

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра вагонов и вагонного хозяйства

Э. А. ЛИСИЧКИН П. К. РУДОВ

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ
ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие для студентов специальности
«Городской электрический транспорт»

Гомель 2009

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра вагонов и вагонного хозяйства

Э. А. ЛИСИЧКИН П. К. РУДОВ

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ
ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие для студентов специальности
«Городской электрический транспорт»

Одобрено методической комиссией
механического факультета

Гомель 2009

УДК 656.132.6(075.8)
ББК 39.83
Л63

Рецензент – канд. техн. наук, заведующий кафедрой «Электрический подвижной состав» **В. С. Могила** (УО «БелГУТ»)

Лисичкин, Э. А.

Л63 Тормозные системы электроподвижного состава : учеб.-метод. пособие для студентов специальности «Городской электрический транспорт» / Э. А. Лисичкин, П. К. Рудов. – Гомель : БелГУТ, 2009. – 112 с.
ISBN 978-985-468-606-6

Изложены принцип действия, конструкция, особенности и характеристики тормозных систем подвижного состава городского электрического транспорта. Рассмотрены основы торможения и методы расчета тормозов. Приведены особенности эксплуатации, технического обслуживания и ремонта тормозного оборудования.

Предназначено для студентов специальности «Городской электрический транспорт».

УДК 656.132.6(075.8)
ББК 39.83

ISBN 978-985-468-606-6

© Лисичкин Э. А., Рудов П. К., 2009
© Оформление. УО «БелГУТ», 2009

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1 Общие сведения о тормозах подвижного состава	6
1.1 Классификация тормозов	6
1.2 Режимы торможения	11
1.3 Требования к тормозным системам подвижного состава	12
1.4 Воздушная и тормозная волны	12
2 Тормозная сила	14
2.1 Образование тормозной силы	14
2.2 Безъюзовое торможение	15
3 Тормозные механизмы	17
3.1 Колесно-колодочные тормозные механизмы	18
3.2 Дисковые тормозные механизмы	22
3.3 Образование тормозной силы дискового тормоза	24
3.4 Расчет дискового тормозного механизма	25
3.4.1 Распределение давлений по площади фрикционного контакта при равномерном износе накладок	25
3.4.2 Выбор точки приложения силы нажатия для обеспечения равномерного износа накладок	26
3.4.3 Эффективный радиус трения	29
3.4.4 Условие безъюзового торможения и выбор силы нажатия	31
3.5 Барабанные тормозные механизмы	32
3.6 Образование тормозной силы барабанного тормоза	34
3.7 Расчет барабанного тормозного механизма	35
3.8 Рельсовые тормозные механизмы	38
4 Приводы механических тормозов	39
4.1 Общие сведения	39
4.2 Пневматический тормозной привод	41
4.3 Гидравлический тормозной привод	44
4.4 Пневмогидравлический тормозной привод	44
4.5 Электромагнитный тормозной привод	45
4.6 Пружинный тормозной привод	45
4.7 Тормозной привод с пружинным энергоаккумулятором	46
4.8 Мускульный тормозной привод	48
5 Тормозные передачи	49
5.1 Общие сведения	49
5.2 Характеристики тормозных передач	49
6 Приборы управления пневматическими тормозами	50
6.1 Тормозные краны троллейбусов	50
6.2 Тормозные краны трамваев	53
6.3 Краны машиниста поездов метрополитена	53
7 Подготовка сжатого воздуха в пневматических системах	54

7.1 Состояние и качество сжатого воздуха	54
7.2 Способы осушки и очистки воздуха	56
7.3 Замкнутые пневматические системы	58
7.4 Маслоотделители и противозамерзатели	59
8 Компрессорные установки в тормозных системах подвижного состава	60
8.1 Классификация компрессоров	60
8.2 Конструкции компрессоров	62
8.3 Диаграмма работы и производительность компрессора	63
8.4 Оценка технического состояния и особенности технического обслуживания компрессора	66
9 Общие сведения о тормозных системах подвижного состава городского электрического транспорта	69
10 Тормозные системы троллейбусов	71
10.1 Общие сведения	71
10.2 Пневматическая тормозная система троллейбусов ЗИУ	72
10.3 Пневматические тормозные системы троллейбусов производства ПО «Белкоммунмаш»	73
11 Тормозные системы трамвайных вагонов	78
11.1 Общие сведения	78
11.2 Пневматическая тормозная система трамвая	79
12 Устройства и приборы обеспечения безопасности движения поездов метрополитена	82
12.1 Тормозные системы поездов метрополитена	82
12.2 Автостопы	83
12.3 Автоблокировка	85
12.4 Автоматическая локомотивная сигнализация с автоматическим регулированием скорости	86
13 Тормозные расчеты	90
13.1 Уравнение движения тормозящегося подвижного состава	90
13.2 Расчет тормозного пути, замедления и времени торможения	93
13.3 Распределение тормозных сил по колесам транспортного средства	97
13.4 Расчет стояночного тормоза	99
14 Техническое обслуживание тормозного оборудования подвижного состава городского электрического транспорта	101
14.1 Техническое обслуживание тормозного оборудования троллейбусов	101
14.2 Методы контроля эффективности тормозных систем	103
14.3 Средства стендового контроля	105
14.4 Особенности контроля тормозных систем троллейбусных поездов	108
14.5 Техническое обслуживание тормозного оборудования трамваев	109
14.6 Техническое обслуживание тормозного оборудования вагонов метрополитена	110
Список литературы	112

ВВЕДЕНИЕ

Городской электрический транспорт является частью производственной и социальной инфраструктуры города и служит главным средством доставки населения к местам работы и отдыха. Выполняя жизненно важные функции в современном городе, он должен обладать высокой надежностью и безопасностью. Активная безопасность транспортных средств обеспечивается их хорошими тормозными свойствами.

Тормозные свойства – это способность транспортного средства быстро снижать скорость вплоть до полной остановки при минимальном тормозном пути, сохранять заданную скорость при движении на спуске, а также оставаться неподвижным при действии случайных сил. Торможение является важной составляющей частью процесса движения транспортного средства, обеспечивающей безопасность его эксплуатации.

Уменьшение скорости движения транспортного средства происходит за счет искусственного создания сопротивления его перемещению. При этом уменьшается (или полностью рассеивается) энергия транспортного средства, накопленная в процессе предыдущего движения. Преобразование этой энергии в работу трения осуществляется в механизмах тормозных систем, расположенных непосредственно в колесах, на валах трансмиссий, или в электрическую энергию при электродинамическом торможении тяговым двигателем.

Надежная и экономичная работа тормозных систем зависит от технического состояния тормозного оборудования, его безотказности и долговечности. Поэтому наряду с улучшением конструкций требуется хорошо организованное техническое обслуживание оборудования, своевременное обнаружение и устранение неисправностей, а также проведение высококачественного ремонта тормозов в депо. Для этого специалисты, связанные с эксплуатацией тормозного оборудования подвижного состава, должны иметь высокую техническую грамотность в вопросах конструкции и особенностей работы тормозов.

Пособие предназначено для оказания помощи студентам специальности «Городской электрический транспорт» в изучении курса «Тормозные системы электроподвижного состава».

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТОРМОЗАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Движущееся транспортное средство обладает большой кинетической энергией, величина которой пропорциональна массе транспортного средства и квадрату его скорости движения. При торможении эта энергия должна быть погашена тормозными устройствами путем преобразования ее либо в тепловую, либо в электрическую. **Тормозом** называется комплекс устройств, предназначенных для создания искусственного сопротивления движению транспортного средства при регулировании его скорости или остановке, а также для удержания транспортного средства на месте.

На городском электрическом транспорте, экипажи которого движутся в общем транспортном потоке с частыми маршрутными остановками и изменениями скорости, вызванными дорожно-транспортной ситуацией, тормозные системы играют весьма важную роль. Отказы тормозов, как правило, ведут к серьезным материальным потерям, а иногда и к человеческим жертвам. Практика показывает, что некоторые дорожно-транспортные происшествия можно было бы предотвратить при более эффективном действии тормозных систем (меньший тормозной путь, отсутствие бокового скольжения и т. п.). Эффективность тормозов самым непосредственным образом влияет на все показатели качества пассажирского транспорта: безопасность, скорость движения, комфортабельность, экономичность.

1.1 Классификация тормозов

На подвижном составе городского электрического транспорта применяются ручные, пневматические, электропневматические, гидравлические и электрические тормоза с использованием для создания тормозной силы мускульной энергии человека, потенциальной энергии сжатого воздуха или пружин, давления жидкости и электрической энергии.

Тормоза классифицируются по различным признакам. По **свойствам управляющей части** они подразделяются на автоматические и неавтоматические.

Автоматическими называются *тормоза*, которые при разрыве тормозной магистрали или при искусственном выпуске воздуха из нее автоматически (независимо от воли водителя или машиниста) приходят в действие вследствие снижения давления воздуха в магистрали.

Неавтоматические тормоза при разрыве тормозной магистрали не срабатывают. В отличие от автоматических тормозов приходят в действие при повышении давления в тормозной магистрали.

В настоящее время автоматические тормоза применяются в поездах метрополитена, что позволяет обеспечивать безопасность и высокие скорости движения поездов. Неавтоматические тормоза обычно применяются в пределах одной единицы подвижного состава.

Упрощенная принципиальная схема неавтоматического пневматического тормоза приведена на рисунке 1.1, а. Тормоз включает в себя источник 1 питания сжатым воздухом (компрессор), который через обратный клапан 2 нагнетает сжатый воздух в главный резервуар 3.

Обратный клапан разобщает главный резервуар от компрессора, когда последний прекращает работу. Тормозной кран 4 предназначен для управления тормозами из кабины транспортного средства. Тормозные цилиндры 5 являются приводами тормозных механизмов.

В зависимости от положения тормозного крана происходит один из следующих процессов: торможение, перекрыша, отпуск.

По **способности автоматически восполнять утечки воздуха** из тормозных цилиндров в процессе торможения и перекрыши различают **прямодействующие** и **непрямодействующие** тормоза.

На подвижном составе используются **три принципиальные схемы пневматических тормозов**, которые приведены на рисунке 1.1.

Неавтоматический прямодействующий тормоз (см. рисунок 1.1, а). При *торможении* происходит непосредственное (прямое) сообщение тормозных цилиндров 5 с магистралью, питающей их сжатым воздухом через тормозной кран 4 из главного резервуара 3. Давление в тормозных цилиндрах при этом повышается, и тормозные механизмы приводятся в действие. При достижении необходимого давления воздуха в тормозных цилиндрах кран 4 устанавливается в положение, при котором прекращается сообщение магистрали с тормозными цилиндрами и в них фиксируется установленное давление. Такое положение называется *перекрышей*. При *отпуске* тормозные цилиндры через тормозной кран сообщаются с атмосферой.

В схемах *автоматических прямодействующих и непрямодействующих тормозов* (рисунок 1.1, б, в) на каждой тормозной единице устанавливается дополнительно воздухораспределитель 7 и запасный резервуар 8. Прежде чем привести такой тормоз в действие, сначала необходимо произвести его зарядку, то есть повысить давление воздуха в тормозной магистрали 6 и запасном резервуаре 8.

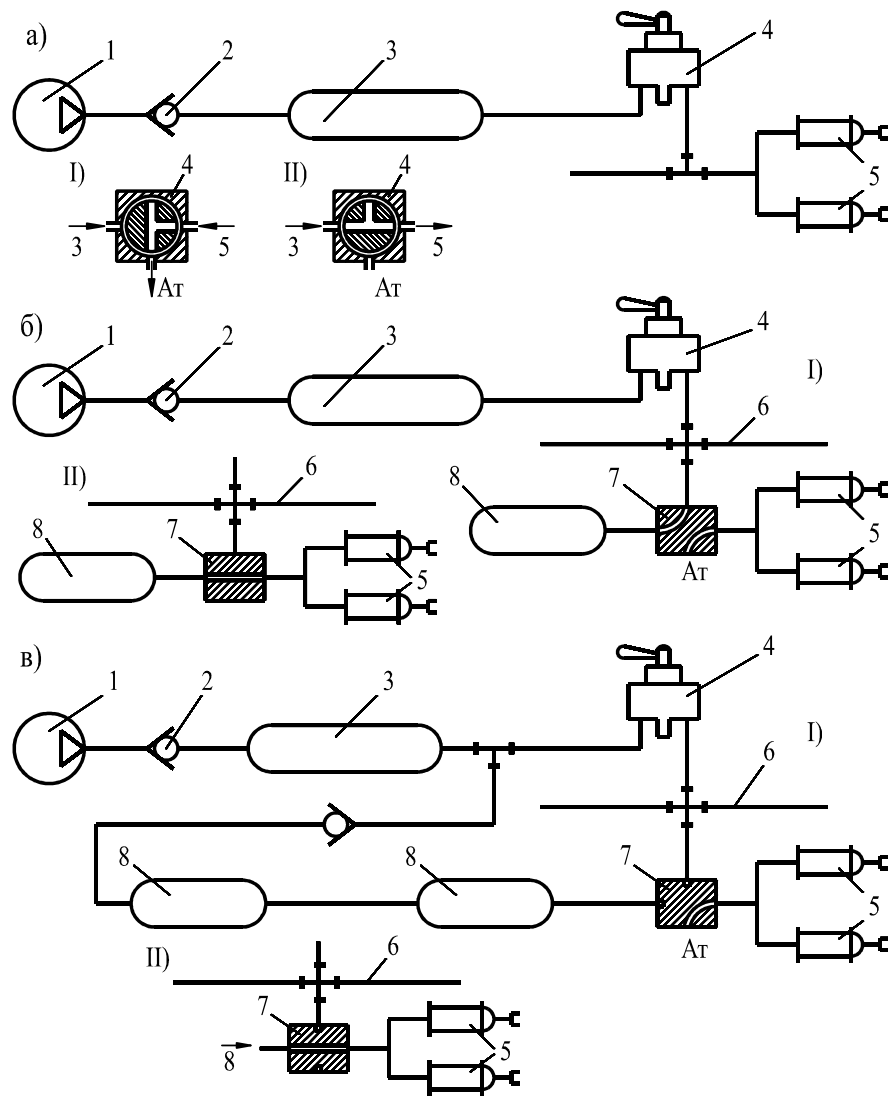


Рисунок 1.1 – Упрощенные принципиальные схемы тормозов:
 а – неавтоматический прямодействующий; б – автоматический непрямодействующий;
 в – автоматический прямодействующий; I – зарядка и отпуск; II – торможение;
 1 – компрессор; 2 – обратный клапан; 3 – главный резервуар; 4 – тормозной кран;
 5 – тормозной цилиндр; 6 – тормозная магистраль; 7 – воздухораспределитель;
 8 – запасный резервуар

При зарядке воздухораспределитель сообщает тормозную магистраль с запасным резервуаром, заряжая его до зарядного давления, а тормозные цилиндры 5 – с атмосферой. При торможении снижается давление воздуха в магистрали 6, что вызывает срабатывание воздухораспределителя. Последний наполняет тормозные цилиндры из запасного резервуара воздухом до давления, соответствующего величине его снижения в тормозной магистрали.

Промежуточное положение воздухораспределителя, когда тормозные цилиндры при определенном давлении разобщены с запасным резервуаром, соответствует перекрыше. При отпуске тормоза повышается давление в тормозной магистрали и камерах воздухораспределителя, как при зарядке. Тормозные цилиндры сообщаются с атмосферой, а запасный резервуар – с магистралью.

В автоматическом непрямодействующем тормозе (рисунок 1.1, б) в процессе торможения тормозные цилиндры 5 и запасный резервуар 8 полностью разобщены от источника питания сжатым воздухом. Предельный тормозной эффект достигается при выравнивании давления в тормозных цилиндрах и запасном резервуаре. Давление воздуха в них при утечках не восстанавливается. Такой тип тормоза является *истоцимым*.

В автоматическом прямодействующем тормозе (рисунок 1.1, в) в процессе торможения и перекрыши тормозные цилиндры 5 сообщены с основным источником питания сжатым воздухом. Сжатый воздух из главного резервуара 3 через магистраль и обратный клапан 2 поступает в запасные резервуары 8, а затем через воздухораспределитель 7 – в тормозные цилиндры. При утечках воздуха такой тормоз осуществляет «подпитку», то есть является *неистоцимым*. Прямодействующие и непрямодействующие автоматические тормоза различаются конструкцией воздухораспределителей.

По **характеристике действия** автоматические пневматические тормоза подразделяются на мягкие, полужесткие и жесткие.

Мягкими называются тормоза, которые не приходят в действие при медленном понижении давления воздуха в тормозной магистрали, срабатывают на торможение с различных зарядных давлений, имеют высокую чувствительность к отпуску: при повышении давления в магистрали на 0,015–0,030 МПа после торможения происходит полный отпуск.

Полужесткими являются тормоза, обладающие теми же свойствами, что и мягкие, но в отличие от них имеющие ступенчатый отпуск. Для полного отпуска после торможения требуется восстановление почти

полного предтормозного давления воздуха в тормозной магистрали. Каждой величине повышения давления в магистрали соответствует степень отпуска.

Жесткими называются тормоза, работающие на определенном зарядном давлении. При снижении давления в магистрали ниже зарядного любым темпом сразу приходят в действие. Каждой величине давления в магистрали ниже зарядного соответствует определенная величина давления в тормозных цилиндрах. Имеют ступенчатый отпуск. После зарядки магистрали повышенным давлением не срабатывают на торможение до тех пор, пока давление не снизится ниже зарядного.

По способу создания тормозной силы тормоза подразделяются на электрические и механические (фрикционные).

Действие электрических (электродинамических) тормозов основано на переводе тяговых электродвигателей в режим генераторов. Они разделяются на рекуперативные, реостатные и рекуперативно-реостатные. В рекуперативных тормозах вырабатываемая при торможении электроэнергия возвращается в сеть, а в реостатных – погашается в реостатах. В рекуперативно-реостатных на большой скорости энергия возвращается в сеть, на малой скорости – погашается в реостатах.

Механическим называется тормоз, у которого кинетическая энергия движущегося транспортного средства преобразуется в тепловую за счет сил трения. Механические тормоза классифицируются по различным признакам: по принципу реализации тормозной силы, конструкции привода, конструкции тормозного механизма.

По принципу реализации тормозной силы различают две группы тормозов:

- 1) реализующие тормозную силу посредством сцепления колес с дорожным покрытием или рельсами;
- 2) реализующие тормозную силу независимо от взаимодействия колес и пути.

Тормозная сила у тормозов первой группы ограничивается сцеплением колеса с рельсом или дорогой. Тормоза этой группы бывают колесными и центральными.

Колесными называют тормоза, у которых тормозное усилие передается непосредственно на колесную пару или колесо. У *центрального* тормоза тормозное усилие передается на силовую передачу и через нее – на колесную пару или колесо.

В тормозах второй группы тормозные усилия передаются непосредственно на рельсы, минуя колесные пары. Эти тормоза позволяют реализовать более высокие тормозные силы.

По конструкции тормозного механизма механические тормоза подразделяются на колесно-колодочные, дисковые, барабанные, рельсовые. Первые три относятся к тормозам, реализующим сцепление колес с рельсами или дорогой, а рельсовые – к тормозам, действие которых не зависит от сцепления колес с рельсами.

Колесно-колодочные и дисковые тормоза бывают одностороннего и двухстороннего действия.

Барабанные тормоза по месту расположения колодок относительно барабана подразделяются на тормоза с наружным и внутренним расположением тормозных колодок. Барабанные и дисковые тормоза бывают осевыми, колесными и центральными.

Рельсовые тормоза могут быть пневматическими и электромагнитными. Электромагнитный рельсовый тормоз широко применяется на трамваях.

По типу привода различают тормоза с мускульным приводом (ручным или ножным), пневматическим, пружинным, гидравлическим, электрическим, пневмогидравлическим, пневмопружинным и др. приводами. Мускульные приводы обычно используются для стояночного тормоза.

1.2 Режимы торможения

Различают три режима торможения подвижного состава: экстренное (аварийное), служебное и торможение стоящего подвижного состава.

Экстренное торможение применяют в аварийных ситуациях, когда необходимо обеспечить минимальный тормозной путь. При этом не должно быть потери устойчивости (заноса) или возникновения юза транспортного средства. Экстренное торможение производится довольно редко, главным образом в случаях, угрожающих безопасности движения или жизни людей.

Служебное торможение используется для уменьшения скорости и остановки подвижного состава или для подтормаживания при требуемых ограничениях скорости движения.

Торможение стоящего подвижного состава должно обеспечить удержание его на месте неограниченно длительное время на наибольшем подъеме, который может быть преодолен по условиям тяги.

1.3 Требования к тормозным системам подвижного состава

К тормозным системам подвижного состава предъявляются следующие требования:

- минимальный тормозной путь (максимальное замедление) при экстренном торможении без нарушения сцепления колес с дорогой или рельсами и устойчивости транспортного средства. Для выполнения этого требования необходимо обеспечить минимальное время срабатывания привода тормозной системы и правильное распределение тормозных сил между колесами и их одновременное затормаживание;
- минимальные затраты мускульной энергии водителя для торможения при ограниченном перемещении органа управления привода;
- плавное нарастание тормозной силы и возможность его простого регулирования. Это требование обеспечивает комфортабельность пассажирского подвижного состава;
- хороший отвод тепла от тормозных механизмов, что обеспечивает работу тормозов без перегрева и нарушения тормозных качеств при частых торможениях;
- стабильность характеристик тормозной системы в процессе эксплуатации. Это обеспечивается высокой износостойкостью фрикционных пар, их равномерным износом. На фрикционные качества материалов не должны влиять колебания наружной температуры, атмосферные осадки и т. д.;
- безотказное торможение подвижного состава при всех условиях. Достигается применением нескольких независимых тормозных систем или многоконтурной системы.

1.4 Воздушная и тормозная волны

Для транспортных средств, состоящих из нескольких единиц подвижного состава (вагоны метрополитена) и имеющих большую длину, огромное значение имеет понимание процессов, протекающих в воздушных магистралях. Наиболее важными в теории воздушной магистрали являются понятия воздушной и тормозной волны.

Воздушной волной называется распространение в магистрали начала изменения давления. Падение давления начинается с нарушения равновесия воздуха, находящегося у отверстия крана, а затем волна с определенной скоростью распространяется вдоль тормозной магистрали.

После прохождения волны при открытом кране продолжается местное падение давления определенным темпом.

Скорость воздушной волны определяется как частное от деления длины магистрали на время от момента приведения в действие тормозного крана до момента начала падения давления в конце магистрали. Она зависит от температуры окружающей среды и аэродинамического сопротивления магистрали. При наличии отростков, поворотов и разветвлений в тормозной магистрали, а также при подключении к ней дополнительных объемов скорость воздушной волны снижается.

Скорость воздушной волны $v_{\dot{a}}$, м/с, примерно равна скорости звука и приближенно может быть определена по эмпирической формуле

$$v_{\dot{a}} = 37 \sqrt{\frac{p}{\rho}}, \quad (1.1)$$

где p – давление воздуха в магистрали, кПа;

ρ – плотность воздуха при данном давлении, кг/м³.

Темпом падения давления (темпом разрядки) называется величина падения давления воздуха в единицу времени и измеряется в МПа/с или МПа/мин. Для автоматических пневматических тормозов различают темпы: медленной разрядки, при котором воздухораспределители в действие не приходят; служебной разрядки, при котором воздухораспределители срабатывают на служебное торможение; экстренной разрядки, при котором воздухораспределители срабатывают на экстренное торможение. С удалением от начала магистрали (от места выпуска воздуха) темп падения давления уменьшается.

С воздушной волной неразрывно связана тормозная волна. **Тормозная волна** характеризует последовательность срабатывания тормозов от головы до хвоста поезда при торможении краном машиниста. Тормозная волна всегда идет вслед за воздушной волной, и ее скорость будет ниже скорости воздушной волны. Скорость тормозной волны определяется как частное от деления длины тормозной магистрали на время от момента постановки ручки тормозного крана в тормозное положение до момента начала действия тормоза хвостового вагона. Чем выше скорость тормозной волны, тем быстрее срабатывают тормоза и короче тормозной путь. Кроме того, при увеличении скорости тормозной волны улучшается плавность торможения за счет меньшего разрыва в срабатывании тормозов по длине поезда.

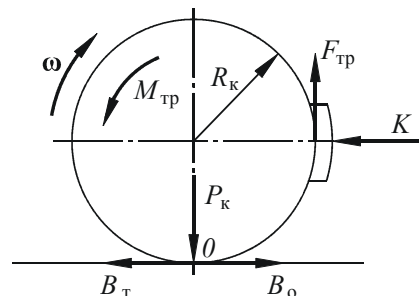
2 ТОРМОЗНАЯ СИЛА

Тормозной силой называют регулируемую силу, создаваемую тормозными средствами и направленную противоположно скорости движения.

Для создания искусственного сопротивления движению транспортного средства во фрикционных (механических) тормозах используется явление внешнего сухого трения твердых тел.

2.1 Образование тормозной силы

На рисунке 2.1 приведена схема образования тормозной силы **механического тормоза**, действие которого основано на использовании сцепления колес с рельсами.



В результате прижатия тормозной колодки с силой K к поверхности колеса, катящегося по рельсу с угловой скоростью ω и нагруженного силой P_k , возникает касательная сила трения, равная произведению силы нажатия колодки на коэффициент трения φ_k :

$$F_{\text{тр}} = K\varphi_k. \quad (2.1)$$

Сила $F_{\text{тр}}$ препятствует вращению колеса. Однако она не может быть тормозной силой, так как по отношению к движущемуся транспортному средству является внутренней.

Тормозная сила должна быть приложена извне и может возникнуть только при наличии силы сцепления колеса с рельсом. Сила сцепления возникает вследствие действия вертикальной статической и динамической нагрузок P_k от колеса на рельс. В результате действия силы $F_{\text{тр}}$ создается момент, направленный против вращения колеса,

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} R_k, \quad (2.2)$$

где R_k – радиус колеса.

Под действием этого момента в зоне контакта колеса и рельса (в точка O) возникает сила B_o , действующая от колеса на рельс. Противо-

положно направленная горизонтальная реакция рельса $B_t = B_o$ и является тормозной силой, препятствующей поступательному движению. Она действует на колесо со стороны рельса и является внешней по отношению к транспортному средству.

Для одной тормозной колодки

$$B_t = B_o = \frac{M_{\text{тр}}}{R_k} = K\varphi_k. \quad (2.3)$$

Для оси колесной пары

$$B_t = nK\varphi_k, \quad (2.4)$$

где n – количество колодок, действующих на ось.

Схема образования тормозной силы рассмотрена для случая движения без изменения скорости (при подтормаживании на спуске). При торможении с замедлением транспортного средства тормозная сила, возникающая в точке контакта колеса с рельсом, уменьшается за счет инерции вращающейся колесной пары $B_{\text{и}}$.

В **электрическом (электродинамическом) тормозе** характерно образование тормозного момента на якоре электродвигателя, переключенного в режим генератора. Через редуктор этот момент передается на приводные колеса. Принцип образования тормозной силы в этом случае такой же, как и при действии колесно-колодочного тормоза. Величина тормозного момента зависит от электротехнических характеристик двигателей.

2.2 Безюзовое торможение

В случае если тормозная сила превышает предельную силу сцепления, происходит заклинивание колес. Это характерно только для тормозов, действие которых основано на сцеплении. Явление скольжения колес по рельсу или дорожному покрытию называется юзом.

При юзе, как правило, возрастает тормозной путь и время торможения. Это объясняется тем, что сила трения при скольжении колеса оказывается меньше, чем реализуемая тормозная сила при полном использовании сцепления.

Тормозная сила при юзе

$$B_{\text{тЮ}} = P_k \varphi_c < B_t, \quad (2.5)$$

где P_k – нагрузка на колесо (для рельсового подвижного состава – на ось), кН;

φ_c – коэффициент трения скольжения колеса по рельсу или дорожному покрытию.

Юз приводит к повреждению колесных пар у рельсового подвижного состава, вызывает их повышенный износ, образование ползунов на поверхности катания колес, в результате чего ухудшаются условия работы ходовых частей. В троллейбусах при наступлении юза возможна потеря устойчивости и их занос.

С целью предупреждения явления юза водитель должен выбирать необходимый режим торможения, регулируя силу нажатия тормозных колодок или накладок с учетом состояния дорожного покрытия или рельсов. На трамвайных вагонах для увеличения коэффициента сцепления и предотвращения юза при торможении применяют песочницы для подсыпки песка на рельсы.

Условие безюзового торможения имеет вид

$$B_T \leq P_{\text{сц}} = P_k \psi, \quad (2.6)$$

где $P_{\text{сц}}$ – сила сцепления колес с рельсом или дорожным покрытием;

ψ – коэффициент сцепления колеса с рельсом или дорожным покрытием.

Коэффициент сцепления колеса с дорожным покрытием больше коэффициента трения скольжения между ними.

Коэффициент сцепления определяется как отношение максимальной возможной горизонтальной реакции рельсов или дорожного покрытия (силы сцепления) к вертикальной нагрузке от колес на рельсы или дорогу. Величина коэффициента сцепления носит случайный характер. Его значение изменяется в значительных пределах в зависимости от состояния и загрязненности пути, типа дорожного покрытия, типа подвижного состава, материала колес, условий погоды, типа тормозной системы, скорости движения, нагрузки на колесо, геометрии поверхности катания, давления воздуха в шине и т. д. В таблицах 2.1 и 2.2 приведены значения коэффициентов сцепления шин с дорогой для различных типов дорожного покрытия и колес с рельсами при различных состояниях поверхности рельсов.

Величина коэффициента сцепления в эксплуатации определяется довольно просто. Постепенно увеличивают тормозную силу до тех пор, пока колеса или колесные пары не начинают переходить в юз. Эту предельную тормозную силу приравнивают к силе сцепления и далее рас-

считывают коэффициент сцепления. Коэффициент сцепления играет важную роль не только при торможении, но и при тяге. Следует отметить, что его величины при тяге и при торможении различны.

Т а б л и ц а 2.1 – **Величина коэффициента сцепления шин с дорогой**

Тип дорожного покрытия и его состояние	Коэффициент сцепления
Асфальтовое и асфальтобетонное, в состоянии: чистом сухом мокрое	0,65–0,85 0,35–0,45
Булыжно-брусчатое в состоянии: сухим мокрое	0,50–0,60 0,30–0,40
Кирпичное в состоянии: сухим мокрое	0,70–0,80 0,40–0,50
Снежная укатанная дорога	0,15–0,25
Обледенелая дорога	0,10–0,20

Т а б л и ц а 2.2 – **Величина коэффициента сцепления для вагонов трамваев и метрополитена**

Условия	Коэффициент сцепления	
	без песка	с песком
Наиболее благоприятные	0,35	0,45
Чистые сухие рельсы	0,30	0,40
Очень мокрые рельсы	0,20	0,30
Влажные замасленные рельсы	0,13	0,20
Рельсы, покрытые инеем	0,15	0,22
Рельсы, покрытые сухим снегом	0,10	0,15

3 Тормозные механизмы

Тормозные системы механического тормоза состоят из тормозных механизмов, тормозных приводов и тормозных передач.

Тормозной механизм – это система устройств, которые при торможении непосредственно преобразуют кинетическую энергию движущегося транспортного средства в тепловую. Тормозной механизм представляет собой фрикционную пару, состоящую: из тормозной колодки и поверхности катания колеса – у колесно-колодочного тормоза; тормоз-

ной колодки (накладки) и вращающегося барабана – у барабанного тормоза; тормозной накладки и вращающегося диска – у дискового тормоза; тормозной колодки (башмака) и рельса – у рельсового тормоза.

К тормозным механизмам предъявляются следующие основные требования:

- высокая эффективность действия, т. е. создание большого тормозного момента;
- стабильность эффективности при изменении внешних условий и режима торможения (скорости, количества торможений, температуры окружающей среды трущихся элементов, наличия в механизмах воды, пыли);
- высокая надежность и долговечность трущейся пары;
- плавность действия, отсутствие при торможении вибраций, “визга”;
- хороший отвод тепла из зоны трения;
- малая трудоемкость технического обслуживания и ремонта.

3.1 Колесно-колодочные тормозные механизмы

Колесно-колодочные тормозные механизмы применяются только на трамвайных вагонах и вагонах метрополитена. Схема образования тормозной силы в механизме приведена выше (см. рисунок 2.1), а схема механизма показана на рисунке 3.1. Тормозные колодки крепятся к подвескам AB с помощью шарнира B , а сама подвеска посредством шарнира A – к раме тележки. Шарниры B расположены от центра колеса на расстоянии OB , которое называется главным радиусом. Подвеску располагают таким образом, чтобы она образовывала с главным радиусом угол β , близкий к 90° . В эксплуатации этот угол не может быть выдержан строго, так как он изменяется по мере износа колодок и бандажей.

Рисунок 3.1 – Схема колесно-колодочного тормозного механизма

Главный радиус расположен по отношению к горизонтали под некоторым углом α , приблизительно равным 15° . Такое расположение позволяет улучшить отвод колодок от

колеса при отпуске тормоза и удерживать их в состоянии, при котором они не касались бы колеса за счет собственных сил тяжести.

Тормозной привод через шарнир B передает на колодку горизонтальные силы X_k . Колодка прижимается к вращающемуся колесу и в результате этого в тормозном механизме возникают следующие силовые факторы:

- K – сила нажатия колодки на бандаж колеса;
- R – реакция от колеса на колодку, равная силе K ;
- $F_{тр} = \varphi_k K$ – равнодействующая сил трения, направленная против вращения колеса, и равная ей сила F_1 , действующая на колодку (φ_k – коэффициент трения тормозных колодок);
- S – реакция подвески AB , направленная вдоль ее оси;
- $M = F_{тр}d$ – момент, выворачивающий колодку и вызывающий перераспределение давлений колодки на бандаж колеса (d – расстояние от поверхности катания колеса до шарнира B башмака).

При расчете сил, действующих в механизме, моментом $M = F_{тр}d$ пренебрегают.

Силы, действующие на переднюю по ходу движения колодку,

$$K = X_k \cos \alpha + S \cos \beta, \quad (3.1)$$

$$F_{тр} = \varphi_k K = -X_k \sin \alpha + S \sin \beta. \quad (3.2)$$

В результате совместного решения уравнений (3.1) и (3.2)

$$K = X_k \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta - \varphi_k \cos \beta}, \quad (3.3)$$

$$S = X_k \frac{\sin \alpha + \varphi_k \cos \alpha}{\sin \beta - \varphi_k \cos \beta}. \quad (3.4)$$

Аналогично для задней по ходу движения колодки

$$K' = X_k' \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta + \varphi_k \cos \beta}, \quad (3.5)$$

$$S' = X_k' \frac{\sin \alpha - \varphi_k \cos \alpha}{\sin \beta - \varphi_k \cos \beta}. \quad (3.6)$$

В случае $\beta = 90^\circ$

$$K = K' = X_K \cos \alpha, \quad (3.7)$$

$$S = X_K (\sin \alpha + \varphi_K \cos \alpha), \quad (3.8)$$

$$S' = X_K' (\sin \alpha - \varphi_K \cos \alpha). \quad (3.9)$$

Таким образом, из формул (3.3), (3.5) и (3.7) видно, что при угле $\beta = 90^\circ$ сила нажатия колодки, а значит и тормозная сила, не зависят от направления вращения колеса.

На рельсовом подвижном составе применяется одностороннее или двухстороннее нажатие колодок на колесо. **Одностороннее нажатие** позволяет упростить конструкцию рычажной передачи, ее размещение на ходовых частях и регулировку в процессе эксплуатации. Однако при одностороннем нажатии сила K оказывает выворачивающее воздействие на колесо. При этом в оси возникают напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости.

Двухстороннее нажатие позволяет снизить давление колодок на колесо, уменьшить их износ и увеличить пробег вагонов между регулировками тормозной системы. С уменьшением давления коэффициент трения колодок увеличивается. Выворачивающее действие на колесо при двухстороннем нажатии отсутствует в результате уравнивания сил, действующих от колодок на колесо.

Применяемые в колесно-колодочном тормозном механизме колодки различаются по конструкции и материалу, из которого они изготовлены. На трамвайных вагонах обычно применяют безгребневые чугунные тормозные колодки, а на вагонах метрополитена – гребневые из композиционного материала.

Тормозная колодки закрепляется на тормозном башмаке, который в свою очередь соединяется с тормозной подвеской. Применяются также бесбашмачные тормозные колодки, непосредственно закрепленные на подвеске.

Коэффициент трения тормозных колодок зависит от их материала, давления в месте контакта (силы нажатия колодки на колесо) и скорости скольжения, наличия влаги или смазки между колодкой и колесом и других факторов. Количественно оценить влияние всех факторов на коэффициент трения сложно, поэтому при расчетах используют эмпирические формулы, полученные по результатам экспериментальных данных. Например, коэффициент трения чугунных тормозных колодок вагонов трамвая определяют по формуле

$$\varphi_K = \varphi_0 \frac{2,09 + 0,06K}{1 + 0,1K} \cdot \frac{1 + 0,072v}{1 + 0,288v}, \quad (3.10)$$

где K – действительная сила нажатия на колодку, кН;

v – окружная скорость на ободе колес, м/с;

φ_0 – коэффициент трения тормозных колодок при $K = 27,2$ кН и $v = 0$ (составляет в среднем 0,250).

Как видно из формулы (3.10), с увеличением скорости движения коэффициент трения чугунных колодок резко снижается. Коэффициент трения композиционных тормозных колодок в меньшей степени зависит от скорости и имеет более высокие значения.

Применение безгребневых тормозных колодок на вагонах трамвая связано с тем, что при прохождении кривых, стрелок и крестовин у бандажей трамвайных колес преимущественно изнашиваются гребни.

На вагонах метрополитена обычно применяют гребневые колодки, которые обеспечивают равномерный износ поверхности катания колеса и его гребня. Давление на гребневую колодку при одной и той же силе нажатия K меньше, а значит выше коэффициент трения. Первые вагоны оборудовались чугунными тормозными колодками, однако они оказались непригодными в условиях метрополитена. Продукты износа (металлическая пыль), выделявшаяся в большом количестве при торможениях и оседавшая в замкнутом пространстве (тоннелях) и на вагонах, приводила к порче тягового оборудования, нарушению работы устройств СЦБ (сигнализации, централизации, блокировки). Срок службы колодок из-за низкой износостойкости не превышал 7–10 дней. Поэтому в настоящее время на вагонах метрополитена используют композиционные тормозные колодки. Их изготавливают методом горячего напесования полимерной композиции на металлический каркас. По сравнению с чугунными имеют в 3–4 раза меньшую массу. Срок службы композиционных колодок достигает 3 месяцев. Вместе с тем, они обладают рядом недостатков. Имеют непостоянный коэффициент трения, изменяющийся в 1,5 раза при работе в условиях тоннеля, а на открытых участках пути в сырую погоду он снижается в несколько раз, что приводит к увеличению тормозных путей. Кроме того, композиционные колодки негативно воздействуют на поверхность катания колес, что выражается в образовании на ней сетки термических трещин из-за низкой теплопроводности композиции. Практически все тепло, выделяющееся при торможении, расходуется на нагрев колес.

В связи с тем, что колесно-колодочный тормоз дополнительно нагружает и изнашивает поверхность катания колеса, на выпускаемых в настоящее время трамвайных вагонах он не используется. На вагонах метрополитена колесно-колодочный тормоз обычно применяют в качестве экстренного и замещающего электродинамический при его истощении. Также может использоваться и в качестве служебного.

3.2 Дисковые тормозные механизмы

Дисковый тормозной механизм состоит из вращающегося тормозного диска и тормозной накладки, а также устройств для их крепления и регулировки положения накладок относительно диска. По месту размещения дисковые тормозные механизмы разделяются на осевые, колесные и центральные.

У осевых тормозов (рисунок 3.2, а) тормозной диск размещается на оси колесной пары, у колесных – внутри колеса, у центральных (рисунок 3.2, б) – на валу тяговой передачи или тягового электродвигателя.

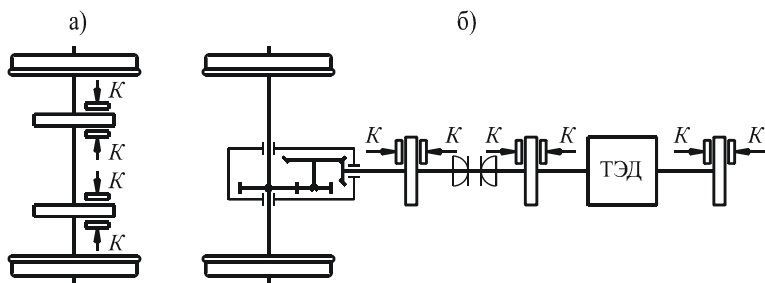


Рисунок 3.2 – Схемы осевого (а) и центрального (б) тормозных механизмов

По характеру воздействия тормозного диска на вал различают дисковые тормоза с односторонним и двухсторонним нажатием накладок, схемы которых показаны на рисунке 3.3.

Тормозные механизмы с установкой тормозного диска на оси колесной пары или на валах тяговой передачи применяют на рельсовом подвижном составе.

В дисковом тормозе используют композиционные накладки, которые крепят на башмаке. Тормозные диски бывают разъемные (разрезные) и неразъемные. Разъемные диски насаживают на ось на шпонке и стягивают болтами. Неразъемные диски напрессовывают на ось.

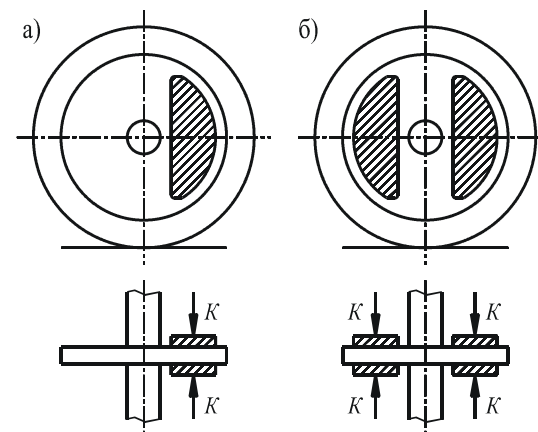


Рисунок 3.3 – Схемы дисковых тормозных механизмов с односторонним (а) и двухсторонним (б) нажатием

По сравнению с колесно-колодочными тормозами дисковые имеют ряд преимуществ:

- использование тормозных накладок из композиционного материала с малозависящим от скорости коэффициентом трения, что создает хорошую тормозную характеристику;
- уменьшение эксплуатационных расходов вследствие большого срока службы накладок (в 4–5 раз больше срока службы чугунных колодок);
- более высокий коэффициент трения композиционных тормозных накладок по сравнению с чугунными, что позволяет облегчить передачу и использовать привод меньшей мощности для создания одинаковой тормозной силы;
- неизменность зазора между накладками и диском при изменении просадки кузова на подвеске, что исключает ее влияние на работу дискового тормоза;
- отсутствие влияния на работу дискового тормоза состояния рельсового пути.

К недостаткам существующих конструкций дискового тормоза относятся:

- изменение тормозного эффекта по мере износа накладок. При износе накладок изменяется положение рычагов и соответственно сила нажатия;

- появление неприятного звука высокой частоты при торможении дисковым тормозом с композиционными накладками;
- необходимость в большом монтажном пространстве, что в моторных вагонах и троллейбусах обеспечить практически невозможно;
- дополнительное нагружение элементов тяговой передачи и сокращение их срока службы при использовании центральных дисковых тормозных механизмов.

3.3 Образование тормозной силы дискового тормоза

Схема образования тормозной силы дискового тормоза показана на рисунке 3.4. При прижатии тормозной накладкой к вращающемуся диску с силой K в зоне их контакта возникает касательная сила трения. Суммарная сила трения $F_{тр} = K\varphi_{кн}$ приложена на некотором расстоянии r_3 от оси колесной пары, называемом **эффективным радиусом трения**, и создает тормозной момент

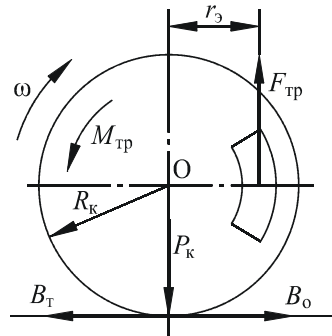


Рисунок 3.4 – Схема образования тормозной силы дискового тормоза

Тормозная сила, возникающая от этого момента,

$$M_{тр} = F_{тр}r_3. \quad (3.11)$$

Для одного колеса транспортного средства

$$B_т = \frac{M_{тр}}{R_к} = K\varphi_{кн} \frac{r_3}{R_к}. \quad (3.12)$$

Для одного колеса транспортного средства

$$B_т = n_n K\varphi_{кн} \frac{r_3}{R_к}, \quad (3.13)$$

где n_n – количество накладок, действующих на колесо;

$\varphi_{кн}$ – коэффициент трения тормозной накладки.

Как видно из формул (3.12) и (3.13), тормозная сила, создаваемая дисковым тормозом, меньше силы трения $F_{тр}$ между его фрикционными элементами в отличие от колесно-колодочного. Однако эффективность дискового тормоза от этого не меньше, так как фрикционные материалы подбирают с более высоким коэффициентом трения, а также тормозной момент увеличивают за счет увеличения силы нажатия.

3.4 Расчет дискового тормозного механизма

3.4.1 Распределение давлений по площади фрикционного контакта при равномерном износе накладок

Особенностью образования тормозной силы дискового тормоза в отличие от барабанного и колесно-колодочного является то, что различные элементы накладки трутся о диск в различной скорости. Величина скорости трения прямо пропорциональна расстоянию от рассматриваемого элемента до оси вращения диска, т. е. радиусу трения. Поэтому при равномерном распределении давлений по накладке в большей степени изнашиваются элементы, наиболее удаленные от оси вращения. Износ накладок в этом случае неравномерный. Он приводит к более ранней смене тормозных накладок по минимальной толщине.

Равномерный износ обеспечивается при равенстве удельных работ трения, выполняемых всеми элементами накладки. **Условие равномерного износа**

$$p_i\varphi_i v_i = k = \text{const}, \quad (3.14)$$

где p_i – давление тормозной накладки на диск в i -й точке;

φ_i – коэффициент трения в i -й точке накладки;

v_i – скорость трения в i -й точке;

k – удельная тормозная мощность, реализуемая на фрикционной поверхности.

Величина k должна быть постоянной для фиксированной скорости движения и силы нажатия.

Коэффициент трения является функцией давления и скорости:

$$\varphi = \alpha \varphi(p)\varphi(v) = \alpha \frac{\beta p + \gamma}{\delta p + \gamma} \cdot \frac{fv + g}{cv + g}, \quad (3.15)$$

где $\varphi(p)$, $\varphi(v)$ – функции зависимостей коэффициента трения соответственно от давления и скорости скольжения;

$\alpha, \beta, \delta, \gamma, f, c, g$ – эмпирические коэффициенты, зависящие от материала.

Условие (3.14) равномерного износа с учетом зависимости (3.15) принимает вид

$$p_i \frac{\alpha(\beta p_i + \gamma)(fv_i + g)}{(\delta p_i + \gamma)(cv_i + g)} v_i = k. \quad (3.16)$$

Отсюда закон распределения давлений при равномерном износе –

$$p_i = \frac{k(\delta p_i + \gamma)(c v_i + g)}{v_i \alpha (\beta p_i + \gamma)(f v_i + g)}. \quad (3.17)$$

Линейную скорость скольжения i -го элемента накладки по диску определяют по формуле

$$v_i = \omega \rho_i, \quad (3.18)$$

где ω – угловая скорость диска;

ρ_i – радиус трения.

После преобразований уравнения (3.17) с учетом выражения (3.18) получаем квадратное уравнение вида

$$A p_i^2 + B p_i + C = 0, \quad (3.19)$$

где $A = \alpha \beta f \omega^2 \rho_i^2 + \alpha \beta g \omega \rho_i$;

$B = \alpha \gamma f \omega^2 \rho_i^2 + \alpha \gamma g \omega \rho_i - \delta c k \omega \rho_i - \delta g k$;

$C = -\gamma c k \omega \rho_i - \gamma g k$.

3.4.2 Выбор точки приложения силы нажатия для обеспечения равномерного износа накладок

Чтобы обеспечить распределение давлений по площади фрикционного контакта в соответствии с зависимостью (3.17), необходимо правильно выбрать точку приложения силы нажатия.

Давление по новой накладке распределяется по гиперболическому закону с неявно выраженным максимумом в местах передачи сосредоточенных сил нажатия. Это вызвано тем, что фрикционные элементы дискового тормоза, в том числе и башмак, имеют ограниченную толщину, твердость и жесткость. По мере приработки фрикционных элементов происходит перераспределение давлений с приближением к закону, соответствующему либо равномерному износу, либо одному из типов клиновидного износа. Вид износа зависит от координат точки приложения равнодействующей сил нажатия на накладку.

Координаты точки приложения равнодействующей сил нажатия определяют из условия равновесия башмака с накладками. Для этого сначала находят требуемое распределение давлений из условия равномерного износа.

Рассмотрим накладку в виде кольцевого сектора, показанную на рисунке 3.5. Если пренебречь выворачивающими моментами, возникающими от сил трения в зоне фрикционного контакта, то можно считать, что давление по радиальным линиям распределяется равномерно, т. е. $p = f(\rho)$.

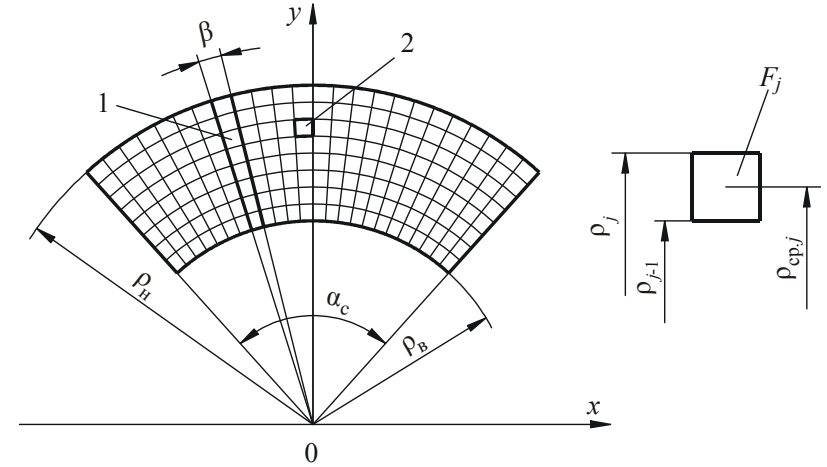


Рисунок 3.5 – Схема деления фрикционной поверхности накладки на элементы: 1 – элемент i ; 2 – элемент j

Ввиду симметричности накладки точка приложения равнодействующей должна находиться на оси симметрии y , поэтому достаточно определить только ординату этой точки.

Момент относительно оси x от распределенной по накладке нагрузке $p(\rho)$ и силу нажатия на накладку определяют по формулам

$$M_x = \int_{\rho_n}^{\rho_b} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} p(\rho) \rho^2 \cos \alpha \, d\rho \, d\alpha, \quad (3.20)$$

$$K = \alpha_c \int_{\rho_n}^{\rho_b} p(\rho) \rho \, d\rho, \quad (3.21)$$

где ρ_n – радиус внутренней периферии накладки;

ρ_b – радиус наружной периферии накладки;

α_c – центральный угол накладки;

α – текущий угол накладки.

Тогда ордината равнодействующей распределенной нагрузки

$$y_c = \frac{M_x}{K} = \frac{\int_{\rho_B}^{\rho_H} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} p(\rho) \rho^2 \cos \alpha \, d\rho \, d\alpha}{\alpha_c \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho) \rho \, d\rho}. \quad (3.22)$$

Функция распределения давлений $p(\rho)$ определяется из квадратного уравнения, так как коэффициент трения зависит от давления [см. формулу (3.15)], и поэтому в явном виде выражается громоздкой формулой. Интегралы, входящие в уравнения (3.20)–(3.22), непосредственно через элементарные функции не выражаются. Для решения используют методы приближенного вычисления определенных интегралов.

Разделим поверхность фрикционного контакта на множество элементарных площадок (см. рисунок 3.5) и распределение давлений представим как систему действующих на накладку параллельных сил. Элемент 1 (i -й) ограничен наружной и внутренней перифериями накладке и двумя радиальными линиями, образующими угол β . Принимаем $\beta \rightarrow 0$. Элемент i разбит на m элементов дугами различных радиусов. Считаем, что на j -й элемент действует среднее давление $p_{cp,j} = (p_j + p_{j-1})/2$. Тогда расстояние от начала координат до равнодействующей распределенной нагрузки $p(\rho)$ i -го элемента

$$\rho_p = \frac{\sum_{j=1}^m p_{cp,j} F_j \rho_{cp,j}}{\sum_{j=1}^m p_{cp,j} F_j} = \frac{\sum_{j=1}^m (\rho_j^2 - \rho_{j-1}^2) p_{cp,j} \rho_{cp,j}}{\sum_{j=1}^m (\rho_j^2 - \rho_{j-1}^2) p_{cp,j}}, \quad (3.23)$$

где F_j – площадь j -го элемента;

$\rho_{cp,j}$ – средний радиус j -го элемента.

