табл. 4.3), и вагон в полной мере обеспечен тормозами и может эксплуатироваться безопасно в поездах с максимальной скоростью движения 100 км/ч.

## Глава 5. ТЕМПЕРАТУРА НАГРЕВА ТРУЩИХСЯ ПАР ФРИКЦИОННОГО ТОРМОЗА

В процессе торможения поезда фрикционным тормозом происходит преобразование кинетической энергии в тепловую энергию и в зоне контакта тормозной колодки и поверхности катания колеса происходит процесс превращения кинетической энергии движения колеса в энергию беспорядочного теплового движения молекул колеса и тормозной колодки. Скользящий контакт узла трения становится источником возникновения тепла. Остальная масса колеса и колодки поглощает это тепло путем теплопередачи, а с периферийных поверхностей тормозной колодки и колеса тепло рассеивается путем теплоотдачи. Вследствие значительного повышения скоростей движения подвижного состава и применения более эффективных фрикционных материалов для тормозных колодок, обладающих пониженной теплопроводностью, тепловая напряженность процессов торможения значительно возрастает, что сказывается на повреждениях и долговечности фрикционных узлов тормоза вследствие структурных изменений материала тормозных колодок и обода колеса.

Правильное проектирование современных тормозных устройств и выбор рациональных режимов их эксплуатации невозможны без теоретической оценки температуры, развивающейся при торможении. Тепловое состояние фрикционного узла тормоза может характеризоваться средней объемной температурой, развивающейся при торможении, т.е. такой, которая устанавливается при равномерном распределении тепла в рассматриваемом объеме нагреваемого тела.

В исследовании распространения тепла можно не учитывать толщину рассматриваемого тела. Процессом теплоотдачи в окружающую среду с боковых поверхностей колеса также можно пренебречь, поскольку с учетом возможной загрязненности их влияние на тепловой процесс оказывается незначительным. Учитывается лишь отдача тепла в окружающую среду только с поверхности катания колеса, которая всегда чистая и имеет максимальную температуру.

Объемная температура нагрева элементов трущейся пары определяется при следующих допущениях:

- в колесе тепло воспринимается только ободом, вес которого и площадь охлаждающей поверхности принимаются за расчетные, что не вносит большой погрешности, так как толщина диска колеса по сравнению с шириной обода представляет узкий канал, через который тепло передается к менее нагретому диску;

- при композиционных тормозных колодках все выделяемое на контактных поверхностях трущейся фрикционной пары тепло воспринимается только ободом колеса;

- при чугунных тормозных колодках коэффициент разделения тепловых потоков принимается равным 0,8 для колеса и 0,2 для тормозной колодки при одностороннем торможении и соответственно — 0,7 и 0,3 при двухстороннем торможении.

Следовательно, все тепло  $Q$ , выделяемое фрикционным слоем между тормозной колодкой и ободом колеса, распределяется между ними в некотором соотношении количества тепла  $Q_k$  (тормозная колодка) и тепла  $Q_o$  (обод колеса) так, что  $Q = Q_k + Q_o$ .

Сначала, когда трущиеся поверхности тормозной колодки и обода колеса еще холодные, они отводят тепло от фрикционного слоя со значительным его поглощением, но по мере повышения температуры на их открытых поверхностях, охлаждаемых окружающим воздухом, начинают отдавать тепло в окружающую среду. Таким образом, из всего выработанного трением тепла одна часть расходуется на повышение температуры трущихся частей фрикционной пары, а другая рассеивается в окружающей среде путем конвекции и лучеиспускания.

Часть тепла  $dQ_1$ , которая задерживается тормозной колодкой и ободом колеса, определяется выражением

$$dQ_1 = Gcd\tau,$$

где  $G$  — вес тормозной колодки и обода колеса (вес нового обода колеса 248 кг, вес новой чугунной тормозной колодки 14,2 кг, а новой композиционной тормозной колодки 3,2 кг);

$c$  — теплоемкость, 0,11 ккал/кг °С для обода колеса и 0,12 ккал/кг °С для чугунной тормозной колодки;

$d\tau$  — изменение температуры.