При расчете принимаем, что элементарная сила $p_{cp,j} F_j$ приложена на расстоянии среднего радиуса $\rho_{cp,j} = (\rho_j + \rho_{j-1})/2$, а не в центре тя-

жести j -го элемента, который при бесконечно малом угле β расположен от начала координат на расстоянии

$$\rho_{c,j} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\rho_j^3 - \rho_{j-1}^3}{\rho_j^2 - \rho_{j-1}^2}. \quad (3.24)$$

Такая замена не вызывает существенной погрешности в вычислениях. К тому же происходит сглаживание погрешности от усреднения давления по j -му элементу.

Расстояние ρ_p для каждого i -го элемента будет одинаковым. Дуга радиусом ρ_p разделит накладку на две части. Центр тяжести этой дуги совпадает с центром параллельных сил. Его ордината

$$y_c = \frac{1}{\alpha_c} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} \rho_p \cos \alpha \, d\alpha = \frac{2\rho_p \sin(\alpha_c/2)}{\alpha_c}. \quad (3.25)$$

Из условия равновесия башмака вытекает, что равнодействующая приложенной со стороны тормозной передачи сил должна иметь те же координаты, что и равнодействующая распределенной нагрузки $p(\rho)$.

3.4.3 Эффективный радиус трения

Тормозной момент в дисковом тормозе создается силами трения, которые возникают на всех элементарных площадках тормозной накладке, расположенными на различных расстояниях от оси вращения диска. Тормозные расчеты удобнее выполнять, используя единое расстояние до этих сил. Эффективный радиус трения r_Σ – это условный радиус, на котором приложена суммарная сила трения.

Тормозной момент, развиваемый на оси одной накладкой дискового тормоза,

$$M_{тр} = K \phi_{кн} r_\Sigma = F_{тр} r_\Sigma, \quad (3.26)$$

где $\phi_{кн}$ – коэффициент трения накладке;

$F_{тр}$ – сила трения.

При расчете полной силы трения $F_{\text{тр}}$ суммирование элементарных сил, действующих на накладке, должно производиться арифметически. Это связано с тем, что сила трения, действующая на каждой элементарной площадке, направлена по нормали к радиальной линии, идущей от центра вращения диска. Тормозной момент на каждой элементарной площадке создается полной силой трения, а не отдельной ее составляющей. При геометрическом суммировании получают равнодействующую сил трения.

Из условия равномерного износа (3.14) функцию распределения давлений $p(\rho)$ можно выразить в виде

$$p(\rho) = \frac{k}{v(\rho)\varphi(\rho)}, \quad (3.27)$$

где $v(\rho)$, $\varphi(\rho)$ – функции зависимостей скорости трения и коэффициента трения от радиуса накладки ρ .

Рассмотрим накладку, выполненную в виде кольцевого сектора. Суммарную силу трения $F_{\text{тр}}$ накладки и тормозной момент $M_{\text{тр}}$ на диске определяют по формулам

$$F_{\text{тр}} = \alpha_c \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho)\varphi(\rho)\rho d\rho, \quad (3.28)$$

$$M_{\text{тр}} = \alpha_c \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho)\varphi(\rho)\rho^2 d\rho. \quad (3.29)$$

Подставляя в формулы (3.28) и (3.29) выражение (3.27) и учитывая, что $v(\rho) = \rho\omega$, после интегрирования получим

$$F_{\text{тр}} = k\alpha_c \frac{\rho_H - \rho_B}{\omega}, \quad (3.30)$$

$$M_{\text{тр}} = k\alpha_c \frac{\rho_H^2 - \rho_B^2}{2\omega}. \quad (3.31)$$

В соответствии с формулой (3.26) эффективный радиус трения

$$r_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{\rho_H + \rho_B}{2} = \rho_{\text{ср}}. \quad (3.32)$$

Как видно из формул, эффективный радиус трения является функцией геометрических характеристик площади фрикционного контакта трущихся пар. Для накладок любой геометрической формы в общем виде можно написать:

$$F_{\text{тр}} = \frac{k}{\omega} \int_{F_H} \frac{dF}{\rho}, \quad (3.33)$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{k}{\omega} F_H, \quad (3.34)$$

$$r_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{F_H}{\int_{F_H} \frac{dF}{\rho}}, \quad (3.35)$$

где F_H – площадь фрикционной поверхности накладки.

Для накладок сложной геометрической формы определенные интегралы в уравнениях (3.33) и (3.35) вычисляются методами приближенного интегрирования.

3.4.4 Условие безюзового торможения и выбор силы нажатия

Условие безюзового торможения, выраженное через тормозные моменты, имеет вид

$$M_{\text{то}} \leq [M_{\text{то}}], \quad (3.36)$$

где $M_{\text{то}}$ – тормозной момент, развиваемый дисковым тормозом;

$[M_{\text{то}}]$ – тормозной момент, допускаемый по сцеплению.

Для оси колесной пары

$$[M_{\text{то}}] = q_o \Psi_k k_c R_k, \quad (3.37)$$

где q_o – осевая нагрузка;

Ψ_k – коэффициент сцепления;

k_c – коэффициент использования запаса по сцеплению.

Фактический тормозной момент

$$M_{\text{то}} = n_H \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho)\rho\varphi(\rho)dF. \quad (3.38)$$

Условие равномерного износа может быть выражено зависимостью

$$p(\rho) = \frac{kR_k}{v\rho\varphi(\rho)}, \quad (3.39)$$

где v – скорость движения транспортного средства.

Проверку на юз производят при расчетной скорости движения, т. е. $v = \text{const}$, которая зависит от материала накладок. Уравнение (3.38) с учетом выражения (3.39) после интегрирования будет иметь вид

$$M_{\text{то}} = n_n k R_k F_H v^{-1}. \quad (3.40)$$

Тогда согласно уравнению (3.36)

$$n_n k F_H v^{-1} \leq q_0 \Psi_k k_c. \quad (3.41)$$

Отсюда допускаемая по условию безюзового торможения удельная тормозная мощность

$$[k] = \frac{v q_0 \Psi_k k_c}{n_n F_H}. \quad (3.42)$$

Исходя из допускаемой удельной тормозной мощности, в соответствии с п. 3.3.1 определяют распределение давлений по накладке при ее равномерном износе, а по формуле (3.21) – допускаемую силу нажатия на накладку.

3.5 Барабанные тормозные механизмы

Элементами фрикционной пары барабанного тормозного механизма являются вращающийся барабан и тормозные колодки. По **месту расположения барабана** тормозные механизмы классифицируются на осевые, колесные и центральные. У **осевого** тормозного механизма барабан насаживают непосредственно на ось колесной пары, у **колесного** – отливают заодно с колесным центром или устанавливают на ступицах колес, у **центрального** – размещают на валу тяговой передачи или тягового электродвигателя.

По **характеру воздействия барабана на вал** барабанные тормозные механизмы бывают **с односторонним** и **двухсторонним** нажатием колодок, а по **месту расположения тормозных ко-**

лодок – с **наружным** и **внутренним** расположением. Схемы основных типов барабанных тормозных механизмов приведены на рисунке 3.6.

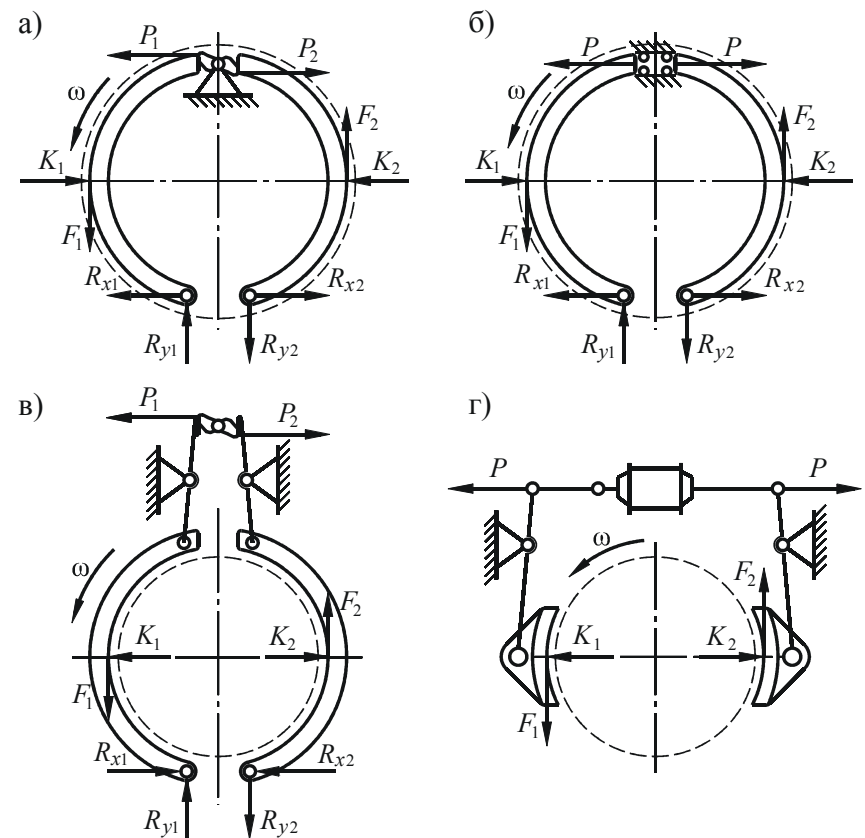


Рисунок 3.6 – Схемы барабанных тормозных механизмов:
а, б – с внутренним расположением колодок;
в, г – с наружным расположением колодок

У тормозных механизмов, выполненных по схемам *а* и *в*, разжимное устройство имеет фиксированную опору и обеспечивает равное перемещение тормозных колодок. Силы P_1 и P_2 не равны между собой, причем $P_1 < P_2$. Реактивная нагрузка, определяемая разностью сил P_2 и P_1 , воспринимается фиксированной опорой. Эти тормозные механизмы после приработки тормозных колодок обеспечивают равенство сил $K_1 = K_2$ и $F_1 = F_2$, а значит, и одинаковый износ колодок.

Тормозные механизмы, приведенные на схемах *б* и *з*, имеют разжимные устройства плавающего типа, которые не имеют опор, воспринимающих реакции приводных сил. Такие разжимные устройства обеспечивают равные приводные силы *P*. Приводным устройством являются гидравлические (схема *б*) или пневматические (схема *з*) цилиндры.

Тормозные механизмы, выполненные по схемам *а* и *б*, имеют внутреннее расположение колодок, а по схемам *в* и *з* – наружное. Механизмы с внутренним расположением колодок обладают следующими преимуществами:

- возможностью защиты от попадания на поверхность трения тормозных колодок влаги и грязи, благодаря чему обеспечивается постоянство коэффициента трения колодок, а значит, и более надежная работа тормозов;
- сравнительно малым весом, простотой и технологичностью конструкции;
- более благоприятными условиями отвода тепла от поверхности тормозного барабана.

Тормозные механизмы с внутренним расположением колодок имеют большее расстояние от поверхности трения до оси барабана, чем у тормозных механизмов с внешним расположением колодок при тех же габаритах. Это позволяет уменьшить нажатие на колодку при том же тормозном эффекте.

Барабанные тормоза нашли широкое применение в тормозных системах трамваев и троллейбусов. Они обладают практически постоянным коэффициентом трения, позволяют получить значительные тормозные силы при незначительных габаритах, имеют меньший износ тормозных колодок по сравнению с дисковым и колесно-колодочными тормозами, а также равномерный износ колодок, в результате чего тормозной эффект не зависит от величины их износа.

3.6 Образование тормозной силы барабанного тормоза

В барабанном тормозе касательная сила трения $F_{тр} = K\varphi_{кн}$ (рисунок 3.7) приложена от оси вращения колеса на расстоянии, равном радиусу барабана $r_{б}$. Тогда

$$M_{тр} = F_{тр}r_{б}. \quad (3.43)$$

Тормозная сила, создаваемая одной тормозной колодкой (накладкой),

$$B_{т} = \frac{M_{тр}}{R_{к}} = K\varphi_{кн} \frac{r_{б}}{R_{к}}. \quad (3.44)$$

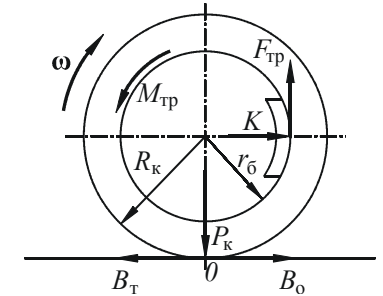


Рисунок 3.7 – Схема образования тормозной силы барабанного тормоза

Как видно из рисунков 3.4 и 3.7 и формул (3.11), (3.12), (3.43) и (3.44), образование тормозной силы в барабанном тормозе аналогично процессу ее образования в дисковом тормозе.

3.7 Расчет барабанного тормозного механизма

Расчет барабанного тормозного механизма заключается в определении зависимости между силами на разжимном устройстве и тормозным моментом.

Расчетная схема тормозного механизма показана на рисунке 3.8. При предварительном расчете барабанного тормоза принимается, что давление равномерно распределено по длине тормозных колодок.

Под действием разжимных сил P_1 и P_2 колодки прижимаются к вращающемуся с угловой скоростью ω тормозному барабану. При этом возникают силы трения F_1 и F_2 , создающие на барабане тормозной момент $M_{тр}$.

Для активной (противошерстной) колодки (рисунок 3.8, *а*) можно записать:

$$P_1 h_1 + F_1 r - K_1 a = 0, \quad (3.45)$$

где F_1 – сила трения, создаваемая тормозной колодкой, $F_1 = \varphi K_1$; φ – коэффициент трения колодки по барабану.

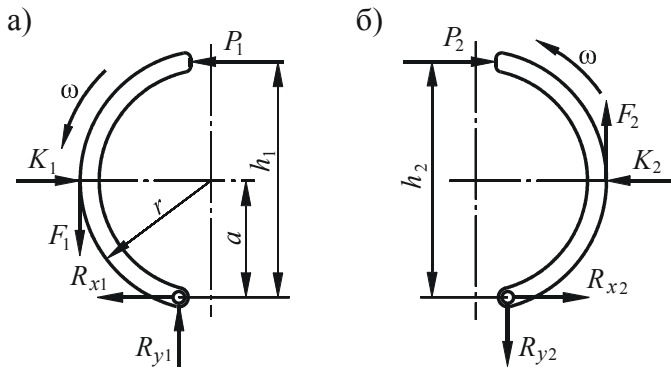


Рисунок 3.8 – Схема действия сил на тормозные колодки барабанного тормоза:
а – активную (противошерстную); б – пассивную (пошерстную)

Из уравнения (3.45)

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r}, \\ F_1 &= P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r}. \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

Для пассивной (пошерстной) колодки

$$\left. \begin{aligned} K_2 &= P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r}, \\ F_2 &= P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r}. \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

Тормозной момент на барабане

$$M_{\text{тр}} = (F_1 + F_2)r = \left(P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r} + P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r} \right) \varphi r. \quad (3.48)$$

Из уравнения (3.48) при заданном тормозном моменте определяют силы P_1 и P_2 на разжимном устройстве.

При разжимных устройствах плавающего типа $P_1 = P_2 = P$ и $h_1 = h_2 = h$. Тогда

$$P = M_{\text{тр}} \frac{a^2 - \varphi^2 r^2}{2ah\varphi r}. \quad (3.49)$$

При фиксированных разжимных устройствах $P_1 \neq P_2$, но $K_1 = K_2$. Тогда из уравнений (3.46) и (3.47)

$$\left. \begin{aligned} P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r} &= P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r}, \\ \frac{P_1}{P_2} &= \frac{h_2}{h_1} \frac{a - \varphi r}{a + \varphi r}. \end{aligned} \right\} \quad (3.50)$$

Решая совместно уравнения (3.50) и (3.48), получим

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= M_{\text{од}} \frac{a - \varphi r}{2\varphi r h_1}, \\ P_2 &= M_{\text{од}} \frac{a + \varphi r}{2\varphi r h_2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.51)$$

При использовании в качестве разжимного устройства кулака профиль его рабочих поверхностей подбирают таким образом, чтобы расстояние d (рисунок 3.9) между точками приложения сил P_1 и P_2 при его повороте не изменялось. Чтобы получить силы P_1 и P_2 , к валу разжимного кулака требуется приложить момент

$$M_d = (P_1 + P_2) \frac{d}{2}. \quad (3.52)$$

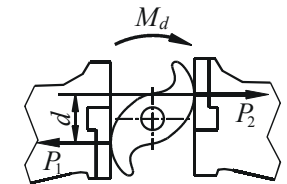


Рисунок 3.9 – Схема разжимного кулака

Полученные зависимости позволяют оценить вероятность заклинивания активных тормозных колодок. Из формул (3.46) видно, что при $a \rightarrow \varphi r$ сила трения на активной колодке стремится к бесконечности, что приводит к заклиниванию колодки и соответственно к юзу и заносу колес. Исключить вероятность заклинивания активной колодки можно, правильно выбрав для используемого материала колодок, имеющего коэффициент трения φ , геометрические размеры a и r тормозного механизма.

3.8 Рельсовые тормозные механизмы

Элементами фрикционной пары рельсового тормозного механизма являются тормозной башмак (колодка) и рельс. Рельсовые тормозные механизмы бывают с электромагнитным и пневматическим приводами.

У электромагнитного рельсового тормоза в каркасе башмака расположена электрическая катушка, в которую при торможении подается электрический ток. Башмак намагничивается и в результате магнитного взаимодействия прижимается к рельсу. При использовании пневматических рельсовых тормозов башмак прижимается к рельсу за счет энергии сжатого воздуха, подаваемого в цилиндры. Схемы действия сил в рельсовых тормозах приведены на рисунке 3.10.

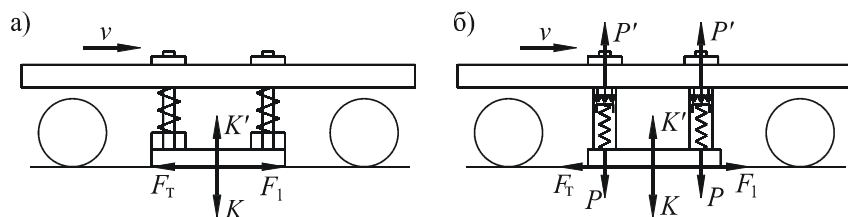


Рисунок 3.10 – Схемы действия сил в рельсовых тормозах:
а – электромагнитном; б – пневматическом

В пневматических рельсовых тормозах реакции приводных сил P' передаются на раму тележки и происходит частичная разгрузка колесных пар. В результате этого ухудшается устойчивость колес против схода с рельсов и эффективность действующих совместно дисковых или колодочных тормозов.

В электромагнитном рельсовом тормозе вертикальные силы от привода на тележку не передаются, так как прижатие осуществляется за счет магнитного взаимодействия. Разгрузка колесных пар в этом случае отсутствует.

Тормозная сила образуется непосредственно в месте контакта башмака и рельса и равна силе трения между ними. Его действие не зависит от сцепления колеса с рельсом.

Тормозная сила, создаваемая одним башмаком, равна силе трения между башмаком и рельсом:

$$B_T = F_T = K\phi_6, \quad (3.53)$$

где ϕ_6 – коэффициент трения башмака по рельсу.

Основными преимуществами рельсового тормоза является независимость тормозной силы от сцепления колеса с рельсом. Кроме того, башмаки рельсового тормоза при торможении очищают рельсы, что повышает коэффициент сцепления, а значит, и эффективность других видов фрикционных тормозов, использующих сцепление колеса с рельсом. Вместе с тем тормозной механизм имеет и недостатки: дороговизна, большие габариты и быстрый износ башмаков.

Из-за малой износостойкости башмаков этот тормоз используют только для экстренного торможения совместно с другими видами механических тормозов, что позволяет значительно уменьшить тормозные пути и тем самым повысить безопасность движения вагонов.

В электромагнитном рельсовом тормозе колодки, роль которых выполняют полюсные башмаки электромагнита, изготавливают из магнитопроводного материала – стали или чугуна. Коэффициент трения этих материалов по рельсам невелик, что требует для создания эффективного тормоза больших сил нажатия. В пневматических рельсовых тормозах возможно применение композиционных материалов с более высоким коэффициентом трения.

4 ПРИВОДЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ

4.1 Общие сведения

Тормозным приводом называется устройство для создания управляемой силы, необходимой для приведения в действие тормозных механизмов.

Тормозные механизмы приводятся в действие следующими приводами:

- пневматическими с использованием энергии сжатого воздуха;
- гидравлическими с использованием давления жидкости;
- пневмогидравлическими;
- электромагнитными;
- пружинными с использованием потенциальной энергии пружин;
- с пружинными энергоаккумуляторами;
- мускульными с использованием мускульной силы водителя.

В первых шести приводах энергия водителя используется только на регулирование процесса торможения, а необходимая величина силы на выходе создается за счет источника энергии большой мощности. В мус-

кульном приводе вся энергия для создания необходимой силы на выходе создается водителем.

В преобразователях, являющихся исполнительными органами тормозного привода, энергия соответствующего приводе вида преобразуется в механическую.

Тормозные приводы оцениваются следующими характеристиками: точностью следящего действия, быстродействием и надежностью.

Точность следящего действия определяется величиной коэффициента нечувствительности

$$\sigma = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{F_{\max}}, \quad (4.1)$$

где F_{\max} , F_{\min} – значения максимальных и минимальных усилий, приложенных к органу управления привода, при которых величина силы на рабочем органе его преобразователя сохраняется неизменной.

Быстродействие (время срабатывания) привода оценивается временем подготовки и отпуска.

Время подготовки – это время от начала движения органа управления на включение привода до момента достижения расчетной величины тормозной силы.

Время отпуска – это время от начала движения органа управления на выключение привода до уменьшения тормозной силы до нуля.

Время подготовки для разных приводов изменяется в пределах от 0,01 с для электрических приводов до 0,2 с для пневматических.

За время подготовки тормозов происходит нарастание тормозной силы и подвижной состав успевает пройти некоторый путь. Чем меньше время подготовки, тем короче тормозной путь, и наоборот.

Время отпуска также должно быть меньше, так как при юзе для восстановления сцепления необходимо быстро сбросить тормозную силу.

Время подготовки пневматического привода состоит из времени: на включение привода (перемещение педали или поворот ручки крана машиниста); на заполнение тормозных цилиндров (камер) сжатым воздухом; на перемещение элементов тормозной рычажной передачи. В сумме составляет 0,50–0,75 с. Путь, проходимый за это время при скорости начала торможения 8,33 м/с, составляет от нормируемого тормозного пути 32–48 % для безрельсового и 21 % – для рельсового (трамвайного) подвижного состава.

Надежность привода оценивается вероятностью отказов в его работе при неисправности или отказе органа управления, неисправности или отказе исполнительного органа (преобразователя) либо элементов передаточного механизма, связывающих рабочий орган преобразователя с тормозными механизмами.

4.2 Пневматический тормозной привод

Пневматический тормозной привод получил наибольшее распространение на подвижном составе городского электрического транспорта. Он отличается эффективностью действия, простотой конструкции и надежностью в эксплуатации. Источником энергии пневматического привода является сжатый воздух, вырабатываемый компрессором. Энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую в тормозных цилиндрах или тормозных камерах. Схемы преобразователей пневматических тормозных приводов приведены на рисунке 4.1.

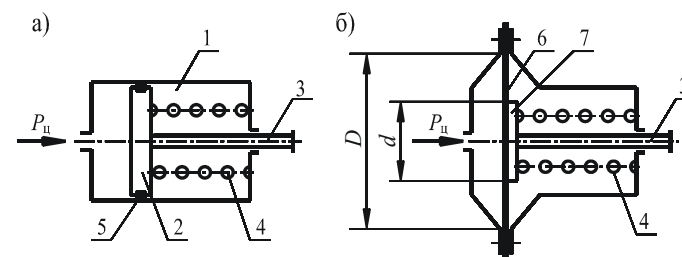


Рисунок 4.1 – Преобразователи пневматического привода:
а – тормозной цилиндр; б – тормозная камера;
1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – отпускная пружина;
5 – манжета; 6 – гибкая диафрагма; 7 – металлическая шайба

Пневматический привод бывает индивидуальным и групповым. При индивидуальном приводе каждый тормозной механизм приходит в действие от собственного тормозного цилиндра (камеры), а при групповом – один тормозной цилиндр воздействует через рычажную передачу на несколько тормозных механизмов.

В тормозном цилиндре органом, воспринимающим давление сжатого воздуха, является поршень, уплотненный в цилиндре резиновой манжетой, а в тормозной камере – резиновая диафрагма, зажатая жестко по

внешнему контуру между корпусом и крышкой и по внутреннему контуру между металлическими шайбами.

Усилие, развиваемое на штоке поршня тормозного цилиндра,

$$P_{ш} = p_{ц} \frac{\pi D_{ц}^2}{4} \eta_{тц}, \quad (4.2)$$

где $p_{ц}$ – давление воздуха в тормозном цилиндре;

$D_{ц}$ – диаметр тормозного цилиндра;

$\eta_{тц}$ – коэффициент полезного действия тормозного цилиндра с учетом трения поршня и потерь на преодоление сил сжатия отпусковой пружины.

Усилие на штоке практически не зависит от величины хода поршня. Это позволяет регулировать работу тормозного цилиндра изменением величины хода поршня.

У тормозной камеры с гибкой диафрагмой при постоянном давлении воздуха усилие на штоке с изменением прогиба диафрагмы изменяется по более сложному закону. Это объясняется тем, что при увеличении перемещения диафрагмы часть усилия, развиваемого на ней, воспринимается элементами крепления (заделки) по наружному контуру. Усилие на штоке тормозной камеры зависит от соотношения внешнего и внутреннего диаметров диафрагмы, хода штока и давления сжатого воздуха. Радиус металлической шайбы не должен превышать 0,9 наружного диаметра диафрагмы, а рабочий ход диафрагмы по условиям прочности не должен превышать половины ее максимального прогиба.

Усилие, развиваемое на штоке тормозной камеры,

$$P_{ш} = p_{ц} F_{з} - P_{пр}, \quad (4.3)$$

где $F_{з}$ – эффективная (активная) площадь диафрагмы;

$P_{пр}$ – сила сжатия отпусковой пружины.

Эффективной площадью называют условную площадь, равную частному от деления усилия, развиваемого диафрагмой, на величину давления (без учета отпусковых пружин). Ликтаном (Франция) предложена следующая формула для расчета гибких диафрагм:

$$F_{з} = \frac{\pi D^2}{12} \left[1 + \alpha + \alpha^2 - \frac{x(1-\alpha)\sqrt{4+7\alpha+4\alpha^2}}{\sqrt{5(x_{\max}^2 - x^2)}} \right], \quad (4.4)$$

где D – диаметр внешнего зажима диафрагмы;

α – соотношение диаметров внутреннего и внешнего зажимов диафрагмы,

$$\alpha = d/D;$$

d – диаметр внутреннего зажима диафрагмы (металлической шайбы);

x – перемещение диафрагмы (жесткого центра) от плоскости заделки;

x_{\max} – максимальный прогиб диафрагмы.

Формулу (4.4) используют при расчетах, когда перемещение диафрагмы x достаточно большое. Однако формула не учитывает физических свойств материала диафрагмы, и для практического применения необходимо знать максимальный прогиб x_{\max} .

Если перемещение x близко к нулю, то можно воспользоваться формулой

$$F_{з} = \frac{\pi}{12} (D^2 + dD + d^2). \quad (4.5)$$

Тормозные камеры по виду соединения корпуса и крышки бывают фланцевыми (фланцы корпуса и крышки соединены с помощью болтов) и бесфланцевыми (фланцы корпуса и крышки, выполненные в виде небольшого конуса, соединены кольцевым конусным хомутом). Камеры бесфланцевой конструкции имеют меньший наружный диаметр, требуют меньшего расхода материалов (металла и резины), более технологичны при сборке..

По сравнению с тормозными цилиндрами тормозные камеры имеют меньший расход воздуха благодаря специфической форме корпуса, малую начальную нечувствительность и более надежную герметизацию соединения. У них отсутствуют трущиеся детали, благодаря чему они имеют более высокий коэффициент полезного действия. К недостаткам камер относятся нестабильность рабочих характеристик (зависимость усилия на штоке от прогиба диафрагмы и изменения модуля упругости резиновой диафрагмы из-за старения) и меньшая работоспособность из-за частого выхода из строя резиновой диафрагмы.

Основное преимущество пневматического привода заключается в использовании в качестве рабочего тела сжатого воздуха. Воздух берется из окружающей среды и практически всегда имеется в распоряжении. Утечки из тормозной системы не приводят к ухудшению экологии, не требуется заботиться о рециркуляции – отработавший воздух выпускается в атмосферу.

4.3 Гидравлический тормозной привод

В гидравлическом приводе в качестве рабочего тела используется жидкость, которая под давлением подается в тормозные цилиндры, приводящие в действие тормозные механизмы. Привод обладает высоким КПД, малым временем срабатывания и небольшой массой. Однако он имеет небольшое передаточное число и сложен в эксплуатации. На подвижном составе городского электрического транспорта в странах СНГ не применяется.

4.4 Пневмогидравлический тормозной привод

Комбинированный пневмогидравлический привод нашел применение на подвижном составе повышенной вместимости (сочлененные троллейбусы). Наряду с малыми затратами энергии водителя на управление тормозами, что характерно для пневматического привода, он обладает всеми преимуществами гидравлического привода. Применение пневматического привода для троллейбусов, имеющих большую длину, приводит к запаздыванию торможения задними колесами. Пневмогидравлический привод обеспечивает быстрое срабатывание наиболее удаленных колес благодаря несжимаемости жидкости. Схема действия пневмогидравлического тормозного привода приведена на рисунке 4.2.

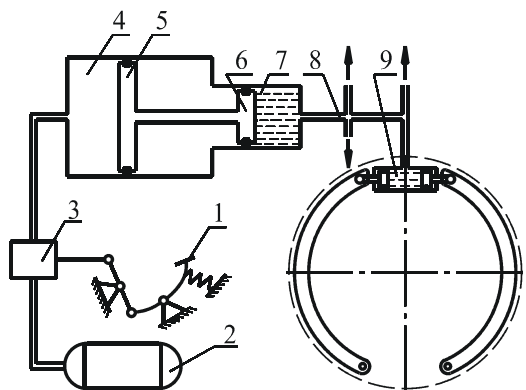


Рисунок 4.2 – Схема действия тормозного привода сочлененного троллейбуса:

1 – тормозная педаль; 2 – резервуар; 3 – тормозной кран; 4 – пневмогидравлический усилитель; 5 – поршень пневматического цилиндра; 6 – поршень гидравлического цилиндра; 7 – гидравлический цилиндр; 8 – трубопровод; 9 – тормозной цилиндр

При торможении водитель нажимает на тормозную педаль 1. При этом сжатый воздух из резервуара 2 через тормозной кран 3 по воздухо-

проводу поступает в цилиндр 4 пневмогидравлического усилителя. В нем энергия сжатого воздуха преобразуется в энергию давления жидкости. Давление жидкости при этом увеличивается прямо пропорционально давлению воздуха за счет разности площадей поршней 5 и 6. Из гидроцилиндра 7 жидкость по трубопроводу 8 попадает в тормозные цилиндры 9. В результате колодки прижимаются к барабану, и происходит торможение. Тормозной момент, возникающий на барабане, прямо пропорционален силе нажатия на тормозную педаль.

К недостаткам пневмогидравлического привода следует отнести понижение КПД при низких температурах и усложнение технического обслуживания, связанное с проверкой количества тормозной жидкости и удалением воздуха из гидравлической части привода.

4.5 Электромагнитный тормозной привод

Этот привод применяется как на рельсовом, так и безрельсовом подвижном составе. В нем механическое усилие для приведения в действие тормозного механизма создается энергией магнитного поля.

Принцип работы электромагнитного тормозного привода заключается в следующем. Нажатием тормозной педали осуществляется воздействие на тормозной контроллер, соединенный с регулировочными резисторами. Таким образом, водитель управляет величиной тока в цепи обмотки электромагнита. В результате якорь притягивается с определенной силой к ядру, которое воздействует на рычаги, разжимающие тормозные колодки барабанного тормоза. При отпуске колодки возвращаются в исходное положение пружинами при прекращении подачи тока в обмотку электромагнита.

Электромагнитные приводы обеспечивают высокую эффективность и быстродействие тормозов, надежны в эксплуатации и требуют меньших эксплуатационных расходов. Однако их конструкция сложнее конструкции пневматических тормозов и требуют высокой точности изготовления.

4.6 Пружинный тормозной привод

На некоторых трамвайных вагонах используются пружинные тормозные приводы с электромагнитным или пневматическим отторжением (рисунок 4.3).

Пружинный привод с электромагнитным оттормаживанием (рисунок 4.3, а) состоит из рабочей пружины 1, электромагнитной катушки 3, трехплечего рычага 2. При торможении катушка 3 обесточена. Пружина 1 действует на плечо рычага 2 и поворачивает его вокруг шарнира О. Далее усилие через систему тяг передается на рычаг разжимного кулака тормозного механизма. При отпуске тормоза в электромагнитную катушку 3 подается ток. Катушка создает усилие на другом плече рычага 2, заставляя повернуться его в обратном направлении. Происходит оттормаживание.

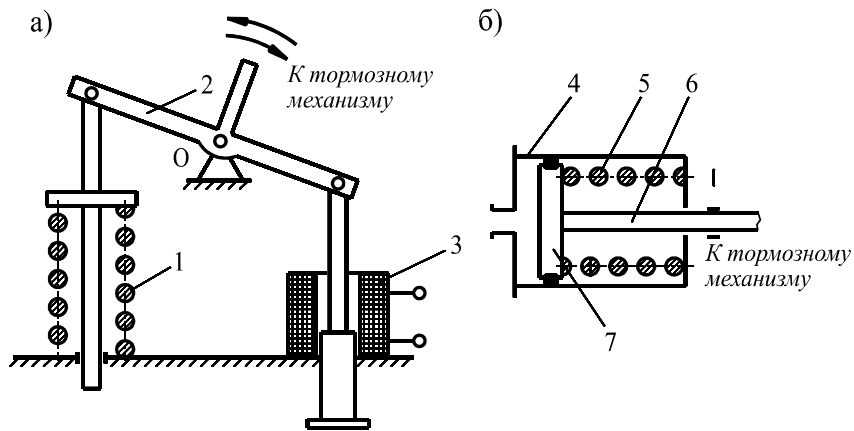


Рисунок 4.3 – Схемы пружинных тормозных приводов:
а – с электромагнитным оттормаживанием;
б – с пневматическим оттормаживанием

Привод с пневматическим оттормаживанием (рисунок 4.3, б) состоит из тормозного цилиндра 4 с рабочей пружиной 5. При торможении пружина 5 через шток 6 воздействует на разжимное устройство тормозного механизма. При отпуске тормоза в тормозной цилиндр 4 подается сжатый воздух, который перемещает поршень 7 в обратном направлении, через шток 6 возвращая разжимное устройство в состояние отпуска.

4.7 Тормозной привод с пружинным энергоаккумулятором

Этот привод представляет собой комбинированный прибор, состоящий из пневматической тормозной камеры и пружинного энергоаккумулятора. Обе части располагаются последовательно и действуют на

один шток, связанный с разжимным устройством тормозного механизма. Схема пневматического привода с пружинным энергоаккумулятором приведена на рисунке 4.4.

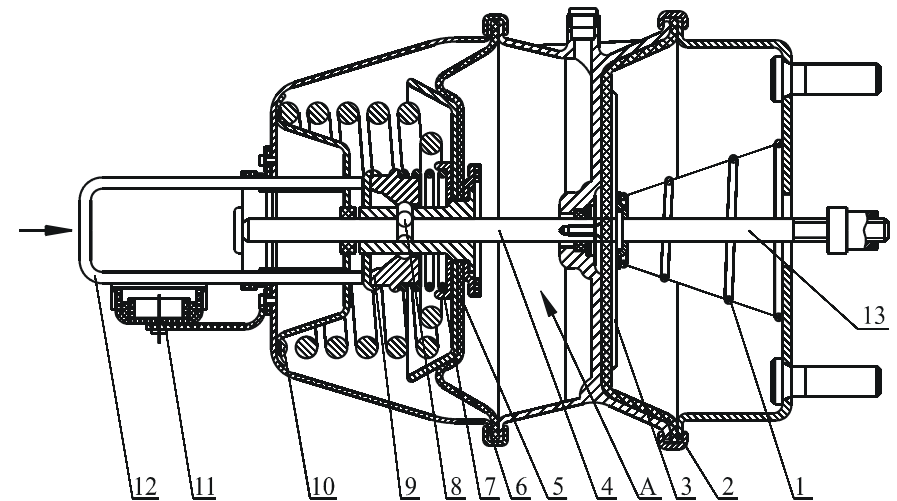


Рисунок 4.4 – Схема привода с пружинным энергоаккумулятором:
1 – пружина тормозной камеры; 2 – диафрагма тормозной камеры; 3 – диск;
4, 13 – штоки; 5 – диафрагма энергоаккумулятора; 6 – корпус энергоаккумулятора; 7 – пружина стопора; 8 – шарики; 9 – втулка фиксирующая;
10 – пружина энергоаккумулятора; 11 – гайка специальная; 12 – толкатель

При выключенном стояночном тормозе сжатый воздух постоянно подведен к полости А пружинного энергоаккумулятора. Диафрагма 5 находится в крайнем левом положении. Силовая пружина 10 полностью сжата. При торможении рабочей тормозной системой сжатый воздух от тормозного крана подается в полость перед диафрагмой 2, которая, прогибаясь, через опорный диск 3 сжимает пружину 1 и перемещает шток 13, воздействующий на тормозной механизм.

При включении стояночной или тормозной системы сжатый воздух выпускается из полости А в атмосферу с помощью ручного крана. Диафрагма 5 под действием пружины 10 возвращается в правое положение. Шток 4 через диафрагму 2 перемещает шток 13. Происходит затормаживание троллейбуса.

При необходимости аварийного растормаживания толкателем 12 перемещают фиксирующую втулку 9, которая освобождает шток 4 от сто-

пора. Под действием пружины 1 штоки 13 и 4 перемещаются влево. Происходит растормаживание системы.

4.8 Мускульный тормозной привод

Мускульные приводы бывают ручными и ножными. Привод непригоден для быстрого затормаживания движущегося транспортного средства, так как в этом случае усилия водителя недостаточно. Поэтому мускульные приводы используются только для стояночного тормоза.

Приводной механизм ручного тормозного привода бывает редукторного типа (колонка ручного тормоза) и рычажного. На рисунке 4.5 приведена схема редукторного приводного механизма.

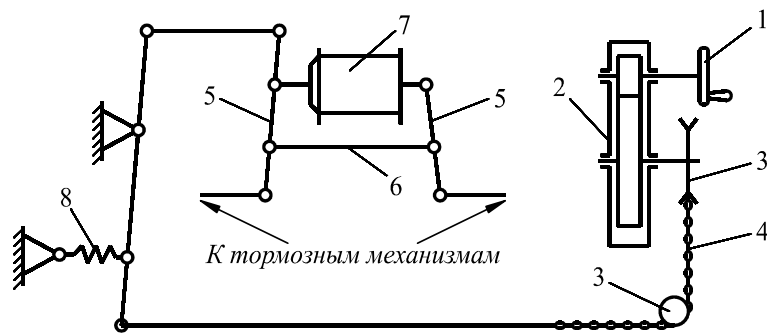


Рисунок 4.5 – Схема редукторного привода стояночного тормоза:
1 – маховик; 2 – редуктор; 3 – звездочка; 4 – зубчатая цепь; 5 – рычаги тормозной передачи; 6 – затяжка рычагов; 7 – тормозной цилиндр; 8 – оттормаживающая пружина

Колонка ручного тормоза состоит из маховика 1, двухступенчатого редуктора 2 с цилиндрическими зубчатыми колесами и звездочкой 3. При вращении маховика зубчатая цепь 4 наматывается на звездочку 3, перемещая рычаги 5 служебного тормоза с пневматическим приводом от тормозного цилиндра 7. Усилие передается тормозным механизмам. Отпуск тормоза происходит с помощью возвратной пружины 8 при вращении маховика 1 в обратном направлении.

В рычажном приводном механизме при затормаживании совершают возвратно-поступательные качания приводного рычага. При этом натягивается трос и далее усилие через систему рычагов и тяг передается на

разжимные кулачки тормозных механизмов. Приводной механизм снабжен храповым и оттормаживающим устройствами. Последнее при отпуске приводится в действие с помощью педали.

5 ТОРМОЗНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1 Общие сведения

Тормозные передачи предназначены для передачи усилия от тормозного привода тормозным механизмам. Они представляют собой механическую (рычажную), гидравлическую, электрическую или другую систему. На подвижном составе городского электрического транспорта применяются механические рычажные передачи. Они представляют собой систему тяг и рычагов, передающих на фрикционные узлы тормозное усилие от преобразователя энергии (тормозного цилиндра, тормозной камеры и др.). С помощью рычажной передачи усилие равномерно распределяется на колодки (накладки) тормозных механизмов.

5.2 Характеристики тормозных передач

Тормозные передачи характеризуются силовым передаточным отношением, кинематическим передаточным числом и коэффициентом полезного действия.

Силовым передаточным отношением называется отношение суммы $\sum K_i$ сил нажатия тормозных колодок (накладок), действующих от одного преобразователя энергии, к усилию $P_{ш}$, развиваемому на его штоке:

$$i_{\text{пн}} = \frac{\sum K_i}{P_{\text{ш}}} . \quad (5.1)$$

Кинематическим передаточным числом называется отношение хода h рабочего органа преобразователя (например, штока тормозного цилиндра.) к перемещению выходного звена рычажной передачи $l_{\text{п}}$ при выборке зазора между тормозными колодками (накладками) и вращающимися элементами тормозных механизмов:

$$i_{\text{кп}} = \frac{h}{l_{\text{п}}} . \quad (5.2)$$

Если рабочий орган преобразователя тормозного привода имеет угловое перемещение α , то

$$i_{\text{кп}} = \alpha \frac{r}{l_{\text{п}}}, \quad (5.3)$$

где r – расстояние от точки приложения силы до оси вращения рукоятки ручного или передачи ножного привода тормоза.

Коэффициентом полезного действия тормозной рычажной передачи называется отношение суммы фактических сил на выходе передачи к расчетной сумме таких сил (без учета потерь на трение в шарнирах рычагов).

6 ПРИБОРЫ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ ТОРМОЗАМИ

Для управления пневматическими тормозами подвижного состава городского электрического транспорта используются тормозные краны (водителя, машиниста). Тормозные краны классифицируются следующим образом:

- по принципу действия – на прямодействующие и непрямодействующие;
- конструкции – клапанно-диафрагменного и золотникового типов;
- способу управления – с ручным управлением и с ножным педальным приводом.

6.1 Тормозные краны троллейбусов

На троллейбусах применяются тормозные краны **клапанно-диафрагменного типа**. Они обладают следующими особенностями:

- величина тормозного усилия прямо пропорциональна силе нажатия на тормозную педаль (углу поворота тормозной педали);
- при неизменном положении тормозной педали тормозное усилие не изменяется.

Краны, у которых каждому положению тормозной педали соответствует определенное давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре, называются кранами **следящего действия**. В силу своих особенностей кран обеспечивает плавное бесступенчатое нарастание тормозного уси-

лия, его фиксацию и такой же отпуск. Схема тормозного крана следящего действия приведена на рисунке 6.1.

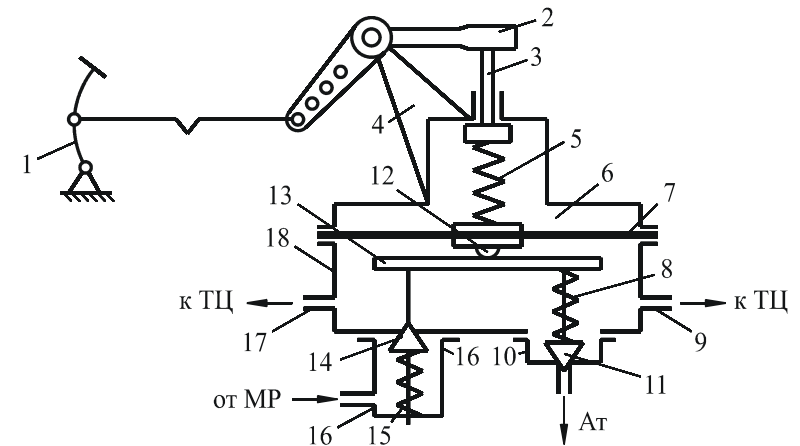


Рисунок 6.1 – Схема тормозного крана троллейбуса

При отпущенной педали 1 выпускной клапан 11 находится в открытом состоянии, а впускной клапан 14 – в закрытом. Тормозные цилиндры сообщены с атмосферой. Выпускной клапан размещен в правой коробке 10, а впускной – в левой коробке 16. Обе коробки прикреплены к корпусу 18 крана.

При нажатии на тормозную педаль 1 нажимной рычаг 2, шарнирно соединенный с опорой 4, поворачивается. Правый конец рычага воздействует на шток 3, который сжимает пружину 5 и через нее передает усилие на диафрагму 7. Диафрагма прогибается вниз, и ее выступающая часть 12 нажимает на пластину 13. Пружина 8 сжимается и закрывает выпускной клапан 11, разобщая полость тормозного крана с атмосферой. Затем пластина 13 сжимает пружину 15 и открывает впускной клапан 14. Полость тормозного крана сообщается с магистральными резервуарами. Сжатый воздух поступает в полость тормозного крана и через отверстия 9 и 17 в тормозные цилиндры передних и задних колес.

Диафрагма 7 под действием на нее давления воздуха снизу прогибается вверх, сжимая пружину 5. Диафрагма перемещается вверх до тех пор, пока не закроется впускной клапан 14, после чего давление воздуха в полости крана и в тормозных цилиндрах перестает расти. Выпускной клапан при этом открыться не может. Для увеличения тормозной силы

необходимо с большей силой нажать на педаль. Это вызовет дополнительный поворот рычага 2 и повысит нажатие на пружину 5. Диафрагма опять прогнется и откроет впускной клапан. Таким образом, давление воздуха в тормозных цилиндрах зависит от силы нажатия на педаль, то есть от положения педали.

Для ослабления тормозного усилия уменьшают нажатие на тормозную педаль. Усилие, передаваемое на диафрагму 7, ослабевает, и под действием на нее снизу давления воздуха диафрагма прогибается вверх. При этом открывается выпускной клапан 11, и часть сжатого воздуха из тормозных цилиндров выходит в атмосферу. В результате уменьшения давления воздуха диафрагма опускается вниз и выпускной клапан закрывается.

Для полного отпуска тормозную педаль возвращают в исходное положение. Воздух из тормозных цилиндров при этом полностью выходит в атмосферу.

Кран является прямодействующим. Если при неизменном положении тормозной педали давление воздуха в тормозных цилиндрах из-за утечек будет понижаться, это вызовет перемещение диафрагмы 7 вниз, открытие впускного клапана 14 и восполнение всех утечек. Благодаря этому обеспечивается неистощимость тормоза.

На троллейбусах устанавливаются двоянные или двухсекционные тормозные краны. Они обеспечивают раздельное питание сжатым воздухом тормозных цилиндров передних и задних колес. Краны регулируют таким образом, чтобы при торможении вначале воздух поступал в задние тормозные цилиндры, а затем в передние, а при отпуске выход воздуха в атмосферу сначала происходил из передних, а затем из задних цилиндров. Такой порядок впуска и выпуска воздуха предотвращает явление заноса при торможении и отпуске.

В тормозных системах троллейбусов, оснащенных тормозными камерами с пружинными энергоаккумуляторами, для приведения в действие стояночного и запасного тормозов применяют тормозной кран обратного действия с ручным управлением. Для затормаживания стояночным тормозом необходимо повернуть ручку крана по часовой стрелке до отказа. В крайнем положении ручка фиксируется стопорной защелкой, встроенной в ручку. При использовании этого тормоза в качестве запасного величина тормозной силы, приходящейся на колеса, зависит от угла поворота ручки крана. Для оттормаживания стояночного тормоза необходимо оттянуть ручку и повернуть ее против часовой стрелки до отказа. При этом сжатый воздух будет поступать из воздушного резер-

вуара в полости энергоаккумуляторов. Пружины сжимаются, тормоз отпускается.

6.2 Тормозные краны трамваев

Тормозной кран водителя трамвайных вагонов является **прямодействующим краном золотникового типа с ручным управлением**. Он состоит из корпуса, крышки, шпинделя, золотника. Корпус имеет зеркало золотника. Шпиндель вставляется в шлиц золотника, а на четырехгранник шпинделя надевается ручка управления краном.

При повороте ручки поворачивается соответственно и шпиндель с золотником, имеющим внутренние каналы и выточки. Таким образом, в зависимости от расположения золотника относительно зеркала золотника получают различные положения, которые фиксируются при помощи кулачка, размещенного в ручке и градационного сектора на крышке.

На вагоне РВЗ-7 кран имеет три положения:

- перекрыша – все каналы на зеркале перекрыты; напорная магистраль, тормозные цилиндры и атмосфера разобщены между собой;
- торможение – тормозной цилиндр сообщен с атмосферой; вагон заторможен пневмопружиным тормозом;
- отпуск тормоза – напорная магистраль сообщена с тормозным цилиндром.

На вагоне РВЗ-6 кран имеет семь положений:

- перекрыша;
- торможение служебное;
- полное торможение;
- экстренное торможение;
- экстренное торможение с опусканием подвагонной сетки;
- отпуск служебный;
- отпуск полный.

На трамвайных вагонах в зависимости от серии могут использоваться тормозные краны с другим количеством положений.

6.3 Краны машиниста поездов метрополитена

Для управления пневматическими автоматическими тормозами поезда применяется **непрямодействующий кран № 334 золотниково-поршневого типа**. Он имеет пять фиксированных поло-

ж е н и й : I – отпуск и зарядка, II – поездное, III – перекрыша, IV – служебное торможение, V – экстренное торможение.

В настоящее время для электропоездов метрополитена выпускается **кран машиниста № 013**. По принципу действия он является *прямодействующим*, а по конструкции – *клапанно-диафрагменным*. Этот кран имеет 7 фиксированных положений со следующими давлениями в тормозной магистрали (ТМ):

- I – сверхзарядка (давление в ТМ не менее 0,60 МПа);
- II – поездное (зарядное давление в ТМ 0,51 МПа);
- III – тормозное (давление в ТМ 0,43 МПа);
- IV – тормозное (давление в ТМ 0,40 МПа);
- V – тормозное (давление в ТМ 0,37 МПа);
- VI – полное служебное торможение (давление в ТМ 0,30 МПа);
- VII – экстренное торможение (давление в ТМ снижается до нуля темпом 0,8–1,0 МПа/с).

Перекрыши у крана машиниста № 013 являются автоматическими, т. е. устанавливаются самостоятельно при достижении указанных давлений.

7 ПОДГОТОВКА СЖАТОГО ВОЗДУХА В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

7.1 Состояние и качество сжатого воздуха

В пневматических системах подвижного состава городского электрического транспорта в качестве рабочего тела (энергоносителя) используется сжатый атмосферный воздух, имеющий водяные пары. Попадание влаги в тормозную систему приводит к коррозии стальных труб и деталей, вымыванию смазки в приборах. Продукты коррозии засоряют каналы и дроссельные отверстия в тормозных приборах, нарушают плотность клапанов. Особенно опасно попадание влаги в систему в зимнее время при низких температурах. В трубопроводах и каналах образуются ледяные пробки, резиновые манжеты и диафрагмы тормозных приборов теряют эластичность. Ухудшаются условия работы пневматических аппаратов и приборов вплоть до полной потери работоспособности тормоза.

Состояние влажного воздуха характеризуется следующими основными *гигрометрическими параметрами*: абсолютной, максимальной и относительной влажностью; влагосодержанием; дефицитом влажности; точкой росы и давлением.

Абсолютная влажность воздуха определяется количеством водяных паров, находящихся в 1 м³ воздуха при данной температуре. Измеряется в г/м³.

Максимальная влажность воздуха показывает, какое количество водяных паров, приходящихся на 1 м³ воздуха, способно насытить его при данной температуре. Измеряется в г/м³.

Относительная влажность воздуха определяется отношением количества водяных паров, находящихся в воздухе, к количеству паров, насыщающих воздух при данной температуре, т. е. отношением абсолютной влажности к максимальной. Измеряется в процентах.

Влагосодержание – отношение массы водяных паров во влажном воздухе к массе сухого воздуха в нем. Измеряется в г/кг.

Дефицитом влажности называется разность между максимальной и абсолютной влажностью. От него зависит интенсивность испарения и высушивающее действие воздуха.

Точкой росы называется температура, при которой находящиеся в воздухе водяные пары достигают состояния насыщения. При охлаждении воздуха и неизменном количестве водяных паров в нем воздух становится более насыщенным, т. е. повышается его относительная влажность. В точке росы воздух становится максимально насыщенным и его относительная влажность равна 100 %. При дальнейшем охлаждении происходит конденсация водяных паров.

Давление различают абсолютное, избыточное и атмосферное.

Состояние воздуха определяется уравнением термодинамики

$$pV = GRT, \quad (7.1)$$

где p – давление (абсолютное);

V – объем воздуха;

G – масса воздуха;

R – газовая постоянная;

T – температура.

При изменении давления воздуха в пневматической системе подвижного состава изменяется не только объем, но и температура воздуха. При одном и том же влагосодержании относительная влажность воздуха будет повышаться с уменьшением температуры при постоянном давлении или при повышении давления и постоянной температуре.

При сжатии воздуха в компрессоре его влагосодержание не изменяется. Температура воздуха растет, и поэтому, несмотря на повышение

давления, относительная влажность воздуха уменьшается. Далее при охлаждении сжатого воздуха в резервуарах и трубопроводах его относительная влажность возрастает и при достижении значения 100 % избыточная влага конденсируется и выпадает в виде капель. При этом влагосодержание уменьшается. Выпавшая в резервуарах влага периодически удаляется продувкой. Частично она поступает в тормозную систему. Охлаждение воздуха и конденсация влаги продолжаются в магистрали и тормозных приборах. Чтобы меньшее количество водяных паров попадало в тормозную систему, необходимо создать условия, при которых влаги больше выпадало бы в главных резервуарах, и производить очистку воздуха в специальных устройствах.

Считается, что если тормозной воздух содержит водяных паров более 85 % того количества, которое значится в таблицах насыщенных паров для данной наружной температуры, то такой воздух является недоброкачественным и опасным для нормальной эксплуатации тормозов.

В пневматической системе транспортного средства можно различить три состояния воздуха:

- атмосферный, засасываемый компрессором;
- охлажденный – в напорной магистрали и главном резервуаре после нагрева при сжатии;
- редуцированный – в тормозной системе.

7.2 Способы осушки и очистки воздуха

Для уменьшения влажности (относительной или влагосодержания) воздуха, используемого в тормозной системе, применяются различные способы.

Осаждение конденсата в главных резервуарах (ресиверах). Для выпадения как можно большего количества влаги в главном резервуаре необходимо, чтобы перепад температур между главным резервуаром и окружающим воздухом был как можно меньше. С этой целью главный резервуар размещают в хорошо обдуваемых местах, подальше от источников тепла, удлиняют трубопровод от компрессора к главному резервуару за счет выполнения его в виде змеевика, увеличивают охлаждающую поверхность за счет ребер, используют не один, а несколько резервуаров, соединенных последовательно. Этот способ позволяет уменьшить влагосодержание воздуха. На выходе из резервуаров относительная влажность обычно достигает 100 %.

Редуцирование с понижением давления является лучшим способом снижения относительной влажности воздуха. В напорной магистрали давление воздуха поддерживается более высокое, чем в тормозной. Степень влажности воздуха в тормозной магистрали зависит от разности давлений по обе стороны редуктора. Со стороны высокого давления воздух будет предельно насыщенным. При редуцировании его удельный объем увеличивается. Насыщенный пар при этом переходит в перегретый. Чем больше перепад давлений, тем суше воздух в магистрали.

При равной температуре в напорной и тормозной магистралях относительная влажность воздуха после редуцирования прямо пропорциональна отношению абсолютного значения давления в тормозной магистрали к давлению в напорной.

Разность температур воздуха в напорной и тормозной магистралях также влияет на степень влажности. Чем больше перепад температуры, тем больше остается в воздухе водяного пара. Поэтому при длительной работе компрессора, вызванной утечками воздуха из магистрали, он нагревается и в главный резервуар подается горячий воздух, который не успевает охладиться и отдать конденсат. Большое количество паров при этом попадает в тормозную систему.

В тормозной магистрали поездов давление воздуха в магистрали уменьшается от головы поезда к хвосту. Исходя из вышеизложенного, следует, что чем дальше от крана машиниста, тем воздух суше.

Абсорбция – свойство некоторых жидких веществ (абсорбентов) химически взаимодействовать с водой.

Адсорбция – свойство некоторых пористых веществ (адсорбентов) поглощать своей поверхностью водяной пар. Использованный адсорбент регенерируется. После сушки нагревом или продувкой сухим газом способность адсорбента поглощать влагу восстанавливается.

Кроме водяных паров во всасываемом воздухе могут находиться также твердые частицы в виде пыли. Воздух, поступающий в тормозную систему, должен быть очищен от этих примесей. Известны следующие способы очистки сжатого воздуха от загрязнений: гравитационный, инерционный и фильтрацией.

Принцип **гравитационной очистки** основан на осаживании частиц загрязнений под действием сил тяжести при накоплении воздуха в резервуарах.

При **инерционной очистке** осаживание частиц загрязнений осуществляется за счет сил инерции в специальных центробежных, аэродина-

мических устройствах и с ударом воздуха о перегородку при изменении направления его движения.

Фильтрация получила наибольшее распространение для очистки воздуха. Она осуществляется путем движения воздуха через пористый материал, задерживающий частицы пыли.

7.3 Замкнутые пневматические системы

С целью обеспечения хорошего качества воздуха получают распространение пневматические системы с замкнутой циркуляцией воздуха. Схема такой системы приведена на рисунке 7.1.

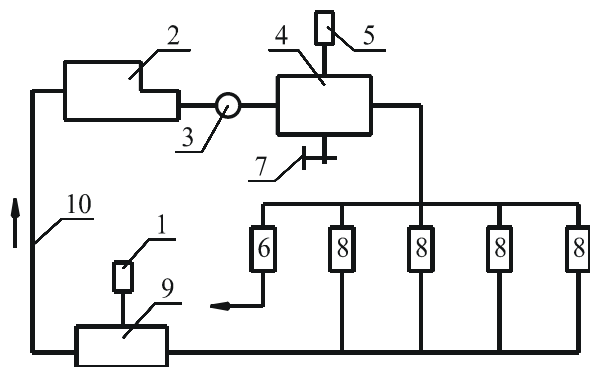


Рисунок 7.1 – Схема замкнутой пневматической системы:
1 – воздушный фильтр; 2 – компрессор; 3 – обратный клапан; 4 – главный резервуар; 5 – предохранительный клапан; 6 – пневмоприводы, работающие на выброс отработанного воздуха в атмосферу; 7 – спускной кран; 8 – пневмоприводы, работающие на выброс отработанного воздуха в резервуар низкого давления; 9 – резервуар низкого давления; 10 – всасывающий трубопровод

Отработанный в приводах 8 воздух поступает в резервуар 9 низкого давления, из которых по трубопроводу 10 забирается компрессором. Через фильтр 1 из атмосферы засасывается лишь часть воздуха, необходимая для возмещения утечек в системе и расхода воздуха приводами 6, работающими на выброс в атмосферу. Выделение конденсата в таких системах намного меньше, чем в разомкнутых. Однако эти системы имеют более сложную конструкцию.

7.4 Маслоотделители и противозамерзатели

При работе компрессора в сжатый воздух попадает масло, которое оказывает отрицательное воздействие на состояние уплотняющих материалов. В зимнее время с целью предупреждения замерзания влаги в трубопроводах в сжатый воздух вводят **антифриз** (спиртоглицериновую смесь, состоящую из равных количеств этилового спирта и глицерина). При его смешивании с конденсатом получается незамерзающая смесь, препятствующая обледенению клапанов, воздухопроводов и т. п.

Для этих целей применяют специальные приборы – влагомаслоотделители и противозамерзатели. **Влагомаслоотделители** бывают термодинамическими и центробежными. В термодинамическом влагомаслоотделителе влага и пары масла отделяются путем охлаждения горячего после компрессора сжатого воздуха в специальном радиаторе, а в центробежном – в винтовых дефлекторах. В троллейбусах применяются влагомаслоотделители смешанного типа с автоматическим клапаном слива конденсата.

Схема **противозамерзателя** приведена на рисунке 7.2. Основными элементами его конструкции являются корпус 1, обратный клапан 2, стакан 3 и дросселирующее устройство 4.

Спиртоглицериновую смесь заправляют в стакан 3 через заливное отверстие с пробкой, оснащенной указателем уровня. Сжатый воздух проходит по каналу в корпусе 1. В этот канал через дросселирующее устройство 4 и обратный клапан 2 засасывается антифриз. Интенсивность парообразования спиртоглицериновой смеси регулируется дросселем в зависимости от температуры и влажности окружающего воздуха. Антифриз вводится в тормозную систему только при работающем компрессоре.

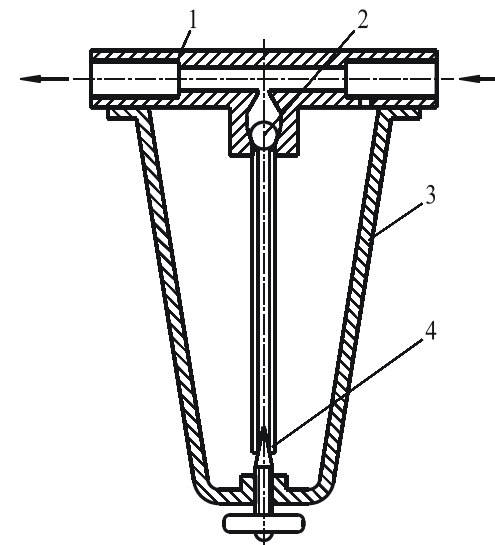


Рисунок 7.2 – Схема противозамерзателя

8 КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Для обеспечения тормозных систем и вспомогательных пневматических механизмов сжатым воздухом используется компрессорная установка. В состав компрессорной установки входят: компрессор, главные резервуары, устройства для охлаждения, сушки и очистки сжатого воздуха, противозамерзатель, предохранительные и регулирующие приборы, трубопроводы, крановая арматура и манометры.

8.1 Классификация компрессоров

Применяемые на подвижном составе компрессоры классифицируются по следующим признакам:

- по числу ступеней сжатия – одно-, двух- и многоступенчатые;
- по количеству цилиндров – одно-, двух- и трехцилиндровые;
- по конструкции соединения с электродвигателем – соединенные при помощи муфты, зубчатой передачи, ременной передачи, общим валом в одном блоке (мотор-компрессоры);
- по расположению цилиндров – вертикальные, горизонтальные, *V*-образные, *W*-образные, *L*-образные;
- по конструкции рабочего органа и способу сжатия воздуха – поршневые, винтовые.

На подвижном составе городского электрического транспорта главным образом применяют мотор-компрессоры поршневого типа низкого давления, малой производительности, простого действия.

К компрессорам *низкого давления* относятся те, у которых конечное давление при сжатии не превышает 0,1 МПа.

Компрессоры *малой производительности* имеют производительность до 10 м³/мин.

В компрессорах *простого действия* сжатие воздуха происходит одной стороной поршня, а в компрессорах *двойного действия* – двумя сторонами, т. е. за один ход поршня (в одном направлении) происходит одновременно и всасывание, и нагнетание.

В *одноступенчатых* компрессорах сжатие воздуха до конечного давления происходит за один рабочий цикл (двойной ход поршня). В *двухступенчатых* процесс сжатия до конечного давления разделен со-

ответственно на две ступени. В цилиндрах первой ступени (низкого давления) происходит сжатие воздуха до промежуточного давления, затем воздух поступает в змеевик (холодильник), где происходит его охлаждение, а далее – на вторую ступень сжатия в цилиндре второй ступени (высокого давления).

Принцип действия одноступенчатого поршневого компрессора можно рассмотреть по схеме, показанной на рисунке 8.1.

При вращении коленчатого вала 8 поршень 1, соединенный с коленчатым валом шатуном 9, совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 7. При движении поршня вниз в цилиндре создается разрежение и в результате перепада давлений воздуха открывается всасывающий клапан 5. Пружина 6 при этом сжимается. Происходит всасывание атмосферного воздуха в цилиндр. При обратном ходе поршня всасывающий клапан закрывается, происходит сжатие воздуха. Когда давление воздуха в цилиндре превысит давление воздуха в нагнетательном трубопроводе 4, клапан 2, преодолевая усилие пружины 3, откроется и произойдет нагнетание воздуха в резервуар. При повторных движениях поршня вниз из верхней мертвой точки в начальный момент закрыты и нагнетательный, и всасывающий клапаны. Происходит расширение воздуха, оставшегося в пространстве между поршнем и крышкой цилиндра. После снижения давления воздуха в цилиндре немного ниже атмосферного опять открывается всасывающий клапан, и процесс повторяется.

В последнее время широкое распространение в различных отраслях производства, в том числе и на транспорте, получают винтовые компрессоры. Их основными рабочими элементами являются два винтовых ротора. При вращении роторов с минимальными зазорами между ними происходит сжатие воздуха. Для уменьшения возможных внутренних протечек воздух содержит масло, которое отделяется после сжатия.

Винтовые компрессоры по сравнению с поршневыми имеют больший срок службы из-за отсутствия значительных сил трения и инерции, меньшие размеры при одинаковой производительности, обладают процессом сжатия, близким к изотермическому (температура на выходе

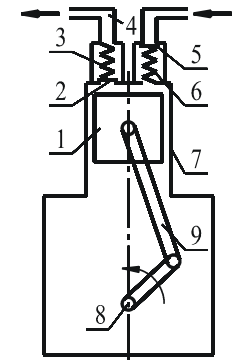


Рисунок 8.1 – Схема одноступенчатого поршневого компрессора

компрессора не превышает 100 °С), являются малозумными и практически исключают вибрации.

8.2 Конструкции компрессоров

На подвижном составе городского электрического транспорта наибольшее распространение получили мотор-компрессоры типа ЭК-4 различных модификаций.

Компрессор ЭК-4 двухцилиндровый, одноступенчатый, горизонтальный состоит из корпуса (картера), блока цилиндров, клапанной коробки (головки цилиндров), шатунно-кривошипного механизма и двухступенчатого редуктора. В корпусе имеются окна, закрытые крышками и предназначенные для доступа к деталям и узлам компрессора. Картер сообщается с атмосферой, благодаря чему исключается возможность повышения давления в картере при утечках воздуха через компрессионные кольца. Блок цилиндров имеет два цилиндра и выполняется оребренным для лучшего охлаждения.

К блоку цилиндров крепится клапанная коробка, в которой расположены два всасывающих и два нагнетательных клапана пластинчатого типа. Всасывающая полость клапанной коробки сообщается через воздушный фильтр с атмосферой, а нагнетательная через обратный клапан – с главным резервуаром. Корпус воздушного фильтра наполнен волосяной набивкой, смоченной маслом.

В шатунно-кривошипный механизм входят коленчатый вал, два шатуна и два поршня. Коленчатый вал вращается в двух радиальных однорядных шариковых подшипниках. Соединение шатуна с коленчатым валом осуществляется залитой баббитом разъемной головкой, а с поршнем – неразъемной головкой с запрессованной в ней бронзовой втулкой с помощью поршневого пальца. На каждом поршне расположены по два компрессорных и два маслосъемных кольца.

Вращающий момент от электродвигателя на коленчатый вал компрессора передается через двухступенчатый редуктор с передаточным числом 3,9.

Смазка компрессора осуществляется разбрызгиванием. Для этого используются разбрызгиватели, которые крепятся к одному из болтов нижней разъемной головки. При вращении коленчатого вала они создают масляный туман, который оседает на рабочей поверхности трущихся деталей и смазывает их. Смазка редуктора осуществляется путем

окунания одного из зубчатых колес в масляную ванну. Для заливки и слива масла имеются маслоналивное и маслосливное отверстия. Уровень масла контролируется жезловым щупом.

Производительность компрессора регулируется регулятором давления воздуха, который при достижении максимального давления в главном резервуаре выключает электродвигатель, а при минимальном давлении – включает.

8.3 Диаграмма работы и производительность компрессора

В одноступенчатом компрессоре сжатие воздуха до конечного давления происходит за один оборот коленчатого вала. Теоретическая индикаторная диаграмма его работы в координатах $p-v$ (давление – объем) приведена на рисунке 8.2.

Линия 1–2 соответствует процессу всасывания воздуха. Всасывание происходит при давлении $p_{вс}$ в цилиндре немного ниже атмосферного p_0 . Перепад давлений возникает вследствие преодоления сопротивления фильтров и всасывающего клапана.

В точке 2 поршень изменяет направление движения на обратное и по линии 2–3 происходит сжатие воздуха. Объем уменьшается, давление возрастает. При этом всасывающий и нагнетательный клапаны закрыты. В точке 3, когда давление в цилиндре станет равным давлению нагнетания p_n , открывается нагнетательный клапан и по линии 3–4 происходит процесс нагнетания воздуха. При постоянном давлении объем воздуха уменьшается. При нахождении поршня в верхней мертвой точке 4 между поршнем и крышкой цилиндра остается пространство, которое называется вредным. На диаграмме его объем обозначен как V_0 . При движении поршня вниз по линии 4–1 происходит расширение воздуха, оставшего-

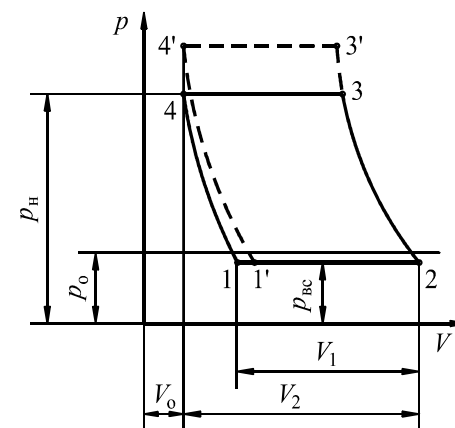


Рисунок 8.2 – Теоретическая диаграмма работы поршневого компрессора

ся в этом пространстве. Объем увеличивается, давление падает. Всасывающий клапан открывается в точке 1, когда давление воздуха в цилиндре станет ниже атмосферного, и цикл повторяется. Наличие вредного пространства уменьшает производительность компрессора. Чем больше давление нагнетания, тем больше влияние вредного пространства на производительность, так как всасывающий клапан открывается позже (цикл 1'-2-3'-4'-1').

Производительность компрессора (подача) определяется объемом воздуха, поданного в резервуар за единицу времени и приведенного к условиям всасывания, то есть атмосферному давлению и температуре. Измеряется в м³/мин. Различают теоретическую и действительную производительность.

Теоретическая производительность Q_T определяется без учета потерь и равна объему, описанному поршнями низкого давления в единицу времени:

$$Q_T = FSnm, \quad (8.1)$$

где F – площадь поршня цилиндра низкого давления, м²;
 S – ход поршня, м;
 n – число двойных ходов поршня в 1 мин (частота вращения вала), об/мин;
 m – число цилиндров низкого давления.

Действительная производительность Q_D меньше теоретической и определяется по формуле

$$Q_D = Q_T \lambda = FSnm\lambda, \quad (8.2)$$

где λ – коэффициент подачи компрессора.

Коэффициент подачи компрессора называется отношение поданного в резервуар объема воздуха, приведенного к условиям всасывания, к объему, описанному поршнями низкого давления. Этот коэффициент может быть представлен в виде произведения отдельных коэффициентов, учитывающих причины снижения производительности:

$$\lambda = \lambda_{об} \lambda_{у} \lambda_{др} \lambda_{т}, \quad (8.3)$$

где $\lambda_{об}$ – объемный коэффициент наполнения;
 $\lambda_{у}$ – коэффициент утечек (через неплотности поршневых колец и клапанов);

$\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования во всасывающих клапанах и фильтрах в начале сжатия воздуха;

$\lambda_{т}$ – коэффициент подогрева всасываемого воздуха стенками цилиндра.

Объемный коэффициент наполнения является одним из важных параметров компрессора, характеризующим снижение производительности за один ход поршня под влиянием вредного пространства. Определяется по формуле

$$\lambda_{ia} = \frac{V_1}{V_2}, \quad (8.4)$$

где V_1 – объем засасываемого в цилиндр воздуха за один ход поршня;
 V_2 – теоретический объем цилиндра (описанный поршнем за один ход).

Величину этого коэффициента можно определить из уравнения политропного расширения по линии 1-2 диаграммы (см. рисунок 8.2), выразив объем V_1 из уравнение (8.4),

$$p_n V_0^{n_2} = p_{вс} (V_2 + V_0 - \lambda_{об} V_2)^{n_2}, \quad (8.5)$$

где p_n – конечное давление при сжатии;

$p_{вс}$ – давление всасывания;

n_2 – средний показатель политропы для линии расширения.

Коэффициент утечек воздуха зависит от состояния компрессора. Для новых исправных компрессоров $\lambda_{у} = 0,97 \dots 0,98$.

Коэффициент дросселирования зависит от отношения давления p_1 в начале сжатия к атмосферному (барометрическому) давлению p_0 . Ориентировочно

$$\lambda_{др} = p_1 / p_0 = 0,92 - 0,95. \quad (8.6)$$

Коэффициент подогрева

$$\lambda_{т} = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}, \quad (8.7)$$

где T_0 – температура всасываемого в компрессор воздуха, К;

ΔT – величина подогрева всасываемого воздуха до момента начала сжатия.

В условиях эксплуатации подачу компрессора можно определить экспериментально по времени нагнетания в главный резервуар объема воздуха, пересчитанного на условия всасывания,

$$Q_k = \frac{(p_2 - p_1) V_p T_{вс}}{p_0 t_p T_{наг}}, \quad (8.8)$$

где p_1, p_2 – давление воздуха в главном резервуаре в начале и в конце эксперимента, МПа;

V_p – объем главного резервуара, м³;

$T_{вс}, T_{наг}$ – температура соответственно всасываемого и нагнетаемого в резервуар воздуха, К;

t_p – время, в течение которого давление воздуха в резервуаре повышается от p_1 до p_2 , мин.

8.4 Оценка технического состояния и особенности технического обслуживания компрессора

Наибольшее влияние на надежность работы компрессора оказывают детали цилиндрично-поршневой, кривошипно-шатунной групп и клапанного узла.

Детали цилиндрично-поршневой группы (цилиндры, кольца, поршни) одновременно подвергаются трем видам изнашивания: молекулярно-механическому, коррозионно-механическому и абразивному.

Молекулярно-механическое изнашивание преобладает в верхней части цилиндра, где относительно невелика скорость движения поршня, меньший слой смазки, высокие температуры и давление сжимаемого воздуха. В этих условиях интенсивность молекулярно-механического изнашивания в большой степени предопределяется качеством смазки, в частности наличием в ней присадок, предотвращающих задиры. Противозадирные присадки, вступая в химическую реакцию с металлом, образуют пленку, ослабляющую интенсивность схватывания.

Коррозионно-механическое изнашивание деталей компрессора подразделяют на две фазы: взаимодействие металла с агрессивным химически активным веществом с образованием окислительной пленки и удаление этой пленки в процессе трения.

Образование окислительной пленки на стенках цилиндров – это электрохимическая коррозия под воздействием слабых кислот, растворенных в конденсате. Конденсат выделяется в цилиндрах в процессе

сжатия, а также выпадает на стенках цилиндров в промежутке между включениями компрессора, когда происходит снижение температуры его блока. Частицы снятой в процессе трения коррозионной пленки представляют собой окислы металла и имеют большую твердость, чем сам металл, и действуют в дальнейшем как абразивы.

Абразивное изнашивание деталей цилиндрично-поршневой группы вызывается частицами минерального происхождения, находящимися в засасываемом воздухе и не задержанными воздушным фильтром. Эти частицы попадают в цилиндр, оседают на его стенках, ускоряют процесс износа цилиндров, колец и кольцевых канавок поршня. Особо интенсивному абразивному износу подвергается верхняя часть цилиндра.

Поршневые кольца изнашиваются в большей степени в радиальном направлении и в меньшей – по высоте. Более интенсивно изнашивается первое компрессионное кольцо. Интенсивность радиального износа компрессионных колец выше, чем маслосъемных, так как их давление на стенку цилиндра большее. Кроме того, происходит закоксовывание смазки в канавках поршня, что приводит к потере подвижности и упругости колец и соответственно ухудшению герметичности сопряжения.

Износы деталей цилиндрично-поршневой группы приводят к ухудшению герметичности пары трения «поршень – цилиндр», т. е. к снижению производительности компрессора. Кроме того, увеличивается расход масла из-за перекачки его в пневматическую систему. Это происходит вследствие прогрессирующего насосного действия поршневых колец, принцип которого показан на рисунке 8.3.

При движении поршня вниз масло, снимаемое со стенок цилиндра, заполняет пространство между кольцом и поршнем (рисунок 8.3, а). Возле нижней мертвой точки кольцо под действием сил инерции обгоняет поршень и выдавливает масло вверх (рисунок 8.3, б). При движении поршня вверх возле верхней мертвой точки кольца вновь обгоняют поршень и выталкивают масло вверх (рисунок 8.3, в).

Насосное действие поршневых колец обеспечивает гидродинамическую смазку стенок цилиндра, т. е. движение поршневых колец по масляному слою. Однако с увеличением износа колец и канавок поршня количество перекачиваемого масла значительно больше необходимого для процесса смазки. Масло попадает в нагнетательную камеру цилиндров в виде масляного тумана, а затем вместе со сжатым воздухом выдувается в пневматическую систему.

Расход масла увеличивается также из-за износа маслосъемного кольца и появления задиры на стенках цилиндра и кольцах.

К деталям шатунной группы относятся коленчатый вал, шатунные и коренные подшипники, шатуны, пальцы. Из них наибольшему и быстрому износу подвергаются шейка коленчатого вала и подшипник скольжения шатуна. Трение этой пары происходит в условиях гидродинамической смазки, когда поверхности шейки и подшипника разделены тонким слоем масла. Однако попадание в масло абразивных частиц, смываемых им со стенок цилиндра, приводит к появлению на поверхностях рисок и задиrow, вызывающих износ.

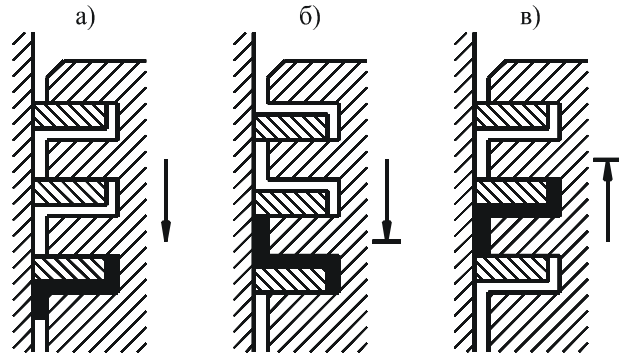


Рисунок 8.3 – Схемы насосного действия поршневых колец

Большое влияние на износ подшипников скольжения оказывает температурный режим. Твердость материала подшипника уменьшается при увеличении температуры, что ускоряет его износ.

Характер износа пары трения «поршневой палец – подшипник шатуна» аналогичен характеру износа в узле трения шейки коленчатого вала и подшипника шатуна.

Клапанный узел в значительной степени влияет на производительность компрессора. Клапан должен открываться на полное проходное сечение, оказывать наименьшее сопротивление воздушному потоку, плотно закрываться при положении поршня в мертвых точках.

Износ седла клапана, коробление пластин от высоких температур, остаточная деформация пружин приводят к потере герметичности узла, т. е. к уменьшению производительности компрессора.

При разрушении пластин всасывающего клапана производительность двухцилиндрового компрессора снижается наполовину – в цилиндр с поврежденным клапаном воздух после всасывания из атмосферы в нее же и выбрасывается.

При разрушении пластины нагнетательного клапана происходит полный отказ компрессора, так как воздух непрерывно перекачивается из одного цилиндра в другой без повышения давления в ресиверах. Автоматический регулятор давления в такой ситуации не отключает электродвигатель компрессора, он может работать длительное время до выхода из строя шатунно-поршневой группы в результате перегрева.

Сильное влияние на темп износа деталей компрессора оказывают состояние и уровень смазочного материала. Свойства масла ухудшаются в результате попадания в картер воды, загрязнений в виде абразивных частиц, засасываемых из атмосферы и смываемых маслом со стенок цилиндра. Интенсивность загрязнения масла растет при неудовлетворительном обслуживании воздушного фильтра.

Уровень масла уменьшается как из-за его перекачки в пневматическую систему насосным действием поршневых колец, так и вследствие утечек через сальниковые уплотнения.

9 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

В соответствии со стандартами и Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) с целью обеспечения безопасности движения транспортное средство оборудуется не менее чем двумя независимо действующими системами тормозов. На современном подвижном составе городского электрического транспорта применяются электродинамический тормоз (реостатный и рекуперативный) и механический (обычно пневматический для экстренного и служебного торможения и ручной в качестве стояночного).

Применение электрического торможения позволяет повысить надежность и значительно снизить эксплуатационные расходы на ремонт тормозной системы и замену тормозных колодок. При электрическом торможении колеса подвижного состава менее подвержены юзу. Его применение повышает безопасность движения, так как на подвижном составе всегда имеется механический тормоз, который обеспечивает резервирование процесса торможения. Механическое торможение всегда сохраняется как дополнительное и экстренное.

На рисунке 9.1 приведена упрощенная структурная схема механического тормоза транспортного средства.

Тормозные системы механических тормозов включают в себя источник энергии Э, орган управления ОУ, тормозные приводы П и РП (ручные), тормозные передачи ТП и РТП, тормозные механизмы ТМ.

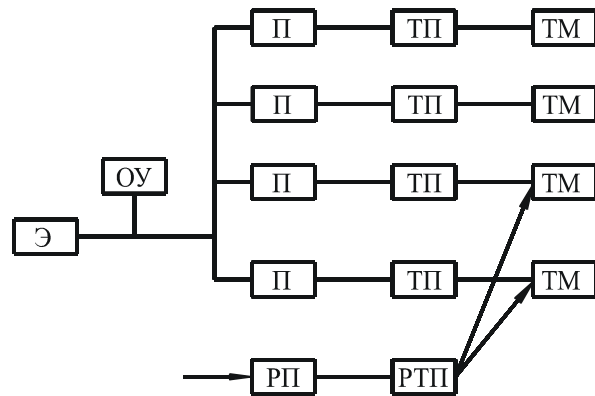


Рисунок 9.1 – Структурная схема механического тормоза

Для получения сжатого воздуха и использования его для приведения в действие тормозных механизмов предназначена **пневматическая система** транспортного средства. Она должна обеспечить:

- отбор воздуха из окружающей атмосферы;
- сжатие воздуха;
- очистку сжатого воздуха от загрязнений и влаги;
- создание запасов сжатого воздуха в резервуарах и регулирование давления в них;
- передачу энергии сжатого воздуха от ее источника к тормозным механизмам с помощью пневмоаппаратов;
- управление энергией сжатого воздуха в процессе передачи с соответствующими заданными параметрами привода (усилие на штоке, педали и др.);
- защиту тормозных механизмов от одновременного срабатывания нескольких тормозных систем;
- функционирование остальных тормозных контуров при отказе одного из них;
- контроль работоспособности тормозного оборудования.

10 ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ТРОЛЛЕЙБУСОВ

10.1 Общие сведения

Троллейбусы оборудованы электрической и механической системами торможения. По **назначению и выполняемым функциям** тормозные системы подразделяются:

– **рабочую**, которая служит для регулирования скорости движения троллейбуса и полной его остановки. Включает в себя электродинамический тормоз, действующий на колеса ведущего моста (заднюю ось), и пневматическую тормозную систему с отдельными контурами тормозов передней и задней осей;

– **запасную**, которая служит для остановки троллейбуса при отказе рабочей тормозной системы. Она менее эффективна, чем рабочая тормозная система. Функции запасной тормозной системы могут выполнять исправный контур пневматического тормоза рабочей тормозной системы или стояночная тормозная система (с пружинным энергоаккумулятором);

– **стояночную** для удержания троллейбуса на месте. В качестве стояночного используется либо ручной тормоз с рычажным приводом либо тормозные камеры с пружинными энергоаккумуляторами, действующие на тормозные механизмы колес ведущего моста с управлением от крана обратного действия, который для заторможивания троллейбуса на стоянке ставится в крайнее фиксированное положение и в любое промежуточное нефиксированное положение при использовании в качестве запасной тормозной системы;

– **вспомогательную**, обеспечивающую электрическое торможение для длительного поддержания постоянной скорости (на затяжных спусках) или для ее регулирования в пределах, отличных от нуля.

Управление рабочей и вспомогательной тормозными системами осуществляется от одной ножной педали. Педаль посредством тяг связана с тормозным краном и контроллером управления таким образом, что при воздействии на нее вначале происходит электрическое торможение, а после прекращения его – механическое торможение.

В троллейбусах применяются барабанные и дисковые тормозные механизмы. В современных троллейбусах наибольшее распространение получили колесные тормозные механизмы барабанного типа с двумя колодками, имеющими один общий центр поворота (обе колодки имеют один общий палец, на который опираются).

Для приведения в действие тормозных механизмов в троллейбусе применяются в основном пневматические приводы. На сочлененных троллейбусах используется пневмогидравлический привод.

10.2 Пневматическая тормозная система троллейбусов ЗИУ

На троллейбусах моделей ЗИУ установлены тормоза:

- механический барабанного типа, действующий на четыре колеса с пневматическим приводом от тормозной педали;
- механический, действующий на два задних колеса с приводом от рычага ручного тормоза;
- электродинамический рекуперативный и реостатный.

Схема пневматического тормоза троллейбусов типа ЗИУ представлена на рисунке 10.1.

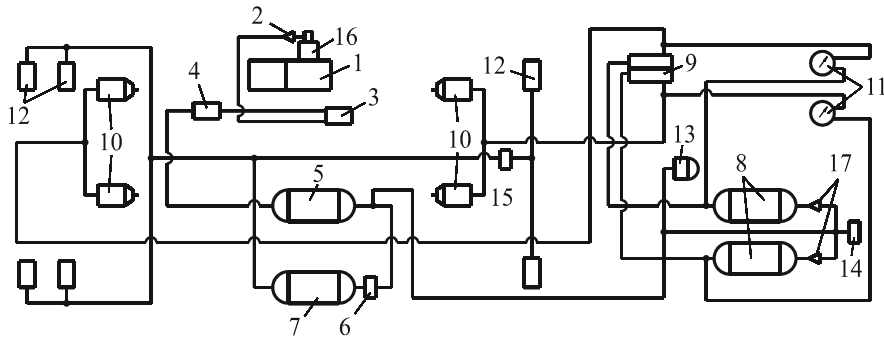


Рисунок 10.1 – Схема пневматического оборудования троллейбуса ЗИУ-9Б

Пневматическая часть троллейбуса состоит из трех систем: напорной, тормозной и вспомогательной. В напорную систему входят компрессор 1, обратный клапан 2, предохранительный клапан 16, влагомаслоотделитель 3, противозамерзатель 4, магистральный воздушный резервуар 5, редуктор давления 6, регулятор давления воздуха 13, буксирный клапан 14 и два манометра 11.

В тормозную систему входят два резервуара 8, обратные клапаны резервуаров 17, тормозной кран 9, четыре тормозных цилиндра 10.

Давление воздуха в напорной магистрали регулируется регулятором АК-11Б в пределах 0,65–0,80 МПа. Предохранительный клапан отрегулирован на давление 1,0 МПа.

Как видно из схемы, пневматический тормоз имеет две самостоятельные системы. Это достигается благодаря установке сдвоенного тормозного крана 9 и обратных клапанов 17 перед резервуарами.

Тормозной кран 9 осуществляет раздельное питание тормозных цилиндров передних и задних колес. Такая схема с разделением на два самостоятельных контура повышает безопасность движения, так как при обрыве пневматической системы переднего или заднего тормозов оставшийся неповрежденный контур обеспечит торможение троллейбуса.

Вспомогательная система обеспечивает работу пневматической подвески троллейбуса и включает в себя воздушный резервуар 7 и пневмоподвеску 12. Резервуар 7 наполняется через редуктор давления 6 только после достижения давления в резервуарах напорной и тормозной систем 0,40–0,45 МПа. Если давление в напорной системе по каким-либо причинам падает ниже 0,45 МПа, то через редуктор 6 воздух обратным ходом перетекает из резервуара 7 и пневмоподвесок 12 в тормозную систему. Таким образом, применение редуктора с указанными особенностями позволяет повысить надежность работы тормозов.

10.3 Пневматические тормозные системы троллейбусов производства ПО “Белкоммунмаш”

Схема пневматической системы троллейбуса модели 101 приведена на рисунке 10.2. *Питающая часть* пневмосистемы содержит воздухоочиститель 1, компрессор 2, влагоотделитель 3, электромагнитный вентиль 4, обратный клапан 5, клапан предохранительный 6, противозамерзатель 7, ресивер конденсационный 8 (25 литров), ресиверы заднего 9 и переднего 10 контуров (40 литров), ресиверы воздушной подвески 11 и стояночного тормоза 12 (25 литров), ресивер привода дверей 13 (25 литров), датчик аварийного давления воздуха 14, двойной защитный клапан 15, одинарный защитный клапан 16, обратные клапаны 17, сливные краны 18, регулятор давления 19.

Пневматический привод рабочей тормозной системы – двухконтурный и содержит двухсекционный тормозной кран 20, передние тормозные камеры 21, ускорительные клапаны 22, 22а, задние тормозные камеры 23 с пружинными энергоаккумуляторами, датчик давления воздуха 24, клапаны контрольного вывода 25, тормозной кран стояночной тормозной системы 26. *Пневматический привод управления дверями* включает блок подготовки воздуха 27, вентиль электромагнитный 28, двер-

ные цилиндры 29. Пневматический привод пневмоподвески состоит из шести пневматических упругих элементов подвески 30 и трех регуляторов положения кузова 31.

При нажатии на тормозную педаль срабатывает тормозной кран 20. Из верхней секции тормозного крана воздух подается в управляющую магистраль ускорительного клапана 22, в результате чего последний пропускает сжатый воздух из ресивера 9 в тормозные камеры 23 задних колес. Через нижнюю секцию тормозного крана сжатый воздух из ресивера 10 поступает в тормозные камеры 21, которые приводят в действие тормозные механизмы передних колес.

При работе стояночной (запасной) тормозной системы сжатый воздух из ресивера 12 поступает к крану управления стояночным тормозом 26 и далее в управляющую магистраль ускорительного клапана 22а, в результате чего последний пропускает сжатый воздух из ресивера 12 в полости энергоаккумуляторов тормозных камер 23. При торможении стояночным тормозом рукоятка крана 26 устанавливается в заднее фиксированное положение и воздух из управляющей магистрали ускорительного клапана 22а и из полостей энергоаккумуляторов 23 через ускорительный клапан выходит в атмосферу. Пружины энергоаккумуляторов, разжимаясь, приводят в действие тормозные механизмы задних колес. Кран управления стояночным тормозом имеет следящее устройство, которое позволяет притормаживать троллейбус запасной тормозной системой с интенсивностью, зависящей от положения рукоятки крана. При аварийном падении давления воздуха в контуре привода стояночного тормоза пружинные энергоаккумуляторы срабатывают автоматически и троллейбус затормаживается.

Принципиальная схема питающей части пневматической системы троллейбуса модели 101 приведена на рисунке 10.3. При работе компрессора 2 воздух, засасываемый из атмосферы через воздухоочиститель 1, подается под давлением в конденсационный ресивер 8, проходя через влагоотделитель 3, обратный клапан 5 и противозамерзатель 7. Как только давление воздуха в ресивере достигнет верхнего предела регулирования 0,9 МПа, регулятор 10 разомкнет цепь питания электродвигателя компрессора. Компрессор останавливается, и подача воздуха прекращается. Одновременно электромагнитный вентиль открывается, соединяя нагнетательную магистраль компрессора с атмосферой. Резкое снижение давления в нагнетательной магистрали приводит к срабатыванию клапана влагоотделителя 3, и скопившейся конденсат выбрасывается наружу.

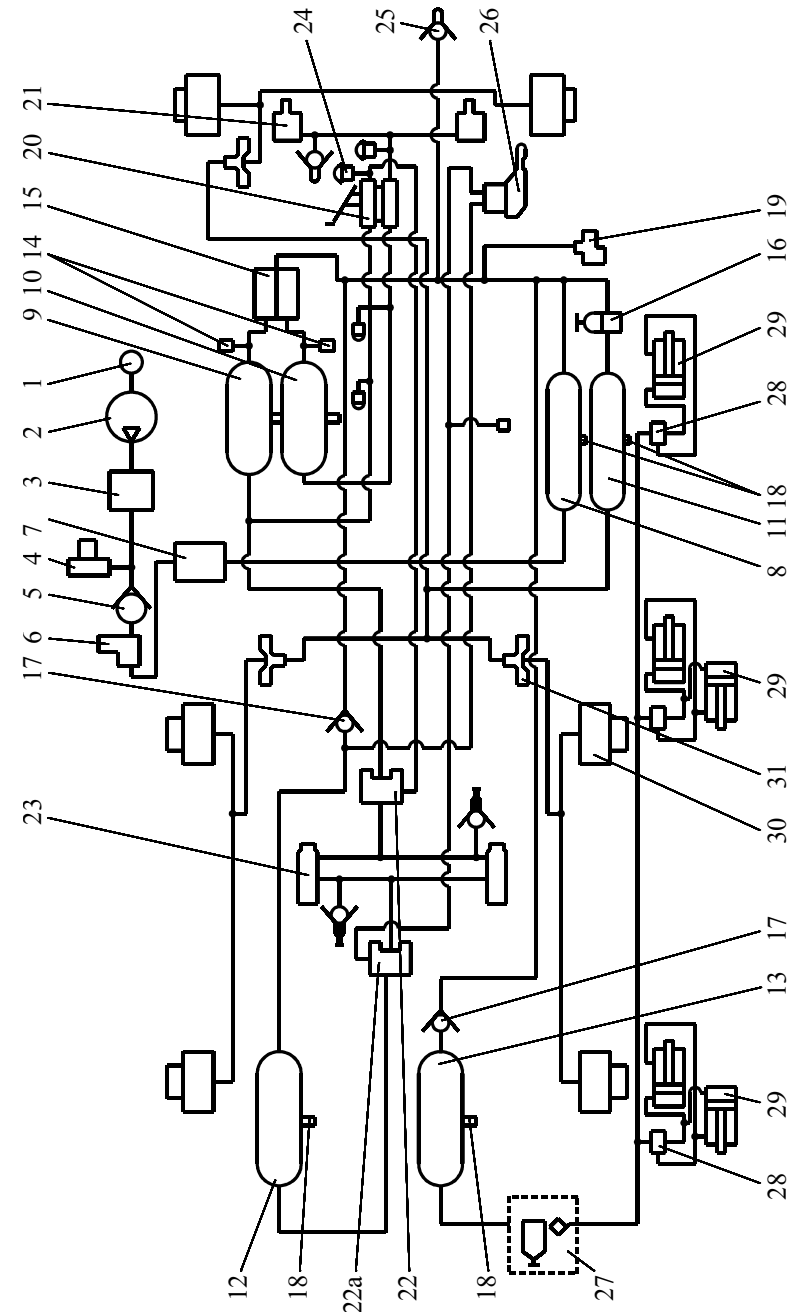


Рисунок 10.2 — Схема пневматической части троллейбуса модели 101

При снижении давления воздуха в конденсационном ресивере 8 до нижнего предела регулирования 0,8 МПа регулятор 10 замыкает контакты и электродвигатель компрессора включается. Одновременно закрывается электромагнитный клапан 4 и сжатый воздух поступает в ресивер 8 и далее к ресиверам тормозной системы и нетормозных потребителей. В случае превышения допустимого предела давления воздуха срабатывает предохранительный клапан 6. Для слива конденсата из конденсационного ресивера 8 служит сливной кран 9.

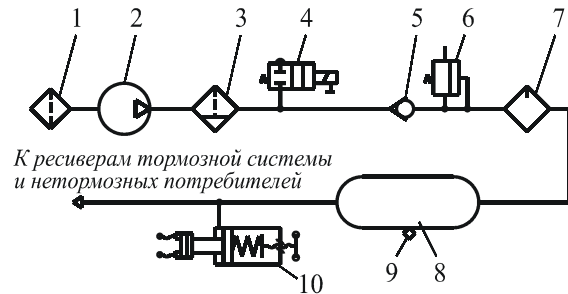


Рисунок 10.3 – Схема питающей части пневмосистемы троллейбуса 101

Схема питающей части пневматической системы **троллейбуса модели 201** приведена на рисунке 10.4. Питающая часть содержит компрессор 1, который засасывает воздух из атмосферы через фильтр 2 и подает через влагомаслоотделитель 22 в комбинированный прибор 3, содержащий воздухоосушитель и регулятор давления. В дальнейшем воздух под давлением поступает в регенерационный ресивер 4 и конденсационный ресивер 7. Из этого ресивера очищенный воздух постоянного давления поступает на четыре независимых контура, через двойной защитный клапан 11 к ресиверам 5 и 6 заднего и переднего контуров тормозного привода троллейбуса, через одинарный защитный клапан 12 к ресиверу 8 пневматической подвески и через обратный клапан 13 к ресиверу 9 стояночного тормоза. Все ресиверы снабжены сливными кранами 14 для слива конденсата. Для контроля за давлением в переднем и заднем контурах тормозного привода служат датчики 9 и 10 аварийного давления воздуха.

При работе компрессора под нагрузкой поток сжатого воздуха проходит через осушитель 15, представляющий собой емкость, наполненную адсорбентом, и далее через обратный клапан 16 поступает к конденсационному ресиверу 7. Часть воздуха через дроссель 17 поступает в

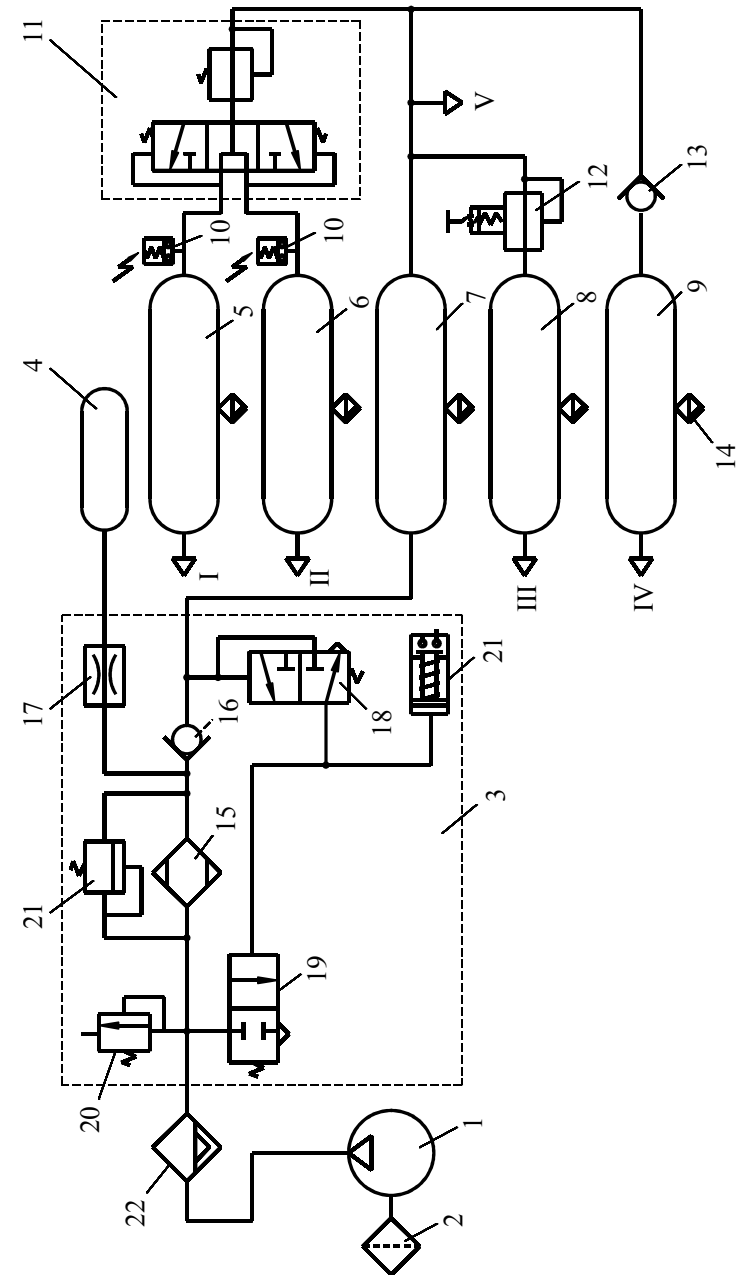


Рисунок 10.4 — Принципиальная схема питающей части пневмосистемы троллейбуса модели 201

небольшую дополнительную емкость (регенерационный ресивер) 4. По мере насыщения адсорбент теряет способность поглощать влагу, и поэтому периодически его необходимо подвергать регенерации, которая осуществляется при разгрузке компрессора регулятором давления.

Регулирование давления воздуха в этой системе основано на выпуске воздуха из компрессора 1 под минимальным давлением. При достижении рабочего давления в конденсационном ресивере 7 верхнего предела регулирования управляющий клапан 18 займет вторую позицию, вследствие чего разгрузочный клапан 19 соединит выход регулятора с атмосферой. Компрессор 1 в этом случае работает вхолостую с минимальной затратой мощности. В этом режиме работы компрессора осушитель 15 через разгрузочный клапан 19 также соединен с атмосферой. Воздух регенерационного ресивера 4, проходя через адсорбент, производит его регенерацию, а затем поступает в атмосферу. Одновременно сжатый воздух поступает в устройство 21, размыкает контакты и отключает электродвигатель компрессора. При снижении давления воздуха в ресивере 7 до нижнего предела устройство регулятора закрывается и компрессор включается. Цикличность регенерации осушителя обеспечивается цикличностью срабатываний регулятора давления.

В случае засорения осушителя 15 срабатывает перепускной клапан устройства 21, а при превышении давления воздуха выше допустимого предела срабатывает предохранительный клапан 20.

Рабочая и стояночная пневматические тормозные системы троллейбуса модели 201 аналогичны таким же системам троллейбуса модели 101.

Троллейбус модели 321 имеет пневматическую часть такую же, как и у троллейбуса модели 201.

11 ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ТРАМВАЙНЫХ ВАГОНОВ

11.1 Общие сведения

На трамвае обычно имеется **четыре вида тормозов:**

- рекуперативно-реостатный (электрический);
- пневматический;
- электромагнитный рельсовый;
- ручной стояночный.

Служебным является электрическое торможение с дотормаживанием механическим тормозом, который включается сразу после прекращения действия электродинамического тормоза.

Электромагнитный рельсовый тормоз применяется только при экстренном торможении и в случае отказа остальных видов тормозов. Включается рельсовый тормоз при нажатии до отказа тормозной педали или нажатием кнопки экстренного торможения. На каждой тележке установлены два электромагнита рельсового тормоза, связанных между собой поперечными тягами. Тормозной башмак подвешен на пружинах, работающих на растяжение. Между башмаком и головкой рельса в отпущенном состоянии имеется зазор 10–15 мм. При подаче тока в катушки электромагнита башмак намагничивается и притягивается к рельсу с силой 48–50 кН, что увеличивает тормозную силу без опасения заклинивания колесных пар. Питание катушек может осуществляться по двум схемам:

- от сети с автоматическим переключением в случае исчезновения напряжения к напряжению работающих в режиме реостатного торможения тяговых электродвигателей;
- от аккумуляторной батареи.

Электромагнитный рельсовый тормоз значительно повышает эффективность экстренного торможения. Если эксплуатационное замедление трамвайного вагона составляет $1,3 \text{ м/с}^2$, то экстренное – 3 м/с^2 .

Ручной тормоз используется на стоянках, в депо и на уклонах. Привод ручного тормоза расположен в кабине водителя.

На трамвайных вагонах кроме пневматического используются и другие типы приводов (пружинные, электромагнитные).

11.2 Пневматическая тормозная система трамвая

Пневматическую систему трамвайного вагона рассмотрим на примере пневматической схемы **трамвая РВЗ6М2**, схема которой показана на рисунке 11.1. В состав пневматической части входят: тормозные цилиндры 1, 9; тормозные шланги 2, 8; электромагнитные вентили 3, 26, 27, 28; песочницы 4, 10; фильтр 5; рукав 6; компрессор 7; главный резервуар 11; фильтры 12, 29; вспомогательный резервуар 13; шумопоглотитель (глушитель) 14; вибратор (звонок) 15; педаль звонка 16; краны 17, 19, 30, 38; выключатель управления 18; кран водителя 20; регулятор давления 21; манометр 22; стеклоочистители 23, 25; кран 24; редукционный клапан 31; переключающий клапан 32; трехходовой кран 33; краны экстренного открытия дверей 34, 40; дверные цилиндры 35, 41; предохранительный клапан 36; маслоотделитель 37; обратный клапан 39.

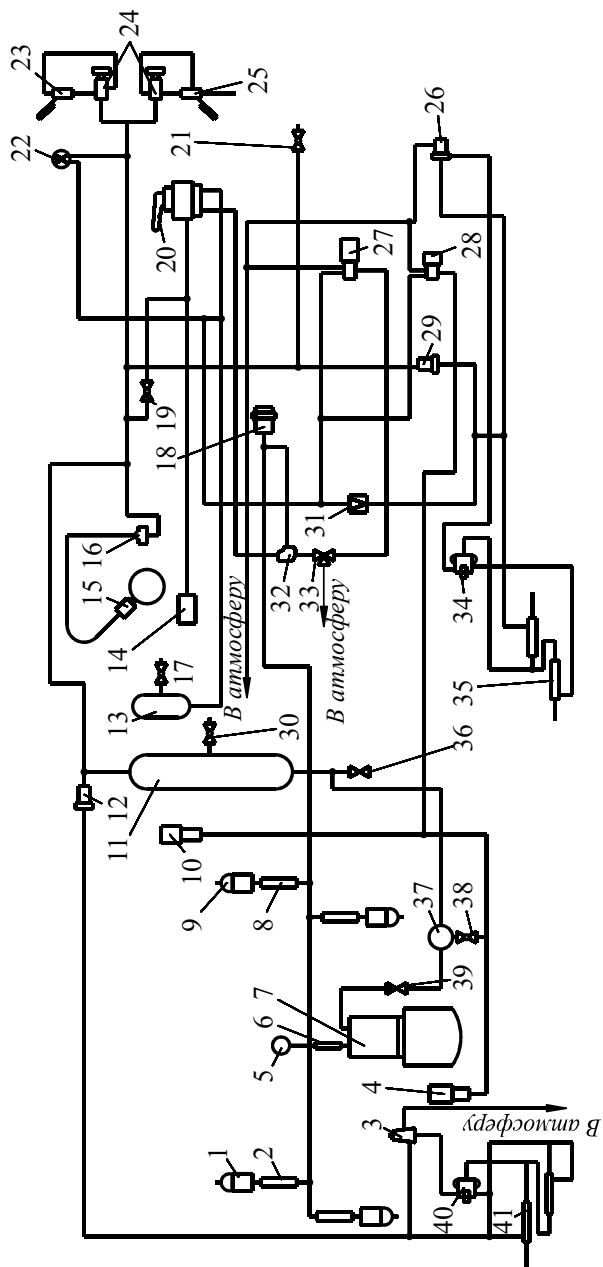


Рисунок 11.1 — Принципиальная пневматическая схема трамвая RB36M2

Для получения сжатого воздуха в системе установлен мотор-компрессор 7 типа ЭК4В. Перед всасыванием в компрессор воздух проходит через фильтр 5, который сообщен с компрессором рукавом 6. За компрессором на нагнетательном канале расположены обратный клапан 39 и маслоотделитель 37. Необходимый запас сжатого воздуха создается в главном резервуаре 11 емкостью 110 л. На отводе от трубопровода к главному резервуару установлен предохранительный клапан 36. Заданное давление в главном резервуаре поддерживает регулятор давления 21, который включает электродвигатель компрессора при давлении $(0,40 \pm 0,05)$ МПа и выключает при достижении давления $(0,60 \pm 0,05)$ МПа.