Другая часть тепла  $Q_2$ , отдаваемая открытыми поверхностями трущихся деталей в окружающую среду определяется по формуле

$$dQ_2 = \alpha F \tau dt_i,$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи с нагретой поверхности трущейся пары в окружающую среду,  $\alpha = 0,004(1 + 0,65\sqrt{V})$ , ккал/м<sup>2</sup>с °С, а  $V$  — средняя скорость в  $i$ -м интервале скоростей движения, км/ч;

$F$  — площадь поверхности трущейся пары, отдающей тепло,  $F = 1,134$  м<sup>2</sup> для обода колеса при одной тормозной колодке и  $F = 1,04$  м<sup>2</sup> при двух тормозных колодках на колесе  $F = 0,0941$  м<sup>2</sup> для чугунной тормозной колодки;

$\tau$  — избыточная температура трущихся тел над температурой окружающей среды;

$dt_i$  — момент времени.

Так как выделение тепла  $dQ_1$  и  $dQ_2$  происходит одновременно в суммарном количестве  $Q$  за момент времени  $dt_i$ , то на основании закона сохранения энергии можно записать

$$Q dt_i = G c d\tau + \alpha F \tau dt_i.$$

Поскольку пара трения состоит из двух неодинаковых тел — тормозная колодка и обод колеса, то это уравнение следует решать отдельно для каждого из них, вводя соответствующие индексы «тк» и «о». Для тормозной колодки уравнение будет иметь вид

$$G_{\text{тк}} c d\tau_{\text{тк}} = (Q_{\text{тк}} - \alpha F_{\text{тк}} \tau_{\text{тк}}) dt_i,$$

$$\frac{d\tau_{\text{тк}}}{Q_{\text{тк}} - \alpha F_{\text{тк}} \tau_{\text{тк}}} = \frac{dt_i}{G_{\text{тк}} c}.$$

Чтобы проинтегрировать это уравнение, необходимо левую часть уравнения привести к простейшему виду, для чего вводится обобщающая новая переменная  $Z$ :

$$Q_{\text{тк}} - \alpha F_{\text{тк}} \tau_{\text{тк}} = Z.$$

Решаем это уравнение относительно  $\tau_{\text{ТК}}$ :

$$\tau_{\text{ТК}} = \frac{Q_{\text{ТК}} - Z}{\alpha F_{\text{ТК}}},$$

а после дифференцирования

$$d\tau_{\text{ТК}} = -\frac{dZ}{\alpha F_{\text{ТК}}}.$$

Заменяв левую часть с использованием ранее полученных выражений, проинтегрируем это равенство:

$$-\int \frac{dZ}{\alpha F_{\text{ТК}} Z} = \int \frac{dt_i}{G_{\text{ТК}} c},$$

в результате получим

$$-\frac{1}{\alpha F_{\text{ТК}}} \ln Z = \frac{t_i}{G_{\text{ТК}} c} + c.$$

После замены  $Z$  его выражением и представления величины  $c$  в более удобном логарифмическом виде имеем

$$-\ln(Q_{\text{ТК}} - \alpha F_{\text{ТК}} \tau_{\text{ТК}}) = \frac{\alpha F_{\text{ТК}} t_i}{G_{\text{ТК}} c} + \ln c.$$

Для определения значения величины  $c$  обратимся к начальному условию. В момент времени  $t_i = 0$  температура тормозной колодки равна температуре окружающего воздуха, которую можно считать началом отсчета и поэтому равной нулю. Следовательно, подставляя в это уравнение  $\tau_{\text{ТК}} = 0$  и  $t_i = 0$ , получим

$$-\ln(Q_{\text{ТК}} - 0) = 0 + \ln c,$$

$$\ln c = -\ln Q_{\text{ТК}}$$

или согласно правилу логарифмирования дроби

$$\ln \left( \frac{Q_{\text{ТК}} - \alpha F_{\text{ТК}} \tau_{\text{ТК}}}{Q_{\text{ТК}}} \right) = -\frac{\alpha F_{\text{ТК}} t_i}{G_{\text{ТК}} c},$$

а после потенцирования этого уравнения имеем

$$\frac{Q_{\text{ТК}} - \alpha F_{\text{ТК}} \tau_{\text{ТК}}}{Q_{\text{ТК}}} = e^{-\frac{\alpha F_{\text{ТК}} t_i}{G_{\text{ТК}} c}},$$

$$\tau_{\text{ТК}} = \frac{Q_{\text{ТК}}}{\alpha F_{\text{ТК}}} \left( 1 - e^{-\frac{\alpha F_{\text{ТК}} t_i}{G_{\text{ТК}} c}} \right),$$

где  $e$  — основание натуральных логарифмов.