В кабине установлен кран водителя 19. Кран золотниковый типа имеет семь фиксированных положений ручки:

- нулевое – все каналы в кране перекрыты (в этом положении ручка крана может быть снята и поставлена);
- четыре тормозных положения влево от нулевого (во всех этих положениях происходит наполнение тормозных цилиндров с разной скоростью);
- два положения отпуска (в обоих положениях происходит выпуск воздуха из тормозных цилиндров, но с разной скоростью).

Краном водителя при необходимости можно выпускать воздух из главного резервуара в атмосферу через глушитель 14.

От главного резервуара питаются стеклоочистители 23 и 25, которые включаются кранами 24, и механизмы открывания дверей.

Для создания необходимого запаса сжатого воздуха на момент торможения предусмотрен вспомогательный резервуар 13 объемом 12 л.

Давление в главном и вспомогательном резервуарах показывает двухстрелочный манометр 22.

При истощении электрического тормоза прекращается подача питания катушки вентиля 27, в результате чего вентиль соединяет тормозные цилиндры со вспомогательным резервуаром 13.

Чтобы пневматическое торможение не совмещалось с электрическим, к тормозному трубопроводу подсоединен выключатель управления 18, который при пневматическом торможении блокирует электрическое торможение.

При экстренном торможении в действие приводится электропневматический вентиль 28, который подает сжатый воздух в цилиндры привода песочниц 4 и 10. Песочницы подают песок к зоне контакта «коле-со-рельс» для повышения коэффициента сцепления между ними.

Пневматический тормоз – центральный барабанный с наружным расположением колодок. Барабан установлен на валу редуктора привода трамвая.

12 УСТРОЙСТВА И ПРИБОРЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ МЕТРОПОЛИТЕНА

В целях обеспечения безопасности и улучшения регулирования движения поездов на метрополитене применяются тормозные системы на подвижном составе и комплекс устройств автоматики, состоящий из автостопов, автоблокировки, автоматической локомотивной сигнализации с автоматическим регулированием скорости (АЛС-АРС) и систем автоведения.

12.1 Тормозные системы поездов метрополитена

На вагонах метрополитена применяются **три типа тормозов:**

- электрический реостатный на всех моторных вагонах;
- пневматический колесно-колодочный;
- ручной стояночный.

Применение электрического торможения повышает безопасность движения, так как бандажи колесных пар не нагреваются, что предотвращает появление трещин на поверхности катания. Кроме того, в тоннелях резко уменьшается запыленность воздуха. Установлено, что при колодочном торможении, начиная со скоростей 40–50 км/ч, каждый вагон за год выделяет свыше 130 кг продуктов износа в виде пыли. Переход на электрическое торможение уменьшил запыленность воздуха в тоннелях с 70 до 2 мг/м³. Также увеличился срок службы и сократился расход тормозных колодок. Кроме того, уменьшилось негативное воздействие тормозных колодок на поверхность катания колеса, что повышает безопасность движения и увеличивает срок службы колес.

Колодочным тормозом оборудованы все вагоны метрополитена. На вагонах установлено четыре или восемь тормозных цилиндров, каждый из которых действует соответственно на четыре тормозных колодки двух колес с одной стороны тележки или на две колодки одного колеса.

Пневматический тормоз работает по схеме автоматического прямодействующего тормоза. На вагонах имеется несколько воздушных

магистралей: напорная, тормозная, автостопная, дверная, магистраль управления электрическими аппаратами, магистраль тифона, контрольных и вспомогательных приборов.

Давление воздуха в напорной магистрали поддерживается регулятором давления в пределах 0,65–0,80 МПа. Питание тормозной магистрали осуществляется из напорной магистрали через кран машиниста. Зарядное давление воздуха в тормозной магистрали – 0,50–0,52 МПа.

Для исключения совместного действия электрического и пневматического тормозов с целью избежания юза установлен автоматический выключатель торможения, который в случае пневматического торможения размыкает цепь электрического тормоза. Размыкание цепи происходит при достижении определенного, установленного нормами давления в тормозных цилиндрах (0,150–0,165 МПа).

Для предотвращения проезда запрещающего сигнала светофора, имеющего автостоп, поезд оборудуют автостопной магистралью, к которой подсоединен срывной клапан автостопа. При наезде скобы срывного клапана на шину автостопа срывной клапан производит экстренную разрядку тормозной магистрали, а универсальный автоматический выключатель автостопа отключает тяговые электродвигатели. Таким образом, обеспечивается экстренное автостопное торможение поезда.

Для управления стояночным тормозом в кабине машиниста установлена колонка ручного тормоза.

12.2 Автостопы

Автостоп является автоматическим устройством и предназначен для экстренной остановки поезда (без участия машиниста) при непредвиденном проезде запрещающего сигнала светофора.

На вагонах метрополитена применяется **электромеханический автостоп точечного действия**. Он включает в себя путевые и поездные устройства. К поездным устройствам относятся пневматический срывной клапан и универсальный автоматический выключатель автостопа (УАВА), которые подключаются к автостопной магистрали, представляющей собой продолжение трубопровода тормозной магистрали со стороны кабины.

Рабочим органом путевого устройства является ударный рычаг (путевая шина автостопа), который устанавливается с правой стороны пути

по направлению движения поезда. Ударный рычаг располагается около светофора и имеет два положения: горизонтальное – открытое, не препятствующее движению, и вертикальное – закрытое (ударный рычаг возвышается над уровнем головки рельса на 85–90 мм). Разрешающий сигнал светофора может включиться только при открытом положении рычага. Принцип действия автостопа основан на механическом воздействии путевых устройств на поездные. При проезде запрещающего светофора скоба срывного клапана поездного устройства ударяется об ударный рычаг путевого устройства и отклоняется от вертикального положения, что приводит к открытию срывного клапана, который в свою очередь сообщает тормозную магистраль с атмосферой. Происходит экстренная остановка поезда.

Универсальный автоматический выключатель автостопа предназначен для отключения автостопной магистрали от тормозной и автоматического отключения тяговых электродвигателей при автостопном торможении поезда. Он состоит из основания, выключающей части и контактной части. Рукоятка выключающего клапана УАВА имеет три положения:

– I – клапан открыт. Срывной клапан сообщен с тормозной магистралью и готов к срабатыванию;

– II – временное выключение срывного клапана. Устанавливается при необходимости проезда запрещающего показания светофора в случаях, предусмотренных ПТЭ. Тормозная магистраль при этом положении разобщена от срывного клапана. Установку во II положение можно произвести только после остановки поезда перед красным сигналом светофора. Рукоятка в этом положении удерживается усилием руки. Возврат в I положение осуществляется автоматически;

– III – автостоп отключен. Используется в случаях неисправности автостопа.

Срывные клапаны устанавливаются на кронштейне первой буксы концевых вагонов поезда, а УАВА – во всех кабинах поездного состава.

Тупиковые пути и станции оборота на метрополитене имеют напольные устройства автостопа в виде путевых инерционных (качающихся) рычагов. Рычаг регулируют на допустимую максимальную скорость проследования, которая определяется по величине тормозного пути до препятствия. При превышении допустимой скорости (обычно 15 км/ч) ударом рычага отклоняется скоба срывного клапана, в результате чего последний срабатывает, вызывая экстренное автостопное торможение. При движении с меньшей скоростью скоба отклоняется незначительно, не вызывая срабатывания срывного клапана.

12.3 Автоблокировка

Автоблокировка предназначена для регулирования движения поездов по показаниям светофоров, работающих автоматически в результате воздействия на ограждаемые участки пути. При занятости или повреждении рельсовой цепи блок-участка светофор, ограждающий этот участок, автоматически закрывается (загорается красный свет).

При оборудовании автоблокировкой путь делится на блок-участки. Блок-участок – участок пути, расположенный между смежными светофорами. Его длина соответствует тормозному пути поезда при полном служебном торможении с максимальной реализуемой скорости движения (рисунок 12.1). В пределах блок-участка рельсовая цепь представляет собой непрерывную электрическую цепь, изолированную от соседних и состоящую из участка рельсовой линии, источника тока и приемника, подключенными на ее концах.

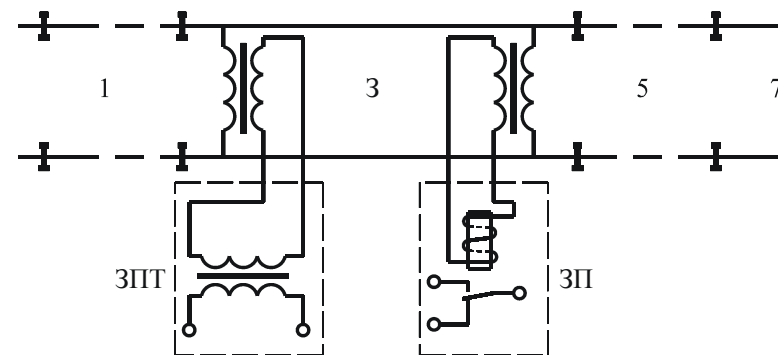


Рисунок 12.1 – Принципиальная схема автоблокировки

В качестве источника тока используется путевой трансформатор ПТ, а приемника – путевое реле П, которое контролирует состояние рельсовой цепи. При незанятом пути, например блок-участка 3, электрический ток от путевого трансформатора 3ПТ проходит по рельсам к обмотке путевого реле 3П. Фронтные контакты реле 3П замыкают цепи приборов, фиксирующих незанятость контролируемого участка (зеленый свет). Когда на блок-участок въезжает поезд, то путевое реле обесточивается. Замыкаются его тыловые контакты, а фронтные – размыкаются. В результате этого включаются приборы, фиксирующие занятость участка (красный свет светофора).

При установке автостопов образуются защитные участки. Защитный участок располагается между светофором с автостопом и их ограждаемым участком. Его длина должна быть не менее длины тормозного пути экстренного торможения при максимальной скорости движения поезда.

Автостоп вызывает автоматическое экстренное торможение поезда и его остановку в пределах защитного участка, не допуская наезда на ограждаемый участок. Обычно длину блок-участка выбирают такой, чтобы она удовлетворяла требованиям защитного участка, т. е. соответствовала тормозному пути служебного и экстренного торможений (рисунок 12.2).

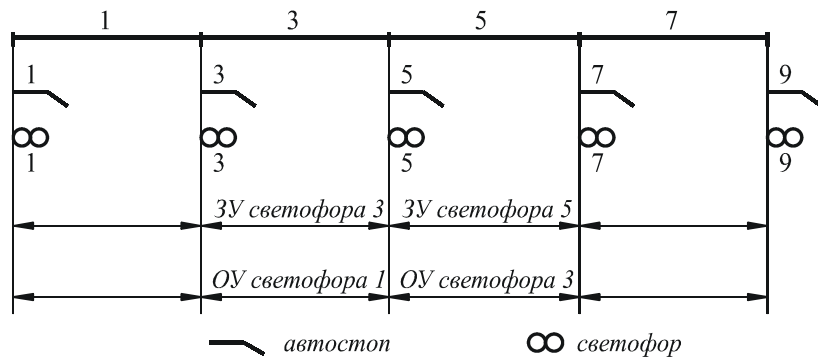


Рисунок 12.2 – Схема совмещения защитных участков на длине блок-участка

Автоблокировка допускает минимальный интервал между поездами с обеспечением их безостановочного и безопасного движения.

12.4 Автоматическая локомотивная сигнализация с автоматическим регулированием скорости

Система АЛС-АРС предназначена для непрерывного контроля и регулирования скорости поезда, ограничения ее в пределах допустимой по условиям безопасности движения. При ее использовании увеличивается пропускная способность и при этом гарантируется безопасность движения благодаря автоматизации торможения при сближении с препятствием. Систему АЛС-АРС можно накладывать на устройства автоблокировки и использовать те же рельсовые цепи, т. е. обеспечивается возможность совместной работы этих устройств, а также раздельное действие автоблокировки и АЛС-АРС.

На рисунке 12.3 приведена структурная схема системы АЛС-АРС. Система состоит из путевых и поездных устройств. К путевым устройствам относятся датчик пути ДП, шифратор Ш, путевой генератор ПГ и линия связи ЛС. На подвижном составе располагаются: приемные катушки ПК; блоки – согласующих устройств БСУ, локомотивных приемников БЛПМ, сигнальный БСМ, управления БУМ, измерителя скорости БИС; локомотивный указатель ЛУ; электропневматический клапан ЭПК; приборы контроля эффективности торможения КТ; кнопка бдительности; датчик скорости ДС.

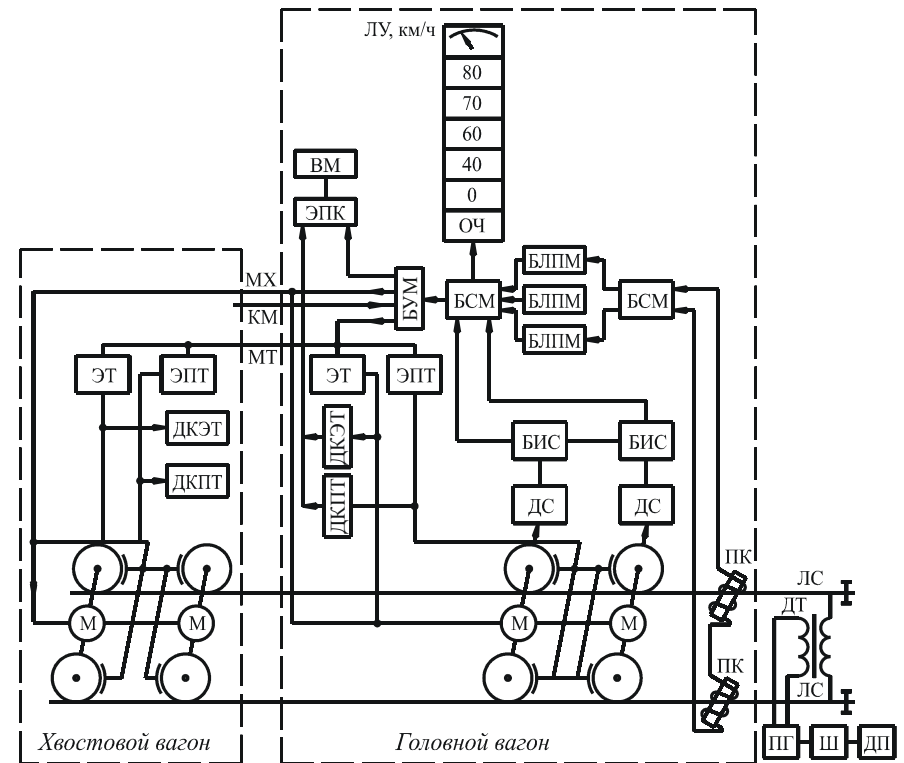


Рисунок 12.3 – Структурная схема АЛС-АРС

Система работает следующим образом. Путевыми реле-датчиками ДП проверяется состояние пути, определяется число и длина свободных блок-участков. Информация, вырабатываемая путевыми реле, использу-

ется шифраторами Ш – управляющими реле. Шифратор выбирает частоту сигнального тока для посылки в рельсовую цепь из ряда 75, 125, 175, 225, 275 Гц, что соответствует допустимой скорости движения 80, 70, 60, 40 и 0 км/ч. Сигнальный ток частотой 275 Гц используется для формирования команды на торможение до полной остановки. Выбор частоты сигнального тока производится по результатам сравнения числа и длин свободных блок-участков с длинами тормозных путей. Шифратор включает путевой генератор для выработки соответствующей частоты сигнального тока.

При протекании по рельсовой цепи тока сигнальной частоты вокруг рельсов создается переменное магнитное поле с такой же частотой. В приемных катушках ПК поезда, подвешенных перед первой колесной парой над ходовыми рельсами, при пересечении магнитного поля наводится ЭДС. Суммарная ЭДС двух катушек подается через согласующее устройство БСУ на вход локомотивного приемника БЛПМ. Согласующее устройство согласует амплитудно-частотные характеристики БЛПМ и сигнала, наведенного в приемных катушках.

Блок локомотивных приемников принимает кодовый сигнал, расшифровывает его и усиливает до уровня срабатывания исполнительных реле, расположенных на выходе каждого приемника. Каждый приемник настроен на прием сигналов в определенном диапазоне частоты. Включение исполнительного реле говорит о наличии в рельсовой цепи соответствующего кодового сигнала. Сигнал, принятый блоком БЛПМ, передается в сигнальный блок БСМ. Сигнальный блок определяет допустимую скорость движения и запоминает ее. В сигнальном блоке БСМ сравнивается фактическая скорость поезда с допустимой, и по результатам формируется команда для воздействия на схему управления поездом.

Фактическая скорость определяется с помощью датчика ДС на буксе вагона, который связан с осью колесной пары. Частота вырабатываемого сигнала пропорциональна частоте вращения колеса. Полученные импульсы поступают в блок измерителя скорости БИС, где определяется скорость поезда. далее информация передается в сигнальный блок. Если фактическая скорость не превышает допустимую, устройства АРС не влияют на процесс управления поездом. В противном случае сигнальный блок формирует сигнал и передает его в блок управления БУМ, который воздействует на схему управления поездом. По магистрали хода МХ блок управления выдает команду на отключение тяговых двигателей на всех вагонах. Затем по магистрали торможения МТ подает команду на электрическое служебное торможение, т. е. двигатели пере-

ключаются на генераторный режим. Одновременно начинается отсчет времени выдержки электропневматического клапана для приведения в действие экстренного пневматического тормоза в случае, если произойдет отказ на одном из вагонов электрического или электропневматического тормозов.

Для обеспечения надежного торможения предусмотрен контроль эффективности электрического тормоза. При отказе на одном из вагонов электрического тормоза он заменяется на этом вагоне электропневматическим также с контролем эффективности его действия. Если отказывает и электропневматический тормоз, то ЭПК, выдержав замедление, приводит в действие экстренные пневматические тормоза на всех вагонах. Выдержка ЭПК устанавливается в зависимости от степени допустимой скорости.

Машинист при управлении поездом руководствуется сигналами о допустимой скорости, которые высвечиваются на локомотивном указателе ЛУ пульта управления поездом в виде цифровых показаний, а также указателей фактической скорости движения. Кроме того, на ЛУ предусмотрена информация об отсутствии сигнальной частоты в рельсовой линии, отключении двигателей и контроля торможения.

Ведение поезда по некодированному участку или по участку, на который по неисправности подается сигнал, запрещающий движение, осуществляется при нажатии на кнопку длительности со скоростью не выше 20 км/ч.

Отпуск тормозов после остановки осуществляется только в результате действий машиниста. Это сделано с целью исключения скатывания поезда назад при остановке на затяжном подъеме и потери в это время машинистом способности к управлению поездом.

Применение быстродействующей АЛС-АРС по сравнению с автоблокировкой позволяет увеличить пропускную способность линии на 20–25 %. На некоторых метрополитенах регулирование движения поездов осуществляется по сигналам АЛС при выключенных путевых светофорах.

На метрополитенах также находят применение **системы автоматического управления движением поездов (системы автоведения)**. В системах автоведения используются управляющие ЭВМ. С их помощью производится централизованное управление всеми поездами с одного поста. Точность выполнения графика движения при этом повышается и достигает ± 3 с. Точность остановки поезда на станции составляет ± 1 м.

Внедрение систем автоведения поездов метрополитена позволяет снизить расход электроэнергии на 5–10 % за счет повышения точности выполнения графика движения, сокращения лишних торможений поездов, применения рациональных режимов ведения поездов и уменьшения времени на прицельное торможение у платформ.

13 ТОРМОЗНЫЕ РАСЧЕТЫ

13.1 Уравнение движения тормозящегося подвижного состава

Движущееся транспортное средство обладает **кинетической энергией**, Дж,

$$\mathcal{E} = \frac{Mv^2}{2}(1 + \gamma), \quad (13.1)$$

где M – масса транспортного средства, кг;

v – скорость движения, м/с;

γ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс, для троллейбуса $\gamma = 0,17$.

Коэффициент γ введен для упрощения расчетов. Энергия вращающихся масс может быть определена по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{вм}} = \sum \frac{I_{\rho i} \omega_i^2}{2}, \quad (13.2)$$

где $I_{\rho i}$ – полярный момент инерции i -й вращающейся детали, кг·м²;

ω_i – угловая скорость вращения i -й детали, с⁻¹.

Произведение $M(1 + \gamma)$ называют приведенной массой. Физическая сущность механического торможения заключается в превращении кинетической энергии движущегося транспортного средства в работу тормозной силы. Исходя из этого для остановочного торможения можно записать равенство

$$\frac{Mv_n^2}{2}(1 + \gamma) = B_T S, \quad (13.3)$$

где v_n – скорость начала торможения, м/с;

B_T – полная тормозная сила подвижного состава, Н;

S – тормозной путь, м.

На тормозящееся транспортное средство кроме тормозной силы действуют силы основного сопротивления движению, а также могут действовать силы сопротивления от уклона пути. Формула (13.3) с учетом этих сил примет вид

$$\frac{Mv_n^2}{2}(1 + \gamma) = (W_0 + B_T + B_i)S, \quad (13.4)$$

где W_0 – основное сопротивление движению, Н;

B_i – сопротивление от уклона пути, Н.

В связи с тем, что сопротивление движению, кроме сопротивления воздуха, пропорционально массе транспортного средства, оно дается обычно в виде удельного сопротивления. Полное **основное сопротивление движению** транспортного средства

$$W_0 = Mw_0, \quad (13.5)$$

где M – масса транспортного средства, т;

w_0 – удельное основное сопротивление движению, Н/т.

Основное сопротивление движению определяется экспериментальным путем. На основании экспериментальных данных получают эмпирические формулы. Так, для определения удельного основного сопротивления движению троллейбусов на асфальтовом дорожном покрытии рекомендуется формула

$$w_0 = 137 + 5,4v + 0,467v^2. \quad (13.6)$$

При движении троллейбусов по булыжной мостовой первое слагаемое уравнения (13.6) необходимо увеличить на 60 Н/т.

Для трамвайных вагонов МТВ-82 с независимой подвеской двигателей и карданным валом основное удельное сопротивление движению при выезде

$$w_0 = 15 + \frac{250 + 8,04v^2}{M}, \quad (13.7)$$

где M – масса вагона, т.

Для вагонов метрополитена при движении в однопутном туннеле удельное сопротивление движению без тока

$$w_o = 10 + \frac{520}{M} + 3,24v + 1,19 \frac{F}{Mn} v^2, \quad (13.8)$$

где M – масса секции, т;

F – эквивалентная поверхность поезда (29–47 м²);

n – число вагонов в составе.

В формулы (13.6)–(13.8) значения скорости v подставляют в м/с.

При движении на уклоне на подвижной состав действует **дополнительная сила сопротивления**. Величина уклона обычно характеризуется тангенсом угла α между профилем пути и горизонталью (рисунок 13.1).

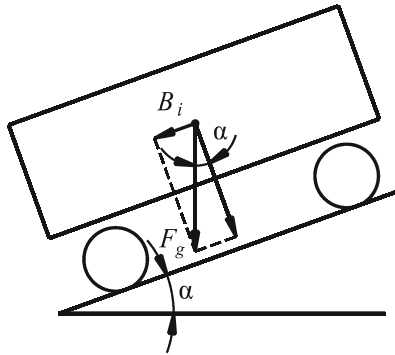


Рисунок 13.1 – Схема действия сил сопротивления от уклона пути

Обычно величину уклона выражают в тысячных долях с условным обозначением ‰, поэтому можно записать

$$i = 1000 \operatorname{tg} \alpha. \quad (13.9)$$

На подъеме i принимается со знаком «+», на спуске – со знаком «-». Согласно рисунку 13.1 сопротивление от уклона пути B_i , Н, можно определить по формуле

$$B_i = 10^3 F_g \sin \alpha \approx 10^3 F_g \operatorname{tg} \alpha = 10^3 M g \operatorname{tg} \alpha, \quad (13.10)$$

где F_g – сила тяжести транспортного средства, кН;

M – масса транспортного средства, т.

g – ускорение свободного падения, м/с².

Отсюда удельное сопротивление от уклона пути, Н/т,

$$b_i = \frac{B_i}{M} = g i \approx 10i. \quad (13.11)$$

На подъеме сила b_i препятствует движению и является положительной величиной, а на спуске – ускоряет движение вагона и является отрицательной величиной.

Сопротивление от уклона пути, действующее на транспортное средство, Н,

$$B_i = M b_i. \quad (13.12)$$

Уравнение движения тормозящегося транспортного средства, используемое при тормозных расчетах, получают в соответствии с законом механики, устанавливающим связь между массой и ускорением движущегося тела с приложенной к нему силой:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{B_T + W_o + B_i}{M(1 + \gamma)}, \quad (13.13)$$

где dv/dt – замедление транспортного средства, м/с².

Уравнение (13.13) можно получить путем преобразований уравнения (13.4), используя зависимость

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{v^2}{2S}. \quad (13.14)$$

Умножив обе части уравнения (13.13) на dt/dS и учитывая, что $dt/dS = 1/v$, получают другую форму уравнения движения тормозящегося транспортного средства:

$$v dv = \left(\frac{B_T + W_o + B_i}{M(1 + \gamma)} \right) dS. \quad (13.15)$$

В формулах (13.13) и (13.15) масса M транспортного средства принимается в кг.

13.2 Расчет тормозного пути, замедления и времени торможения

Эффективность торможения транспортного средства определяется величинами замедлений и тормозных путей, которые могут быть реализованы тормозной системой.

Тормозные расчеты выполняют методом «конечных приращений», который основан на допущении постоянства тормозного усилия за период небольшого изменения скорости движения. Для каждого интервала приращения скорости принимается значение тормозной силы, равное среднему значению в данном интервале.

Для проведения тормозных расчетов методом «конечных приращений» уравнение (13.13) несколько видоизменяется. Вместо бесконечно малых приращений скорости и времени (dv и dt), берутся малые конечные приращения этих величин (Δv и Δt), а B_T , B_i и W_0 считаются постоянными за этот малый элемент приращения скорости.

Приращение времени при торможении

$$\Delta t_T = \frac{M(1 + \gamma)\Delta v}{B_T + W_0 + B_i}, \quad (13.16)$$

Приращение тормозного пути ΔS , м, для выбранного приращения скорости Δv

$$\Delta S = v_{cp} \Delta t_T, \quad (13.17)$$

где $v_{cp} = \frac{v_n + v_k}{2}$ или $v_{cp} = v_n - \frac{\Delta v}{2}$.

Среднее замедление в принятом интервале

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_n + v_k}{\Delta t} = \frac{v_n^2 - v_k^2}{2\Delta S}. \quad (13.18)$$

По результатам расчетов строят кривые $v = f(s)$, $v = f(t)$.

Вышеуказанные расчеты характерны для режима установившегося торможения. Однако время торможения и тормозной путь зависят также от ряда факторов, предшествующих этому режиму. Рассмотрим график зависимости давления в тормозных цилиндрах от времени, представленный на рисунке 13.2.

За начальный момент отсчета времени принят момент появления аварийной ситуации. **Общее время торможения до полной остановки** выражается отрезком T ,

$$T = t_1 + t_2' + t_2'' + t_3, \quad (13.19)$$

где t_1 – время реакции водителя, по наблюдениям составляет 0,4–0,5 с, в расчетах принимают $t_1 = 1$ с;

t_2' – время от начала нажатия на тормозную педаль или поворота рукоятки крана до начала подъема давления воздуха в тормозной системе;

t_2'' – время наполнения тормозной системы сжатым воздухом, т. е. время повышения давления в тормозном цилиндре от нуля до конечного давления, в зависимости от типа тормозного крана принимается $t_2'' = 0,6 \dots 0,9$ с;

t_3 – время режима установившегося торможения.

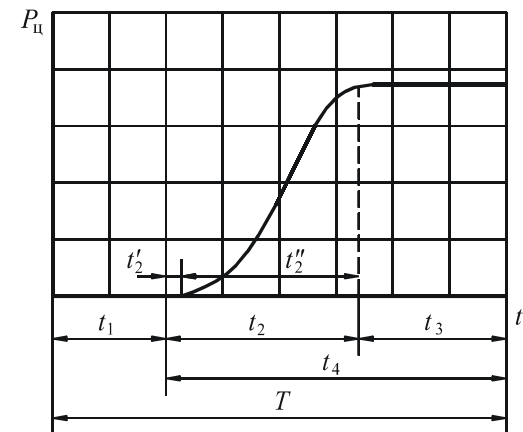


Рисунок 13.2 – График зависимости давления в тормозных цилиндрах от времени

Время от момента начала торможения до полной остановки

$$t_4 = t_2' + t_2'' + t_3. \quad (13.20)$$

Время приведения тормозов в действие (время нажатия на тормозную педаль), обозначенное на рисунке 13.2 отрезком t_2 , принимается в пределах 0,15–0,25 с. Повышение давления в тормозных цилиндрах для тормозов с пневматическим приводом происходит и после окончания движения тормозной педали.

Соответственно **общий тормозной путь** от момента появления препятствия до остановки подвижного состава

$$S = S_1 + S_2' + S_2'' + S_3, \quad (13.21)$$

где S_1 – путь, проходимый за время реакции водителя;

S_2' – путь, проходимый от момента начала торможения до начала подъема давления воздуха в тормозной системе;

S_2'' – путь, проходимый за время наполнения тормозной системы сжатым воздухом;

S_3 – путь, проходимый при установившемся давлении в тормозных цилиндрах.

В период времени t_1 и t_2' транспортное средство движется с начальной скоростью v_n . Тогда

$$S_1 = v_n t_1; \quad S_2' = v_n t_2'. \quad (13.22)$$

Тормозной путь S_2'' можно найти, решая уравнение движения (13.13) методами численного интегрирования по интервалам времени в предположении, что тормозная сила возрастает по линейному закону от нуля до максимальной.

Путем интегрирования уравнения движения (13.15) можно определить тормозной путь S_3 . Уравнение решают методами численного интегрирования по интервалам скорости.

Расчетное замедление транспортного средства при полном давлении в тормозных цилиндрах может быть найдено по формуле (13.13). Средние замедления за весь процесс торможения будут меньшими за счет времени t_1 , t_2' и t_2'' .

В связи с нелинейной зависимостью действующих на транспортное средство тормозных сил и сил сопротивления его движение является неравномерно замедленным. Поэтому при определении среднего замедления за весь период торможения различают два понятия – замедление, рассчитанное по времени торможения t_T , и замедление, рассчитанное по длине тормозного пути S .

Среднее замедление по времени торможения

$$a_t = \frac{v_n}{t_T}. \quad (13.23)$$

Среднее замедление по длине тормозного пути

$$a_s = \frac{v_n^2}{2S}. \quad (13.24)$$

Значения средних замедлений, рассчитанные по указанным формулам, различаются между собой. Каждое из понятий среднего замедления имеет свою область применения. Если рассматривать экстренное торможение, то его целью является получение кратчайшего тормозного пути. В этом случае интерес представляет замедление a_s . При служебном торможении основным является тормозное время, которое влияет на расход электроэнергии и другие экономические показатели. Для этого торможения рассчитывают замедление a_t .

13.3 Распределение тормозных сил по колесам транспортного средства

При торможении происходит перераспределение нагрузок между передними и задними колесами. Задние колеса разгружаются, а передние – нагружаются. Это необходимо учитывать при проектировании тормозов, так как максимальная эффективность торможения обеспечивается при полном использовании сцепления. Распределение максимальных тормозных сил между колесами должно быть пропорционально нагрузке на колеса.

Схема сил, действующих на троллейбус при торможении, приведена на рисунке 13.3.

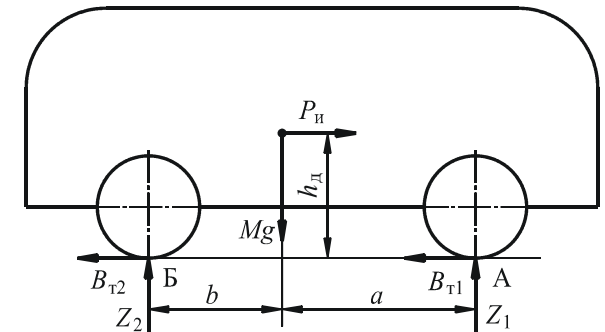


Рисунок 13.3 – Схема сил, действующих на троллейбус при торможении

Распределение нагрузок между колесами можно найти из условий равновесия моментов относительно точек Б и А:

$$Z_1(a+b) - Mgb - P_{и}h_{д} = 0; \quad (13.25)$$

$$Z_2(a+b) - Mga + P_{и}h_{д} = 0, \quad (13.26)$$

или

$$Z_1 = \frac{Mgb + P_{\text{и}} h_{\text{д}}}{a + b}; \quad (13.27)$$

$$Z_2 = \frac{Mga - P_{\text{и}} h_{\text{д}}}{a + b}, \quad (13.28)$$

где Z_1, Z_2 – нагрузки, приходящиеся соответственно на передние и задние колеса при торможении;

M – масса троллейбуса;

g – ускорение свободного падения;

$P_{\text{и}}$ – сила инерции;

$h_{\text{д}}$ – высота расположения центра тяжести троллейбуса.

Безъюзовое торможение передних и задних колес обеспечивается при выполнении следующих условий:

$$B_{\text{т1}} \leq Z_1 \psi; \quad B_{\text{т2}} \leq Z_2 \psi, \quad (13.29)$$

где $B_{\text{т1}}, B_{\text{т2}}$ – тормозные силы, реализуемые соответственно на передних и задних колесах;

ψ – коэффициент сцепления колес с дорогой.

Решая совместно уравнения (13.27), (13.28) и (13.29), получаем

$$B_{\text{т1}} = \frac{Mgb + P_{\text{и}} h_{\text{д}}}{a + b} \psi; \quad (13.30)$$

$$B_{\text{т2}} = \frac{Mga - P_{\text{и}} h_{\text{д}}}{a + b} \psi. \quad (13.31)$$

Сила инерции троллейбуса

$$P_{\text{и}} = M \left(-\frac{dv}{dt} \right). \quad (13.32)$$

Полное значение тормозной силы

$$B_{\text{т}} = M \left(-\frac{dv}{dt} \right); \quad B_{\text{т}} = Mg \psi, \quad (13.33)$$

откуда

$$\psi = \frac{(-dv/dt)}{g}, \quad (13.34)$$

где $-dv/dt$ – замедление троллейбуса при торможении.

С учетом выражений (13.32) и (13.34), уравнения (13.30) и (13.31) можно записать в виде

$$B_{\text{т1}} = Mg \frac{b + \left(-\frac{dv}{dt} \right) \frac{h_{\text{д}}}{g}}{a + b} \cdot \left(-\frac{dv}{dt} \right); \quad (13.35)$$

$$B_{\text{т2}} = Mg \frac{a - \left(-\frac{dv}{dt} \right) \frac{h_{\text{д}}}{g}}{a + b} \cdot \left(-\frac{dv}{dt} \right), \quad (13.36)$$

или

$$B_{\text{т1}} = Mg \frac{b + \psi h_{\text{д}}}{a + b} \psi; \quad (13.37)$$

$$B_{\text{т2}} = Mg \frac{a - \psi h_{\text{д}}}{a + b} \psi. \quad (13.38)$$

По уравнениям (13.35) и (13.36) определяют тормозные силы передних и задних колес при заданном замедлении троллейбуса, а по уравнениям (13.37) и (13.38) – при заданном коэффициенте сцепления.

При расчетах тормозных систем экстренного торможения рекомендуется принимать для троллейбусов $\psi = 0,6 \dots 0,8$, для рельсового подвижного состава $\psi = 0,4$.

Добавочную нагрузку передних (разгрузку задних) колес можно определить по одной из формул

$$\Delta Z = \frac{P_{\text{и}} h_{\text{д}}}{a + b}; \quad \Delta Z = \frac{M \left(-\frac{dv}{dt} \right) h_{\text{д}}}{a + b}; \quad \Delta Z = Mg \psi \frac{h_{\text{д}}}{a + b}. \quad (13.39)$$

13.4 Расчет стояночного тормоза

Сила нажатия тормозных колодок (накладок) должна быть достаточной для удержания транспортного средства в заторможенном состоянии

на нормируемом уклоне. Схема сил, действующих на заторможенное на уклоне транспортное средство, приведена на рисунке 13.4.

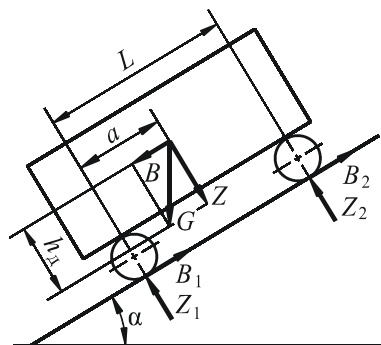


Рисунок 13.4 – Схема сил, действующих на заторможенное на уклоне транспортное средство

Максимальная тормозная сила, необходимая для удержания транспортного средства на месте при всех заторможенных колесах,

$$B_{\max} \leq M_{\max} g \cos \alpha \psi, \quad (13.40)$$

где M_{\max} – масса транспортного средства при максимальной загрузке пассажирами;
 ψ – коэффициент сцепления;
 α – нормируемый уклон.

При задних заторможенных колесах

$$B_{\max} = Z_2 \psi, \quad (13.41)$$

где Z_2 – нагрузка от задних колес на дорожное покрытие.

Для двухосного экипажа

$$Z_2 = \frac{M_{\max} g}{L} (a \cos \alpha - h_d \sin \alpha); \quad (13.42)$$

$$B_{\max} = \frac{\psi M_{\max} g}{L} (a \cos \alpha - h_d \sin \alpha), \quad (13.43)$$

где L – база транспортного средства;

a – расстояние от центра тяжести до передней оси;

h_d – высота центра тяжести от уровня дорожного покрытия.

Наибольший уклон $\alpha_{\text{пр}}$, на котором можно удержать заторможенное транспортное средство, определяется по формулам:

– при всех заторможенных колесах –

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{пр}} = \psi; \quad \alpha_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} \psi; \quad (13.44)$$

– при задних заторможенных колесах –

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{пр}} = \frac{a\psi}{L + \psi h_d}; \quad \alpha_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} \frac{a\psi}{L + \psi h_d}. \quad (13.45)$$

При расчетах механической части стояночного тормоза максимальная расчетная сила на рукоятке маховика колонки ручного тормоза принимается равной 200–300 Н, а на рычаге привода рычажного типа – 400 Н.

14 ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Для поддержания подвижного состава городского электрического транспорта в технически исправном состоянии, обеспечивающем безопасную и бесперебойную работу, производят его техническое обслуживание и ремонт. Техническое обслуживание и ремонт осуществляют в определенной системе в зависимости от времени нахождения транспортного средства в эксплуатации, объема выполняемых работ, потребности в ремонте либо профилактических ремонтах. Система технического обслуживания и ремонта определяет виды, сроки, содержание и чередование работ. Техническое обслуживание и ремонт тормозного оборудования выполняют в сроки, определенные для проведения технического обслуживания и ремонта транспортного средства в целом.

В основу обслуживания и ремонта подвижного состава положена плано-предупредительная система, в соответствии с которой через регламентированные промежутки времени или пробега на подвижном составе выполняют работы по установленному перечню.

14.1 Техническое обслуживание тормозного оборудования троллейбусов

При ежедневном техническом обслуживании (ЕО) осматривают приводы рабочего и стояночного тормозов, проверяют состояние тяг, наличие шплинтов и гаек, затяжку контргаек, работу компрессора, давление в пневмосистеме. Давление в пневматической системе троллейбуса ниже 0,64 МПа и выше 0,74 МПа указывает на необходимость регулировки регулятора давления. Если давление в тормозных камерах ниже 0,50 МПа при полностью нажатой тормозной педали, то необходимо отрегулировать ее ход. При вывешенном ведущем мосте

проверяют действие тормозов по скорости затормаживания вращающихся ходовых колес.

Основным видом ухудшения технического состояния аппаратуры напорной и тормозной систем является засорение магистралей и камер пневматического оборудования продуктами коррозии, консистентными соединениями масла и частицами минерального происхождения. Причиной коррозии является наличие влаги в сжатом воздухе, не задержанной влагомаслоотделителем.

Образование влаги в пневматической системе троллейбуса является неизбежным процессом, так как вследствие сжатия и нагрева воздуха даже с относительно низкой влажностью наступает его насыщенное состояние. Понижение температуры воздуха приводит к образованию конденсата. В зимнее время его наличие является причиной отказа тормозов. Поэтому при всех видах технического обслуживания из ресиверов сливают накопившийся конденсат. В холодную погоду перед этой операцией пневмосистему продувают горячим воздухом для размораживания льда в пневматических приборах.

Во время первого технического обслуживания (**ТО-1**), кроме работ в объеме ЕО, проверяют состояние и крепление тормозных цилиндров (камер) и воздухопроводов, действие пневматического привода, отсутствие заеданий, измеряют зазоры между накладками тормозных колодок и тормозным барабаном, регулируют выход штоков тормозных цилиндров. Проверяют действие тормозов на переднем и заднем мостах в вывешенном состоянии. Действие механических тормозов ведущего моста определяют по “срыву сцепления” (по началу вращения колес при включении тягового электродвигателя на первых позициях контроллера управления при заторможенных колесах) или по скорости остановки вращающихся колес. О работе механических тормозов управляемых колес судят по невозможности проворачивания их вручную в заторможенном состоянии.

Второе техническое обслуживание (**ТО-2**) является переходным между техническим обслуживанием и ремонтом троллейбуса. Вначале выполняют работы в объеме ТО-1. Затем снимают тормозные барабаны, осматривают их и проверяют надежность крепления. Проверяют время наполнения системы сжатым воздухом и величину его общей утечки. Оценивают работу тормозных кранов, состояние тормозных цилиндров (камер). Производят диагностику тормозных устройств. К диагностическим характеристикам относятся:

- тормозной путь и среднее замедление троллейбуса при торможении;

- выходы штоков тормозных цилиндров;
- время срабатывания тормозов;
- величина тормозных сил и распределение этих сил по колесам (разность между тормозными силами на левых и правых колесах не должна превышать 15–20 %);
- усилие свободного вращения колес;
- постоянство тормозного момента по углу поворота ходовых колес.

14.2 Методы контроля эффективности тормозных систем

Существует два основных метода контроля эффективности тормозных систем троллейбусов:

- дорожные испытания;
- стендовые испытания.

Дорожные испытания проводят на прямом горизонтальном участке дороги с высоким коэффициентом сцепления. В процессе торможения водитель не должен менять траекторию движения троллейбуса. Показателями эффективности тормозов при дорожном испытании являются:

- тормозной путь;
- установившееся замедление;
- время срабатывания тормозов.

Основные нормативные показатели тормозных свойств определяют в режиме испытания при полной загрузке транспортного средства.

При дорожных испытаниях замедление троллейбуса измеряют с помощью деселерометра. Принцип работы деселерометра основан на фиксации пути перемещения подвижной инерционной массы прибора относительно его корпуса, жестко связанного с конструкцией транспортного средства. При торможении троллейбуса подвижная масса прибора перемещается под действием силы инерции. Перемещение пропорционально замедлению.

Деселерометр фиксирует максимальное замедление. Имеются деселерометры с записью значений замедления на специальную ленту. Это позволяет одновременно с замедлением определить и время срабатывания тормозов. Есть деселерометр с сигнализацией. В случае, если замедление равно или больше заданного, на приборе загорается сигнальная лампочка. Если она не загорается, техническое состояние тормозов неудовлетворительное.

Нормативные показатели тормозов необходимо определять при полной загрузке троллейбуса. Это трудно выполнимо из-за большой трудо-

емкости таких испытаний. Дорожные испытания обычно проводят при приемке водителем троллейбуса перед выездом на маршрут. Проведение этих испытаний при техническом обслуживании и ремонте вызывает значительные трудности в связи с невозможностью маневра троллейбуса вне связи с контактной сетью, а это требует большого объема маневровых работ.

По результатам дорожных испытаний невозможно дать полное заключение об исправности тормозов. При испытании нельзя определить равномерность распределения тормозных сил по колесам. Различие в тормозных силах колес одной оси выше нормы при испытании может не привести к выводу за пределы допустимых тормозного пути и замедления из-за большой суммарной тормозной силы и хорошего сцепления. Во время эксплуатации на дорогах с худшим качеством сцепления при торможении троллейбуса может произойти потеря поперечной устойчивости (занос) и увеличение тормозного пути.

Стендовые испытания осуществляют на специальных стендах, на которых торможение происходит подобно торможению на дороге. Поверхность дороги, которая в контакте с колесами реализует тормозную силу, заменяют роликами или подвижной платформой. Стендовые испытания тормозов троллейбуса проводят двумя методами:

- инерционным;
- силовым.

При инерционном методе параметры тормозной системы измеряют во время поглощения тормозами кинетической энергии вращающихся частей стенда или движущегося троллейбуса. Вращающиеся массы стенда раскручивают специальным электродвигателем или двигателем троллейбуса.

При силовом методе со стороны стенда к заторможенному колесу прикладывается сила, характер изменения которой определяет состояние тормозов. Эта сила создается на стендах с частичным проворачиванием колес электромеханическими, пневматическими или гидравлическими устройствами, а на стендах с постоянной частотой вращения – затормаживанием колеса троллейбуса электродвигателем через редуктор.

Стендовый метод позволяет производить испытание тормозов непосредственно в помещении, требует меньших затрат времени и энергии, обладает большой точностью, воспроизводимостью и объективностью результатов. Кроме этого, метод позволяет оценить техническое состояние тормозного механизма каждого колеса, получить параметры и уста-

новить конкретную причину снижения эффективности тормозов, проводить повторный контроль после регулировки и ремонтных работ.

14.3 Средства стендового контроля

Для испытания тормозных систем троллейбусов реальное применение получили следующие стенды:

- роликовые инерционные;
- роликовые силовые;
- площадочные инерционные;
- площадочные силовые.

Применение стендов позволяет обеспечить измерение тормозных показателей с высокой точностью и регистрацией, имитировать различные дорожные условия, а также безопасность испытаний, малые затраты времени на диагностику.

Принципиальная схема **роликового инерционного стенда** приведена на рисунке 14.1. Троллейбус устанавливают на опорные ролики 1. «Разгон» троллейбуса осуществляется собственным двигателем с помощью ведущих колес, передаточного вала 6, редукторов 7 и цепных передач 4. Маховые массы 3 стенда при этом получают запас кинетической энергии, которая имитирует поступательное движение троллейбуса. Для отдельного торможения колес используются электромагнитные муфты 8. Частота вращения («скорость» движения) фиксируется тахогенераторами 2, тормозной путь – импульсными счетчиками оборотов 5, а наибольшее замедление каждого колеса – инерционными датчиками 9. При установке дополнительного электропривода роликов расширяются возможности стенда. Появляется возможность имитации движения на подъемах и спусках.

Площадочный инерционный стенд состоит из четырех площадок, подвижных в горизонтальном направлении. Каждая из них связана с динамометрической пружиной, препятствующей перемещению площадок. При испытании тормозов транспортное средство выезжает на подвижные площадки с точно зафиксированной скоростью (5–7 км/ч) и резко затормаживает. Возникающая при этом сила инерции пропорциональна тормозной силе, перемещает площадки на расстояние, пропорциональное массе транспортного средства, его замедлению и обратно пропорциональное жесткости пружин. Значение этой силы фиксируется на каждой площадке.

Площадочный силовой стенд имеет площадки, которые перемещаются по отношению к транспортному средству, прокручивая заторможенные колеса последнего. Значение силы прокручивания каждого колеса, характеризующее тормозную силу, регистрируется соответствующими датчиками.

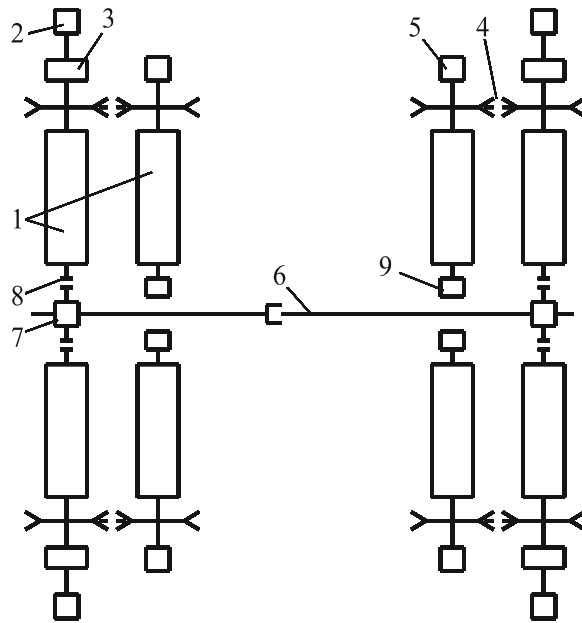


Рисунок 14.1 – Принципиальная схема роликового инерционного стенда: 1 – опорные ролики; 2 – тахогенератор; 3 – маховик; 4 – цепная передача; 5 – импульсный счетчик оборотов; 6 – передаточный вал; 7 – редуктор; 8 – электромагнитная муфта; 9 – инерционный датчик замедления

Недостатком площадочных стендов является большая погрешность. Кроме того, они требуют значительных площадей для установки самого стенда и места для разгона транспортного средства.

Преимущества инерционных стендов хорошо реализуются для диагностики тормозов пневмоколесных машин, рассчитанных на высокие скорости движения. Однако применительно к троллейбусам они не существенны, так как их максимальная скорость движения до 60 км/ч, а торможение до скорости 5–6 км/ч осуществляется электрическим тормозом. По мнению специалистов наиболее приемлемыми являются роликовые силовые стенды.

Наибольшее распространение в эксплуатации получил **силовой роликовый тормозной стенд** типа СКТ. Он состоит из идентичных блоков роликов (рисунок 14.2) для каждого колеса троллейбуса. Блок включает в себя два ролика 5, кинематически связанных между собой

цепной передачей 4, измерительное устройство 3, установленное на вал 2, редуктор 1 и электродвигатель 7, обеспечивающий вращение роликов с крутящим моментом до 3 кН·м. Для съезда троллейбуса со стенда предусмотрена выталкивающая площадка 6. Ролики 5 выполнены с продольной нарезкой, что позволяет реализовать высокий коэффициент сцепления даже при мокрых шинах (0,65–0,75). В качестве измерительного устройства использован магнитоупругий преобразователь (МУП). Он позволяет измерять крутящий момент без механического или электрического контактов с вращающимся валом. Блок-схема стенда СКТ приведена на рисунке 14.3.

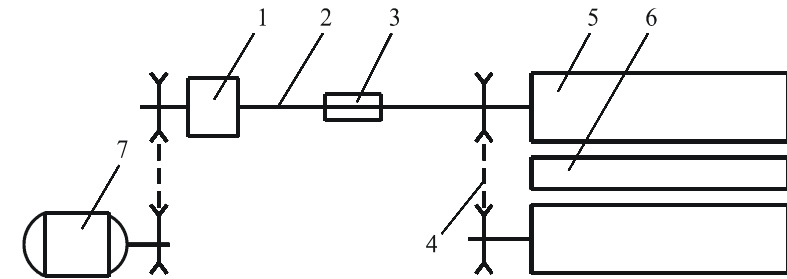


Рисунок 14.2 – Схема блока роликов стенда СКТ

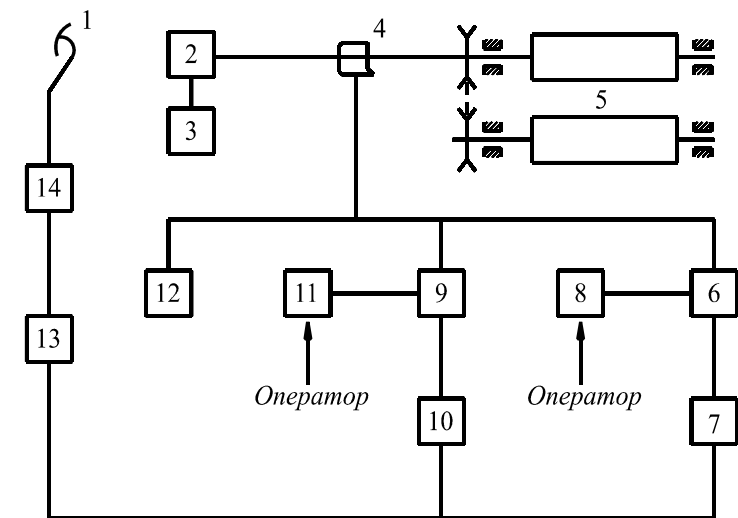


Рисунок 14.3 – Блок-схема стенда СКТ

С измерительного устройства 4, измеряющего крутящий момент на валу между роликами 5 стенда и редуктором 2, приводимом во вращение электродвигателем 3, сигнал поступает на прибор 12, по которому считывают текущее значение тормозной силы. Этот же сигнал поступает в блоки сравнения 9 и 6. Перед началом испытаний оператор вводит в блок уставок 11 нижнее значение тормозной силы, а в блок уставок 8 – верхнее значение тормозной силы. В процессе испытаний при нажатии педали 1 замыкается датчик 14, по сигналу которого блок 13 запускает секундомеры 7 и 10. Как только от датчика 4 в блок сравнения 9 поступает сигнал о достижении тормозной силы нижней величины, блок 9 останавливает секундомер 10, а в момент достижения тормозной силы верхней величины блок 6 останавливает секундомер 7.

Стенд позволяет измерять время нарастания тормозной силы до двух заранее заданных значений и установившееся значение этой силы, т. е. дает возможность реализовать на стенде различные режимы измерений.

Для диагностирования пневматических систем троллейбусов применяются **переносные стенды (СКП)**. Они позволяют измерять следующие параметры:

- производительность компрессора;
- давление сжатого воздуха, при котором открываются регуляторы давления;
- давление сжатого воздуха, при котором включается и выключается электродвигатель компрессора;
- давление сжатого воздуха, развиваемое тормозным краном в тормозных механизмах колес при нажатии тормозной педали;
- время нарастания и спада давления воздуха в тормозных цилиндрах при всех режимах торможения;
- плотность пневматической системы во всех режимах;
- проверку точности манометров на панели приборов.

14.4 Особенности контроля тормозных систем троллейбусных поездов

Особенности контроля тормозов троллейбусных поездов обуславливаются тем, что между троллейбусами поезда нет пневматической связи. При торможении механическим тормозом (дотормаживание после электрического торможения или при экстренном торможении) давление воздуха в тормозных цилиндрах (камерах) ведущей машины определя-

ется углом поворота тормозной педали по принципу следящего действия тормозного крана. Подача же сжатого воздуха в тормозные цилиндры ведомого троллейбуса осуществляется двухступенчато посредством системы электропневмоклапанов.

В процессе контролируют так называемую статическую характеристику. При этом определяют:

- давление настройки редуцирующего клапана электропневмоклапана первой ступени торможения;
- давление в приводе ведущей машины, при котором происходит включение электропневмоклапанов второй ступени торможения ведомой машины;
- давление настройки редуцирующего клапана электропневмоклапана второй ступени торможения ведомой машины;
- максимальное установившееся давление в приводе ведущей машины;
- взаимное положение углов поворота тормозной педали, при которых начинается нарастание давления соответственно в ведущей и ведомой машинах.

Этот контроль производится с помощью переносного стенда СКП. Контроль эффективности тормозов каждого из колес поезда осуществляется на стенде СКТ.

14.5 Техническое обслуживание тормозного оборудования трамваев

При ежедневном техническом обслуживании (**ЕО**) проверяют исправность тормозного оборудования, устраняют мелкие неисправности по заявкам водителей, сливают конденсат. В зимнее время прогревают пневматическую систему.

При контрольно-профилактическом осмотре (**КПО**) проверяют производительность и работу компрессора, уровень масла в картере, отсутствие утечек в пневматической системе. При наличии утечек их устраняют. Систему продувают сжатым воздухом. Проверяют состояние и надежность крепления тормозного оборудования, работу тормозных цилиндров, регулируют выходы штоков, проверяют четкость работы и легкость вращения рукоятки крана водителя. Контролируют зазор между тормозными накладками и барабаном у барабанного тормоза и положение башмака относительно рельса у рельсового тормоза. Проверяют работу всех видов тормозов трамвая.

При текущем ремонте (**ТР**) дополнительно к работам, выполняемым в объеме КПО, снимают клапанную коробку, проверяют и прочищают ее детали. Проверяют плотность тормозных цилиндров. Производят проверку плотности пневматической системы при давлении $0,60 + 0,05$ МПа при полном торможении и закрытых дверях, а также при полном торможении и открытых дверях. Время падения давления в системе на $0,05$ МПа ($0,5$ кгс/см²) не должно превышать $2,5-4,0$ минут в зависимости от модели трамвая. Проверяют износ тормозных накладок. Износ тормозного башмака электромагнитного рельсового тормоза проверяют по риске.

При плановых видах ремонта основное тормозное оборудование трамвая демонтируют и направляют в специализированные цехи или мастерские.

При ревизии и осмотрах снимают только те детали, объем ремонта которых не может быть выполнен на месте.

14.6 Техническое обслуживание тормозного оборудования вагонов метрополитена

Техническое обслуживание тормозного оборудования производят при ТО-1, ТО-2 и ТО-3 с целью предупреждения отказов и поддержания его в работоспособном состоянии, обеспечивающем безопасность движения в период между соответствующими видами ТО. При этом осуществляют осмотр состояния, испытание и регулировку оборудования.

При текущих ремонтах вагонов ТР-1, ТР-2 и ТР-3 выполняют ремонт и замену отдельных деталей или узлов в зависимости от их состояния, а также испытания, регулировку и частичную модернизацию оборудования. Цель текущего ремонта – восстановить основные технические характеристики и обеспечить работоспособность в период между соответствующими ремонтами.

Сроки проведения видов технического обслуживания и ремонта устанавливают по пробегу.

При **ТО-1** производят внешний осмотр тормозной рычажной передачи и тормозных колодок, проверяют их состояние и крепление. При толщине средней части тормозной колодки менее 4 мм или наличии раковин колодку заменяют. Контролируют зазор между колодками и бандажом колесной пары. Проверяют крепление и состояние пневматического оборудования, наличие утечек воздуха на слух, сливают кон-

денсат из резервуаров и маслоотделителей, устраняют неисправности по записям локомотивной бригады.

При **ТО-2** кроме работ, предусмотренных по ТО-1, проверяют регулировку тормозной передачи и величину выхода штока. На всех вагонах проверяют состояние соединительных рукавов, шлангов, целостность и плотность воздухопроводов на слух. Утечки воздуха устраняют. В головных вагонах проверяют работу компрессора, правильность срабатывания регуляторов давления, действие крана машиниста, срывного клапана. Контролируют уровень масла в картере компрессора.

При **ТО-3** дополнительно к объему работ по ТО-2 на головных вагонах проверяют состояние деталей крана машиниста и смазывают их. Замеряют расстояние от нижней точки скобы срывного клапана до уровня головки рельса. На всех вагонах проверяют действие воздухо-распределителей и пневматических аппаратов.

ТР-1 выполняют без отцепки вагона от состава. Производят осмотр, ремонт и частичную ревизию всего тормозного оборудования, смазку и регулировку всех узлов. Особое внимание обращают на состояние ручного тормоза и тормозной рычажной передачи. Разбирают кран машиниста. Детали его протирают, проверяют их состояние, устраняют неисправности, смазывают. Кронштейн срывного клапана снимают для магнитной дефектоскопии. Ремонтируют компрессор, при необходимости заменяют клапанную коробку.

При **ТР-2** выполняют ревизию автотормозного и пневматического оборудования. Кран машиниста, предохранительный и обратный клапаны, реле давления и тормозной цилиндр подвергают ревизии в объеме ТО-1 на вагоне. Остальные тормозные приборы и аппараты демонтируют с вагона и отправляют в цех, где их ремонтируют и регулируют.

При **ТР-3** производят ремонт тормозной рычажной передачи и ручного тормоза. Тормозное и пневматическое оборудование подвергают ревизии, ремонту и испытанию. Продувают и ремонтируют воздухопроводы, осуществляют техническое освидетельствование воздушных резервуаров, ремонт и испытание компрессоров, ревизию и гидравлическое испытание пневматических рукавов. После ремонта и сборки тормозной рычажной передачи ее регулируют. Затем на вагоне проверяют плотность всех воздухопроводов, производительность и вибрацию компрессора, регулировку пневматического тормоза при всех видах торможения, работу стоп-кранов.

При **капитальном ремонте** все тормозное оборудование демонтируют с вагона и отправляют в цех для разборки, ремонта, испытания и регулировки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Иванов, М. Д.** Механическое оборудование электроподвижного состава городского транспорта / М. Д. Иванов. – М. : Транспорт, 1980. – 208 с.
- 2 **Троллейбусы. Устройство и техническое обслуживание** / М. В. Богдан [и др.] : под ред. М. В. Богдана. – Мн., 1997. – 256 с.
- 3 **Веклич, В. Ф.** Диагностирование технического состояния троллейбусов / В. Ф. Веклич. – М. : Транспорт, 1990. – 295 с.
- 4 **Ефремов, И. С.** Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта / И. С. Ефремов, Б. П. Гущо-Малков. – М. : Стройиздат, 1970. – 480 с.
- 5 **Ефремов, И. С.** Технические средства городского электрического транспорта : учеб. пособие для студентов вузов специальности «Городской электрический транспорт» / И. С. Ефремов, В. М. Кобозев, В. В. Шевченко. – М. : Высшая школа, 1985. – 448 с.
- 6 **Ефремов, И. С.** Механическое оборудование троллейбусов / И. С. Ефремов, В. М. Кобозев. – М. : Транспорт, 1978. – 309 с.
- 7 **Максимов, А. Н.** Городской электротранспорт: Троллейбус / А. Н. Максимов. – М. : Академия, 2004. – 256 с.
- 8 **Богдан, Н. В.** Троллейбус. Теория, конструирование, расчет / Н. В. Богдан, Ю. Е. Атаманов, А. И. Сафонов : под ред. Н. В. Богдана. – Мн. : Ураджай, 1999. – 346 с.
- 9 **Махмутов, К. М.** Устройства интервального регулирования движения поездов на метрополитене / К. М. Махмутов. – М. : Транспорт, 1986. – 351 с.

Учебное издание

ЛИСИЧКИН Эрнст Афанасьевич
РУДОВ Павел Корнеевич

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие

Редактор *И. И. Эвентов*
Технический редактор *В. Н. Кучерова*

Подписано в печать 14.07.2009 г. Формат бумаги 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 6,51. Уч.-изд. л. 6,58. Тираж 95 экз.
Зак. № . Изд. № 23

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный университет транспорта:
ЛИ № 02330/0133394 от 19.07.2004 г.
ЛП № 02330/0494150 от 03.04.2009 г.
246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.

Шрифты для формул

10,5

8

7

15 – 13

12

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра вагонов и вагонного хозяйства

Э. А. ЛИСИЧКИН П. К. РУДОВ

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ
ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие для студентов специальности
«Городской электрический транспорт»

Гомель 2009

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра вагонов и вагонного хозяйства

Э. А. ЛИСИЧКИН П. К. РУДОВ

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ
ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие для студентов специальности
«Городской электрический транспорт»

Одобрено методической комиссией
механического факультета

Гомель 2009

УДК 656.132.6(075.8)
ББК 39.83
Л63

Рецензент – канд. техн. наук, заведующий кафедрой «Электрический подвижной состав» **В. С. Могила** (УО «БелГУТ»)

Лисичкин, Э. А.

Л63 Тормозные системы электроподвижного состава : учеб.-метод. пособие для студентов специальности «Городской электрический транспорт» / Э. А. Лисичкин, П. К. Рудов. – Гомель : БелГУТ, 2009. – 112 с.
ISBN 978-985-468-606-6

Изложены принцип действия, конструкция, особенности и характеристики тормозных систем подвижного состава городского электрического транспорта. Рассмотрены основы торможения и методы расчета тормозов. Приведены особенности эксплуатации, технического обслуживания и ремонта тормозного оборудования.

Предназначено для студентов специальности «Городской электрический транспорт».

УДК 656.132.6(075.8)
ББК 39.83

ISBN 978-985-468-606-6

© Лисичкин Э. А., Рудов П. К., 2009
© Оформление. УО «БелГУТ», 2009

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1 Общие сведения о тормозах подвижного состава	6
1.1 Классификация тормозов	6
1.2 Режимы торможения	11
1.3 Требования к тормозным системам подвижного состава	12
1.4 Воздушная и тормозная волны	12
2 Тормозная сила	14
2.1 Образование тормозной силы	14
2.2 Безъюзовое торможение	15
3 Тормозные механизмы	17
3.1 Колесно-колодочные тормозные механизмы	18
3.2 Дисковые тормозные механизмы	22
3.3 Образование тормозной силы дискового тормоза	24
3.4 Расчет дискового тормозного механизма	25
3.4.1 Распределение давлений по площади фрикционного контакта при равномерном износе накладок	25
3.4.2 Выбор точки приложения силы нажатия для обеспечения равномерного износа накладок	26
3.4.3 Эффективный радиус трения	29
3.4.4 Условие безъюзового торможения и выбор силы нажатия	31
3.5 Барабанные тормозные механизмы	32
3.6 Образование тормозной силы барабанного тормоза	34
3.7 Расчет барабанного тормозного механизма	35
3.8 Рельсовые тормозные механизмы	38
4 Приводы механических тормозов	39
4.1 Общие сведения	39
4.2 Пневматический тормозной привод	41
4.3 Гидравлический тормозной привод	44
4.4 Пневмогидравлический тормозной привод	44
4.5 Электромагнитный тормозной привод	45
4.6 Пружинный тормозной привод	45
4.7 Тормозной привод с пружинным энергоаккумулятором	46
4.8 Мускульный тормозной привод	48
5 Тормозные передачи	49
5.1 Общие сведения	49
5.2 Характеристики тормозных передач	49
6 Приборы управления пневматическими тормозами	50
6.1 Тормозные краны троллейбусов	50
6.2 Тормозные краны трамваев	53
6.3 Краны машиниста поездов метрополитена	53
7 Подготовка сжатого воздуха в пневматических системах	54

7.1 Состояние и качество сжатого воздуха	54
7.2 Способы осушки и очистки воздуха	56
7.3 Замкнутые пневматические системы	58
7.4 Маслоотделители и противозамерзатели	59
8 Компрессорные установки в тормозных системах подвижного состава	60
8.1 Классификация компрессоров	60
8.2 Конструкции компрессоров	62
8.3 Диаграмма работы и производительность компрессора	63
8.4 Оценка технического состояния и особенности технического обслуживания компрессора	66
9 Общие сведения о тормозных системах подвижного состава городского электрического транспорта	69
10 Тормозные системы троллейбусов	71
10.1 Общие сведения	71
10.2 Пневматическая тормозная система троллейбусов ЗИУ	72
10.3 Пневматические тормозные системы троллейбусов производства ПО «Белкоммунмаш»	73
11 Тормозные системы трамвайных вагонов	78
11.1 Общие сведения	78
11.2 Пневматическая тормозная система трамвая	79
12 Устройства и приборы обеспечения безопасности движения поездов метрополитена	82
12.1 Тормозные системы поездов метрополитена	82
12.2 Автостопы	83
12.3 Автоблокировка	85
12.4 Автоматическая локомотивная сигнализация с автоматическим регулированием скорости	86
13 Тормозные расчеты	90
13.1 Уравнение движения тормозящегося подвижного состава	90
13.2 Расчет тормозного пути, замедления и времени торможения	93
13.3 Распределение тормозных сил по колесам транспортного средства	97
13.4 Расчет стояночного тормоза	99
14 Техническое обслуживание тормозного оборудования подвижного состава городского электрического транспорта	101
14.1 Техническое обслуживание тормозного оборудования троллейбусов	101
14.2 Методы контроля эффективности тормозных систем	103
14.3 Средства стендового контроля	105
14.4 Особенности контроля тормозных систем троллейбусных поездов	108
14.5 Техническое обслуживание тормозного оборудования трамваев	109
14.6 Техническое обслуживание тормозного оборудования вагонов метрополитена	110
Список литературы	112

ВВЕДЕНИЕ

Городской электрический транспорт является частью производственной и социальной инфраструктуры города и служит главным средством доставки населения к местам работы и отдыха. Выполняя жизненно важные функции в современном городе, он должен обладать высокой надежностью и безопасностью. Активная безопасность транспортных средств обеспечивается их хорошими тормозными свойствами.

Тормозные свойства – это способность транспортного средства быстро снижать скорость вплоть до полной остановки при минимальном тормозном пути, сохранять заданную скорость при движении на спуске, а также оставаться неподвижным при действии случайных сил. Торможение является важной составляющей частью процесса движения транспортного средства, обеспечивающей безопасность его эксплуатации.

Уменьшение скорости движения транспортного средства происходит за счет искусственного создания сопротивления его перемещению. При этом уменьшается (или полностью рассеивается) энергия транспортного средства, накопленная в процессе предыдущего движения. Преобразование этой энергии в работу трения осуществляется в механизмах тормозных систем, расположенных непосредственно в колесах, на валах трансмиссий, или в электрическую энергию при электродинамическом торможении тяговым двигателем.

Надежная и экономичная работа тормозных систем зависит от технического состояния тормозного оборудования, его безотказности и долговечности. Поэтому наряду с улучшением конструкций требуется хорошо организованное техническое обслуживание оборудования, своевременное обнаружение и устранение неисправностей, а также проведение высококачественного ремонта тормозов в депо. Для этого специалисты, связанные с эксплуатацией тормозного оборудования подвижного состава, должны иметь высокую техническую грамотность в вопросах конструкции и особенностей работы тормозов.

Пособие предназначено для оказания помощи студентам специальности «Городской электрический транспорт» в изучении курса «Тормозные системы электроподвижного состава».

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТОРМОЗАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Движущееся транспортное средство обладает большой кинетической энергией, величина которой пропорциональна массе транспортного средства и квадрату его скорости движения. При торможении эта энергия должна быть погашена тормозными устройствами путем преобразования ее либо в тепловую, либо в электрическую. **Тормозом** называется комплекс устройств, предназначенных для создания искусственного сопротивления движению транспортного средства при регулировании его скорости или остановке, а также для удержания транспортного средства на месте.

На городском электрическом транспорте, экипажи которого движутся в общем транспортном потоке с частыми маршрутными остановками и изменениями скорости, вызванными дорожно-транспортной ситуацией, тормозные системы играют весьма важную роль. Отказы тормозов, как правило, ведут к серьезным материальным потерям, а иногда и к человеческим жертвам. Практика показывает, что некоторые дорожно-транспортные происшествия можно было бы предотвратить при более эффективном действии тормозных систем (меньший тормозной путь, отсутствие бокового скольжения и т. п.). Эффективность тормозов самым непосредственным образом влияет на все показатели качества пассажирского транспорта: безопасность, скорость движения, комфортабельность, экономичность.

1.1 Классификация тормозов

На подвижном составе городского электрического транспорта применяются ручные, пневматические, электропневматические, гидравлические и электрические тормоза с использованием для создания тормозной силы мускульной энергии человека, потенциальной энергии сжатого воздуха или пружин, давления жидкости и электрической энергии.

Тормоза классифицируются по различным признакам. По **свойствам управляющей части** они подразделяются на автоматические и неавтоматические.

Автоматическими называются *тормоза*, которые при разрыве тормозной магистрали или при искусственном выпуске воздуха из нее автоматически (независимо от воли водителя или машиниста) приходят в действие вследствие снижения давления воздуха в магистрали.

Неавтоматические тормоза при разрыве тормозной магистрали не срабатывают. В отличие от автоматических тормозов приходят в действие при повышении давления в тормозной магистрали.

В настоящее время автоматические тормоза применяются в поездах метрополитена, что позволяет обеспечивать безопасность и высокие скорости движения поездов. Неавтоматические тормоза обычно применяются в пределах одной единицы подвижного состава.

Упрощенная принципиальная схема неавтоматического пневматического тормоза приведена на рисунке 1.1, а. Тормоз включает в себя источник 1 питания сжатым воздухом (компрессор), который через обратный клапан 2 нагнетает сжатый воздух в главный резервуар 3.

Обратный клапан разобщает главный резервуар от компрессора, когда последний прекращает работу. Тормозной кран 4 предназначен для управления тормозами из кабины транспортного средства. Тормозные цилиндры 5 являются приводами тормозных механизмов.

В зависимости от положения тормозного крана происходит один из следующих процессов: торможение, перекрыша, отпуск.

По **способности автоматически восполнять утечки воздуха** из тормозных цилиндров в процессе торможения и перекрыши различают **прямодействующие** и **непрямодействующие** тормоза.

На подвижном составе используются **три принципиальные схемы пневматических тормозов**, которые приведены на рисунке 1.1.

Неавтоматический прямодействующий тормоз (см. рисунок 1.1, а). При *торможении* происходит непосредственное (прямое) сообщение тормозных цилиндров 5 с магистралью, питающей их сжатым воздухом через тормозной кран 4 из главного резервуара 3. Давление в тормозных цилиндрах при этом повышается, и тормозные механизмы приводятся в действие. При достижении необходимого давления воздуха в тормозных цилиндрах кран 4 устанавливается в положение, при котором прекращается сообщение магистрали с тормозными цилиндрами и в них фиксируется установленное давление. Такое положение называется *перекрышей*. При *отпуске* тормозные цилиндры через тормозной кран сообщаются с атмосферой.

В схемах *автоматических прямодействующих и непрямодействующих тормозов* (рисунок 1.1, б, в) на каждой тормозной единице устанавливается дополнительно воздухораспределитель 7 и запасный резервуар 8. Прежде чем привести такой тормоз в действие, сначала необходимо произвести его зарядку, то есть повысить давление воздуха в тормозной магистрали 6 и запасном резервуаре 8.

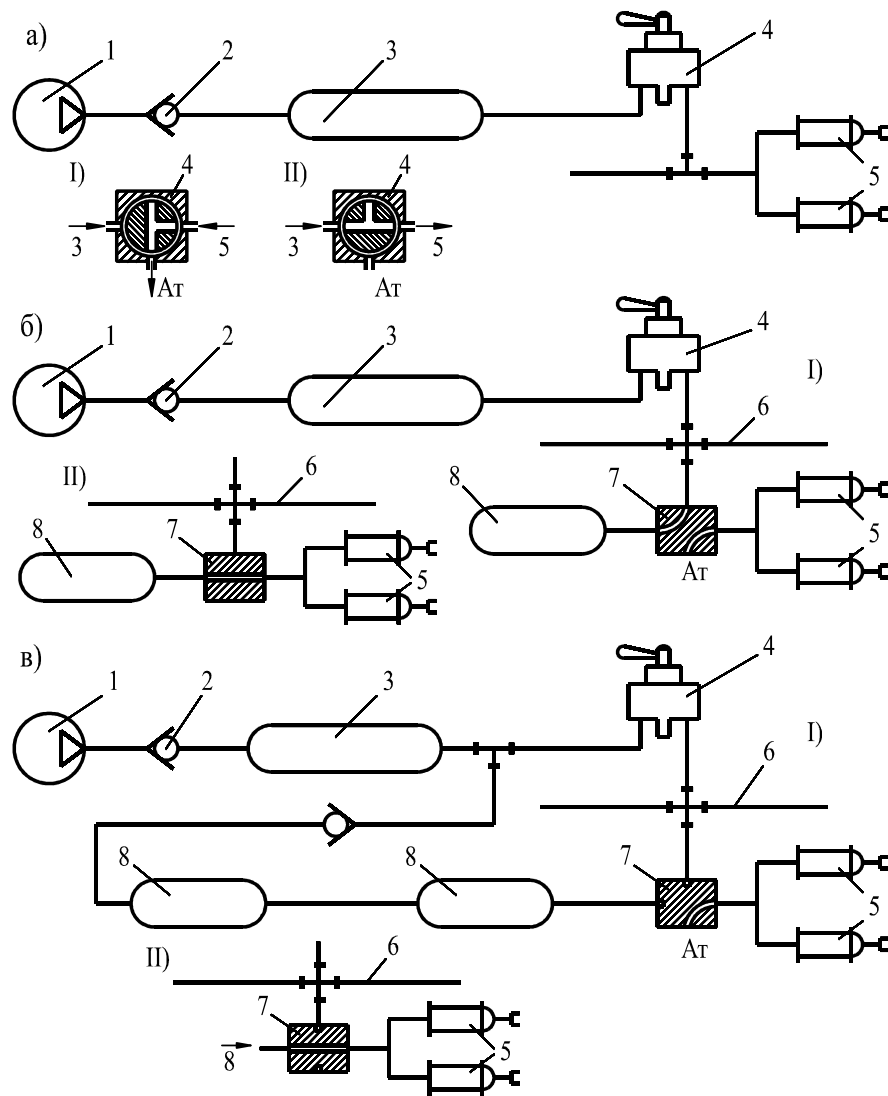


Рисунок 1.1 – Упрощенные принципиальные схемы тормозов:
 а – неавтоматический прямодействующий; б – автоматический непрямодействующий;
 в – автоматический прямодействующий; I – зарядка и отпуск; II – торможение;
 1 – компрессор; 2 – обратный клапан; 3 – главный резервуар; 4 – тормозной кран;
 5 – тормозной цилиндр; 6 – тормозная магистраль; 7 – воздухораспределитель;
 8 – запасный резервуар

При зарядке воздухораспределитель сообщает тормозную магистраль с запасным резервуаром, заряжая его до зарядного давления, а тормозные цилиндры 5 – с атмосферой. При торможении снижается давление воздуха в магистрали 6, что вызывает срабатывание воздухораспределителя. Последний наполняет тормозные цилиндры из запасного резервуара воздухом до давления, соответствующего величине его снижения в тормозной магистрали.

Промежуточное положение воздухораспределителя, когда тормозные цилиндры при определенном давлении разобщены с запасным резервуаром, соответствует перекрыше. При отпуске тормоза повышается давление в тормозной магистрали и камерах воздухораспределителя, как при зарядке. Тормозные цилиндры сообщаются с атмосферой, а запасный резервуар – с магистралью.

В автоматическом непрямодействующем тормозе (рисунок 1.1, б) в процессе торможения тормозные цилиндры 5 и запасный резервуар 8 полностью разобщены от источника питания сжатым воздухом. Предельный тормозной эффект достигается при выравнивании давления в тормозных цилиндрах и запасном резервуаре. Давление воздуха в них при утечках не восстанавливается. Такой тип тормоза является *истощимым*.

В автоматическом прямодействующем тормозе (рисунок 1.1, в) в процессе торможения и перекрыши тормозные цилиндры 5 сообщены с основным источником питания сжатым воздухом. Сжатый воздух из главного резервуара 3 через магистраль и обратный клапан 2 поступает в запасные резервуары 8, а затем через воздухораспределитель 7 – в тормозные цилиндры. При утечках воздуха такой тормоз осуществляет «подпитку», то есть является *неистощимым*. Прямодействующие и непрямодействующие автоматические тормоза различаются конструкцией воздухораспределителей.

По **характеристике действия** автоматические пневматические тормоза подразделяются на мягкие, полужесткие и жесткие.

Мягкими называются тормоза, которые не приходят в действие при медленном понижении давления воздуха в тормозной магистрали, срабатывают на торможение с различных зарядных давлений, имеют высокую чувствительность к отпуску: при повышении давления в магистрали на 0,015–0,030 МПа после торможения происходит полный отпуск.

Полужесткими являются тормоза, обладающие теми же свойствами, что и мягкие, но в отличие от них имеющие ступенчатый отпуск. Для полного отпуска после торможения требуется восстановление почти

полного предтормозного давления воздуха в тормозной магистрали. Каждой величине повышения давления в магистрали соответствует степень отпуска.

Жесткими называются тормоза, работающие на определенном зарядном давлении. При снижении давления в магистрали ниже зарядного любым темпом сразу приходят в действие. Каждой величине давления в магистрали ниже зарядного соответствует определенная величина давления в тормозных цилиндрах. Имеют ступенчатый отпуск. После зарядки магистрали повышенным давлением не срабатывают на торможение до тех пор, пока давление не снизится ниже зарядного.

По способу создания тормозной силы тормоза подразделяются на электрические и механические (фрикционные).

Действие электрических (электродинамических) тормозов основано на переводе тяговых электродвигателей в режим генераторов. Они разделяются на рекуперативные, реостатные и рекуперативно-реостатные. В рекуперативных тормозах вырабатываемая при торможении электроэнергия возвращается в сеть, а в реостатных – погашается в реостатах. В рекуперативно-реостатных на большой скорости энергия возвращается в сеть, на малой скорости – погашается в реостатах.

Механическим называется тормоз, у которого кинетическая энергия движущегося транспортного средства преобразуется в тепловую за счет сил трения. Механические тормоза классифицируются по различным признакам: по принципу реализации тормозной силы, конструкции привода, конструкции тормозного механизма.

По принципу реализации тормозной силы различают две группы тормозов:

- 1) реализующие тормозную силу посредством сцепления колес с дорожным покрытием или рельсами;
- 2) реализующие тормозную силу независимо от взаимодействия колес и пути.

Тормозная сила у тормозов первой группы ограничивается сцеплением колеса с рельсом или дорогой. Тормоза этой группы бывают колесными и центральными.

Колесными называют тормоза, у которых тормозное усилие передается непосредственно на колесную пару или колесо. У *центрального* тормоза тормозное усилие передается на силовую передачу и через нее – на колесную пару или колесо.

В тормозах второй группы тормозные усилия передаются непосредственно на рельсы, минуя колесные пары. Эти тормоза позволяют реализовать более высокие тормозные силы.

По конструкции тормозного механизма механические тормоза подразделяются на колесно-колодочные, дисковые, барабанные, рельсовые. Первые три относятся к тормозам, реализующим сцепление колес с рельсами или дорогой, а рельсовые – к тормозам, действие которых не зависит от сцепления колес с рельсами.

Колесно-колодочные и дисковые тормоза бывают одностороннего и двухстороннего действия.

Барабанные тормоза по месту расположения колодок относительно барабана подразделяются на тормоза с наружным и внутренним расположением тормозных колодок. Барабанные и дисковые тормоза бывают осевыми, колесными и центральными.

Рельсовые тормоза могут быть пневматическими и электромагнитными. Электромагнитный рельсовый тормоз широко применяется на трамваях.

По типу привода различают тормоза с мускульным приводом (ручным или ножным), пневматическим, пружинным, гидравлическим, электрическим, пневмогидравлическим, пневмопружинным и др. приводами. Мускульные приводы обычно используются для стояночного тормоза.

1.2 Режимы торможения

Различают три режима торможения подвижного состава: экстренное (аварийное), служебное и торможение стоящего подвижного состава.

Экстренное торможение применяют в аварийных ситуациях, когда необходимо обеспечить минимальный тормозной путь. При этом не должно быть потери устойчивости (заноса) или возникновения юза транспортного средства. Экстренное торможение производится довольно редко, главным образом в случаях, угрожающих безопасности движения или жизни людей.

Служебное торможение используется для уменьшения скорости и остановки подвижного состава или для подтормаживания при требуемых ограничениях скорости движения.

Торможение стоящего подвижного состава должно обеспечить удержание его на месте неограниченно длительное время на наибольшем подъеме, который может быть преодолен по условиям тяги.

1.3 Требования к тормозным системам подвижного состава

К тормозным системам подвижного состава предъявляются следующие требования:

- минимальный тормозной путь (максимальное замедление) при экстренном торможении без нарушения сцепления колес с дорогой или рельсами и устойчивости транспортного средства. Для выполнения этого требования необходимо обеспечить минимальное время срабатывания привода тормозной системы и правильное распределение тормозных сил между колесами и их одновременное затормаживание;
- минимальные затраты мускульной энергии водителя для торможения при ограниченном перемещении органа управления привода;
- плавное нарастание тормозной силы и возможность его простого регулирования. Это требование обеспечивает комфортабельность пассажирского подвижного состава;
- хороший отвод тепла от тормозных механизмов, что обеспечивает работу тормозов без перегрева и нарушения тормозных качеств при частых торможениях;
- стабильность характеристик тормозной системы в процессе эксплуатации. Это обеспечивается высокой износостойкостью фрикционных пар, их равномерным износом. На фрикционные качества материалов не должны влиять колебания наружной температуры, атмосферные осадки и т. д.;
- безотказное торможение подвижного состава при всех условиях. Достигается применением нескольких независимых тормозных систем или многоконтурной системы.

1.4 Воздушная и тормозная волны

Для транспортных средств, состоящих из нескольких единиц подвижного состава (вагоны метрополитена) и имеющих большую длину, огромное значение имеет понимание процессов, протекающих в воздушных магистралях. Наиболее важными в теории воздушной магистрали являются понятия воздушной и тормозной волны.

Воздушной волной называется распространение в магистрали начала изменения давления. Падение давления начинается с нарушения равновесия воздуха, находящегося у отверстия крана, а затем волна с определенной скоростью распространяется вдоль тормозной магистрали.

После прохождения волны при открытом кране продолжается местное падение давления определенным темпом.

Скорость воздушной волны определяется как частное от деления длины магистрали на время от момента приведения в действие тормозного крана до момента начала падения давления в конце магистрали. Она зависит от температуры окружающей среды и аэродинамического сопротивления магистрали. При наличии отрезков, поворотов и разветвлений в тормозной магистрали, а также при подключении к ней дополнительных объемов скорость воздушной волны снижается.

Скорость воздушной волны $v_{\dot{a}}$, м/с, примерно равна скорости звука и приближенно может быть определена по эмпирической формуле

$$v_{\dot{a}} = 37 \sqrt{\frac{p}{\rho}}, \quad (1.1)$$

где p – давление воздуха в магистрали, кПа;

ρ – плотность воздуха при данном давлении, кг/м³.

Темпом падения давления (темпом разрядки) называется величина падения давления воздуха в единицу времени и измеряется в МПа/с или МПа/мин. Для автоматических пневматических тормозов различают темпы: медленной разрядки, при котором воздухораспределители в действие не приходят; служебной разрядки, при котором воздухораспределители срабатывают на служебное торможение; экстренной разрядки, при котором воздухораспределители срабатывают на экстренное торможение. С удалением от начала магистрали (от места выпуска воздуха) темп падения давления уменьшается.

С воздушной волной неразрывно связана тормозная волна. **Тормозная волна** характеризует последовательность срабатывания тормозов от головы до хвоста поезда при торможении краном машиниста. Тормозная волна всегда идет вслед за воздушной волной, и ее скорость будет ниже скорости воздушной волны. Скорость тормозной волны определяется как частное от деления длины тормозной магистрали на время от момента постановки ручки тормозного крана в тормозное положение до момента начала действия тормоза хвостового вагона. Чем выше скорость тормозной волны, тем быстрее срабатывают тормоза и короче тормозной путь. Кроме того, при увеличении скорости тормозной волны улучшается плавность торможения за счет меньшего разрыва в срабатывании тормозов по длине поезда.

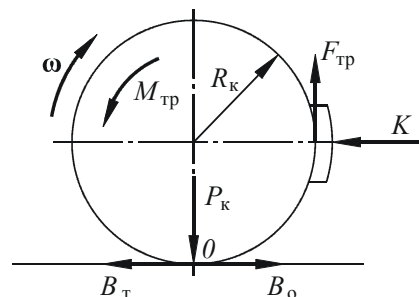
2 ТОРМОЗНАЯ СИЛА

Тормозной силой называют регулируемую силу, создаваемую тормозными средствами и направленную противоположно скорости движения.

Для создания искусственного сопротивления движению транспортного средства во фрикционных (механических) тормозах используется явление внешнего сухого трения твердых тел.

2.1 Образование тормозной силы

На рисунке 2.1 приведена схема образования тормозной силы **механического тормоза**, действие которого основано на использовании сцепления колес с рельсами.



В результате прижатия тормозной колодки с силой K к поверхности колеса, катящегося по рельсу с угловой скоростью ω и нагруженного силой P_k , возникает касательная сила трения, равная произведению силы нажатия колодки на коэффициент трения φ_k :

$$F_{\text{тр}} = K\varphi_k. \quad (2.1)$$

Сила $F_{\text{тр}}$ препятствует вращению колеса. Однако она не может быть тормозной силой, так как по отношению к движущемуся транспортному средству является внутренней.

Тормозная сила должна быть приложена извне и может возникнуть только при наличии силы сцепления колеса с рельсом. Сила сцепления возникает вследствие действия вертикальной статической и динамической нагрузок P_k от колеса на рельс. В результате действия силы $F_{\text{тр}}$ создается момент, направленный против вращения колеса,

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}R_k, \quad (2.2)$$

где R_k – радиус колеса.

Под действием этого момента в зоне контакта колеса и рельса (в точка O) возникает сила B_o , действующая от колеса на рельс. Противо-

положно направленная горизонтальная реакция рельса $B_r = B_o$ и является тормозной силой, препятствующей поступательному движению. Она действует на колесо со стороны рельса и является внешней по отношению к транспортному средству.

Для одной тормозной колодки

$$B_r = B_o = \frac{M_{\text{тр}}}{R_k} = K\varphi_k. \quad (2.3)$$

Для оси колесной пары

$$B_r = nK\varphi_k, \quad (2.4)$$

где n – количество колодок, действующих на ось.

Схема образования тормозной силы рассмотрена для случая движения без изменения скорости (при подтормаживании на спуске). При торможении с замедлением транспортного средства тормозная сила, возникающая в точке контакта колеса с рельсом, уменьшается за счет инерции вращающейся колесной пары $B_{\text{и}}$.

В **электрическом (электродинамическом) тормозе** характерно образование тормозного момента на якоре электродвигателя, переключенного в режим генератора. Через редуктор этот момент передается на приводные колеса. Принцип образования тормозной силы в этом случае такой же, как и при действии колесно-колодочного тормоза. Величина тормозного момента зависит от электротехнических характеристик двигателей.

2.2 Безюзовое торможение

В случае если тормозная сила превышает предельную силу сцепления, происходит заклинивание колес. Это характерно только для тормозов, действие которых основано на сцеплении. Явление скольжения колес по рельсу или дорожному покрытию называется юзом.

При юзе, как правило, возрастает тормозной путь и время торможения. Это объясняется тем, что сила трения при скольжении колеса оказывается меньше, чем реализуемая тормозная сила при полном использовании сцепления.

Тормозная сила при юзе

$$B_{\text{тЮ}} = P_k\varphi_c < B_r, \quad (2.5)$$

где P_k – нагрузка на колесо (для рельсового подвижного состава – на ось), кН;

φ_c – коэффициент трения скольжения колеса по рельсу или дорожному покрытию.

Юз приводит к повреждению колесных пар у рельсового подвижного состава, вызывает их повышенный износ, образование ползунов на поверхности катания колес, в результате чего ухудшаются условия работы ходовых частей. В троллейбусах при наступлении юза возможна потеря устойчивости и их занос.

С целью предупреждения явления юза водитель должен выбирать необходимый режим торможения, регулируя силу нажатия тормозных колодок или накладок с учетом состояния дорожного покрытия или рельсов. На трамвайных вагонах для увеличения коэффициента сцепления и предотвращения юза при торможении применяют песчоницы для подсыпки песка на рельсы.

Условие безюзового торможения имеет вид

$$B_T \leq P_{\text{сц}} = P_k \psi, \quad (2.6)$$

где $P_{\text{сц}}$ – сила сцепления колес с рельсом или дорожным покрытием;

ψ – коэффициент сцепления колеса с рельсом или дорожным покрытием.

Коэффициент сцепления колеса с дорожным покрытием больше коэффициента трения скольжения между ними.

Коэффициент сцепления определяется как отношение максимальной возможной горизонтальной реакции рельсов или дорожного покрытия (силы сцепления) к вертикальной нагрузке от колес на рельсы или дорогу. Величина коэффициента сцепления носит случайный характер. Его значение изменяется в значительных пределах в зависимости от состояния и загрязненности пути, типа дорожного покрытия, типа подвижного состава, материала колес, условий погоды, типа тормозной системы, скорости движения, нагрузки на колесо, геометрии поверхности катания, давления воздуха в шине и т. д. В таблицах 2.1 и 2.2 приведены значения коэффициентов сцепления шин с дорогой для различных типов дорожного покрытия и колес с рельсами при различных состояниях поверхности рельсов.

Величина коэффициента сцепления в эксплуатации определяется довольно просто. Постепенно увеличивают тормозную силу до тех пор, пока колеса или колесные пары не начинают переходить в юз. Эту предельную тормозную силу приравнивают к силе сцепления и далее рас-

считывают коэффициент сцепления. Коэффициент сцепления играет важную роль не только при торможении, но и при тяге. Следует отметить, что его величины при тяге и при торможении различны.

Т а б л и ц а 2.1 – **Величина коэффициента сцепления шин с дорогой**

Тип дорожного покрытия и его состояние	Коэффициент сцепления
Асфальтовое и асфальтобетонное, в состоянии: чистом сухом мокрое	0,65–0,85 0,35–0,45
Булыжно-брусчатое в состоянии: сухом мокрое	0,50–0,60 0,30–0,40
Кирпичное в состоянии: сухом мокрое	0,70–0,80 0,40–0,50
Снежная укатанная дорога	0,15–0,25
Обледенелая дорога	0,10–0,20

Т а б л и ц а 2.2 – **Величина коэффициента сцепления для вагонов трамваев и метрополитена**

Условия	Коэффициент сцепления	
	без песка	с песком
Наиболее благоприятные	0,35	0,45
Чистые сухие рельсы	0,30	0,40
Очень мокрые рельсы	0,20	0,30
Влажные замасленные рельсы	0,13	0,20
Рельсы, покрытые инеем	0,15	0,22
Рельсы, покрытые сухим снегом	0,10	0,15

3 ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Тормозные системы механического тормоза состоят из тормозных механизмов, тормозных приводов и тормозных передач.

Тормозной механизм – это система устройств, которые при торможении непосредственно преобразуют кинетическую энергию движущегося транспортного средства в тепловую. Тормозной механизм представляет собой фрикционную пару, состоящую: из тормозной колодки и поверхности катания колеса – у колесно-колодочного тормоза; тормоз-

ной колодки (накладки) и вращающегося барабана – у барабанного тормоза; тормозной накладки и вращающегося диска – у дискового тормоза; тормозной колодки (башмака) и рельса – у рельсового тормоза.

К тормозным механизмам предъявляются следующие основные требования:

- высокая эффективность действия, т. е. создание большого тормозного момента;
- стабильность эффективности при изменении внешних условий и режима торможения (скорости, количества торможений, температуры окружающей среды трущихся элементов, наличия в механизмах воды, пыли);
- высокая надежность и долговечность трущейся пары;
- плавность действия, отсутствие при торможении вибраций, “визга”;
- хороший отвод тепла из зоны трения;
- малая трудоемкость технического обслуживания и ремонта.

3.1 Колесно-колодочные тормозные механизмы

Колесно-колодочные тормозные механизмы применяются только на трамвайных вагонах и вагонах метрополитена. Схема образования тормозной силы в механизме приведена выше (см. рисунок 2.1), а схема механизма показана на рисунке 3.1. Тормозные колодки крепятся к подвескам AB с помощью шарнира B , а сама подвеска посредством шарнира A – к раме тележки. Шарниры B расположены от центра колеса на расстояние OB , которое называется главным радиусом. Подвеску располагают таким образом, чтобы она образовывала с главным радиусом угол β , близкий к 90° . В эксплуатации этот угол не может быть выдержан строго, так как он изменяется по мере износа колодок и бандажей.

Рисунок 3.1 – Схема колесно-колодочного тормозного механизма

Главный радиус расположен по отношению к горизонтали под некоторым углом α , приблизительно равным 15° . Такое расположение позволяет улучшить отвод колодок от

колеса при отпуске тормоза и удерживать их в состоянии, при котором они не касались бы колеса за счет собственных сил тяжести.

Тормозной привод через шарнир B передает на колодку горизонтальные силы X_k . Колодка прижимается к вращающемуся колесу и в результате этого в тормозном механизме возникают следующие силовые факторы:

- K – сила нажатия колодки на бандаж колеса;
- R – реакция от колеса на колодку, равная силе K ;
- $F_{тр} = \varphi_k K$ – равнодействующая сил трения, направленная против вращения колеса, и равная ей сила F_1 , действующая на колодку (φ_k – коэффициент трения тормозных колодок);
- S – реакция подвески AB , направленная вдоль ее оси;
- $M = F_{тр}d$ – момент, выворачивающий колодку и вызывающий перераспределение давлений колодки на бандаж колеса (d – расстояние от поверхности катания колеса до шарнира B башмака).

При расчете сил, действующих в механизме, моментом $M = F_{тр}d$ пренебрегают.

Силы, действующие на переднюю по ходу движения колодку,

$$K = X_k \cos \alpha + S \cos \beta, \quad (3.1)$$

$$F_{тр} = \varphi_k K = -X_k \sin \alpha + S \sin \beta. \quad (3.2)$$

В результате совместного решения уравнений (3.1) и (3.2)

$$K = X_k \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta - \varphi_k \cos \beta}, \quad (3.3)$$

$$S = X_k \frac{\sin \alpha + \varphi_k \cos \alpha}{\sin \beta - \varphi_k \cos \beta}. \quad (3.4)$$

Аналогично для задней по ходу движения колодки

$$K' = X_k' \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta + \varphi_k \cos \beta}, \quad (3.5)$$

$$S' = X_k' \frac{\sin \alpha - \varphi_k \cos \alpha}{\sin \beta - \varphi_k \cos \beta}. \quad (3.6)$$

В случае $\beta = 90^\circ$

$$K = K' = X_K \cos \alpha, \quad (3.7)$$

$$S = X_K (\sin \alpha + \varphi_K \cos \alpha), \quad (3.8)$$

$$S' = X_K' (\sin \alpha - \varphi_K \cos \alpha). \quad (3.9)$$

Таким образом, из формул (3.3), (3.5) и (3.7) видно, что при угле $\beta = 90^\circ$ сила нажатия колодки, а значит и тормозная сила, не зависят от направления вращения колеса.

На рельсовом подвижном составе применяется одностороннее или двухстороннее нажатие колодок на колесо. **Одностороннее нажатие** позволяет упростить конструкцию рычажной передачи, ее размещение на ходовых частях и регулировку в процессе эксплуатации. Однако при одностороннем нажатии сила K оказывает выворачивающее воздействие на колесо. При этом в оси возникают напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости.

Двухстороннее нажатие позволяет снизить давление колодок на колесо, уменьшить их износ и увеличить пробег вагонов между регулировками тормозной системы. С уменьшением давления коэффициент трения колодок увеличивается. Выворачивающее действие на колесо при двухстороннем нажатии отсутствует в результате уравнивания сил, действующих от колодок на колесо.

Применяемые в колесно-колодочном тормозном механизме колодки различаются по конструкции и материалу, из которого они изготовлены. На трамвайных вагонах обычно применяют безгребневые чугунные тормозные колодки, а на вагонах метрополитена – гребневые из композиционного материала.

Тормозная колодки закрепляется на тормозном башмаке, который в свою очередь соединяется с тормозной подвеской. Применяются также бесбашмачные тормозные колодки, непосредственно закрепленные на подвеске.

Коэффициент трения тормозных колодок зависит от их материала, давления в месте контакта (силы нажатия колодки на колесо) и скорости скольжения, наличия влаги или смазки между колодкой и колесом и других факторов. Количественно оценить влияние всех факторов на коэффициент трения сложно, поэтому при расчетах используют эмпирические формулы, полученные по результатам экспериментальных данных. Например, коэффициент трения чугунных тормозных колодок вагонов трамвая определяют по формуле

$$\varphi_K = \varphi_0 \frac{2,09 + 0,06K}{1 + 0,1K} \cdot \frac{1 + 0,072v}{1 + 0,288v}, \quad (3.10)$$

где K – действительная сила нажатия на колодку, кН;

v – окружная скорость на ободе колес, м/с;

φ_0 – коэффициент трения тормозных колодок при $K = 27,2$ кН и $v = 0$ (составляет в среднем 0,250).

Как видно из формулы (3.10), с увеличением скорости движения коэффициент трения чугунных колодок резко снижается. Коэффициент трения композиционных тормозных колодок в меньшей степени зависит от скорости и имеет более высокие значения.

Применение безгребневых тормозных колодок на вагонах трамвая связано с тем, что при прохождении кривых, стрелок и крестовин у бандажей трамвайных колес преимущественно изнашиваются гребни.

На вагонах метрополитена обычно применяют гребневые колодки, которые обеспечивают равномерный износ поверхности катания колеса и его гребня. Давление на гребневую колодку при одной и той же силе нажатия K меньше, а значит выше коэффициент трения. Первые вагоны оборудовались чугунными тормозными колодками, однако они оказались непригодными в условиях метрополитена. Продукты износа (металлическая пыль), выделявшаяся в большом количестве при торможениях и оседавшая в замкнутом пространстве (тоннелях) и на вагонах, приводила к порче тягового оборудования, нарушению работы устройств СЦБ (сигнализации, централизации, блокировки). Срок службы колодок из-за низкой износостойкости не превышал 7–10 дней. Поэтому в настоящее время на вагонах метрополитена используют композиционные тормозные колодки. Их изготавливают методом горячего напрессовывания полимерной композиции на металлический каркас. По сравнению с чугунными имеют в 3–4 раза меньшую массу. Срок службы композиционных колодок достигает 3 месяцев. Вместе с тем, они обладают рядом недостатков. Имеют непостоянный коэффициент трения, изменяющийся в 1,5 раза при работе в условиях тоннеля, а на открытых участках пути в сырую погоду он снижается в несколько раз, что приводит к увеличению тормозных путей. Кроме того, композиционные колодки негативно воздействуют на поверхность катания колес, что выражается в образовании на ней сетки термических трещин из-за низкой теплопроводности композиции. Практически все тепло, выделяющееся при торможении, расходуется на нагрев колес.

В связи с тем, что колесно-колодочный тормоз дополнительно нагружает и изнашивает поверхность катания колеса, на выпускаемых в настоящее время трамвайных вагонах он не используется. На вагонах метрополитена колесно-колодочный тормоз обычно применяют в качестве экстренного и замещающего электродинамический при его истощении. Также может использоваться и в качестве служебного.

3.2 Дисковые тормозные механизмы

Дисковый тормозной механизм состоит из вращающегося тормозного диска и тормозной накладки, а также устройств для их крепления и регулировки положения накладок относительно диска. По месту размещения дисковые тормозные механизмы разделяются на осевые, колесные и центральные.

У осевых тормозов (рисунок 3.2, а) тормозной диск размещается на оси колесной пары, у колесных – внутри колеса, у центральных (рисунок 3.2, б) – на валу тяговой передачи или тягового электродвигателя.

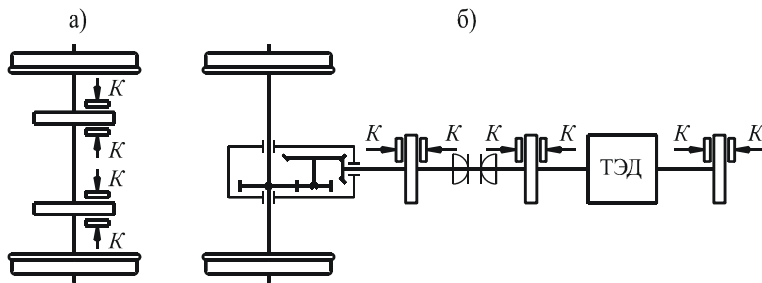


Рисунок 3.2 – Схемы осевого (а) и центрального (б) тормозных механизмов

По характеру воздействия тормозного диска на вал различают дисковые тормоза с односторонним и двухсторонним нажатием накладок, схемы которых показаны на рисунке 3.3.

Тормозные механизмы с установкой тормозного диска на оси колесной пары или на валах тяговой передачи применяют на рельсовом подвижном составе.

В дисковом тормозе используют композиционные накладки, которые крепят на башмаке. Тормозные диски бывают разъемные (разрезные) и неразъемные. Разъемные диски насаживают на ось на шпонке и стягивают болтами. Неразъемные диски напрессовывают на ось.

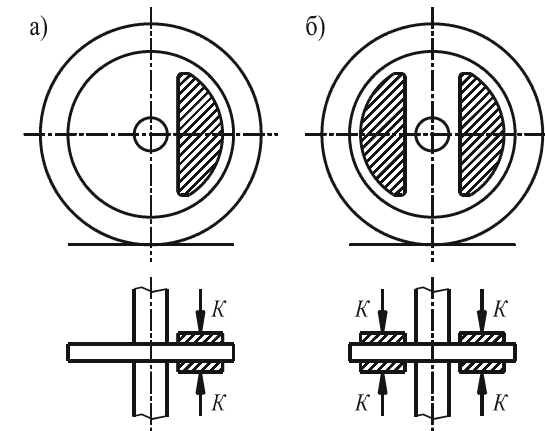


Рисунок 3.3 – Схемы дисковых тормозных механизмов с односторонним (а) и двухсторонним (б) нажатием

По сравнению с колесно-колодочными тормозами дисковые имеют ряд преимуществ:

- использование тормозных накладок из композиционного материала с малозависящим от скорости коэффициентом трения, что создает хорошую тормозную характеристику;
- уменьшение эксплуатационных расходов вследствие большого срока службы накладок (в 4–5 раз больше срока службы чугунных колодок);
- более высокий коэффициент трения композиционных тормозных накладок по сравнению с чугунными, что позволяет облегчить передачу и использовать привод меньшей мощности для создания одинаковой тормозной силы;
- неизменность зазора между накладками и диском при изменении просадки кузова на подвеске, что исключает ее влияние на работу дискового тормоза;
- отсутствие влияния на работу дискового тормоза состояния рельсового пути.