По этой формуле определяется объемная избыточная температура тормозной колодки относительно температуры окружающего воздуха как функция времени  $t_i$ .

Аналогично получается формула для определения избыточной объемной температуры обода колеса:

$$\tau_o = \frac{Q_o}{A \alpha F_o} \left( 1 - e^{-\frac{\alpha F_o t_i}{G_o c}} \right),$$

где  $A$  — механический эквивалент тепловой работы, равный 427 кг·см/ккал.

Количество тепла  $Q_{\text{ТК}}$  и  $Q_o$  равно количеству работы трения, выраженной в калориях или килокалориях. Работа сил трения за единицу времени в  $i$ -м интервале скоростей движения определяется следующим количеством тепла:

$$Q_i = \frac{K_{д(max)} \varphi_k \Delta S_{д}}{t_i} m \xi,$$

где  $K_{д(max)}$  — максимальная действительная сила нажатия тормозной колодки на колесо;

$\varphi_k$  — коэффициент трения;

$\Delta S_{д}$  — действительный тормозной путь в  $i$ -м интервале скоростей движения ( $V_{н}$ ,  $V_{к}$ );

$V_{н}$  — начальная, а  $V_{к}$  — конечная скорость торможения;

$m$  — количество тормозных колодок на одном колесе;

$\xi$  — коэффициент разделения тепловых потоков,  $\xi = 0,9$  для колеса с чугунной тормозной колодкой,  $\xi = 0,1$  для чугунной тормозной колодки;  $\xi = 1,0$  для колеса с композиционной тормозной колодкой;

$t_i$  — время действительного торможения в  $i$ -м интервале скоростей движения ( $V_{н} - V_{к}$ ).

Ориентировочная объемная температура при кратковременном нагреве не должна превышать  $70^{\circ}\text{C}$ .

Расчеты, проведенные при  $K_{д(max)} = 2410$  кг,  $\varphi_k = 0,238$ ,  $\Delta S_{д} = 712$  м,  $t_i = 54$  с при двух композиционных тормозных колодках на колесе, массе обода колеса 248 кг, показали, что средняя объемная температура нагрева тормозной колодки равна  $68^{\circ}\text{C}$ .

**Перечень типовых тормозных приборов, устройств  
и деталей для новых грузовых и рефрижераторных вагонов  
постройки вагоностроительных заводов России**

№ п/п	Наименование	Обозначения	Нормативные документы	Изготовитель
1	Воздухо-распределители	483М, 483М-01, 483А, 483А-01	ТУ24.05.10.062-98 ТУ3184-021-057565760-00	ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» (г. Москва)
		483-КЕ	ТУ24.05.10.132-97	ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ», «Кнорр—Бремзе» (Германия)
2	Двухкамерный резервуар воздухо-распределителей ранних модификаций	295М.002	ТУ3184-001-0574438-99	ОАО «Трансмаш» (г. Белев, Тульская обл.)
		295М.001	ТУ24.0.421	Алтайский завод агрегатов (г. Барнаул)
3	Грузовой авторежим	265А-1	ТУ3184-509-057445-98	ОАО «Транспневматика» (г. Первомайск, Нижегородская обл.)
4	Регулятор тормозной рычажной передачи	РТРП-675 РТРП-675М	ТУ3184-007-05756760-99	ОАО «Транспневматика»
5	Тормозные цилиндры	188Б, 519А	ОСТ24.290.117-98	ОАО «Транспневматика»
		155	ТУ3184-035-07548941-97	ГУП ПО «Уралвагонзавод» (г. Н-Тагил)
		002	ТУ24.05.801-87	ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ»
		646	ТУ24.05.955-91	ОАО «Транспневматика»
6	Запасные резервуары	Р7-55, Р7-78 Р7-135	ГОСТ1561-75, ТУ24.04.0119-88	ЗАО «Тулажелдормаш»
		Р7-78	ГОСТ1561-75	ГУП ПО «Уралвагонзавод»



Продолжение приложения 1

№ п/п	Наименование	Обозначения	Нормативные документы	Изготовитель
7	Концевые краны	4303, 4304, 4313, 4314	ТУ24.05.05.54-97, ТУ3184-008-10785359-02	ОАО «Ритм», ТПТА (г. Тверь)
8	Разобши- тельный кран (пробковый)	4220	ОСТ24.290.16-86	ОАО «Транспнев- матика»
	Разобши- тельные кра- ны (шарико- вые с фторо- пластом)	4309, 4302 А, 4300, 4302А	ТУ3184-003- 10785350	ОАО «Ритм», ТПТА
		1-8; 1-10; 1-15-1; 1-15-3; 1-20-1; 1-20-3	ТУ24.05.10.105-94	ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ»
9	Соедини- тельный рукав	Р17Б	ТУ3184-057- 07518941-99 ГОСТ1335-84 ГОСТ38-72	ГУП ПО «Уралва- гонзавод»
10	Тройник	573	ТУ3184-513- 05744521-2002	ОАО «ТРАНС- ПНЕВМАТИКА»
			Черт. 132.40.00.108-0	ГУП ПО «Уралва- гонзавод»
11	Соедини- тельные рукава	Р36А; Р36Б; Р36В	ТУ3184-501- 05744521-94	ОАО «Транспнев- матика»
12	Втулки шарнирных соединений тормозной рычажной передачи	–	ОСТ24.151.07 ТУ3214113225	Московский завод порошковой метал- лургии. Машиностроитель- ный завод (г. Ясно- горск, Тульская обл.)
13	Привод ручного (стояноч- ного тор- моза)	–	ТУ24.109 ОСТ 24.290.01	ОАО «Транспнев- матика»
14	Тормозной башмак	100-40-016-0	ГОСТ 3269	ОАО «Транспневма- тика»
15	Триангель	–	ГОСТ 4686	ОАО «Транспневма- тика»
16	Головки тяг и затяжек тормозной рычажной передачи	–	ОСТ 24.153.10	ОАО «Транспнев- матика»

## Окончание приложения 1

№ п/п	Наименование	Обозначения	Нормативные документы	Изготовитель
17	Чека тормозной колодки	100-40-014-0	ГОСТ 1203	ОАО «Транспневматика»
18	Композиционные тормозные колодки	ТИИР-300	ТУ 2571-028-00149386-2000. ТУ 38-114292-94. ТУ 2571-007-0011449386-2000.	ОАО «УралАТИ» (г. Асбест)
			ТУ 2571-028-00149386-2000	ОАО «Фритекс» (г. Ярославль)
19	Чугунные тормозные колодки	–	ГОСТ 1205 ТУ 32 ЦТВР-279	ОАО «УралАТИ»
20	Устройство отвода тормозных колодок от поверхности катания колес при отпуске тормоза	–	Черт. 100.40.000-ОСБ	ГУП ПО «Уралвагонзавод»

**Перечень типовых тормозных приборов, устройств и деталей  
для новых пассажирских вагонов с локомотивной тягой  
постройки вагоностроительных заводов России**

№ п/п	Наименование	Обозначения	Нормативные документы	Изготовитель
1	Воздухораспределители	292; 292М	ТУ24.05.10.064-87	ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ» (г. Москва)
		305	ТУ3184-004-05756760-00	
		KE <sub>s</sub>	–	Фирма «Кнорр-Бремзе» (Германия)
2	Клеммные коробки	316-8; 317-8	ТУ24.05.143-88	ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ»
3	Осевой регулятор тормоза KE-GPR	Ar-11	–	«Кнорр-Бремзе» (Германия)
4	Противоюзное устройство скоростных вагонов	М	–	«Кнорр-Бремзе» (Германия)
5	Процессорное противоюзное устройство: четырехосных вагонов шестиосных вагонов	Барс-4 Барс-4М	ИТ1.036.004ТУ1 ИТ1.036.004-01ТУ1 ИТ1.036.005ТУ ИТ1.036.005ТУ1	ООО «АДС Норд-Вест» (г. Санкт-Петербург)
		Барс-6	ИТ1.036.006ТУ1 ИТ3.990.002Г4	
		НорД-6	ИТ1.036.005ТУ1 ИТ1.360.005 ОПУ1	
6	Регулятор тормозной рычажной передачи	РТРП-675 РТРП-675-М	ТУ 3184-007-05756760-99	ОАО «Транспневматика» (г. Первомайск, Нижегородская обл.)
7	Тормозные цилиндры	501Б	ОСТ224.290.17-88	ОАО «Транспневматика»
		670	ТУ 3184-503-05744521-95	