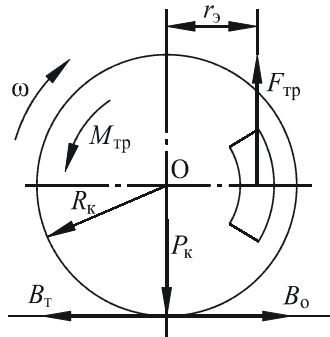
К недостаткам существующих конструкций дискового тормоза относятся:

- изменение тормозного эффекта по мере износа накладок. При износе накладок изменяется положение рычагов и соответственно сила нажатия;

- появление неприятного звука высокой частоты при торможении дисковым тормозом с композиционными накладками;
- необходимость в большом монтажном пространстве, что в моторных вагонах и троллейбусах обеспечить практически невозможно;
- дополнительное нагружение элементов тяговой передачи и сокращение их срока службы при использовании центральных дисковых тормозных механизмов.

3.3 Образование тормозной силы дискового тормоза

Схема образования тормозной силы дискового тормоза показана на рисунке 3.4. При прижатии тормозной накладкой к вращающемуся диску с силой K в зоне их контакта возникает касательная сила трения. Суммарная сила трения $F_{тр} = K\varphi_{кн}$ приложена на некотором расстоянии r_3 от оси колесной пары, называемом **эффективным радиусом трения**, и создает тормозной момент



Тормозная сила, возникающая от этого момента,

$$M_{тр} = F_{тр}r_3. \quad (3.11)$$

Тормозная сила, возникающая от этого момента,

$$B_{т} = \frac{M_{тр}}{R_{к}} = K\varphi_{кн} \frac{r_3}{R_{к}}. \quad (3.12)$$

Рисунок 3.4 – Схема образования тормозной силы дискового тормоза

Для одного колеса транспортного средства

$$B_{т} = n_{н}K\varphi_{кн} \frac{r_3}{R_{к}}, \quad (3.13)$$

где $n_{н}$ – количество накладок, действующих на колесо;
 $\varphi_{кн}$ – коэффициент трения тормозной накладкой.

Как видно из формул (3.12) и (3.13), тормозная сила, создаваемая дисковым тормозом, меньше силы трения $F_{тр}$ между его фрикционными элементами в отличие от колесно-колодочного. Однако эффективность дискового тормоза от этого не меньше, так как фрикционные материалы подбирают с более высоким коэффициентом трения, а также тормозной момент увеличивают за счет увеличения силы нажатия.

3.4 Расчет дискового тормозного механизма

3.4.1 Распределение давлений по площади фрикционного контакта при равномерном износе накладок

Особенностью образования тормозной силы дискового тормоза в отличие от барабанного и колесно-колодочного является то, что различные элементы накладки трутся о диск в различной скорости. Величина скорости трения прямо пропорциональна расстоянию от рассматриваемого элемента до оси вращения диска, т. е. радиусу трения. Поэтому при равномерном распределении давлений по накладке в большей степени изнашиваются элементы, наиболее удаленные от оси вращения. Износ накладок в этом случае неравномерный. Он приводит к более ранней смене тормозных накладок по минимальной толщине.

Равномерный износ обеспечивается при равенстве удельных работ трения, выполняемых всеми элементами накладки. **Условие равномерного износа**

$$p_i\varphi_i v_i = k = \text{const}, \quad (3.14)$$

где p_i – давление тормозной накладкой на диск в i -й точке;

φ_i – коэффициент трения в i -й точке накладкой;

v_i – скорость трения в i -й точке;

k – удельная тормозная мощность, реализуемая на фрикционной поверхности.

Величина k должна быть постоянной для фиксированной скорости движения и силы нажатия.

Коэффициент трения является функцией давления и скорости:

$$\varphi = \alpha \varphi(p)\varphi(v) = \alpha \frac{\beta p + \gamma}{\delta p + \gamma} \cdot \frac{fv + g}{cv + g}, \quad (3.15)$$

где $\varphi(p)$, $\varphi(v)$ – функции зависимостей коэффициента трения соответственно от давления и скорости скольжения;

$\alpha, \beta, \delta, \gamma, f, c, g$ – эмпирические коэффициенты, зависящие от материала.

Условие (3.14) равномерного износа с учетом зависимости (3.15) принимает вид

$$p_i \frac{\alpha(\beta p_i + \gamma)(fv_i + g)}{(\delta p_i + \gamma)(cv_i + g)} v_i = k. \quad (3.16)$$

Отсюда закон распределения давлений при равномерном износе –

$$p_i = \frac{k(\delta p_i + \gamma)(c v_i + g)}{v_i \alpha (\beta p_i + \gamma)(f v_i + g)}. \quad (3.17)$$

Линейную скорость скольжения i -го элемента накладки по диску определяют по формуле

$$v_i = \omega \rho_i, \quad (3.18)$$

где ω – угловая скорость диска;

ρ_i – радиус трения.

После преобразований уравнения (3.17) с учетом выражения (3.18) получаем квадратное уравнение вида

$$A \rho_i^2 + B \rho_i + C = 0, \quad (3.19)$$

где $A = \alpha \beta f \omega^2 \rho_i^2 + \alpha \beta g \omega \rho_i$;

$$B = \alpha \gamma f \omega^2 \rho_i^2 + \alpha \gamma g \omega \rho_i - \delta c k \omega \rho_i - \delta g k;$$

$$C = -\gamma c k \omega \rho_i - \gamma g k.$$

3.4.2 Выбор точки приложения силы нажатия для обеспечения равномерного износа накладок

Чтобы обеспечить распределение давлений по площади фрикционного контакта в соответствии с зависимостью (3.17), необходимо правильно выбрать точку приложения силы нажатия.

Давление по новой накладке распределяется по гиперболическому закону с неявно выраженным максимумом в местах передачи сосредоточенных сил нажатия. Это вызвано тем, что фрикционные элементы дискового тормоза, в том числе и башмак, имеют ограниченную толщину, твердость и жесткость. По мере приработки фрикционных элементов происходит перераспределение давлений с приближением к закону, соответствующему либо равномерному износу, либо одному из типов клиновидного износа. Вид износа зависит от координат точки приложения равнодействующей сил нажатия на накладку.

Координаты точки приложения равнодействующей сил нажатия определяют из условия равновесия башмака с накладками. Для этого сначала находят требуемое распределение давлений из условия равномерного износа.

Рассмотрим накладку в виде кольцевого сектора, показанную на рисунке 3.5. Если пренебречь выворачивающими моментами, возникающими от сил трения в зоне фрикционного контакта, то можно считать, что давление по радиальным линиям распределяется равномерно, т. е. $p = f(\rho)$.

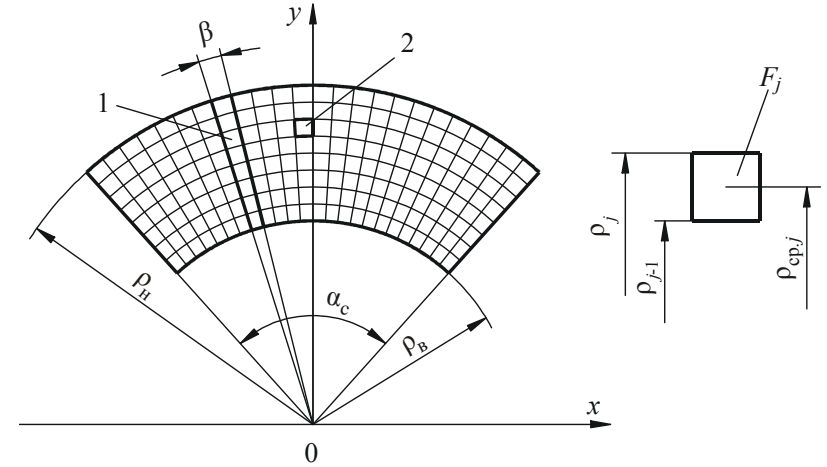


Рисунок 3.5 – Схема деления фрикционной поверхности накладки на элементы: 1 – элемент i ; 2 – элемент j

Ввиду симметричности накладки точка приложения равнодействующей должна находиться на оси симметрии y , поэтому достаточно определить только ординату этой точки.

Момент относительно оси x от распределенной по накладке нагрузке $p(\rho)$ и силу нажатия на накладку определяют по формулам

$$M_x = \int_{\rho_b}^{\rho_n} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} p(\rho) \rho^2 \cos \alpha \, d\rho \, d\alpha, \quad (3.20)$$

$$K = \alpha_c \int_{\rho_b}^{\rho_n} p(\rho) \rho \, d\rho, \quad (3.21)$$

где ρ_b – радиус внутренней периферии накладки;

ρ_n – радиус наружной периферии накладки;

α_c – центральный угол накладки;

α – текущий угол накладки.

Тогда ордината равнодействующей распределенной нагрузки

$$y_c = \frac{M_x}{K} = \frac{\int_{\rho_B}^{\rho_H} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} p(\rho) \rho^2 \cos \alpha \, d\rho \, d\alpha}{\alpha_c \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho) \rho \, d\rho}. \quad (3.22)$$

Функция распределения давлений $p(\rho)$ определяется из квадратного уравнения, так как коэффициент трения зависит от давления [см. формулу (3.15)], и поэтому в явном виде выражается громоздкой формулой. Интегралы, входящие в уравнения (3.20)–(3.22), непосредственно через элементарные функции не выражаются. Для решения используют методы приближенного вычисления определенных интегралов.

Разделим поверхность фрикционного контакта на множество элементарных площадок (см. рисунок 3.5) и распределение давлений представим как систему действующих на накладку параллельных сил. Элемент 1 (i -й) ограничен наружной и внутренней перифериями накладки и двумя радиальными линиями, образующими угол β . Принимаем $\beta \rightarrow 0$. Элемент i разбит на m элементов дугами различных радиусов. Считаем, что на j -й элемент действует среднее давление $p_{cp,j} = (p_j + p_{j-1})/2$. Тогда расстояние от начала координат до равнодействующей распределенной нагрузки $p(\rho)$ i -го элемента

$$\rho_p = \frac{\sum_{j=1}^m p_{cp,j} F_j \rho_{cp,j}}{\sum_{j=1}^m p_{cp,j} F_j} = \frac{\sum_{j=1}^m (\rho_j^2 - \rho_{j-1}^2) p_{cp,j} \rho_{cp,j}}{\sum_{j=1}^m (\rho_j^2 - \rho_{j-1}^2) p_{cp,j}}, \quad (3.23)$$

где F_j – площадь j -го элемента;

$\rho_{cp,j}$ – средний радиус j -го элемента.

При расчете принимаем, что элементарная сила $p_{cp,j} F_j$ приложена на расстоянии среднего радиуса $\rho_{cp,j} = (\rho_j + \rho_{j-1})/2$, а не в центре тя-

жести j -го элемента, который при бесконечно малом угле β расположен от начала координат на расстоянии

$$\rho_{c,j} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\rho_j^3 - \rho_{j-1}^3}{\rho_j^2 - \rho_{j-1}^2}. \quad (3.24)$$

Такая замена не вызывает существенной погрешности в вычислениях. К тому же происходит сглаживание погрешности от усреднения давления по j -му элементу.

Расстояние ρ_p для каждого i -го элемента будет одинаковым. Дуга радиусом ρ_p разделит накладку на две части. Центр тяжести этой дуги совпадает с центром параллельных сил. Его ордината

$$y_c = \frac{1}{\alpha_c} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} \rho_p \cos \alpha \, d\alpha = \frac{2\rho_p \sin(\alpha_c/2)}{\alpha_c}. \quad (3.25)$$

Из условия равновесия башмака вытекает, что равнодействующая приложенной со стороны тормозной передачи сил должна иметь те же координаты, что и равнодействующая распределенной нагрузки $p(\rho)$.

3.4.3 Эффективный радиус трения

Тормозной момент в дисковом тормозе создается силами трения, которые возникают на всех элементарных площадках тормозной накладки, расположенными на различных расстояниях от оси вращения диска. Тормозные расчеты удобнее выполнять, используя единое расстояние до этих сил. Эффективный радиус трения r_Σ – это условный радиус, на котором приложена суммарная сила трения.

Тормозной момент, развиваемый на оси одной накладкой дискового тормоза,

$$M_{тр} = K \phi_{кн} r_\Sigma = F_{тр} r_\Sigma, \quad (3.26)$$

где $\phi_{кн}$ – коэффициент трения накладки;

$F_{тр}$ – сила трения.

При расчете полной силы трения $F_{\text{тр}}$ суммирование элементарных сил, действующих на накладке, должно производиться арифметически. Это связано с тем, что сила трения, действующая на каждой элементарной площадке, направлена по нормали к радиальной линии, идущей от центра вращения диска. Тормозной момент на каждой элементарной площадке создается полной силой трения, а не отдельной ее составляющей. При геометрическом суммировании получают равнодействующую сил трения.

Из условия равномерного износа (3.14) функцию распределения давлений $p(\rho)$ можно выразить в виде

$$p(\rho) = \frac{k}{v(\rho)\varphi(\rho)}, \quad (3.27)$$

где $v(\rho)$, $\varphi(\rho)$ – функции зависимостей скорости трения и коэффициента трения от радиуса накладки ρ .

Рассмотрим накладку, выполненную в виде кольцевого сектора. Суммарную силу трения $F_{\text{тр}}$ накладки и тормозной момент $M_{\text{тр}}$ на диске определяют по формулам

$$F_{\text{тр}} = \alpha_c \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho)\varphi(\rho)\rho d\rho, \quad (3.28)$$

$$M_{\text{тр}} = \alpha_c \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho)\varphi(\rho)\rho^2 d\rho. \quad (3.29)$$

Подставляя в формулы (3.28) и (3.29) выражение (3.27) и учитывая, что $v(\rho) = \rho\omega$, после интегрирования получим

$$F_{\text{тр}} = k\alpha_c \frac{\rho_H - \rho_B}{\omega}, \quad (3.30)$$

$$M_{\text{тр}} = k\alpha_c \frac{\rho_H^2 - \rho_B^2}{2\omega}. \quad (3.31)$$

В соответствии с формулой (3.26) эффективный радиус трения

$$r_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{\rho_H + \rho_B}{2} = \rho_{\text{ср}}. \quad (3.32)$$

Как видно из формул, эффективный радиус трения является функцией геометрических характеристик площади фрикционного контакта трущихся пар. Для накладок любой геометрической формы в общем виде можно написать:

$$F_{\text{тр}} = \frac{k}{\omega} \int_{F_H} \frac{dF}{\rho}, \quad (3.33)$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{k}{\omega} F_H, \quad (3.34)$$

$$r_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{F_H}{\int_{F_H} \frac{dF}{\rho}}, \quad (3.35)$$

где F_H – площадь фрикционной поверхности накладки.

Для накладок сложной геометрической формы определенные интегралы в уравнениях (3.33) и (3.35) вычисляются методами приближенного интегрирования.

3.4.4 Условие безюзового торможения и выбор силы нажатия

Условие безюзового торможения, выраженное через тормозные моменты, имеет вид

$$M_{\text{то}} \leq [M_{\text{то}}], \quad (3.36)$$

где $M_{\text{то}}$ – тормозной момент, развиваемый дисковым тормозом;

$[M_{\text{то}}]$ – тормозной момент, допускаемый по сцеплению.

Для оси колесной пары

$$[M_{\text{то}}] = q_0 \Psi_k k_c R_k, \quad (3.37)$$

где q_0 – осевая нагрузка;

Ψ_k – коэффициент сцепления;

k_c – коэффициент использования запаса по сцеплению.

Фактический тормозной момент

$$M_{\text{то}} = n_H \int_{\rho_B}^{\rho_H} p(\rho)\rho\varphi(\rho)dF. \quad (3.38)$$

Условие равномерного износа может быть выражено зависимостью

$$p(\rho) = \frac{kR_k}{v\rho\varphi(\rho)}, \quad (3.39)$$

где v – скорость движения транспортного средства.

Проверку на юз производят при расчетной скорости движения, т. е. $v = \text{const}$, которая зависит от материала накладок. Уравнение (3.38) с учетом выражения (3.39) после интегрирования будет иметь вид

$$M_{\text{то}} = n_n k R_k F_H v^{-1}. \quad (3.40)$$

Тогда согласно уравнению (3.36)

$$n_n k F_H v^{-1} \leq q_0 \Psi_k k_c. \quad (3.41)$$

Отсюда допускаемая по условию безюзового торможения удельная тормозная мощность

$$[k] = \frac{v q_0 \Psi_k k_c}{n_n F_H}. \quad (3.42)$$

Исходя из допускаемой удельной тормозной мощности, в соответствии с п. 3.3.1 определяют распределение давлений по накладке при ее равномерном износе, а по формуле (3.21) – допускаемую силу нажатия на накладку.

3.5 Барабанные тормозные механизмы

Элементами фрикционной пары барабанного тормозного механизма являются вращающийся барабан и тормозные колодки. По **месту расположения барабана** тормозные механизмы классифицируются на осевые, колесные и центральные. У **осевого** тормозного механизма барабан насаживают непосредственно на ось колесной пары, у **колесного** – отливают заодно с колесным центром или устанавливают на ступицах колес, у **центрального** – размещают на валу тяговой передачи или тягового электродвигателя.

По **характеру воздействия барабана на вал** барабанные тормозные механизмы бывают **с односторонним** и **двухсторонним** нажатием колодок, а по **месту расположения тормозных ко-**

лодок – с **наружным** и **внутренним** расположением. Схемы основных типов барабанных тормозных механизмов приведены на рисунке 3.6.

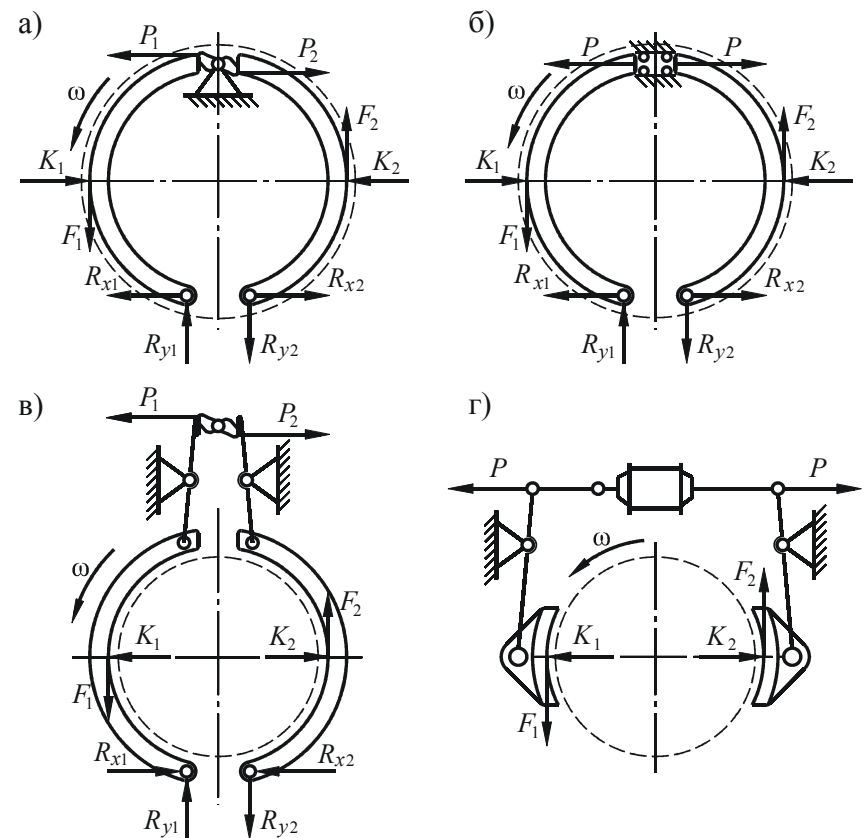


Рисунок 3.6 – Схемы барабанных тормозных механизмов:
а, б – с внутренним расположением колодок;
в, г – с наружным расположением колодок

У тормозных механизмов, выполненных по схемам *а* и *в*, разжимное устройство имеет фиксированную опору и обеспечивает равное перемещение тормозных колодок. Силы P_1 и P_2 не равны между собой, причем $P_1 < P_2$. Реактивная нагрузка, определяемая разностью сил P_2 и P_1 , воспринимается фиксированной опорой. Эти тормозные механизмы после приработки тормозных колодок обеспечивают равенство сил $K_1 = K_2$ и $F_1 = F_2$, а значит, и одинаковый износ колодок.

Тормозные механизмы, приведенные на схемах *б* и *з*, имеют разжимные устройства плавающего типа, которые не имеют опор, воспринимающих реакции приводных сил. Такие разжимные устройства обеспечивают равные приводные силы P . Приводным устройством являются гидравлические (схема *б*) или пневматические (схема *з*) цилиндры.

Тормозные механизмы, выполненные по схемам *а* и *б*, имеют внутреннее расположение колодок, а по схемам *в* и *з* – наружное. Механизмы с внутренним расположением колодок обладают следующими преимуществами:

- возможностью защиты от попадания на поверхность трения тормозных колодок влаги и грязи, благодаря чему обеспечивается постоянство коэффициента трения колодок, а значит, и более надежная работа тормозов;
- сравнительно малым весом, простотой и технологичностью конструкции;
- более благоприятными условиями отвода тепла от поверхности тормозного барабана.

Тормозные механизмы с внутренним расположением колодок имеют большее расстояние от поверхности трения до оси барабана, чем у тормозных механизмов с внешним расположением колодок при тех же габаритах. Это позволяет уменьшить нажатие на колодку при том же тормозном эффекте.

Барабанные тормоза нашли широкое применение в тормозных системах трамваев и троллейбусов. Они обладают практически постоянным коэффициентом трения, позволяют получить значительные тормозные силы при незначительных габаритах, имеют меньший износ тормозных колодок по сравнению с дисковым и колесно-колодочными тормозами, а также равномерный износ колодок, в результате чего тормозной эффект не зависит от величины их износа.

3.6 Образование тормозной силы барабанного тормоза

В барабанном тормозе касательная сила трения $F_{тр} = K\phi_{кн}$ (рисунок 3.7) приложена от оси вращения колеса на расстоянии, равном радиусу барабана $r_{б}$. Тогда

$$M_{тр} = F_{тр}r_{б}. \quad (3.43)$$

Тормозная сила, создаваемая одной тормозной колодкой (накладкой),

$$B_{т} = \frac{M_{тр}}{R_{к}} = K\phi_{кн} \frac{r_{б}}{R_{к}}. \quad (3.44)$$

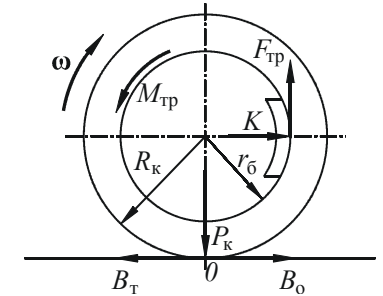


Рисунок 3.7 – Схема образования тормозной силы барабанного тормоза

Как видно из рисунков 3.4 и 3.7 и формул (3.11), (3.12), (3.43) и (3.44), образование тормозной силы в барабанном тормозе аналогично процессу ее образования в дисковом тормозе.

3.7 Расчет барабанного тормозного механизма

Расчет барабанного тормозного механизма заключается в определении зависимости между силами на разжимном устройстве и тормозным моментом.

Расчетная схема тормозного механизма показана на рисунке 3.8. При предварительном расчете барабанного тормоза принимается, что давление равномерно распределено по длине тормозных колодок.

Под действием разжимных сил P_1 и P_2 колодки прижимаются к вращающемуся с угловой скоростью ω тормозному барабану. При этом возникают силы трения F_1 и F_2 , создающие на барабане тормозной момент $M_{тр}$.

Для активной (противошерстной) колодки (рисунок 3.8, *а*) можно записать:

$$P_1 h_1 + F_1 r - K_1 a = 0, \quad (3.45)$$

где F_1 – сила трения, создаваемая тормозной колодкой, $F_1 = \phi K_1$; ϕ – коэффициент трения колодки по барабану.

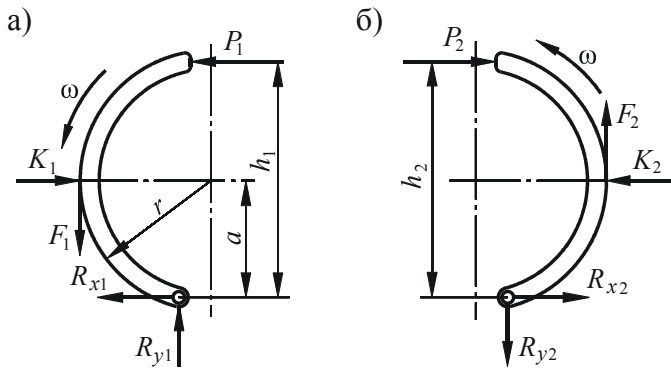


Рисунок 3.8 – Схема действия сил на тормозные колодки барабанного тормоза:
а – активную (противошерстную); б – пассивную (пошерстную)

Из уравнения (3.45)

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r}, \\ F_1 &= P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r}. \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

Для пассивной (пошерстной) колодки

$$\left. \begin{aligned} K_2 &= P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r}, \\ F_2 &= P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r}. \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

Тормозной момент на барабане

$$M_{\text{тр}} = (F_1 + F_2)r = \left(P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r} + P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r} \right) \varphi r. \quad (3.48)$$

Из уравнения (3.48) при заданном тормозном моменте определяют силы P_1 и P_2 на разжимном устройстве.

При разжимных устройствах плавающего типа $P_1 = P_2 = P$ и $h_1 = h_2 = h$. Тогда

$$P = M_{\text{тр}} \frac{a^2 - \varphi^2 r^2}{2ah\varphi r}. \quad (3.49)$$

При фиксированных разжимных устройствах $P_1 \neq P_2$, но $K_1 = K_2$. Тогда из уравнений (3.46) и (3.47)

$$\left. \begin{aligned} P_1 \frac{h_1}{a - \varphi r} &= P_2 \frac{h_2}{a + \varphi r}, \\ \frac{P_1}{P_2} &= \frac{h_2}{h_1} \frac{a - \varphi r}{a + \varphi r}. \end{aligned} \right\} \quad (3.50)$$

Решая совместно уравнения (3.50) и (3.48), получим

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= M_{\text{од}} \frac{a - \varphi r}{2\varphi r h_1}, \\ P_2 &= M_{\text{од}} \frac{a + \varphi r}{2\varphi r h_2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.51)$$

При использовании в качестве разжимного устройства кулака профиль его рабочих поверхностей подбирают таким образом, чтобы расстояние d (рисунок 3.9) между точками приложения сил P_1 и P_2 при его повороте не изменялось. Чтобы получить силы P_1 и P_2 , к валу разжимного кулака требуется приложить момент

$$M_d = (P_1 + P_2) \frac{d}{2}. \quad (3.52)$$

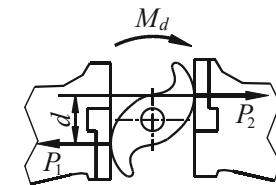


Рисунок 3.9 – Схема разжимного кулака

Полученные зависимости позволяют оценить вероятность заклинивания активных тормозных колодок. Из формул (3.46) видно, что при $a \rightarrow \varphi r$ сила трения на активной колодке стремится к бесконечности, что приводит к заклиниванию колодки и соответственно к юзу и заносу колес. Исключить вероятность заклинивания активной колодки можно, правильно выбрав для используемого материала колодок, имеющего коэффициент трения φ , геометрические размеры a и r тормозного механизма.

3.8 Рельсовые тормозные механизмы

Элементами фрикционной пары рельсового тормозного механизма являются тормозной башмак (колодка) и рельс. Рельсовые тормозные механизмы бывают с электромагнитным и пневматическим приводами.

У электромагнитного рельсового тормоза в каркасе башмака расположена электрическая катушка, в которую при торможении подается электрический ток. Башмак намагничивается и в результате магнитного взаимодействия прижимается к рельсу. При использовании пневматических рельсовых тормозов башмак прижимается к рельсу за счет энергии сжатого воздуха, подаваемого в цилиндры. Схемы действия сил в рельсовых тормозах приведены на рисунке 3.10.

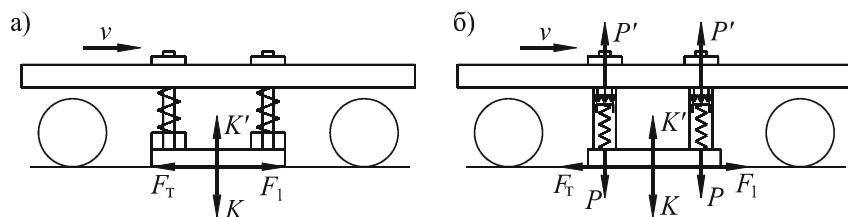


Рисунок 3.10 – Схемы действия сил в рельсовых тормозах:
а – электромагнитном; б – пневматическом

В пневматических рельсовых тормозах реакции приводных сил P' передаются на раму тележки и происходит частичная разгрузка колесных пар. В результате этого ухудшается устойчивость колес против схода с рельсов и эффективность действующих совместно дисковых или колодочных тормозов.

В электромагнитном рельсовом тормозе вертикальные силы от привода на тележку не передаются, так как прижатие осуществляется за счет магнитного взаимодействия. Разгрузка колесных пар в этом случае отсутствует.

Тормозная сила образуется непосредственно в месте контакта башмака и рельса и равна силе трения между ними. Его действие не зависит от сцепления колеса с рельсом.

Тормозная сила, создаваемая одним башмаком, равна силе трения между башмаком и рельсом:

$$B_T = F_T = K\phi_6, \quad (3.53)$$

где ϕ_6 – коэффициент трения башмака по рельсу.

Основными преимуществами рельсового тормоза является независимость тормозной силы от сцепления колеса с рельсом. Кроме того, башмаки рельсового тормоза при торможении очищают рельсы, что повышает коэффициент сцепления, а значит, и эффективность других видов фрикционных тормозов, использующих сцепление колеса с рельсом. Вместе с тем тормозной механизм имеет и недостатки: дороговизна, большие габариты и быстрый износ башмаков.

Из-за малой износостойкости башмаков этот тормоз используют только для экстренного торможения совместно с другими видами механических тормозов, что позволяет значительно уменьшить тормозные пути и тем самым повысить безопасность движения вагонов.

В электромагнитном рельсовом тормозе колодки, роль которых выполняют полюсные башмаки электромагнита, изготавливают из магнетического материала – стали или чугуна. Коэффициент трения этих материалов по рельсам невелик, что требует для создания эффективного тормоза больших сил нажатия. В пневматических рельсовых тормозах возможно применение композиционных материалов с более высоким коэффициентом трения.

4 ПРИВОДЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ

4.1 Общие сведения

Тормозным приводом называется устройство для создания управляемой силы, необходимой для приведения в действие тормозных механизмов.

Тормозные механизмы приводятся в действие следующими приводами:

- пневматическими с использованием энергии сжатого воздуха;
- гидравлическими с использованием давления жидкости;
- пневмогидравлическими;
- электромагнитными;
- пружинными с использованием потенциальной энергии пружин;
- с пружинными энергоаккумуляторами;
- мускульными с использованием мускульной силы водителя.

В первых шести приводах энергия водителя используется только на регулирование процесса торможения, а необходимая величина силы на выходе создается за счет источника энергии большой мощности. В мус-

кульном приводе вся энергия для создания необходимой силы на выходе создается водителем.

В преобразователях, являющихся исполнительными органами тормозного привода, энергия соответствующего приводе вида преобразуется в механическую.

Тормозные приводы оцениваются следующими характеристиками: точностью следящего действия, быстродействием и надежностью.

Точность следящего действия определяется величиной коэффициента нечувствительности

$$\sigma = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{F_{\max}}, \quad (4.1)$$

где F_{\max} , F_{\min} – значения максимальных и минимальных усилий, приложенных к органу управления привода, при которых величина силы на рабочем органе его преобразователя сохраняется неизменной.

Быстродействие (время срабатывания) привода оценивается временем подготовки и отпуска.

Время подготовки – это время от начала движения органа управления на включение привода до момента достижения расчетной величины тормозной силы.

Время отпуска – это время от начала движения органа управления на выключение привода до уменьшения тормозной силы до нуля.

Время подготовки для разных приводов изменяется в пределах от 0,01 с для электрических приводов до 0,2 с для пневматических.

За время подготовки тормозов происходит нарастание тормозной силы и подвижной состав успевает пройти некоторый путь. Чем меньше время подготовки, тем короче тормозной путь, и наоборот.

Время отпуска также должно быть меньше, так как при юзе для восстановления сцепления необходимо быстро сбросить тормозную силу.

Время подготовки пневматического привода состоит из времени: на включение привода (перемещение педали или поворот ручки крана машиниста); на заполнение тормозных цилиндров (камер) сжатым воздухом; на перемещение элементов тормозной рычажной передачи. В сумме составляет 0,50–0,75 с. Путь, проходимый за это время при скорости начала торможения 8,33 м/с, составляет от нормируемого тормозного пути 32–48 % для безрельсового и 21 % – для рельсового (трамвайного) подвижного состава.

Надежность привода оценивается вероятностью отказов в его работе при неисправности или отказе органа управления, неисправности или отказе исполнительного органа (преобразователя) либо элементов передаточного механизма, связывающих рабочий орган преобразователя с тормозными механизмами.

4.2 Пневматический тормозной привод

Пневматический тормозной привод получил наибольшее распространение на подвижном составе городского электрического транспорта. Он отличается эффективностью действия, простотой конструкции и надежностью в эксплуатации. Источником энергии пневматического привода является сжатый воздух, вырабатываемый компрессором. Энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую в тормозных цилиндрах или тормозных камерах. Схемы преобразователей пневматических тормозных приводов приведены на рисунке 4.1.

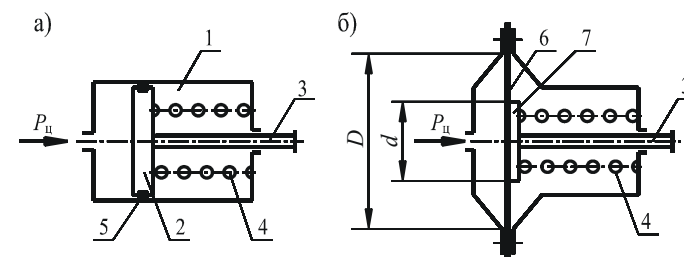


Рисунок 4.1 – Преобразователи пневматического привода:
а – тормозной цилиндр; б – тормозная камера;
1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – отпускная пружина;
5 – манжета; 6 – гибкая диафрагма; 7 – металлическая шайба

Пневматический привод бывает индивидуальным и групповым. При индивидуальном приводе каждый тормозной механизм приходит в действие от собственного тормозного цилиндра (камеры), а при групповом – один тормозной цилиндр воздействует через рычажную передачу на несколько тормозных механизмов.

В тормозном цилиндре органом, воспринимающим давление сжатого воздуха, является поршень, уплотненный в цилиндре резиновой манжетой, а в тормозной камере – резиновая диафрагма, зажатая жестко по

внешнему контуру между корпусом и крышкой и по внутреннему контуру между металлическими шайбами.

Усилие, развиваемое на штоке поршня тормозного цилиндра,

$$P_{ш} = p_{ц} \frac{\pi D_{ц}^2}{4} \eta_{тц}, \quad (4.2)$$

где $p_{ц}$ – давление воздуха в тормозном цилиндре;

$D_{ц}$ – диаметр тормозного цилиндра;

$\eta_{тц}$ – коэффициент полезного действия тормозного цилиндра с учетом трения поршня и потерь на преодоление сил сжатия отпусковой пружины.

Усилие на штоке практически не зависит от величины хода поршня. Это позволяет регулировать работу тормозного цилиндра изменением величины хода поршня.

У тормозной камеры с гибкой диафрагмой при постоянном давлении воздуха усилие на штоке с изменением прогиба диафрагмы изменяется по более сложному закону. Это объясняется тем, что при увеличении перемещения диафрагмы часть усилия, развиваемого на ней, воспринимается элементами крепления (заделки) по наружному контуру. Усилие на штоке тормозной камеры зависит от соотношения внешнего и внутреннего диаметров диафрагмы, хода штока и давления сжатого воздуха. Радиус металлической шайбы не должен превышать 0,9 наружного диаметра диафрагмы, а рабочий ход диафрагмы по условиям прочности не должен превышать половины ее максимального прогиба.

Усилие, развиваемое на штоке тормозной камеры,

$$P_{ш} = p_{ц} F_{з} - P_{пр}, \quad (4.3)$$

где $F_{з}$ – эффективная (активная) площадь диафрагмы;

$P_{пр}$ – сила сжатия отпусковой пружины.

Эффективной площадью называют условную площадь, равную частному от деления усилия, развиваемого диафрагмой, на величину давления (без учета отпусковых пружин). Ликтаном (Франция) предложена следующая формула для расчета гибких диафрагм:

$$F_{з} = \frac{\pi D^2}{12} \left[1 + \alpha + \alpha^2 - \frac{x(1-\alpha)\sqrt{4+7\alpha+4\alpha^2}}{\sqrt{5(x_{\max}^2 - x^2)}} \right], \quad (4.4)$$

где D – диаметр внешнего зажима диафрагмы;

α – соотношение диаметров внутреннего и внешнего зажимов диафрагмы,

$$\alpha = d/D;$$

d – диаметр внутреннего зажима диафрагмы (металлической шайбы);

x – перемещение диафрагмы (жесткого центра) от плоскости заделки;

x_{\max} – максимальный прогиб диафрагмы.

Формулу (4.4) используют при расчетах, когда перемещение диафрагмы x достаточно большое. Однако формула не учитывает физических свойств материала диафрагмы, и для практического применения необходимо знать максимальный прогиб x_{\max} .

Если перемещение x близко к нулю, то можно воспользоваться формулой

$$F_{з} = \frac{\pi}{12} (D^2 + dD + d^2). \quad (4.5)$$

Тормозные камеры по виду соединения корпуса и крышки бывают фланцевыми (фланцы корпуса и крышки соединены с помощью болтов) и бесфланцевыми (фланцы корпуса и крышки, выполненные в виде небольшого конуса, соединены кольцевым конусным хомутом). Камеры бесфланцевой конструкции имеют меньший наружный диаметр, требуют меньшего расхода материалов (металла и резины), более технологичны при сборке..

По сравнению с тормозными цилиндрами тормозные камеры имеют меньший расход воздуха благодаря специфической форме корпуса, малую начальную нечувствительность и более надежную герметизацию соединения. У них отсутствуют трущиеся детали, благодаря чему они имеют более высокий коэффициент полезного действия. К недостаткам камер относятся нестабильность рабочих характеристик (зависимость усилия на штоке от прогиба диафрагмы и изменения модуля упругости резиновой диафрагмы из-за старения) и меньшая работоспособность из-за частого выхода из строя резиновой диафрагмы.

Основное преимущество пневматического привода заключается в использовании в качестве рабочего тела сжатого воздуха. Воздух берется из окружающей среды и практически всегда имеется в распоряжении. Утечки из тормозной системы не приводят к ухудшению экологии, не требуется заботиться о рециркуляции – отработавший воздух выпускается в атмосферу.

4.3 Гидравлический тормозной привод

В гидравлическом приводе в качестве рабочего тела используется жидкость, которая под давлением подается в тормозные цилиндры, приводящие в действие тормозные механизмы. Привод обладает высоким КПД, малым временем срабатывания и небольшой массой. Однако он имеет небольшое передаточное число и сложен в эксплуатации. На подвижном составе городского электрического транспорта в странах СНГ не применяется.

4.4 Пневмогидравлический тормозной привод

Комбинированный пневмогидравлический привод нашел применение на подвижном составе повышенной вместимости (сочлененные троллейбусы). Наряду с малыми затратами энергии водителя на управление тормозами, что характерно для пневматического привода, он обладает всеми преимуществами гидравлического привода. Применение пневматического привода для троллейбусов, имеющих большую длину, приводит к запаздыванию торможения задними колесами. Пневмогидравлический привод обеспечивает быстрое срабатывание наиболее удаленных колес благодаря несжимаемости жидкости. Схема действия пневмогидравлического тормозного привода приведена на рисунке 4.2.

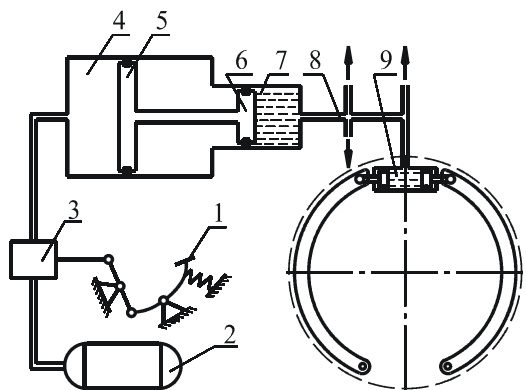


Рисунок 4.2 – Схема действия тормозного привода сочлененного троллейбуса:

1 – тормозная педаль; 2 – резервуар; 3 – тормозной кран; 4 – пневмогидравлический усилитель; 5 – поршень пневматического цилиндра; 6 – поршень гидравлического цилиндра; 7 – гидравлический цилиндр; 8 – трубопровод; 9 – тормозной цилиндр

При торможении водитель нажимает на тормозную педаль 1. При этом сжатый воздух из резервуара 2 через тормозной кран 3 по воздухо-

проводу поступает в цилиндр 4 пневмогидравлического усилителя. В нем энергия сжатого воздуха преобразуется в энергию давления жидкости. Давление жидкости при этом увеличивается прямо пропорционально давлению воздуха за счет разности площадей поршней 5 и 6. Из гидроцилиндра 7 жидкость по трубопроводу 8 попадает в тормозные цилиндры 9. В результате колодки прижимаются к барабану, и происходит торможение. Тормозной момент, возникающий на барабане, прямо пропорционален силе нажатия на тормозную педаль.

К недостаткам пневмогидравлического привода следует отнести понижение КПД при низких температурах и усложнение технического обслуживания, связанное с проверкой количества тормозной жидкости и удалением воздуха из гидравлической части привода.

4.5 Электромагнитный тормозной привод

Этот привод применяется как на рельсовом, так и безрельсовом подвижном составе. В нем механическое усилие для приведения в действие тормозного механизма создается энергией магнитного поля.

Принцип работы электромагнитного тормозного привода заключается в следующем. Нажатием тормозной педали осуществляется воздействие на тормозной контроллер, соединенный с регулировочными резисторами. Таким образом, водитель управляет величиной тока в цепи обмотки электромагнита. В результате якорь притягивается с определенной силой к ядру, которое воздействует на рычаги, разжимающие тормозные колодки барабанного тормоза. При отпуске колодки возвращаются в исходное положение пружинами при прекращении подачи тока в обмотку электромагнита.

Электромагнитные приводы обеспечивают высокую эффективность и быстродействие тормозов, надежны в эксплуатации и требуют меньших эксплуатационных расходов. Однако их конструкция сложнее конструкции пневматических тормозов и требуют высокой точности изготовления.

4.6 Пружинный тормозной привод

На некоторых трамвайных вагонах используются пружинные тормозные приводы с электромагнитным или пневматическим оттормаживанием (рисунок 4.3).

Пружинный привод с электромагнитным оттормаживанием (рисунок 4.3, а) состоит из рабочей пружины 1, электромагнитной катушки 3, трехплечего рычага 2. При торможении катушка 3 обесточена. Пружина 1 действует на плечо рычага 2 и поворачивает его вокруг шарнира О. Далее усилие через систему тяг передается на рычаг разжимного кулака тормозного механизма. При отпуске тормоза в электромагнитную катушку 3 подается ток. Катушка создает усилие на другом плече рычага 2, заставляя повернуться его в обратном направлении. Происходит оттормаживание.

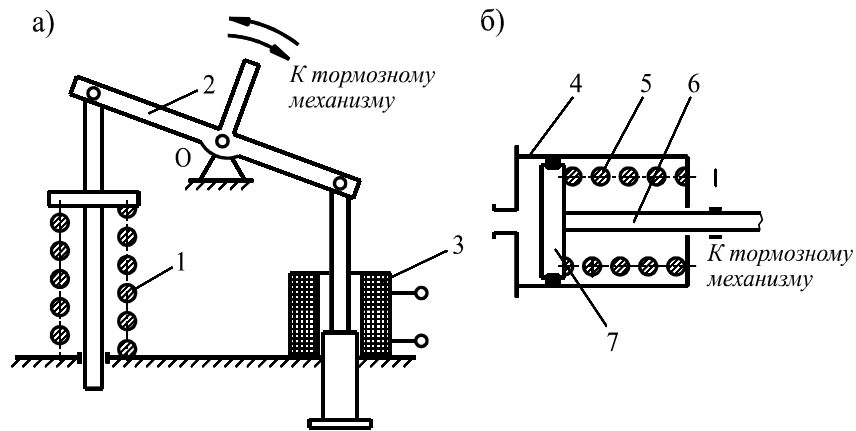


Рисунок 4.3 – Схемы пружинных тормозных приводов:
а – с электромагнитным оттормаживанием;
б – с пневматическим оттормаживанием

Привод с пневматическим оттормаживанием (рисунок 4.3, б) состоит из тормозного цилиндра 4 с рабочей пружиной 5. При торможении пружина 5 через шток 6 воздействует на разжимное устройство тормозного механизма. При отпуске тормоза в тормозной цилиндр 4 подается сжатый воздух, который перемещает поршень 7 в обратном направлении, через шток 6 возвращая разжимное устройство в состояние отпуска.

4.7 Тормозной привод с пружинным энергоаккумулятором

Этот привод представляет собой комбинированный прибор, состоящий из пневматической тормозной камеры и пружинного энергоаккумулятора. Обе части располагаются последовательно и действуют на

один шток, связанный с разжимным устройством тормозного механизма. Схема пневматического привода с пружинным энергоаккумулятором приведена на рисунке 4.4.

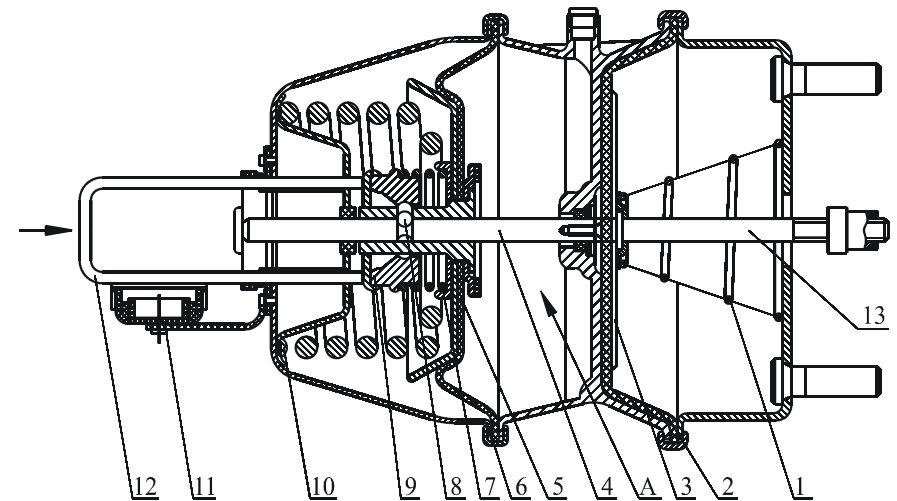


Рисунок 4.4 – Схема привода с пружинным энергоаккумулятором:
1 – пружина тормозной камеры; 2 – диафрагма тормозной камеры; 3 – диск;
4, 13 – штоки; 5 – диафрагма энергоаккумулятора; 6 – корпус энергоаккумулятора; 7 – пружина стопора; 8 – шарики; 9 – втулка фиксирующая;
10 – пружина энергоаккумулятора; 11 – гайка специальная; 12 – толкатель

При выключенном стояночном тормозе сжатый воздух постоянно подведен к полости А пружинного энергоаккумулятора. Диафрагма 5 находится в крайнем левом положении. Силовая пружина 10 полностью сжата. При торможении рабочей тормозной системой сжатый воздух от тормозного крана подается в полость перед диафрагмой 2, которая, прогибаясь, через опорный диск 3 сжимает пружину 1 и перемещает шток 13, воздействующий на тормозной механизм.

При включении стояночной или тормозной системы сжатый воздух выпускается из полости А в атмосферу с помощью ручного крана. Диафрагма 5 под действием пружины 10 возвращается в правое положение. Шток 4 через диафрагму 2 перемещает шток 13. Происходит затормаживание троллейбуса.

При необходимости аварийного растормаживания толкателем 12 перемещают фиксирующую втулку 9, которая освобождает шток 4 от сто-

пора. Под действием пружины 1 штоки 13 и 4 перемещаются влево. Происходит растормаживание системы.

4.8 Мускульный тормозной привод

Мускульные приводы бывают ручными и ножными. Привод непригоден для быстрого затормаживания движущегося транспортного средства, так как в этом случае усилия водителя недостаточно. Поэтому мускульные приводы используются только для стояночного тормоза.

Приводной механизм ручного тормозного привода бывает редукторного типа (колонка ручного тормоза) и рычажного. На рисунке 4.5 приведена схема редукторного приводного механизма.

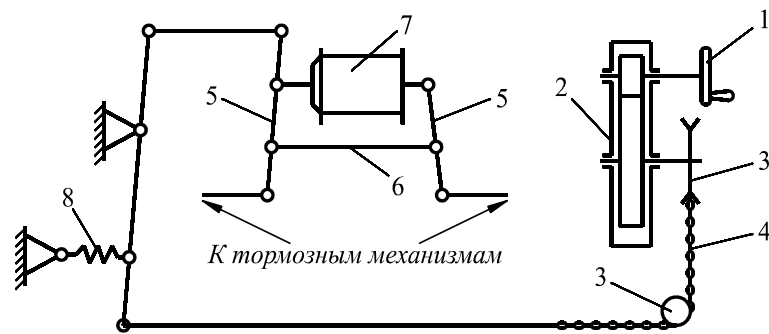


Рисунок 4.5 – Схема редукторного привода стояночного тормоза:
1 – маховик; 2 – редуктор; 3 – звездочка; 4 – зубчатая цепь; 5 – рычаги тормозной передачи; 6 – затяжка рычагов; 7 – тормозной цилиндр; 8 – оттормаживающая пружина

Колонка ручного тормоза состоит из маховика 1, двухступенчатого редуктора 2 с цилиндрическими зубчатыми колесами и звездочкой 3. При вращении маховика зубчатая цепь 4 наматывается на звездочку 3, перемещая рычаги 5 служебного тормоза с пневматическим приводом от тормозного цилиндра 7. Усилие передается тормозным механизмам. Отпуск тормоза происходит с помощью возвратной пружины 8 при вращении маховика 1 в обратном направлении.

В рычажном приводном механизме при затормаживании совершают возвратно-поступательные качания приводного рычага. При этом натягивается трос и далее усилие через систему рычагов и тяг передается на

разжимные кулачки тормозных механизмов. Приводной механизм снабжен храповым и оттормаживающим устройствами. Последнее при отпуске приводится в действие с помощью педали.

5 ТОРМОЗНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1 Общие сведения

Тормозные передачи предназначены для передачи усилия от тормозного привода тормозным механизмам. Они представляют собой механическую (рычажную), гидравлическую, электрическую или другую систему. На подвижном составе городского электрического транспорта применяются механические рычажные передачи. Они представляют собой систему тяг и рычагов, передающих на фрикционные узлы тормозное усилие от преобразователя энергии (тормозного цилиндра, тормозной камеры и др.). С помощью рычажной передачи усилие равномерно распределяется на колодки (накладки) тормозных механизмов.

5.2 Характеристики тормозных передач

Тормозные передачи характеризуются силовым передаточным отношением, кинематическим передаточным числом и коэффициентом полезного действия.

Силовым передаточным отношением называется отношение суммы $\sum K_i$ сил нажатия тормозных колодок (накладок), действующих от одного преобразователя энергии, к усилию $P_{ш}$, развиваемому на его штоке:

$$i_{\text{нп}} = \frac{\sum K_i}{P_{\text{ш}}} \quad (5.1)$$

Кинематическим передаточным числом называется отношение хода h рабочего органа преобразователя (например, штока тормозного цилиндра.) к перемещению выходного звена рычажной передачи $l_{\text{п}}$ при выборке зазора между тормозными колодками (накладками) и вращающимися элементами тормозных механизмов:

$$i_{\text{кп}} = \frac{h}{l_{\text{п}}} \quad (5.2)$$

Если рабочий орган преобразователя тормозного привода имеет угловое перемещение α , то

$$i_{\text{кп}} = \alpha \frac{r}{l_{\text{п}}}, \quad (5.3)$$

где r – расстояние от точки приложения силы до оси вращения рукоятки ручного или передачи ножного привода тормоза.

Коэффициентом полезного действия тормозной рычажной передачи называется отношение суммы фактических сил на выходе передачи к расчетной сумме таких сил (без учета потерь на трение в шарнирах рычагов).

6 ПРИБОРЫ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ ТОРМОЗАМИ

Для управления пневматическими тормозами подвижного состава городского электрического транспорта используются тормозные краны (водителя, машиниста). Тормозные краны классифицируются следующим образом:

- по принципу действия – на прямодействующие и непрямодействующие;
- конструкции – клапанно-диафрагменного и золотникового типов;
- способу управления – с ручным управлением и с ножным педальным приводом.

6.1 Тормозные краны троллейбусов

На троллейбусах применяются тормозные краны **клапанно-диафрагменного типа**. Они обладают следующими особенностями:

- величина тормозного усилия прямо пропорциональна силе нажатия на тормозную педаль (углу поворота тормозной педали);
- при неизменном положении тормозной педали тормозное усилие не изменяется.

Краны, у которых каждому положению тормозной педали соответствует определенное давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре, называются кранами **следящего действия**. В силу своих особенностей кран обеспечивает плавное бесступенчатое нарастание тормозного уси-

лия, его фиксацию и такой же отпуск. Схема тормозного крана следящего действия приведена на рисунке 6.1.

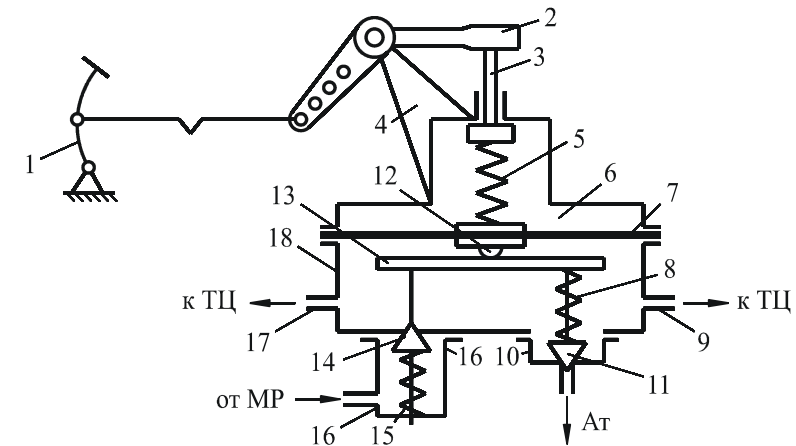


Рисунок 6.1 – Схема тормозного крана троллейбуса

При отпущенной педали 1 выпускной клапан 11 находится в открытом состоянии, а впускной клапан 14 – в закрытом. Тормозные цилиндры сообщены с атмосферой. Выпускной клапан размещен в правой коробке 10, а впускной – в левой коробке 16. Обе коробки прикреплены к корпусу 18 крана.

При нажатии на тормозную педаль 1 нажимной рычаг 2, шарнирно соединенный с опорой 4, поворачивается. Правый конец рычага воздействует на шток 3, который сжимает пружину 5 и через нее передает усилие на диафрагму 7. Диафрагма прогибается вниз, и ее выступающая часть 12 нажимает на пластину 13. Пружина 8 сжимается и закрывает выпускной клапан 11, разобщая полость тормозного крана с атмосферой. Затем пластина 13 сжимает пружину 15 и открывает впускной клапан 14. Полость тормозного крана сообщается с магистральными резервуарами. Сжатый воздух поступает в полость тормозного крана и через отверстия 9 и 17 в тормозные цилиндры передних и задних колес.

Диафрагма 7 под действием на нее давления воздуха снизу прогибается вверх, сжимая пружину 5. Диафрагма перемещается вверх до тех пор, пока не закроется впускной клапан 14, после чего давление воздуха в полости крана и в тормозных цилиндрах перестает расти. Выпускной клапан при этом открыться не может. Для увеличения тормозной силы

необходимо с большей силой нажать на педаль. Это вызовет дополнительный поворот рычага 2 и повысит нажатие на пружину 5. Диафрагма опять прогнется и откроет впускной клапан. Таким образом, давление воздуха в тормозных цилиндрах зависит от силы нажатия на педаль, то есть от положения педали.

Для ослабления тормозного усилия уменьшают нажатие на тормозную педаль. Усилие, передаваемое на диафрагму 7, ослабевает, и под действием на нее снизу давления воздуха диафрагма прогибается вверх. При этом открывается выпускной клапан 11, и часть сжатого воздуха из тормозных цилиндров выходит в атмосферу. В результате уменьшения давления воздуха диафрагма опускается вниз и выпускной клапан закрывается.

Для полного отпуска тормозную педаль возвращают в исходное положение. Воздух из тормозных цилиндров при этом полностью выходит в атмосферу.

Кран является прямодействующим. Если при неизменном положении тормозной педали давление воздуха в тормозных цилиндрах из-за утечек будет понижаться, это вызовет перемещение диафрагмы 7 вниз, открытие впускного клапана 14 и восполнение всех утечек. Благодаря этому обеспечивается неистощимость тормоза.

На троллейбусах устанавливаются двоянные или двухсекционные тормозные краны. Они обеспечивают раздельное питание сжатым воздухом тормозных цилиндров передних и задних колес. Краны регулируют таким образом, чтобы при торможении вначале воздух поступал в задние тормозные цилиндры, а затем в передние, а при отпуске выход воздуха в атмосферу сначала происходил из передних, а затем из задних цилиндров. Такой порядок впуска и выпуска воздуха предотвращает явление заноса при торможении и отпуске.

В тормозных системах троллейбусов, оснащенных тормозными камерами с пружинными энергоаккумуляторами, для приведения в действие стояночного и запасного тормозов применяют тормозной кран обратного действия с ручным управлением. Для затормаживания стояночным тормозом необходимо повернуть ручку крана по часовой стрелке до отказа. В крайнем положении ручка фиксируется стопорной защелкой, встроенной в ручку. При использовании этого тормоза в качестве запасного величина тормозной силы, приходящейся на колеса, зависит от угла поворота ручки крана. Для оттормаживания стояночного тормоза необходимо оттянуть ручку и повернуть ее против часовой стрелки до отказа. При этом сжатый воздух будет поступать из воздушного резер-

вуара в полости энергоаккумуляторов. Пружины сжимаются, тормоз отпускается.

6.2 Тормозные краны трамваев

Тормозной кран водителя трамвайных вагонов является **прямодействующим краном золотникового типа с ручным управлением**. Он состоит из корпуса, крышки, шпинделя, золотника. Корпус имеет зеркало золотника. Шпиндель вставляется в шлиц золотника, а на четырехгранник шпинделя надевается ручка управления краном.

При повороте ручки поворачивается соответственно и шпиндель с золотником, имеющим внутренние каналы и выточки. Таким образом, в зависимости от расположения золотника относительно зеркала золотника получают различные положения, которые фиксируются при помощи кулачка, размещенного в ручке и градационного сектора на крышке.

На вагоне РВЗ-7 кран имеет три положения:

- перекрыша – все каналы на зеркале перекрыты; напорная магистраль, тормозные цилиндры и атмосфера разобщены между собой;
- торможение – тормозной цилиндр сообщен с атмосферой; вагон заторможен пневмопружиным тормозом;
- отпуск тормоза – напорная магистраль сообщена с тормозным цилиндром.

На вагоне РВЗ-6 кран имеет семь положений:

- перекрыша;
- торможение служебное;
- полное торможение;
- экстренное торможение;
- экстренное торможение с опусканием подвагонной сетки;
- отпуск служебный;
- отпуск полный.

На трамвайных вагонах в зависимости от серии могут использоваться тормозные краны с другим количеством положений.

6.3 Краны машиниста поездов метрополитена

Для управления пневматическими автоматическими тормозами поезда применяется **непрямодействующий кран № 334 золотниково-поршневого типа**. Он имеет пять фиксированных поло-

ж е н и й : I – отпуск и зарядка, II – поездное, III – перекрыша, IV – служебное торможение, V – экстренное торможение.

В настоящее время для электропоездов метрополитена выпускается **кран машиниста № 013**. По принципу действия он является *прямодействующим*, а по конструкции – *клапанно-диафрагменным*. Этот кран имеет 7 фиксированных положений со следующими давлениями в тормозной магистрали (ТМ):

- I – сверхзарядка (давление в ТМ не менее 0,60 МПа);
- II – поездное (зарядное давление в ТМ 0,51 МПа);
- III – тормозное (давление в ТМ 0,43 МПа);
- IV – тормозное (давление в ТМ 0,40 МПа);
- V – тормозное (давление в ТМ 0,37 МПа);
- VI – полное служебное торможение (давление в ТМ 0,30 МПа);
- VII – экстренное торможение (давление в ТМ снижается до нуля темпом 0,8–1,0 МПа/с).

Перекрыши у крана машиниста № 013 являются автоматическими, т. е. устанавливаются самостоятельно при достижении указанных давлений.

7 ПОДГОТОВКА СЖАТОГО ВОЗДУХА В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

7.1 Состояние и качество сжатого воздуха

В пневматических системах подвижного состава городского электрического транспорта в качестве рабочего тела (энергоносителя) используется сжатый атмосферный воздух, имеющий водяные пары. Попадание влаги в тормозную систему приводит к коррозии стальных труб и деталей, вымыванию смазки в приборах. Продукты коррозии засоряют каналы и дроссельные отверстия в тормозных приборах, нарушают плотность клапанов. Особенно опасно попадание влаги в систему в зимнее время при низких температурах. В трубопроводах и каналах образуются ледяные пробки, резиновые манжеты и диафрагмы тормозных приборов теряют эластичность. Ухудшаются условия работы пневматических аппаратов и приборов вплоть до полной потери работоспособности тормоза.

Состояние влажного воздуха характеризуется следующими основными *гигрометрическими параметрами*: абсолютной, максимальной и относительной влажностью; влагосодержанием; дефицитом влажности; точкой росы и давлением.

Абсолютная влажность воздуха определяется количеством водяных паров, находящихся в 1 м³ воздуха при данной температуре. Измеряется в г/м³.

Максимальная влажность воздуха показывает, какое количество водяных паров, приходящихся на 1 м³ воздуха, способно насытить его при данной температуре. Измеряется в г/м³.

Относительная влажность воздуха определяется отношением количества водяных паров, находящихся в воздухе, к количеству паров, насыщающих воздух при данной температуре, т. е. отношением абсолютной влажности к максимальной. Измеряется в процентах.

Влагосодержание – отношение массы водяных паров во влажном воздухе к массе сухого воздуха в нем. Измеряется в г/кг.

Дефицитом влажности называется разность между максимальной и абсолютной влажностью. От него зависит интенсивность испарения и высушивающее действие воздуха.

Точкой росы называется температура, при которой находящиеся в воздухе водяные пары достигают состояния насыщения. При охлаждении воздуха и неизменном количестве водяных паров в нем воздух становится более насыщенным, т. е. повышается его относительная влажность. В точке росы воздух становится максимально насыщенным и его относительная влажность равна 100 %. При дальнейшем охлаждении происходит конденсация водяных паров.

Давление различают абсолютное, избыточное и атмосферное.

Состояние воздуха определяется уравнением термодинамики

$$pV = GRT, \quad (7.1)$$

где p – давление (абсолютное);

V – объем воздуха;

G – масса воздуха;

R – газовая постоянная;

T – температура.

При изменении давления воздуха в пневматической системе подвижного состава изменяется не только объем, но и температура воздуха. При одном и том же влагосодержании относительная влажность воздуха будет повышаться с уменьшением температуры при постоянном давлении или при повышении давления и постоянной температуре.

При сжатии воздуха в компрессоре его влагосодержание не изменяется. Температура воздуха растет, и поэтому, несмотря на повышение

давления, относительная влажность воздуха уменьшается. Далее при охлаждении сжатого воздуха в резервуарах и трубопроводах его относительная влажность возрастает и при достижении значения 100 % избыточная влага конденсируется и выпадает в виде капель. При этом влагосодержание уменьшается. Выпавшая в резервуарах влага периодически удаляется продувкой. Частично она поступает в тормозную систему. Охлаждение воздуха и конденсация влаги продолжаются в магистрали и тормозных приборах. Чтобы меньшее количество водяных паров попадало в тормозную систему, необходимо создать условия, при которых влаги больше выпадало бы в главных резервуарах, и производить очистку воздуха в специальных устройствах.

Считается, что если тормозной воздух содержит водяных паров более 85 % того количества, которое значится в таблицах насыщенных паров для данной наружной температуры, то такой воздух является недоброкачественным и опасным для нормальной эксплуатации тормозов.

В пневматической системе транспортного средства можно различить три состояния воздуха:

- атмосферный, засасываемый компрессором;
- охлажденный – в напорной магистрали и главном резервуаре после нагрева при сжатии;
- редуцированный – в тормозной системе.

7.2 Способы осушки и очистки воздуха

Для уменьшения влажности (относительной или влагосодержания) воздуха, используемого в тормозной системе, применяются различные способы.

Осаждение конденсата в главных резервуарах (ресиверах). Для выпадения как можно большего количества влаги в главном резервуаре необходимо, чтобы перепад температур между главным резервуаром и окружающим воздухом был как можно меньше. С этой целью главный резервуар размещают в хорошо обдуваемых местах, подальше от источников тепла, удлиняют трубопровод от компрессора к главному резервуару за счет выполнения его в виде змеевика, увеличивают охлаждающую поверхность за счет ребер, используют не один, а несколько резервуаров, соединенных последовательно. Этот способ позволяет уменьшить влагосодержание воздуха. На выходе из резервуаров относительная влажность обычно достигает 100 %.

Редуцирование с понижением давления является лучшим способом снижения относительной влажности воздуха. В напорной магистрали давление воздуха поддерживается более высокое, чем в тормозной. Степень влажности воздуха в тормозной магистрали зависит от разности давлений по обе стороны редуктора. Со стороны высокого давления воздух будет предельно насыщенным. При редуцировании его удельный объем увеличивается. Насыщенный пар при этом переходит в перегретый. Чем больше перепад давлений, тем суше воздух в магистрали.

При равной температуре в напорной и тормозной магистралях относительная влажность воздуха после редуцирования прямо пропорциональна отношению абсолютного значения давления в тормозной магистрали к давлению в напорной.

Разность температур воздуха в напорной и тормозной магистралях также влияет на степень влажности. Чем больше перепад температуры, тем больше остается в воздухе водяного пара. Поэтому при длительной работе компрессора, вызванной утечками воздуха из магистрали, он нагревается и в главный резервуар подается горячий воздух, который не успевает охладиться и отдать конденсат. Большое количество паров при этом попадает в тормозную систему.

В тормозной магистрали поездов давление воздуха в магистрали уменьшается от головы поезда к хвосту. Исходя из вышеизложенного, следует, что чем дальше от крана машиниста, тем воздух суше.

Абсорбция – свойство некоторых жидких веществ (абсорбентов) химически взаимодействовать с водой.

Адсорбция – свойство некоторых пористых веществ (адсорбентов) поглощать своей поверхностью водяной пар. Использованный адсорбент регенерируется. После сушки нагревом или продувкой сухим газом способность адсорбента поглощать влагу восстанавливается.

Кроме водяных паров во всасываемом воздухе могут находиться также твердые частицы в виде пыли. Воздух, поступающий в тормозную систему, должен быть очищен от этих примесей. Известны следующие способы очистки сжатого воздуха от загрязнений: гравитационный, инерционный и фильтрацией.

Принцип **гравитационной очистки** основан на осаживании частиц загрязнений под действием сил тяжести при накоплении воздуха в резервуарах.

При **инерционной очистке** осаживание частиц загрязнений осуществляется за счет сил инерции в специальных центробежных, аэродина-

мических устройствах и с ударом воздуха о перегородку при изменении направления его движения.

Фильтрация получила наибольшее распространение для очистки воздуха. Она осуществляется путем движения воздуха через пористый материал, задерживающий частицы пыли.

7.3 Замкнутые пневматические системы

С целью обеспечения хорошего качества воздуха получают распространение пневматические системы с замкнутой циркуляцией воздуха. Схема такой системы приведена на рисунке 7.1.

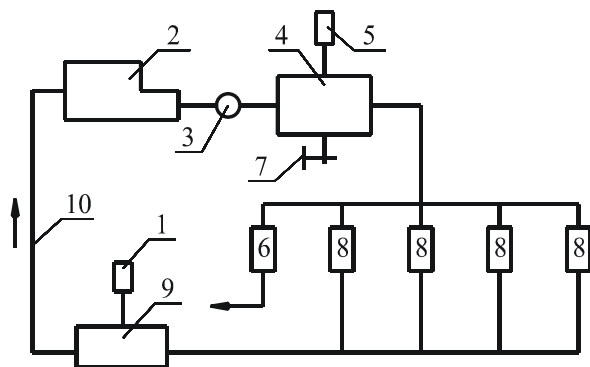


Рисунок 7.1 – Схема замкнутой пневматической системы:
1 – воздушный фильтр; 2 – компрессор; 3 – обратный клапан; 4 – главный резервуар; 5 – предохранительный клапан; 6 – пневмоприводы, работающие на выброс отработанного воздуха в атмосферу; 7 – спускной кран; 8 – пневмоприводы, работающие на выброс отработанного воздуха в резервуар низкого давления; 9 – резервуар низкого давления; 10 – всасывающий трубопровод

Отработанный в приводах 8 воздух поступает в резервуар 9 низкого давления, из которых по трубопроводу 10 забирается компрессором. Через фильтр 1 из атмосферы засасывается лишь часть воздуха, необходимая для возмещения утечек в системе и расхода воздуха приводами 6, работающими на выброс в атмосферу. Выделение конденсата в таких системах намного меньше, чем в разомкнутых. Однако эти системы имеют более сложную конструкцию.

7.4 Маслоотделители и противозамерзатели

При работе компрессора в сжатый воздух попадает масло, которое оказывает отрицательное воздействие на состояние уплотняющих материалов. В зимнее время с целью предупреждения замерзания влаги в трубопроводах в сжатый воздух вводят **антифриз** (спиртоглицериновую смесь, состоящую из равных количеств этилового спирта и глицерина). При его смешивании с конденсатом получается незамерзающая смесь, препятствующая обледенению клапанов, воздухопроводов и т. п.

Для этих целей применяют специальные приборы – влагомаслоотделители и противозамерзатели. **Влагомаслоотделители** бывают термодинамическими и центробежными. В термодинамическом влагомаслоотделителе влага и пары масла отделяются путем охлаждения горячего после компрессора сжатого воздуха в специальном радиаторе, а в центробежном – в винтовых дефлекторах. В троллейбусах применяются влагомаслоотделители смешанного типа с автоматическим клапаном слива конденсата.

Схема **противозамерзателя** приведена на рисунке 7.2. Основными элементами его конструкции являются корпус 1, обратный клапан 2, стакан 3 и дросселирующее устройство 4.

Спиртоглицериновую смесь заправляют в стакан 3 через заливное отверстие с пробкой, оснащенной указателем уровня. Сжатый воздух проходит по каналу в корпусе 1. В этот канал через дросселирующее устройство 4 и обратный клапан 2 засасывается антифриз. Интенсивность парообразования спиртоглицериновой смеси регулируется дросселем в зависимости от температуры и влажности окружающего воздуха. Антифриз вводится в тормозную систему только при работающем компрессоре.

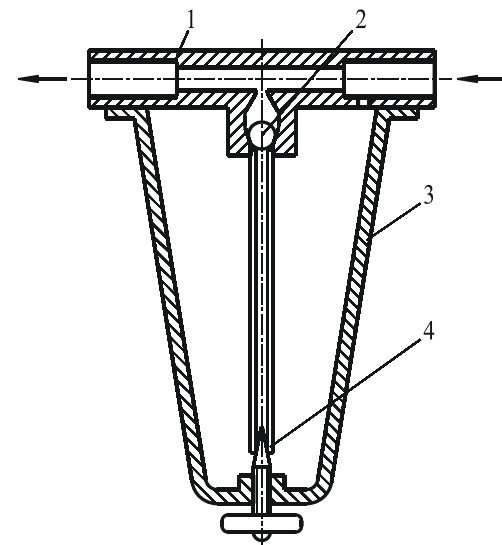


Рисунок 7.2 – Схема противозамерзателя

8 КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Для обеспечения тормозных систем и вспомогательных пневматических механизмов сжатым воздухом используется компрессорная установка. В состав компрессорной установки входят: компрессор, главные резервуары, устройства для охлаждения, сушки и очистки сжатого воздуха, противозамерзатель, предохранительные и регулирующие приборы, трубопроводы, крановая арматура и манометры.

8.1 Классификация компрессоров

Применяемые на подвижном составе компрессоры классифицируются по следующим признакам:

- по числу ступеней сжатия – одно-, двух- и многоступенчатые;
- по количеству цилиндров – одно-, двух- и трехцилиндровые;
- по конструкции соединения с электродвигателем – соединенные при помощи муфты, зубчатой передачи, ременной передачи, общим валом в одном блоке (мотор-компрессоры);
- по расположению цилиндров – вертикальные, горизонтальные, *V*-образные, *W*-образные, *L*-образные;
- по конструкции рабочего органа и способу сжатия воздуха – поршневые, винтовые.

На подвижном составе городского электрического транспорта главным образом применяют мотор-компрессоры поршневого типа низкого давления, малой производительности, простого действия.

К компрессорам *низкого давления* относятся те, у которых конечное давление при сжатии не превышает 0,1 МПа.

Компрессоры *малой производительности* имеют производительность до 10 м³/мин.

В компрессорах *простого действия* сжатие воздуха происходит одной стороной поршня, а в компрессорах *двойного действия* – двумя сторонами, т. е. за один ход поршня (в одном направлении) происходит одновременно и всасывание, и нагнетание.

В *одноступенчатых* компрессорах сжатие воздуха до конечного давления происходит за один рабочий цикл (двойной ход поршня). В *двухступенчатых* процесс сжатия до конечного давления разделен со-

ответственно на две ступени. В цилиндрах первой ступени (низкого давления) происходит сжатие воздуха до промежуточного давления, затем воздух поступает в змеевик (холодильник), где происходит его охлаждение, а далее – на вторую ступень сжатия в цилиндре второй ступени (высокого давления).

Принцип действия одноступенчатого поршневого компрессора можно рассмотреть по схеме, показанной на рисунке 8.1.

При вращении коленчатого вала 8 поршень 1, соединенный с коленчатым валом шатуном 9, совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 7. При движении поршня вниз в цилиндре создается разрежение и в результате перепада давлений воздуха открывается всасывающий клапан 5. Пружина 6 при этом сжимается. Происходит всасывание атмосферного воздуха в цилиндр. При обратном ходе поршня всасывающий клапан закрывается, происходит сжатие воздуха. Когда давление воздуха в цилиндре превысит давление воздуха в нагнетательном трубопроводе 4, клапан 2, преодолевая усилие пружины 3, откроется и произойдет нагнетание воздуха в резервуар. При повторных движениях поршня вниз из верхней мертвой точки в начальный момент закрыты и нагнетательный, и всасывающий клапаны. Происходит расширение воздуха, оставшегося в пространстве между поршнем и крышкой цилиндра. После снижения давления воздуха в цилиндре немного ниже атмосферного опять открывается всасывающий клапан, и процесс повторяется.

В последнее время широкое распространение в различных отраслях производства, в том числе и на транспорте, получают винтовые компрессоры. Их основными рабочими элементами являются два винтовых ротора. При вращении роторов с минимальными зазорами между ними происходит сжатие воздуха. Для уменьшения возможных внутренних протечек воздух содержит масло, которое отделяется после сжатия.

Винтовые компрессоры по сравнению с поршневыми имеют больший срок службы из-за отсутствия значительных сил трения и инерции, меньшие размеры при одинаковой производительности, обладают процессом сжатия, близким к изотермическому (температура на выходе

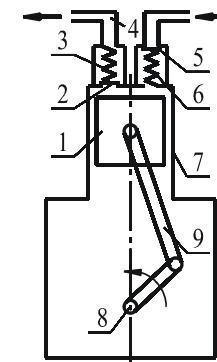


Рисунок 8.1 – Схема одноступенчатого поршневого компрессора

компрессора не превышает 100 °С), являются малозумными и практически исключают вибрации.

8.2 Конструкции компрессоров

На подвижном составе городского электрического транспорта наибольшее распространение получили мотор-компрессоры типа ЭК-4 различных модификаций.

Компрессор ЭК-4 двухцилиндровый, одноступенчатый, горизонтальный состоит из корпуса (картера), блока цилиндров, клапанной коробки (головки цилиндров), шатунно-кривошипного механизма и двухступенчатого редуктора. В корпусе имеются окна, закрытые крышками и предназначенные для доступа к деталям и узлам компрессора. Картер сообщается с атмосферой, благодаря чему исключается возможность повышения давления в картере при утечках воздуха через компрессионные кольца. Блок цилиндров имеет два цилиндра и выполняется оребренным для лучшего охлаждения.

К блоку цилиндров крепится клапанная коробка, в которой расположены два всасывающих и два нагнетательных клапана пластинчатого типа. Всасывающая полость клапанной коробки сообщается через воздушный фильтр с атмосферой, а нагнетательная через обратный клапан – с главным резервуаром. Корпус воздушного фильтра наполнен волосяной набивкой, смоченной маслом.

В шатунно-кривошипный механизм входят коленчатый вал, два шатуна и два поршня. Коленчатый вал вращается в двух радиальных однорядных шариковых подшипниках. Соединение шатуна с коленчатым валом осуществляется залитой баббитом разъемной головкой, а с поршнем – неразъемной головкой с запрессованной в ней бронзовой втулкой с помощью поршневого пальца. На каждом поршне расположены по два компрессорных и два маслосъемных кольца.

Вращающий момент от электродвигателя на коленчатый вал компрессора передается через двухступенчатый редуктор с передаточным числом 3,9.

Смазка компрессора осуществляется разбрызгиванием. Для этого используются разбрызгиватели, которые крепятся к одному из болтов нижней разъемной головки. При вращении коленчатого вала они создают масляный туман, который оседает на рабочей поверхности трущихся деталей и смазывает их. Смазка редуктора осуществляется путем

окунания одного из зубчатых колес в масляную ванну. Для заливки и слива масла имеются маслonaливное и маслосливное отверстия. Уровень масла контролируется жезловым щупом.

Производительность компрессора регулируется регулятором давления воздуха, который при достижении максимального давления в главном резервуаре выключает электродвигатель, а при минимальном давлении – включает.

8.3 Диаграмма работы и производительность компрессора

В одноступенчатом компрессоре сжатие воздуха до конечного давления происходит за один оборот коленчатого вала. Теоретическая индикаторная диаграмма его работы в координатах $p-v$ (давление – объем) приведена на рисунке 8.2.

Линия 1–2 соответствует процессу всасывания воздуха. Всасывание происходит при давлении $p_{вс}$ в цилиндре немного ниже атмосферного p_0 . Перепад давлений возникает вследствие преодоления сопротивления фильтров и всасывающего клапана.

В точке 2 поршень изменяет направление движения на обратное и по линии 2–3 происходит сжатие воздуха. Объем уменьшается, давление возрастает. При этом всасывающий и нагнетательный клапаны закрыты. В точке 3, когда давление в цилиндре станет равным давлению нагнетания p_n , открывается нагнетательный клапан и по линии 3–4 происходит процесс нагнетания воздуха. При постоянном давлении объем воздуха уменьшается. При нахождении поршня в верхней мертвой точке 4 между поршнем и крышкой цилиндра остается пространство, которое называется вредным. На диаграмме его объем обозначен как V_0 . При движении поршня вниз по линии 4–1 происходит расширение воздуха, оставшего-

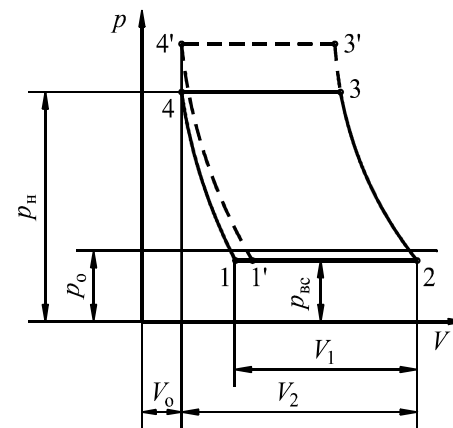


Рисунок 8.2 – Теоретическая диаграмма работы поршневого компрессора

ся в этом пространстве. Объем увеличивается, давление падает. Всасывающий клапан открывается в точке 1, когда давление воздуха в цилиндре станет ниже атмосферного, и цикл повторяется. Наличие вредного пространства уменьшает производительность компрессора. Чем больше давление нагнетания, тем больше влияние вредного пространства на производительность, так как всасывающий клапан открывается позже (цикл 1'-2-3'-4'-1').

Производительность компрессора (подача) определяется объемом воздуха, поданного в резервуар за единицу времени и приведенного к условиям всасывания, то есть атмосферному давлению и температуре. Измеряется в м³/мин. Различают теоретическую и действительную производительность.

Теоретическая производительность Q_T определяется без учета потерь и равна объему, описанному поршнями низкого давления в единицу времени:

$$Q_T = FSnm, \quad (8.1)$$

где F – площадь поршня цилиндра низкого давления, м²;
 S – ход поршня, м;
 n – число двойных ходов поршня в 1 мин (частота вращения вала), об/мин;
 m – число цилиндров низкого давления.

Действительная производительность Q_D меньше теоретической и определяется по формуле

$$Q_D = Q_T \lambda = FSnm\lambda, \quad (8.2)$$

где λ – коэффициент подачи компрессора.

Коэффициент подачи компрессора называется отношение поданного в резервуар объема воздуха, приведенного к условиям всасывания, к объему, описанному поршнями низкого давления. Этот коэффициент может быть представлен в виде произведения отдельных коэффициентов, учитывающих причины снижения производительности:

$$\lambda = \lambda_{об} \lambda_{у} \lambda_{др} \lambda_{т}, \quad (8.3)$$

где $\lambda_{об}$ – объемный коэффициент наполнения;
 $\lambda_{у}$ – коэффициент утечек (через неплотности поршневых колец и клапанов);

$\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования во всасывающих клапанах и фильтрах в начале сжатия воздуха;

$\lambda_{т}$ – коэффициент подогрева всасываемого воздуха стенками цилиндра.

Объемный коэффициент наполнения является одним из важных параметров компрессора, характеризующим снижение производительности за один ход поршня под влиянием вредного пространства. Определяется по формуле

$$\lambda_{ia} = \frac{V_1}{V_2}, \quad (8.4)$$

где V_1 – объем засасываемого в цилиндр воздуха за один ход поршня;
 V_2 – теоретический объем цилиндра (описанный поршнем за один ход).

Величину этого коэффициента можно определить из уравнения политропного расширения по линии 1-2 диаграммы (см. рисунок 8.2), выразив объем V_1 из уравнение (8.4),

$$p_n V_0^{n_2} = p_{вс} (V_2 + V_0 - \lambda_{об} V_2)^{n_2}, \quad (8.5)$$

где p_n – конечное давление при сжатии;

$p_{вс}$ – давление всасывания;

n_2 – средний показатель политропы для линии расширения.

Коэффициент утечек воздуха зависит от состояния компрессора. Для новых исправных компрессоров $\lambda_{у} = 0,97 \dots 0,98$.

Коэффициент дросселирования зависит от отношения давления p_1 в начале сжатия к атмосферному (барометрическому) давлению p_0 . Ориентировочно

$$\lambda_{др} = p_1 / p_0 = 0,92 - 0,95. \quad (8.6)$$

Коэффициент подогрева

$$\lambda_{т} = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}, \quad (8.7)$$

где T_0 – температура всасываемого в компрессор воздуха, К;

ΔT – величина подогрева всасываемого воздуха до момента начала сжатия.

В условиях эксплуатации подачу компрессора можно определить экспериментально по времени нагнетания в главный резервуар объема воздуха, пересчитанного на условия всасывания,

$$Q_k = \frac{(p_2 - p_1) V_p T_{вс}}{p_0 t_p T_{наг}}, \quad (8.8)$$

где p_1, p_2 – давление воздуха в главном резервуаре в начале и в конце эксперимента, МПа;

V_p – объем главного резервуара, м³;

$T_{вс}, T_{наг}$ – температура соответственно всасываемого и нагнетаемого в резервуар воздуха, К;

t_p – время, в течение которого давление воздуха в резервуаре повышается от p_1 до p_2 , мин.

8.4 Оценка технического состояния и особенности технического обслуживания компрессора

Наибольшее влияние на надежность работы компрессора оказывают детали цилиндрично-поршневой, кривошипно-шатунной групп и клапанного узла.

Детали цилиндрично-поршневой группы (цилиндры, кольца, поршни) одновременно подвергаются трем видам изнашивания: молекулярно-механическому, коррозионно-механическому и абразивному.

Молекулярно-механическое изнашивание преобладает в верхней части цилиндра, где относительно невелика скорость движения поршня, меньший слой смазки, высокие температуры и давление сжимаемого воздуха. В этих условиях интенсивность молекулярно-механического изнашивания в большой степени предопределяется качеством смазки, в частности наличием в ней присадок, предотвращающих задиры. Противозадирные присадки, вступая в химическую реакцию с металлом, образуют пленку, ослабляющую интенсивность схватывания.

Коррозионно-механическое изнашивание деталей компрессора подразделяют на две фазы: взаимодействие металла с агрессивным химически активным веществом с образованием окислительной пленки и удаление этой пленки в процессе трения.

Образование окислительной пленки на стенках цилиндров – это электрохимическая коррозия под воздействием слабых кислот, растворенных в конденсате. Конденсат выделяется в цилиндрах в процессе

сжатия, а также выпадает на стенках цилиндров в промежутке между включениями компрессора, когда происходит снижение температуры его блока. Частицы снятой в процессе трения коррозионной пленки представляют собой окислы металла и имеют большую твердость, чем сам металл, и действуют в дальнейшем как абразивы.

Абразивное изнашивание деталей цилиндрично-поршневой группы вызывается частицами минерального происхождения, находящимися в засасываемом воздухе и не задержанными воздушным фильтром. Эти частицы попадают в цилиндр, оседают на его стенках, ускоряют процесс износа цилиндров, колец и кольцевых канавок поршня. Особо интенсивному абразивному износу подвергается верхняя часть цилиндра.

Поршневые кольца изнашиваются в большей степени в радиальном направлении и в меньшей – по высоте. Более интенсивно изнашивается первое компрессионное кольцо. Интенсивность радиального износа компрессионных колец выше, чем маслосъемных, так как их давление на стенку цилиндра большее. Кроме того, происходит закоксовывание смазки в канавках поршня, что приводит к потере подвижности и упругости колец и соответственно ухудшению герметичности сопряжения.

Износы деталей цилиндрично-поршневой группы приводят к ухудшению герметичности пары трения «поршень – цилиндр», т. е. к снижению производительности компрессора. Кроме того, увеличивается расход масла из-за перекачки его в пневматическую систему. Это происходит вследствие прогрессирующего насосного действия поршневых колец, принцип которого показан на рисунке 8.3.

При движении поршня вниз масло, снимаемое со стенок цилиндра, заполняет пространство между кольцом и поршнем (рисунок 8.3, а). Возле нижней мертвой точки кольцо под действием сил инерции обгоняет поршень и выдавливает масло вверх (рисунок 8.3, б). При движении поршня вверх возле верхней мертвой точки кольца вновь обгоняют поршень и выталкивают масло вверх (рисунок 8.3, в).

Насосное действие поршневых колец обеспечивает гидродинамическую смазку стенок цилиндра, т. е. движение поршневых колец по масляному слою. Однако с увеличением износа колец и канавок поршня количество перекачиваемого масла значительно больше необходимого для процесса смазки. Масло попадает в нагнетательную камеру цилиндров в виде масляного тумана, а затем вместе со сжатым воздухом выдувается в пневматическую систему.

Расход масла увеличивается также из-за износа маслосъемного кольца и появления задиры на стенках цилиндра и кольцах.

К деталям шатунной группы относятся коленчатый вал, шатунные и коренные подшипники, шатуны, пальцы. Из них наибольшему и быстрому износу подвергаются шейка коленчатого вала и подшипник скольжения шатуна. Трение этой пары происходит в условиях гидродинамической смазки, когда поверхности шейки и подшипника разделены тонким слоем масла. Однако попадание в масло абразивных частиц, смываемых им со стенок цилиндра, приводит к появлению на поверхностях рисок и задиrow, вызывающих износ.

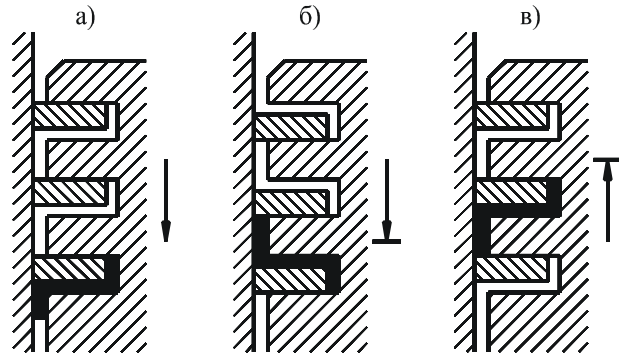


Рисунок 8.3 – Схемы насосного действия поршневых колец

Большое влияние на износ подшипников скольжения оказывает температурный режим. Твердость материала подшипника уменьшается при увеличении температуры, что ускоряет его износ.

Характер износа пары трения «поршневой палец – подшипник шатуна» аналогичен характеру износа в узле трения шейки коленчатого вала и подшипника шатуна.

Клапанный узел в значительной степени влияет на производительность компрессора. Клапан должен открываться на полное проходное сечение, оказывать наименьшее сопротивление воздушному потоку, плотно закрываться при положении поршня в мертвых точках.

Износ седла клапана, коробление пластин от высоких температур, остаточная деформация пружин приводят к потере герметичности узла, т. е. к уменьшению производительности компрессора.

При разрушении пластин всасывающего клапана производительность двухцилиндрового компрессора снижается наполовину – в цилиндр с поврежденным клапаном воздух после всасывания из атмосферы в нее же и выбрасывается.

При разрушении пластины нагнетательного клапана происходит полный отказ компрессора, так как воздух непрерывно перекачивается из одного цилиндра в другой без повышения давления в ресиверах. Автоматический регулятор давления в такой ситуации не отключает электродвигатель компрессора, он может работать длительное время до выхода из строя шатунно-поршневой группы в результате перегрева.

Сильное влияние на темп износа деталей компрессора оказывают состояние и уровень смазочного материала. Свойства масла ухудшаются в результате попадания в картер воды, загрязнений в виде абразивных частиц, засасываемых из атмосферы и смываемых маслом со стенок цилиндра. Интенсивность загрязнения масла растет при неудовлетворительном обслуживании воздушного фильтра.

Уровень масла уменьшается как из-за его перекачки в пневматическую систему насосным действием поршневых колец, так и вследствие утечек через сальниковые уплотнения.

9 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

В соответствии со стандартами и Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) с целью обеспечения безопасности движения транспортное средство оборудуется не менее чем двумя независимо действующими системами тормозов. На современном подвижном составе городского электрического транспорта применяются электродинамический тормоз (реостатный и рекуперативный) и механический (обычно пневматический для экстренного и служебного торможения и ручной в качестве стояночного).

Применение электрического торможения позволяет повысить надежность и значительно снизить эксплуатационные расходы на ремонт тормозной системы и замену тормозных колодок. При электрическом торможении колеса подвижного состава менее подвержены юзу. Его применение повышает безопасность движения, так как на подвижном составе всегда имеется механический тормоз, который обеспечивает резервирование процесса торможения. Механическое торможение всегда сохраняется как дополнительное и экстренное.

На рисунке 9.1 приведена упрощенная структурная схема механического тормоза транспортного средства.

Тормозные системы механических тормозов включают в себя источник энергии Э, орган управления ОУ, тормозные приводы П и РП (ручные), тормозные передачи ТП и РТП, тормозные механизмы ТМ.

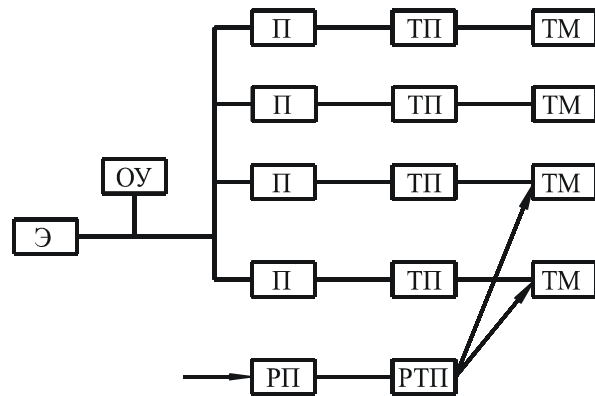


Рисунок 9.1 – Структурная схема механического тормоза

Для получения сжатого воздуха и использования его для приведения в действие тормозных механизмов предназначена **пневматическая система** транспортного средства. Она должна обеспечить:

- отбор воздуха из окружающей атмосферы;
- сжатие воздуха;
- очистку сжатого воздуха от загрязнений и влаги;
- создание запасов сжатого воздуха в резервуарах и регулирование давления в них;
- передачу энергии сжатого воздуха от ее источника к тормозным механизмам с помощью пневмоаппаратов;
- управление энергией сжатого воздуха в процессе передачи с соответствующими заданными параметрами привода (усилие на штоке, педали и др.);
- защиту тормозных механизмов от одновременного срабатывания нескольких тормозных систем;
- функционирование остальных тормозных контуров при отказе одного из них;
- контроль работоспособности тормозного оборудования.

10 ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ТРОЛЛЕЙБУСОВ

10.1 Общие сведения

Троллейбусы оборудованы электрической и механической системами торможения. По **назначению и выполняемым функциям** тормозные системы подразделяются:

– **рабочую**, которая служит для регулирования скорости движения троллейбуса и полной его остановки. Включает в себя электродинамический тормоз, действующий на колеса ведущего моста (заднюю ось), и пневматическую тормозную систему с отдельными контурами тормозов передней и задней осей;

– **запасную**, которая служит для остановки троллейбуса при отказе рабочей тормозной системы. Она менее эффективна, чем рабочая тормозная система. Функции запасной тормозной системы могут выполнять исправный контур пневматического тормоза рабочей тормозной системы или стояночная тормозная система (с пружинным энергоаккумулятором);

– **стояночную** для удержания троллейбуса на месте. В качестве стояночного используется либо ручной тормоз с рычажным приводом либо тормозные камеры с пружинными энергоаккумуляторами, действующие на тормозные механизмы колес ведущего моста с управлением от крана обратного действия, который для заторможивания троллейбуса на стоянке ставится в крайнее фиксированное положение и в любое промежуточное нефиксированное положение при использовании в качестве запасной тормозной системы;

– **вспомогательную**, обеспечивающую электрическое торможение для длительного поддержания постоянной скорости (на затяжных спусках) или для ее регулирования в пределах, отличных от нуля.

Управление рабочей и вспомогательной тормозными системами осуществляется от одной ножной педали. Педаль посредством тяг связана с тормозным краном и контроллером управления таким образом, что при воздействии на нее вначале происходит электрическое торможение, а после прекращения его – механическое торможение.

В троллейбусах применяются барабанные и дисковые тормозные механизмы. В современных троллейбусах наибольшее распространение получили колесные тормозные механизмы барабанного типа с двумя колодками, имеющими один общий центр поворота (обе колодки имеют один общий палец, на который опираются).

Для приведения в действие тормозных механизмов в троллейбусе применяются в основном пневматические приводы. На сочлененных троллейбусах используется пневмогидравлический привод.

10.2 Пневматическая тормозная система троллейбусов ЗИУ

На троллейбусах моделей ЗИУ установлены тормоза:

- механический барабанного типа, действующий на четыре колеса с пневматическим приводом от тормозной педали;
- механический, действующий на два задних колеса с приводом от рычага ручного тормоза;
- электродинамический рекуперативный и реостатный.

Схема пневматического тормоза троллейбусов типа ЗИУ представлена на рисунке 10.1.

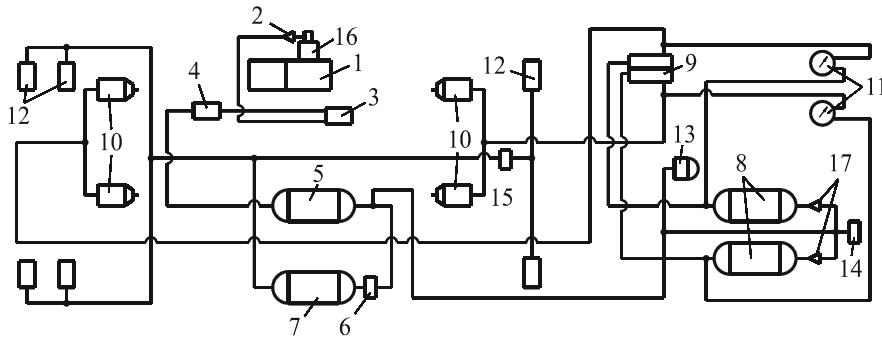


Рисунок 10.1 – Схема пневматического оборудования троллейбуса ЗИУ-9Б

Пневматическая часть троллейбуса состоит из трех систем: напорной, тормозной и вспомогательной. В напорную систему входят компрессор 1, обратный клапан 2, предохранительный клапан 16, влагомаслоотделитель 3, противозамерзатель 4, магистральный воздушный резервуар 5, редуктор давления 6, регулятор давления воздуха 13, буксирный клапан 14 и два манометра 11.

В тормозную систему входят два резервуара 8, обратные клапаны резервуаров 17, тормозной кран 9, четыре тормозных цилиндра 10.

Давление воздуха в напорной магистрали регулируется регулятором АК-11Б в пределах 0,65–0,80 МПа. Предохранительный клапан отрегулирован на давление 1,0 МПа.

Как видно из схемы, пневматический тормоз имеет две самостоятельные системы. Это достигается благодаря установке сдвоенного тормозного крана 9 и обратных клапанов 17 перед резервуарами.

Тормозной кран 9 осуществляет раздельное питание тормозных цилиндров передних и задних колес. Такая схема с разделением на два самостоятельных контура повышает безопасность движения, так как при обрыве пневматической системы переднего или заднего тормозов оставшийся неповрежденный контур обеспечит торможение троллейбуса.

Вспомогательная система обеспечивает работу пневматической подвески троллейбуса и включает в себя воздушный резервуар 7 и пневмоподвеску 12. Резервуар 7 наполняется через редуктор давления 6 только после достижения давления в резервуарах напорной и тормозной систем 0,40–0,45 МПа. Если давление в напорной системе по каким-либо причинам падает ниже 0,45 МПа, то через редуктор 6 воздух обратным ходом перетекает из резервуара 7 и пневмоподвесок 12 в тормозную систему. Таким образом, применение редуктора с указанными особенностями позволяет повысить надежность работы тормозов.

10.3 Пневматические тормозные системы троллейбусов производства ПО “Белкоммунмаш”

Схема пневматической системы троллейбуса модели 101 приведена на рисунке 10.2. Питающая часть пневмосистемы содержит воздухоочиститель 1, компрессор 2, влагоотделитель 3, электромагнитный вентиль 4, обратный клапан 5, клапан предохранительный 6, противозамерзатель 7, ресивер конденсационный 8 (25 литров), ресиверы заднего 9 и переднего 10 контуров (40 литров), ресивер воздушной подвески 11 и стояночного тормоза 12 (25 литров), ресивер привода дверей 13 (25 литров), датчик аварийного давления воздуха 14, двойной защитный клапан 15, одинарный защитный клапан 16, обратные клапаны 17, сливные краны 18, регулятор давления 19.

Пневматический привод рабочей тормозной системы – двухконтурный и содержит двухсекционный тормозной кран 20, передние тормозные камеры 21, ускорительные клапаны 22, 22а, задние тормозные камеры 23 с пружинными энергоаккумуляторами, датчик давления воздуха 24, клапаны контрольного вывода 25, тормозной кран стояночной тормозной системы 26. Пневматический привод управления дверями включает блок подготовки воздуха 27, вентиль электромагнитный 28, двер-

ные цилиндры 29. Пневматический привод пневмоподвески состоит из шести пневматических упругих элементов подвески 30 и трех регуляторов положения кузова 31.

При нажатии на тормозную педаль срабатывает тормозной кран 20. Из верхней секции тормозного крана воздух подается в управляющую магистраль ускорительного клапана 22, в результате чего последний пропускает сжатый воздух из ресивера 9 в тормозные камеры 23 задних колес. Через нижнюю секцию тормозного крана сжатый воздух из ресивера 10 поступает в тормозные камеры 21, которые приводят в действие тормозные механизмы передних колес.

При работе стояночной (запасной) тормозной системы сжатый воздух из ресивера 12 поступает к крану управления стояночным тормозом 26 и далее в управляющую магистраль ускорительного клапана 22а, в результате чего последний пропускает сжатый воздух из ресивера 12 в полости энергоаккумуляторов тормозных камер 23. При торможении стояночным тормозом рукоятка крана 26 устанавливается в заднее фиксированное положение и воздух из управляющей магистрали ускорительного клапана 22а и из полостей энергоаккумуляторов 23 через ускорительный клапан выходит в атмосферу. Пружины энергоаккумуляторов, разжимаясь, приводят в действие тормозные механизмы задних колес. Кран управления стояночным тормозом имеет следящее устройство, которое позволяет притормаживать троллейбус запасной тормозной системой с интенсивностью, зависящей от положения рукоятки крана. При аварийном падении давления воздуха в контуре привода стояночного тормоза пружинные энергоаккумуляторы срабатывают автоматически и троллейбус затормаживается.

Принципиальная схема питающей части пневматической системы троллейбуса модели 101 приведена на рисунке 10.3. При работе компрессора 2 воздух, засасываемый из атмосферы через воздухоочиститель 1, подается под давлением в конденсационный ресивер 8, проходя через влагоотделитель 3, обратный клапан 5 и противозамерзатель 7. Как только давление воздуха в ресивере достигнет верхнего предела регулирования 0,9 МПа, регулятор 10 разомкнет цепь питания электродвигателя компрессора. Компрессор останавливается, и подача воздуха прекращается. Одновременно электромагнитный вентиль открывается, соединяя нагнетательную магистраль компрессора с атмосферой. Резкое снижение давления в нагнетательной магистрали приводит к срабатыванию клапана влагоотделителя 3, и скопившейся конденсат выбрасывается наружу.

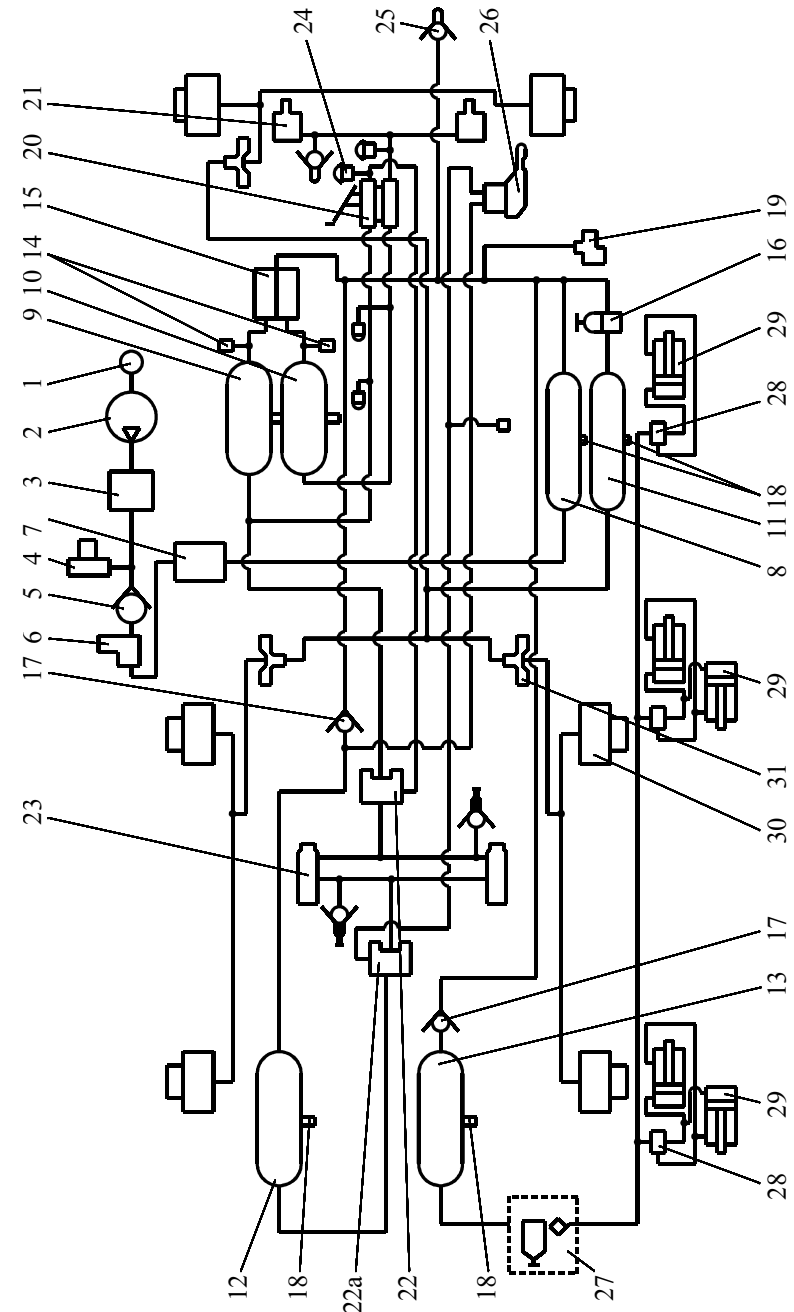


Рисунок 10.2 — Схема пневматической части троллейбуса модели 101

При снижении давления воздуха в конденсационном ресивере 8 до нижнего предела регулирования 0,8 МПа регулятор 10 замыкает контакты и электродвигатель компрессора включается. Одновременно закрывается электромагнитный клапан 4 и сжатый воздух поступает в ресивер 4 и далее к ресиверам тормозной системы и нетормозных потребителей. В случае превышения допустимого предела давления воздуха срабатывает предохранительный клапан 6. Для слива конденсата из конденсационного ресивера 8 служит сливной кран 9.