№ п/п	Наименование	Обозначения	Нормативные документы	Изготовитель
8	Разобшительный кран (пробковый)	4220	ОСТ24.290.16-86	ОАО «Транспневматика»
	Разобшительные краны (шариковые с фторопластом)	4309; 4309 А, 4300, 4302А	ТУ3184-003-10785350-99	ОАО «Ритм», ТПТА, (г. Тверь)
		1-8; 1-10; 1-15-1; 1-15-3; 1-20-1; 1-20-3	ТУ24.05.10.105-94	ОАО МТЗ «ТРАНСМАШ»
9	Соединительный рукав	369А	ТУ3184-512-05744521-2000	ОАО «Транспневматика»
10	Тройник	573П	ТУ3184-513-05744521-2002	ОАО «Транспневматика»
11	Привод ручного (стояночного тормоза)	–	ТУ3184-513-0574452102002	ОАО «Транспневматика»
12	Втулки шарнирных соединений тормозной рычажной передачи	–	ОСТ24.151.07 ТУ3214113225	Московский завод порошковой металлургии. Машиностроительный завод (г. Ясногорск, Тульская обл.)
13	Тормозной башмак	–	ГОСТ 1204-67	ОАО «Транспневматика»
14	Траверса			ОАО «Транспневматика»
15	Головки тяг и затяжек тормозной рычажной передачи	–	ОСТ 24.153.10	ОАО «Транспневматика»
16	Соединительная чека тормозной колодки	80-40-001	ГОСТ 1203	ОАО «Транспневматика»
17	Чугунные тормозные колодки при скоростях движения вагонов до 120 км/ч	–	ГОСТ 1205 ТУ 32 ЦТВР-279	ОАО «УралАТИ» (г. Асбест)
18	Композиционные тормозные колодки при скоростях движения вагонов свыше 120 км/ч	ТИИР-308	ТУ 2571-031-05766936-2000	ОАО «Фритекс» (г. Ярославль)

## РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. *Асадченко В.Р.* Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава: Учебное пособие. — М.: Маршрут, 2004. — 120 с.
2. *Асадченко В.Р.* Автоматические тормоза подвижного состава железнодорожного транспорта: Учебное иллюстрированное пособие. — М.: УМК МПС России, 2002. — 128 с.
3. *Галай Э.И.* Тормоза локомотивов и вагонов: проблемы и перспективы: Учебное пособие. — Гомель: БелИИЖТ. 1992. — 71 с.
4. *Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И.* Тяговые расчеты: Справочник. — М.: Транспорт, 1987. — 256 с.
5. *Иноземцев В.Г., Казаринов В.М., Ясенцев В.Ф.* Автоматические тормоза: Учебник. — М.: Транспорт, 1981. — 464 с.
6. *Казаринов В.М. и др.* Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. — М.: Транспорт, 1968. — 399 с.
7. *Казаринов В.М.* Автотормоза. — М.: Транспорт, 1974. — 240 с.
8. *Крылов В.И. и др.* Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава: Справочник. — М.: Транспорт, 1989. — 495 с.
9. *Панов В.Л., Разинкин Н.Е., Богданович Б.В., Аввакумов А.С.* Контроль напряженно-деформированного состояния триангелей // Железнодорожный транспорт, 1992. № 4. С. 47.
10. *Погребинский М.Г., Юдин В.А. и др.* Разработка технологического процесса ремонта тормозного оборудования грузовых вагонов в депо и ВРЗ с использованием средств механизации и автоматизации: Отчет по НИР. — М.: МИИТ, 1991. — 236 с.
11. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации. — М.: Транспорт, 2000. — 190 с.
12. Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277. — М.: Трансинфо, 2002. — 160 с.
13. Инструкция по ремонту тормозного оборудования вагонов. ЦВ-ЦЛ-945. — М.: Инпресс, 2003. — 129 с.
14. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: ГосНИИВ, 1996. — 319 с.
15. Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. — М.: МПС РФ, 1996. — 76 с.
16. ГОСТ 9238-83 Указания по применению габаритов подвижного состава. — М.: Транспорт, 1983. — 133 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>3</b>
<b>Глава 1. ВЫБОР ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНОВ .....</b>	<b>10</b>
1.1. Определение потребной тормозной силы по заданной длине тормозного пути .....	10
1.2. Проверка потребной тормозной силы по допускаемой величине замедления движения поезда .....	17
1.3. Расчет допускаемой тормозной силы по условию недопущения юза колес вагона .....	20
<b>Глава 2. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНОВ .....</b>	<b>32</b>
2.1. Требования к пневматическому тормозному оборудованию вагона ..	33
2.2. Выбор принципиальной схемы пневматической части тормоза вагона .....	34
2.3. Рекомендации по проектированию конструкции тормозной воздушной магистрали с арматурой .....	44
2.4. Определение диаметра тормозного цилиндра .....	76
2.5. Выбор объема запасного резервуара .....	96
<b>Глава 3. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНОВ .....</b>	<b>101</b>
3.1. Выбор принципиальной схемы механической части тормозной системы вагона .....	111
3.2. Качественные характеристики механической части тормозной системы вагонов .....	118
3.3. Определение передаточного числа тормозной рычажной передачи по заданной величине нажатия тормозных колодок .....	122
3.4. Геометрическое передаточное число тормозной рычажной передачи тормоза .....	125
3.5. Определение плеч рычагов и длин тяг тормозной рычажной передачи .....	129
3.6. Выбор поперечных сечений элементов тормозной рычажной передачи вагона .....	142
3.7. Определение величины выхода штока поршня тормозного цилиндра при торможении вагона .....	166

<b>Глава 4. ОБЕСПЕЧЕННОСТЬ ВАГОНОВ ТОРМОЗНЫМИ СРЕДСТВАМИ .....</b>	<b>180</b>
4.1. Определение расчетного коэффициента трения и расчетного тормозного нажатия тормозных колодок .....	180
4.2. Проверка возможности заклинивания колесных пар при торможении вагонов .....	220
<b>Глава 5. ТЕМПЕРАТУРА НАГРЕВА ТРУЩИХСЯ ПАР ФРИКЦИОННОГО ТОРМОЗА .....</b>	<b>233</b>
<i>Приложение 1. Перечень типовых тормозных приборов, устройств и деталей для новых грузовых и рефрижераторных вагонов постройки вагоностроительных заводов России .....</i>	<i>239</i>
<i>Приложение 2. Перечень типовых тормозных приборов, устройств и деталей для новых пассажирских вагонов с локомотивной тягой постройки вагоностроительных заводов России .....</i>	<i>242</i>
<b>РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>244</b>

*Учебное издание*

Петр Степанович Анисимов  
Вячеслав Анинович Юдин  
Александр Николаевич Шамаков  
Сергей Николаевич Коржин

## Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов

*Учебное пособие  
для вузов железнодорожного транспорта*

Редактор *В.А. Русев*  
Корректоры *Н.В. Лепендина, И.Ф. Солодкова*  
Компьютерная верстка *А.Н. Рудякова*

---

Изд. лиц. ИД. № 04598 от 24.04.2001 г.  
Подписано в печать 21.11.05 г.  
Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Печ. л. 15,5. Тираж 4000 экз. Зак. № 5014.  
Учебно-методический центр по образованию  
на железнодорожном транспорте  
Издательство «Маршрут»  
107078, Москва, Басманный пер., д. 6

---

Отпечатано ООО «Прессиздат»  
105094 г. Москва, ул. Золотая, д. 11, стр. 1