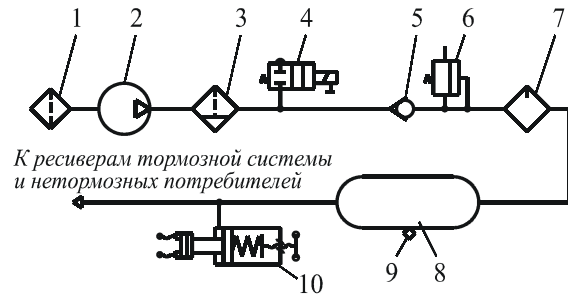


Рисунок 10.3 – Схема питающей части пневмосистемы троллейбуса 101

Схема питающей части пневматической системы **троллейбуса модели 201** приведена на рисунке 10.4. Питающая часть содержит компрессор 1, который засасывает воздух из атмосферы через фильтр 2 и подает через влагомаслоотделитель 22 в комбинированный прибор 3, содержащий воздухоосушитель и регулятор давления. В дальнейшем воздух под давлением поступает в регенерационный ресивер 4 и конденсационный ресивер 7. Из этого ресивера очищенный воздух постоянного давления поступает на четыре независимых контура, через двойной защитный клапан 11 к ресиверам 5 и 6 заднего и переднего контуров тормозного привода троллейбуса, через одинарный защитный клапан 12 к ресиверу 8 пневматической подвески и через обратный клапан 13 к ресиверу 9 стояночного тормоза. Все ресиверы снабжены сливными кранами 14 для слива конденсата. Для контроля за давлением в переднем и заднем контурах тормозного привода служат датчики 9 и 10 аварийного давления воздуха.

При работе компрессора под нагрузкой поток сжатого воздуха проходит через осушитель 15, представляющий собой емкость, наполненную адсорбентом, и далее через обратный клапан 16 поступает к конденсационному ресиверу 7. Часть воздуха через дроссель 17 поступает в

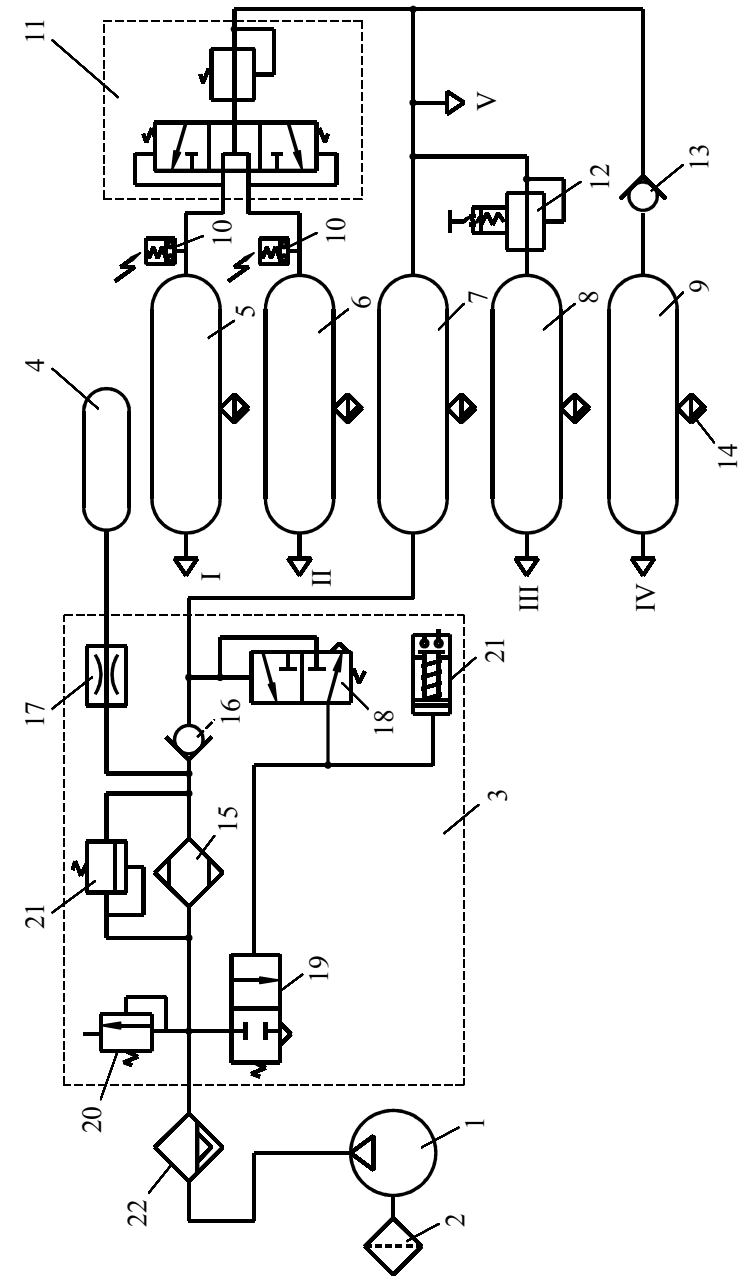


Рисунок 10.4 — Принципиальная схема питающей части пневмосистемы троллейбуса модели 201

небольшую дополнительную емкость (регенерационный ресивер) 4. По мере насыщения адсорбент теряет способность поглощать влагу, и поэтому периодически его необходимо подвергать регенерации, которая осуществляется при разгрузке компрессора регулятором давления.

Регулирование давления воздуха в этой системе основано на выпуске воздуха из компрессора 1 под минимальным давлением. При достижении рабочего давления в конденсационном ресивере 7 верхнего предела регулирования управляющий клапан 18 займет вторую позицию, вследствие чего разгрузочный клапан 19 соединит выход регулятора с атмосферой. Компрессор 1 в этом случае работает вхолостую с минимальной затратой мощности. В этом режиме работы компрессора осушитель 15 через разгрузочный клапан 19 также соединен с атмосферой. Воздух регенерационного ресивера 4, проходя через адсорбент, производит его регенерацию, а затем поступает в атмосферу. Одновременно сжатый воздух поступает в устройство 21, размыкает контакты и отключает электродвигатель компрессора. При снижении давления воздуха в ресивере 7 до нижнего предела устройство регулятора закрывается и компрессор включается. Цикличность регенерации осушителя обеспечивается цикличностью срабатываний регулятора давления.

В случае засорения осушителя 15 срабатывает перепускной клапан устройства 21, а при превышении давления воздуха выше допустимого предела срабатывает предохранительный клапан 20.

Рабочая и стояночная пневматические тормозные системы троллейбуса модели 201 аналогичны таким же системам троллейбуса модели 101.

Троллейбус модели 321 имеет пневматическую часть такую же, как и у троллейбуса модели 201.

11 ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ТРАМВАЙНЫХ ВАГОНОВ

11.1 Общие сведения

На трамвае обычно имеется **четыре вида тормозов:**

- рекуперативно-реостатный (электрический);
- пневматический;
- электромагнитный рельсовый;
- ручной стояночный.

Служебным является электрическое торможение с дотормаживанием механическим тормозом, который включается сразу после прекращения действия электродинамического тормоза.

Электромагнитный рельсовый тормоз применяется только при экстренном торможении и в случае отказа остальных видов тормозов. Включается рельсовый тормоз при нажатии до отказа тормозной педали или нажатием кнопки экстренного торможения. На каждой тележке установлены два электромагнита рельсового тормоза, связанных между собой поперечными тягами. Тормозной башмак подвешен на пружинах, работающих на растяжение. Между башмаком и головкой рельса в отпущенном состоянии имеется зазор 10–15 мм. При подаче тока в катушки электромагнита башмак намагничивается и притягивается к рельсу с силой 48–50 кН, что увеличивает тормозную силу без опасения заклинивания колесных пар. Питание катушек может осуществляться по двум схемам:

- от сети с автоматическим переключением в случае исчезновения напряжения к напряжению работающих в режиме реостатного торможения тяговых электродвигателей;
- от аккумуляторной батареи.

Электромагнитный рельсовый тормоз значительно повышает эффективность экстренного торможения. Если эксплуатационное замедление трамвайного вагона составляет $1,3 \text{ м/с}^2$, то экстренное – 3 м/с^2 .

Ручной тормоз используется на стоянках, в депо и на уклонах. Привод ручного тормоза расположен в кабине водителя.

На трамвайных вагонах кроме пневматического используются и другие типы приводов (пружинные, электромагнитные).

11.2 Пневматическая тормозная система трамвая

Пневматическую систему трамвайного вагона рассмотрим на примере пневматической схемы **трамвая РВ36М2**, схема которой показана на рисунке 11.1. В состав пневматической части входят: тормозные цилиндры 1, 9; тормозные шланги 2, 8; электромагнитные вентили 3, 26, 27, 28; песочницы 4, 10; фильтр 5; рукав 6; компрессор 7; главный резервуар 11; фильтры 12, 29; вспомогательный резервуар 13; шумопоглотитель (глушитель) 14; вибратор (звонок) 15; педаль звонка 16; краны 17, 19, 30, 38; выключатель управления 18; кран водителя 20; регулятор давления 21; манометр 22; стеклоочистители 23, 25; кран 24; редукционный клапан 31; переключающий клапан 32; трехходовой кран 33; краны экстренного открытия дверей 34, 40; дверные цилиндры 35, 41; предохранительный клапан 36; маслоотделитель 37; обратный клапан 39.

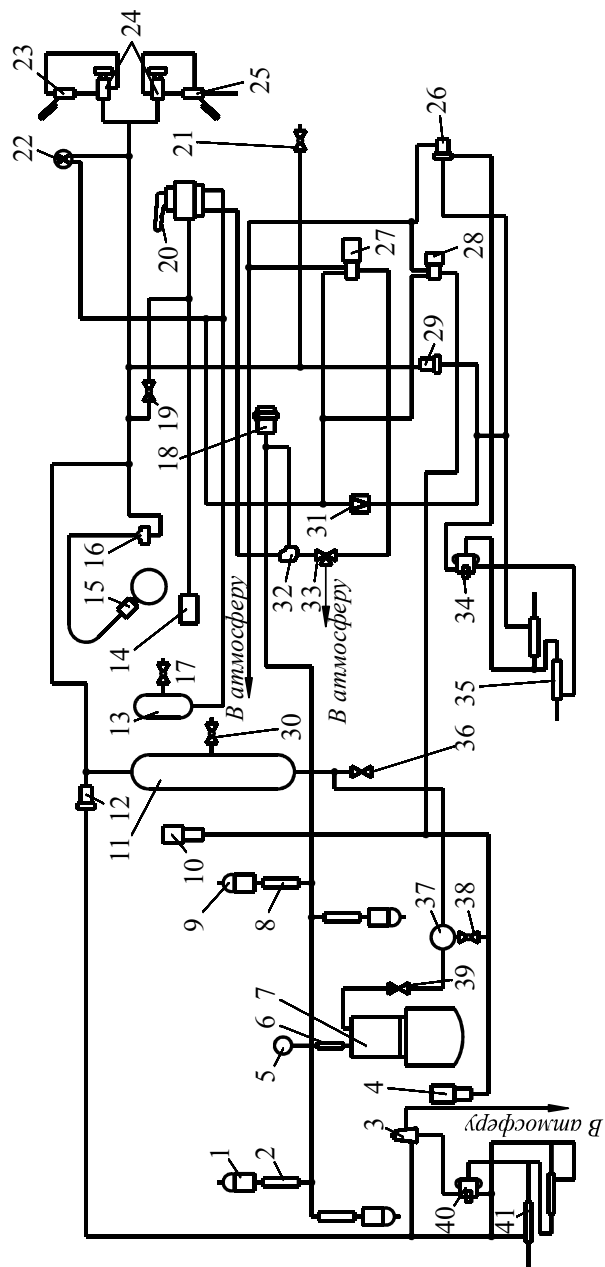


Рисунок 11.1 — Принципиальная пневматическая схема трамвая RB36M2

Для получения сжатого воздуха в системе установлен мотор-компрессор 7 типа ЭК4В. Перед всасыванием в компрессор воздух проходит через фильтр 5, который сообщен с компрессором рукавом 6. За компрессором на нагнетательном канале расположены обратный клапан 39 и маслоотделитель 37. Необходимый запас сжатого воздуха создается в главном резервуаре 11 емкостью 110 л. На отводе от трубопровода к главному резервуару установлен предохранительный клапан 36. Заданное давление в главном резервуаре поддерживает регулятор давления 21, который включает электродвигатель компрессора при давлении $(0,40 \pm 0,05)$ МПа и выключает при достижении давления $(0,60 \pm 0,05)$ МПа.

В кабине установлен кран водителя 19. Кран золотниковый типа имеет семь фиксированных положений ручки:

- нулевое – все каналы в кране перекрыты (в этом положении ручка крана может быть снята и поставлена);
- четыре тормозных положения влево от нулевого (во всех этих положениях происходит наполнение тормозных цилиндров с разной скоростью);
- два положения отпуска (в обоих положениях происходит выпуск воздуха из тормозных цилиндров, но с разной скоростью).

Краном водителя при необходимости можно выпускать воздух из главного резервуара в атмосферу через глушитель 14.

От главного резервуара питаются стеклоочистители 23 и 25, которые включаются кранами 24, и механизмы открывания дверей.

Для создания необходимого запаса сжатого воздуха на момент торможения предусмотрен вспомогательный резервуар 13 объемом 12 л.

Давление в главном и вспомогательном резервуарах показывает двухстрелочный манометр 22.

При истощении электрического тормоза прекращается подача питания катушки вентиля 27, в результате чего вентиль соединяет тормозные цилиндры со вспомогательным резервуаром 13.

Чтобы пневматическое торможение не совмещалось с электрическим, к тормозному трубопроводу подсоединен выключатель управления 18, который при пневматическом торможении блокирует электрическое торможение.

При экстренном торможении в действие приводится электропневматический вентиль 28, который подает сжатый воздух в цилиндры привода песочниц 4 и 10. Песочницы подают песок к зоне контакта «колесо–рельс» для повышения коэффициента сцепления между ними.

Пневматический тормоз – центральный барабанный с наружным расположением колодок. Барабан установлен на валу редуктора привода трамвая.

12 УСТРОЙСТВА И ПРИБОРЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ МЕТРОПОЛИТЕНА

В целях обеспечения безопасности и улучшения регулирования движения поездов на метрополитене применяются тормозные системы на подвижном составе и комплекс устройств автоматики, состоящий из автостопов, автоблокировки, автоматической локомотивной сигнализации с автоматическим регулированием скорости (АЛС-АРС) и систем автоведения.

12.1 Тормозные системы поездов метрополитена

На вагонах метрополитена применяются **три типа тормозов:**

- электрический реостатный на всех моторных вагонах;
- пневматический колесно-колодочный;
- ручной стояночный.

Применение электрического торможения повышает безопасность движения, так как бандажи колесных пар не нагреваются, что предотвращает появление трещин на поверхности катания. Кроме того, в тоннелях резко уменьшается запыленность воздуха. Установлено, что при колодочном торможении, начиная со скоростей 40–50 км/ч, каждый вагон за год выделяет свыше 130 кг продуктов износа в виде пыли. Переход на электрическое торможение уменьшил запыленность воздуха в тоннелях с 70 до 2 мг/м³. Также увеличился срок службы и сократился расход тормозных колодок. Кроме того, уменьшилось негативное воздействие тормозных колодок на поверхность катания колеса, что повышает безопасность движения и увеличивает срок службы колес.

Колодочным тормозом оборудованы все вагоны метрополитена. На вагонах установлено четыре или восемь тормозных цилиндров, каждый из которых действует соответственно на четыре тормозных колодки двух колес с одной стороны тележки или на две колодки одного колеса.

Пневматический тормоз работает по схеме автоматического прямодействующего тормоза. На вагонах имеется несколько воздушных

магистралей: напорная, тормозная, автостопная, дверная, магистраль управления электрическими аппаратами, магистраль тифона, контрольных и вспомогательных приборов.

Давление воздуха в напорной магистрали поддерживается регулятором давления в пределах 0,65–0,80 МПа. Питание тормозной магистрали осуществляется из напорной магистрали через кран машиниста. Зарядное давление воздуха в тормозной магистрали – 0,50–0,52 МПа.

Для исключения совместного действия электрического и пневматического тормозов с целью избежания юза установлен автоматический выключатель торможения, который в случае пневматического торможения размыкает цепь электрического тормоза. Размыкание цепи происходит при достижении определенного, установленного нормами давления в тормозных цилиндрах (0,150–0,165 МПа).

Для предотвращения проезда запрещающего сигнала светофора, имеющего автостоп, поезд оборудуют автостопной магистралью, к которой подсоединен срывной клапан автостопа. При наезде скобы срывного клапана на шину автостопа срывной клапан производит экстренную разрядку тормозной магистрали, а универсальный автоматический выключатель автостопа отключает тяговые электродвигатели. Таким образом, обеспечивается экстренное автостопное торможение поезда.

Для управления стояночным тормозом в кабине машиниста установлена колонка ручного тормоза.

12.2 Автостопы

Автостоп является автоматическим устройством и предназначен для экстренной остановки поезда (без участия машиниста) при непредвиденном проезде запрещающего сигнала светофора.

На вагонах метрополитена применяется **электромеханический автостоп точечного действия**. Он включает в себя путевые и поездные устройства. К поездным устройствам относятся пневматический срывной клапан и универсальный автоматический выключатель автостопа (УАВА), которые подключаются к автостопной магистрали, представляющей собой продолжение трубопровода тормозной магистрали со стороны кабины.

Рабочим органом путевого устройства является ударный рычаг (путевая шина автостопа), который устанавливается с правой стороны пути

по направлению движения поезда. Ударный рычаг располагается около светофора и имеет два положения: горизонтальное – открытое, не препятствующее движению, и вертикальное – закрытое (ударный рычаг возвышается над уровнем головки рельса на 85–90 мм). Разрешающий сигнал светофора может включиться только при открытом положении рычага. Принцип действия автостопа основан на механическом воздействии путевых устройств на поездные. При проезде запрещающего светофора скоба срывного клапана поездного устройства ударяется об ударный рычаг путевого устройства и отклоняется от вертикального положения, что приводит к открытию срывного клапана, который в свою очередь сообщает тормозную магистраль с атмосферой. Происходит экстренная остановка поезда.

Универсальный автоматический выключатель автостопа предназначен для отключения автостопной магистрали от тормозной и автоматического отключения тяговых электродвигателей при автостопном торможении поезда. Он состоит из основания, выключающей части и контактной части. Рукоятка выключающего клапана УАВА имеет три положения:

– I – клапан открыт. Срывной клапан сообщен с тормозной магистралью и готов к срабатыванию;

– II – временное выключение срывного клапана. Устанавливается при необходимости проезда запрещающего показания светофора в случаях, предусмотренных ПТЭ. Тормозная магистраль при этом положении разобщена от срывного клапана. Установку во II положение можно произвести только после остановки поезда перед красным сигналом светофора. Рукоятка в этом положении удерживается усилием руки. Возврат в I положение осуществляется автоматически;

– III – автостоп отключен. Используется в случаях неисправности автостопа.

Срывные клапаны устанавливаются на кронштейне первой буксы концевых вагонов поезда, а УАВА – во всех кабинах поездного состава.

Тупиковые пути и станции оборота на метрополитене имеют напольные устройства автостопа в виде путевых инерционных (качающихся) рычагов. Рычаг регулируют на допустимую максимальную скорость проследования, которая определяется по величине тормозного пути до препятствия. При превышении допустимой скорости (обычно 15 км/ч) ударом рычага отклоняется скоба срывного клапана, в результате чего последний срабатывает, вызывая экстренное автостопное торможение. При движении с меньшей скоростью скоба отклоняется незначительно, не вызывая срабатывания срывного клапана.

12.3 Автоблокировка

Автоблокировка предназначена для регулирования движения поездов по показаниям светофоров, работающих автоматически в результате воздействия на ограждаемые участки пути. При занятости или повреждении рельсовой цепи блок-участка светофор, ограждающий этот участок, автоматически закрывается (загорается красный свет).

При оборудовании автоблокировкой путь делится на блок-участки. Блок-участок – участок пути, расположенный между смежными светофорами. Его длина соответствует тормозному пути поезда при полном служебном торможении с максимальной реализуемой скорости движения (рисунок 12.1). В пределах блок-участка рельсовая цепь представляет собой непрерывную электрическую цепь, изолированную от соседних и состоящую из участка рельсовой линии, источника тока и приемника, подключенными на ее концах.

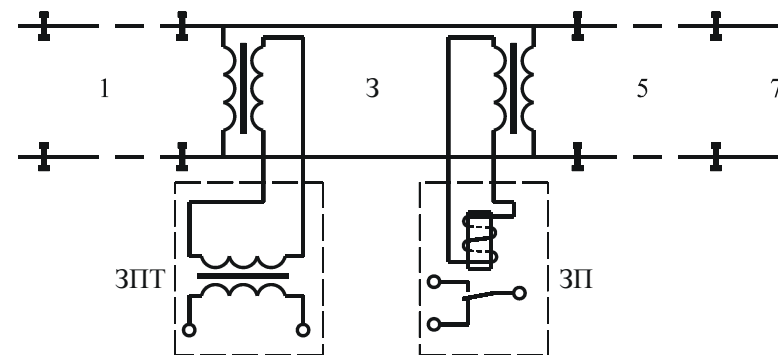


Рисунок 12.1 – Принципиальная схема автоблокировки

В качестве источника тока используется путевой трансформатор ПТ, а приемника – путевое реле П, которое контролирует состояние рельсовой цепи. При незанятом пути, например блок-участка 3, электрический ток от путевого трансформатора 3ПТ проходит по рельсам к обмотке путевого реле 3П. Фронтные контакты реле 3П замыкают цепи приборов, фиксирующих незанятость контролируемого участка (зеленый свет). Когда на блок-участок въезжает поезд, то путевое реле обесточивается. Замыкаются его тыловые контакты, а фронтные – размыкаются. В результате этого включаются приборы, фиксирующие занятость участка (красный свет светофора).

При установке автостопов образуются защитные участки. Защитный участок располагается между светофором с автостопом и их ограждаемым участком. Его длина должна быть не менее длины тормозного пути экстренного торможения при максимальной скорости движения поезда.

Автостоп вызывает автоматическое экстренное торможение поезда и его остановку в пределах защитного участка, не допуская наезда на ограждаемый участок. Обычно длину блок-участка выбирают такой, чтобы она удовлетворяла требованиям защитного участка, т. е. соответствовала тормозному пути служебного и экстренного торможений (рисунок 12.2).

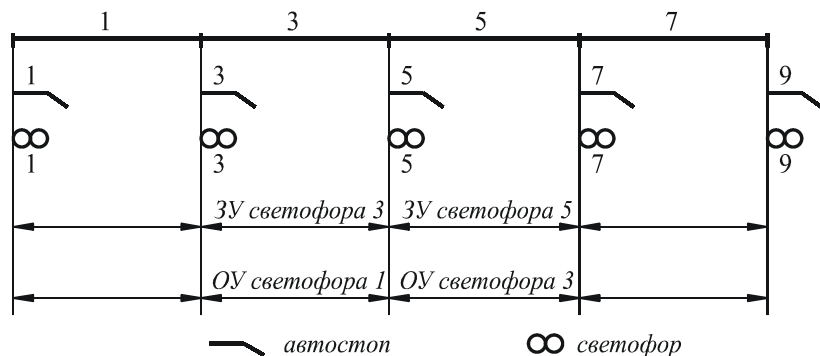


Рисунок 12.2 – Схема совмещения защитных участков на длине блок-участка

Автоблокировка допускает минимальный интервал между поездами с обеспечением их безостановочного и безопасного движения.

12.4 Автоматическая локомотивная сигнализация с автоматическим регулированием скорости

Система АЛС-АРС предназначена для непрерывного контроля и регулирования скорости поезда, ограничения ее в пределах допустимой по условиям безопасности движения. При ее использовании увеличивается пропускная способность и при этом гарантируется безопасность движения благодаря автоматизации торможения при сближении с препятствием. Систему АЛС-АРС можно накладывать на устройства автоблокировки и использовать те же рельсовые цепи, т. е. обеспечивается возможность совместной работы этих устройств, а также раздельное действие автоблокировки и АЛС-АРС.

На рисунке 12.3 приведена структурная схема системы АЛС-АРС. Система состоит из путевых и поездных устройств. К путевым устройствам относятся датчик пути ДП, шифратор Ш, путевой генератор ПГ и линия связи ЛС. На подвижном составе располагаются: приемные катушки ПК; блоки – согласующих устройств БСУ, локомотивных приемников БЛПМ, сигнальный БСМ, управления БУМ, измерителя скорости БИС; локомотивный указатель ЛУ; электропневматический клапан ЭПК; приборы контроля эффективности торможения КТ; кнопка бдительности; датчик скорости ДС.

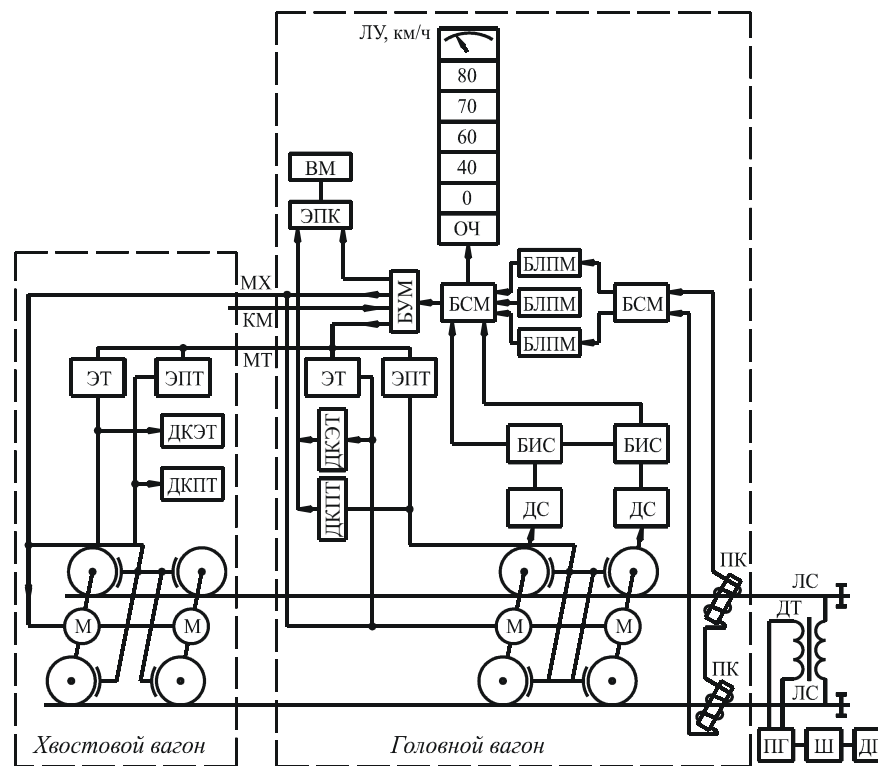


Рисунок 12.3 – Структурная схема АЛС-АРС

Система работает следующим образом. Путевыми реле-датчиками ДП проверяется состояние пути, определяется число и длина свободных блок-участков. Информация, вырабатываемая путевыми реле, использу-

ется шифраторами Ш – управляющими реле. Шифратор выбирает частоту сигнального тока для посылки в рельсовую цепь из ряда 75, 125, 175, 225, 275 Гц, что соответствует допустимой скорости движения 80, 70, 60, 40 и 0 км/ч. Сигнальный ток частотой 275 Гц используется для формирования команды на торможение до полной остановки. Выбор частоты сигнального тока производится по результатам сравнения числа и длин свободных блок-участков с длинами тормозных путей. Шифратор включает путевой генератор для выработки соответствующей частоты сигнального тока.

При протекании по рельсовой цепи тока сигнальной частоты вокруг рельсов создается переменное магнитное поле с такой же частотой. В приемных катушках ПК поезда, подвешенных перед первой колесной парой над ходовыми рельсами, при пересечении магнитного поля наводится ЭДС. Суммарная ЭДС двух катушек подается через согласующее устройство БСУ на вход локомотивного приемника БЛПМ. Согласующее устройство согласует амплитудно-частотные характеристики БЛПМ и сигнала, наведенного в приемных катушках.

Блок локомотивных приемников принимает кодовый сигнал, расшифровывает его и усиливает до уровня срабатывания исполнительных реле, расположенных на выходе каждого приемника. Каждый приемник настроен на прием сигналов в определенном диапазоне частоты. Включение исполнительного реле говорит о наличии в рельсовой цепи соответствующего кодового сигнала. Сигнал, принятый блоком БЛПМ, передается в сигнальный блок БСМ. Сигнальный блок определяет допустимую скорость движения и запоминает ее. В сигнальном блоке БСМ сравнивается фактическая скорость поезда с допустимой, и по результатам формируется команда для воздействия на схему управления поездом.

Фактическая скорость определяется с помощью датчика ДС на буксе вагона, который связан с осью колесной пары. Частота вырабатываемого сигнала пропорциональна частоте вращения колеса. Полученные импульсы поступают в блок измерителя скорости БИС, где определяется скорость поезда. далее информация передается в сигнальный блок. Если фактическая скорость не превышает допустимую, устройства АРС не влияют на процесс управления поездом. В противном случае сигнальный блок формирует сигнал и передает его в блок управления БУМ, который воздействует на схему управления поездом. По магистрали хода МХ блок управления выдает команду на отключение тяговых двигателей на всех вагонах. Затем по магистрали торможения МТ подает команду на электрическое служебное торможение, т. е. двигатели пере-

ключаются на генераторный режим. Одновременно начинается отсчет времени выдержки электропневматического клапана для приведения в действие экстренного пневматического тормоза в случае, если произойдет отказ на одном из вагонов электрического или электропневматического тормозов.

Для обеспечения надежного торможения предусмотрен контроль эффективности электрического тормоза. При отказе на одном из вагонов электрического тормоза он заменяется на этом вагоне электропневматическим также с контролем эффективности его действия. Если отказывает и электропневматический тормоз, то ЭПК, выдержав замедление, приводит в действие экстренные пневматические тормоза на всех вагонах. Выдержка ЭПК устанавливается в зависимости от степени допустимой скорости.

Машинист при управлении поездом руководствуется сигналами о допустимой скорости, которые высвечиваются на локомотивном указателе ЛУ пульта управления поездом в виде цифровых показаний, а также указателей фактической скорости движения. Кроме того, на ЛУ предусмотрена информация об отсутствии сигнальной частоты в рельсовой линии, отключении двигателей и контроля торможения.

Ведение поезда по некодированному участку или по участку, на который по неисправности подается сигнал, запрещающий движение, осуществляется при нажатии на кнопку длительности со скоростью не выше 20 км/ч.

Отпуск тормозов после остановки осуществляется только в результате действий машиниста. Это сделано с целью исключения скатывания поезда назад при остановке на затяжном подъеме и потери в это время машинистом способности к управлению поездом.

Применение быстродействующей АЛС-АРС по сравнению с автоблокировкой позволяет увеличить пропускную способность линии на 20–25 %. На некоторых метрополитенах регулирование движения поездов осуществляется по сигналам АЛС при выключенных путевых светофорах.

На метрополитенах также находят применение **системы автоматического управления движением поездов (системы автоведения)**. В системах автоведения используются управляющие ЭВМ. С их помощью производится централизованное управление всеми поездами с одного поста. Точность выполнения графика движения при этом повышается и достигает ± 3 с. Точность остановки поезда на станции составляет ± 1 м.

Внедрение систем автоведения поездов метрополитена позволяет снизить расход электроэнергии на 5–10 % за счет повышения точности выполнения графика движения, сокращения лишних торможений поездов, применения рациональных режимов ведения поездов и уменьшения времени на прицельное торможение у платформ.

13 ТОРМОЗНЫЕ РАСЧЕТЫ

13.1 Уравнение движения тормозящегося подвижного состава

Движущееся транспортное средство обладает **кинетической энергией**, Дж,

$$\mathcal{E} = \frac{Mv^2}{2}(1 + \gamma), \quad (13.1)$$

где M – масса транспортного средства, кг;

v – скорость движения, м/с;

γ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс, для троллейбуса $\gamma = 0,17$.

Коэффициент γ введен для упрощения расчетов. Энергия вращающихся масс может быть определена по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{вм}} = \sum \frac{I_{\rho i} \omega_i^2}{2}, \quad (13.2)$$

где $I_{\rho i}$ – полярный момент инерции i -й вращающейся детали, кг·м²;

ω_i – угловая скорость вращения i -й детали, с⁻¹.

Произведение $M(1 + \gamma)$ называют приведенной массой. Физическая сущность механического торможения заключается в превращении кинетической энергии движущегося транспортного средства в работу тормозной силы. Исходя из этого для остановочного торможения можно записать равенство

$$\frac{Mv_n^2}{2}(1 + \gamma) = B_T S, \quad (13.3)$$

где v_n – скорость начала торможения, м/с;

B_T – полная тормозная сила подвижного состава, Н;

S – тормозной путь, м.

На тормозящееся транспортное средство кроме тормозной силы действуют силы основного сопротивления движению, а также могут действовать силы сопротивления от уклона пути. Формула (13.3) с учетом этих сил примет вид

$$\frac{Mv_n^2}{2}(1 + \gamma) = (W_0 + B_T + B_i)S, \quad (13.4)$$

где W_0 – основное сопротивление движению, Н;

B_i – сопротивление от уклона пути, Н.

В связи с тем, что сопротивление движению, кроме сопротивления воздуха, пропорционально массе транспортного средства, оно дается обычно в виде удельного сопротивления. Полное **основное сопротивление движению** транспортного средства

$$W_0 = Mw_0, \quad (13.5)$$

где M – масса транспортного средства, т;

w_0 – удельное основное сопротивление движению, Н/т.

Основное сопротивление движению определяется экспериментальным путем. На основании экспериментальных данных получают эмпирические формулы. Так, для определения удельного основного сопротивления движению троллейбусов на асфальтовом дорожном покрытии рекомендуется формула

$$w_0 = 137 + 5,4v + 0,467v^2. \quad (13.6)$$

При движении троллейбусов по булыжной мостовой первое слагаемое уравнения (13.6) необходимо увеличить на 60 Н/т.

Для трамвайных вагонов МТВ-82 с независимой подвеской двигателей и карданным валом основное удельное сопротивление движению при выезде

$$w_0 = 15 + \frac{250 + 8,04v^2}{M}, \quad (13.7)$$

где M – масса вагона, т.

Для вагонов метрополитена при движении в однопутном туннеле удельное сопротивление движению без тока

$$w_o = 10 + \frac{520}{M} + 3,24v + 1,19 \frac{F}{Mn} v^2, \quad (13.8)$$

где M – масса секции, т;

F – эквивалентная поверхность поезда (29–47 м²);

n – число вагонов в составе.

В формулы (13.6)–(13.8) значения скорости v подставляют в м/с.

При движении на уклоне на подвижной состав действует **дополнительная сила сопротивления**. Величина уклона обычно характеризуется тангенсом угла α между профилем пути и горизонталью (рисунок 13.1).

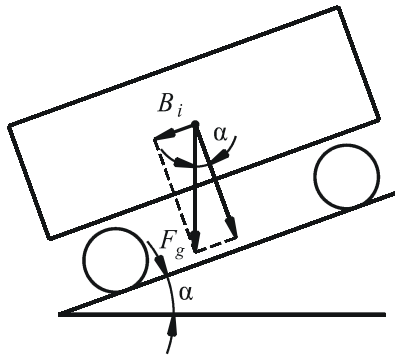


Рисунок 13.1 – Схема действия сил сопротивления от уклона пути

Обычно величину уклона выражают в тысячных долях с условным обозначением ‰, поэтому можно записать

$$i = 1000 \operatorname{tg} \alpha. \quad (13.9)$$

На подъеме i принимается со знаком «+», на спуске – со знаком «-». Согласно рисунку 13.1 сопротивление от уклона пути B_i , Н, можно определить по формуле

$$B_i = 10^3 F_g \sin \alpha \approx 10^3 F_g \operatorname{tg} \alpha = 10^3 M g \operatorname{tg} \alpha, \quad (13.10)$$

где F_g – сила тяжести транспортного средства, кН;

M – масса транспортного средства, т.

g – ускорение свободного падения, м/с².

Отсюда удельное сопротивление от уклона пути, Н/т,

$$b_i = \frac{B_i}{M} = g i \approx 10i. \quad (13.11)$$

На подъеме сила b_i препятствует движению и является положительной величиной, а на спуске – ускоряет движение вагона и является отрицательной величиной.

Сопротивление от уклона пути, действующее на транспортное средство, Н,

$$B_i = M b_i. \quad (13.12)$$

Уравнение движения тормозящегося транспортного средства, используемое при тормозных расчетах, получают в соответствии с законом механики, устанавливающим связь между массой и ускорением движущегося тела с приложенной к нему силой:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{B_T + W_o + B_i}{M(1 + \gamma)}, \quad (13.13)$$

где dv/dt – замедление транспортного средства, м/с².

Уравнение (13.13) можно получить путем преобразований уравнения (13.4), используя зависимость

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{v^2}{2S}. \quad (13.14)$$

Умножив обе части уравнения (13.13) на dt/dS и учитывая, что $dt/dS = 1/v$, получают другую форму уравнения движения тормозящегося транспортного средства:

$$v dv = \left(\frac{B_T + W_o + B_i}{M(1 + \gamma)} \right) dS. \quad (13.15)$$

В формулах (13.13) и (13.15) масса M транспортного средства принимается в кг.

13.2 Расчет тормозного пути, замедления и времени торможения

Эффективность торможения транспортного средства определяется величинами замедлений и тормозных путей, которые могут быть реализованы тормозной системой.

Тормозные расчеты выполняют методом «конечных приращений», который основан на допущении постоянства тормозного усилия за период небольшого изменения скорости движения. Для каждого интервала приращения скорости принимается значение тормозной силы, равное среднему значению в данном интервале.

Для проведения тормозных расчетов методом «конечных приращений» уравнение (13.13) несколько видоизменяется. Вместо бесконечно малых приращений скорости и времени (dv и dt), берутся малые конечные приращения этих величин (Δv и Δt), а B_T , B_i и W_0 считаются постоянными за этот малый элемент приращения скорости.

Приращение времени при торможении

$$\Delta t_T = \frac{M(1 + \gamma)\Delta v}{B_T + W_0 + B_i}, \quad (13.16)$$

Приращение тормозного пути ΔS , м, для выбранного приращения скорости Δv

$$\Delta S = v_{cp} \Delta t_T, \quad (13.17)$$

где $v_{cp} = \frac{v_n + v_k}{2}$ или $v_{cp} = v_n - \frac{\Delta v}{2}$.

Среднее замедление в принятом интервале

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_n + v_k}{\Delta t} = \frac{v_n^2 - v_k^2}{2\Delta S}. \quad (13.18)$$

По результатам расчетов строят кривые $v = f(s)$, $v = f(t)$.

Вышеуказанные расчеты характерны для режима установившегося торможения. Однако время торможения и тормозной путь зависят также от ряда факторов, предшествующих этому режиму. Рассмотрим график зависимости давления в тормозных цилиндрах от времени, представленный на рисунке 13.2.

За начальный момент отсчета времени принят момент появления аварийной ситуации. **Общее время торможения до полной остановки** выражается отрезком T ,

$$T = t_1 + t_2' + t_2'' + t_3, \quad (13.19)$$

где t_1 – время реакции водителя, по наблюдениям составляет 0,4–0,5 с, в расчетах принимают $t_1 = 1$ с;

t_2' – время от начала нажатия на тормозную педаль или поворота рукоятки крана до начала подъема давления воздуха в тормозной системе;

t_2'' – время наполнения тормозной системы сжатым воздухом, т. е. время повышения давления в тормозном цилиндре от нуля до конечного давления, в зависимости от типа тормозного крана принимается $t_2'' = 0,6 \dots 0,9$ с;

t_3 – время режима установившегося торможения.

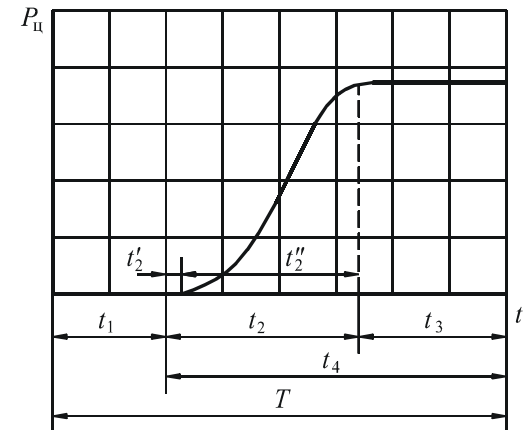


Рисунок 13.2 – График зависимости давления в тормозных цилиндрах от времени

Время от момента начала торможения до полной остановки

$$t_4 = t_2' + t_2'' + t_3. \quad (13.20)$$

Время приведения тормозов в действие (время нажатия на тормозную педаль), обозначенное на рисунке 13.2 отрезком t_2 , принимается в пределах 0,15–0,25 с. Повышение давления в тормозных цилиндрах для тормозов с пневматическим приводом происходит и после окончания движения тормозной педали.

Соответственно **общий тормозной путь** от момента появления препятствия до остановки подвижного состава

$$S = S_1 + S_2' + S_2'' + S_3, \quad (13.21)$$

где S_1 – путь, проходимый за время реакции водителя;

S_2' – путь, проходимый от момента начала торможения до начала подъема давления воздуха в тормозной системе;

S_2'' – путь, проходимый за время наполнения тормозной системы сжатым воздухом;

S_3 – путь, проходимый при установившемся давлении в тормозных цилиндрах.

В период времени t_1 и t_2' транспортное средство движется с начальной скоростью v_n . Тогда

$$S_1 = v_n t_1; \quad S_2' = v_n t_2'. \quad (13.22)$$

Тормозной путь S_2'' можно найти, решая уравнение движения (13.13) методами численного интегрирования по интервалам времени в предположении, что тормозная сила возрастает по линейному закону от нуля до максимальной.

Путем интегрирования уравнения движения (13.15) можно определить тормозной путь S_3 . Уравнение решают методами численного интегрирования по интервалам скорости.

Расчетное замедление транспортного средства при полном давлении в тормозных цилиндрах может быть найдено по формуле (13.13). Средние замедления за весь процесс торможения будут меньшими за счет времени t_1 , t_2' и t_2'' .

В связи с нелинейной зависимостью действующих на транспортное средство тормозных сил и сил сопротивления его движение является неравномерно замедленным. Поэтому при определении среднего замедления за весь период торможения различают два понятия – замедление, рассчитанное по времени торможения t_t , и замедление, рассчитанное по длине тормозного пути S .

Среднее замедление по времени торможения

$$a_t = \frac{v_n}{t_t}. \quad (13.23)$$

Среднее замедление по длине тормозного пути

$$a_s = \frac{v_n^2}{2S}. \quad (13.24)$$

Значения средних замедлений, рассчитанные по указанным формулам, различаются между собой. Каждое из понятий среднего замедления имеет свою область применения. Если рассматривать экстренное торможение, то его целью является получение кратчайшего тормозного пути. В этом случае интерес представляет замедление a_s . При служебном торможении основным является тормозное время, которое влияет на расход электроэнергии и другие экономические показатели. Для этого торможения рассчитывают замедление a_t .

13.3 Распределение тормозных сил по колесам транспортного средства

При торможении происходит перераспределение нагрузок между передними и задними колесами. Задние колеса разгружаются, а передние – нагружаются. Это необходимо учитывать при проектировании тормозов, так как максимальная эффективность торможения обеспечивается при полном использовании сцепления. Распределение максимальных тормозных сил между колесами должно быть пропорционально нагрузке на колеса.

Схема сил, действующих на троллейбус при торможении, приведена на рисунке 13.3.

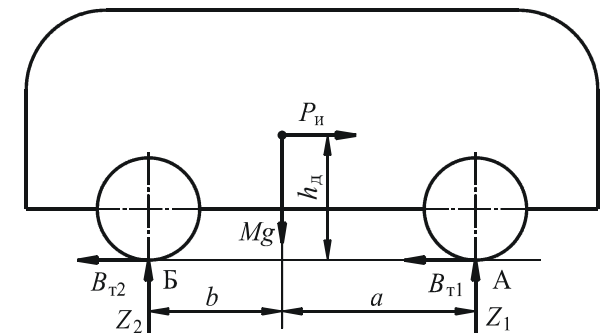


Рисунок 13.3 – Схема сил, действующих на троллейбус при торможении

Распределение нагрузок между колесами можно найти из условий равновесия моментов относительно точек Б и А:

$$Z_1(a+b) - Mgb - P_{и}h_{д} = 0; \quad (13.25)$$

$$Z_2(a+b) - Mga + P_{и}h_{д} = 0, \quad (13.26)$$

или

$$Z_1 = \frac{Mgb + P_{\text{и}}h_{\text{д}}}{a + b}; \quad (13.27)$$

$$Z_2 = \frac{Mga - P_{\text{и}}h_{\text{д}}}{a + b}, \quad (13.28)$$

где Z_1, Z_2 – нагрузки, приходящиеся соответственно на передние и задние колеса при торможении;

M – масса троллейбуса;

g – ускорение свободного падения;

$P_{\text{и}}$ – сила инерции;

$h_{\text{д}}$ – высота расположения центра тяжести троллейбуса.

Безъюзовое торможение передних и задних колес обеспечивается при выполнении следующих условий:

$$B_{\text{т1}} \leq Z_1\psi; \quad B_{\text{т2}} \leq Z_2\psi, \quad (13.29)$$

где $B_{\text{т1}}, B_{\text{т2}}$ – тормозные силы, реализуемые соответственно на передних и задних колесах;

ψ – коэффициент сцепления колес с дорогой.

Решая совместно уравнения (13.27), (13.28) и (13.29), получаем

$$B_{\text{т1}} = \frac{Mgb + P_{\text{и}}h_{\text{д}}}{a + b}\psi; \quad (13.30)$$

$$B_{\text{т2}} = \frac{Mga - P_{\text{и}}h_{\text{д}}}{a + b}\psi. \quad (13.31)$$

Сила инерции троллейбуса

$$P_{\text{и}} = M\left(-\frac{dv}{dt}\right). \quad (13.32)$$

Полное значение тормозной силы

$$B_{\text{т}} = M\left(-\frac{dv}{dt}\right); \quad B_{\text{т}} = Mg\psi, \quad (13.33)$$

откуда

$$\psi = \frac{(-dv/dt)}{g}, \quad (13.34)$$

где $-dv/dt$ – замедление троллейбуса при торможении.

С учетом выражений (13.32) и (13.34), уравнения (13.30) и (13.31) можно записать в виде

$$B_{\text{т1}} = Mg \frac{b + \left(-\frac{dv}{dt}\right) \frac{h_{\text{д}}}{g}}{a + b} \cdot \left(-\frac{dv}{dt}\right); \quad (13.35)$$

$$B_{\text{т2}} = Mg \frac{a - \left(-\frac{dv}{dt}\right) \frac{h_{\text{д}}}{g}}{a + b} \cdot \left(-\frac{dv}{dt}\right), \quad (13.36)$$

или

$$B_{\text{т1}} = Mg \frac{b + \psi h_{\text{д}}}{a + b} \psi; \quad (13.37)$$

$$B_{\text{т2}} = Mg \frac{a - \psi h_{\text{д}}}{a + b} \psi. \quad (13.38)$$

По уравнениям (13.35) и (13.36) определяют тормозные силы передних и задних колес при заданном замедлении троллейбуса, а по уравнениям (13.37) и (13.38) – при заданном коэффициенте сцепления.

При расчетах тормозных систем экстренного торможения рекомендуется принимать для троллейбусов $\psi = 0,6 \dots 0,8$, для рельсового подвижного состава $\psi = 0,4$.

Добавочную нагрузку передних (разгрузку задних) колес можно определить по одной из формул

$$\Delta Z = \frac{P_{\text{и}}h_{\text{д}}}{a + b}; \quad \Delta Z = \frac{M\left(-\frac{dv}{dt}\right)h_{\text{д}}}{a + b}; \quad \Delta Z = Mg\psi \frac{h_{\text{д}}}{a + b}. \quad (13.39)$$

13.4 Расчет стояночного тормоза

Сила нажатия тормозных колодок (накладок) должна быть достаточной для удержания транспортного средства в заторможенном состоянии

на нормируемом уклоне. Схема сил, действующих на заторможенное на уклоне транспортное средство, приведена на рисунке 13.4.

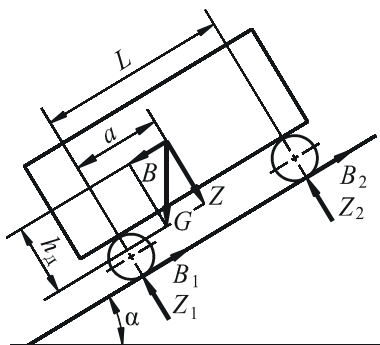


Рисунок 13.4 – Схема сил, действующих на заторможенное на уклоне транспортное средство

Максимальная тормозная сила, необходимая для удержания транспортного средства на месте при всех заторможенных колесах,

$$B_{\max} \leq M_{\max} g \cos \alpha \psi, \quad (13.40)$$

где M_{\max} – масса транспортного средства при максимальной загрузке пассажирами;
 ψ – коэффициент сцепления;
 α – нормируемый уклон.

При задних заторможенных колесах

$$B_{\max} = Z_2 \psi, \quad (13.41)$$

где Z_2 – нагрузка от задних колес на дорожное покрытие.

Для двухосного экипажа

$$Z_2 = \frac{M_{\max} g}{L} (a \cos \alpha - h_d \sin \alpha); \quad (13.42)$$

$$B_{\max} = \frac{\psi M_{\max} g}{L} (a \cos \alpha - h_d \sin \alpha), \quad (13.43)$$

где L – база транспортного средства;

a – расстояние от центра тяжести до передней оси;

h_d – высота центра тяжести от уровня дорожного покрытия.

Наибольший уклон $\alpha_{\text{пр}}$, на котором можно удержать заторможенное транспортное средство, определяется по формулам:

– при всех заторможенных колесах –

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{пр}} = \psi; \quad \alpha_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} \psi; \quad (13.44)$$

– при задних заторможенных колесах –

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{пр}} = \frac{a\psi}{L + \psi h_d}; \quad \alpha_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} \frac{a\psi}{L + \psi h_d}. \quad (13.45)$$

При расчетах механической части стояночного тормоза максимальная расчетная сила на рукоятке маховика колонки ручного тормоза принимается равной 200–300 Н, а на рычаге привода рычажного типа – 400 Н.

14 ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Для поддержания подвижного состава городского электрического транспорта в технически исправном состоянии, обеспечивающем безопасную и бесперебойную работу, производят его техническое обслуживание и ремонт. Техническое обслуживание и ремонт осуществляют в определенной системе в зависимости от времени нахождения транспортного средства в эксплуатации, объема выполняемых работ, потребности в ремонте либо профилактических ремонтах. Система технического обслуживания и ремонта определяет виды, сроки, содержание и чередование работ. Техническое обслуживание и ремонт тормозного оборудования выполняют в сроки, определенные для проведения технического обслуживания и ремонта транспортного средства в целом.

В основу обслуживания и ремонта подвижного состава положена планово-предупредительная система, в соответствии с которой через регламентированные промежутки времени или пробега на подвижном составе выполняют работы по установленному перечню.

14.1 Техническое обслуживание тормозного оборудования троллейбусов

При ежедневном техническом обслуживании (ЕО) осматривают приводы рабочего и стояночного тормозов, проверяют состояние тяг, наличие шплинтов и гаек, затяжку контргаек, работу компрессора, давление в пневмосистеме. Давление в пневматической системе троллейбуса ниже 0,64 МПа и выше 0,74 МПа указывает на необходимость регулировки регулятора давления. Если давление в тормозных камерах ниже 0,50 МПа при полностью нажатой тормозной педали, то необходимо отрегулировать ее ход. При вывешенном ведущем мосте

проверяют действие тормозов по скорости затормаживания вращающихся ходовых колес.

Основным видом ухудшения технического состояния аппаратуры напорной и тормозной систем является засорение магистралей и камер пневматического оборудования продуктами коррозии, консистентными соединениями масла и частицами минерального происхождения. Причиной коррозии является наличие влаги в сжатом воздухе, не задержанной влагомаслоотделителем.

Образование влаги в пневматической системе троллейбуса является неизбежным процессом, так как вследствие сжатия и нагрева воздуха даже с относительно низкой влажностью наступает его насыщенное состояние. Понижение температуры воздуха приводит к образованию конденсата. В зимнее время его наличие является причиной отказа тормозов. Поэтому при всех видах технического обслуживания из ресиверов сливают накопившийся конденсат. В холодную погоду перед этой операцией пневмосистему продувают горячим воздухом для размораживания льда в пневматических приборах.

Во время первого технического обслуживания (**ТО-1**), кроме работ в объеме ЕО, проверяют состояние и крепление тормозных цилиндров (камер) и воздухопроводов, действие пневматического привода, отсутствие заеданий, измеряют зазоры между накладками тормозных колодок и тормозным барабаном, регулируют выход штоков тормозных цилиндров. Проверяют действие тормозов на переднем и заднем мостах в вывешенном состоянии. Действие механических тормозов ведущего моста определяют по “срыву сцепления” (по началу вращения колес при включении тягового электродвигателя на первых позициях контроллера управления при заторможенных колесах) или по скорости остановки вращающихся колес. О работе механических тормозов управляемых колес судят по невозможности проворачивания их вручную в заторможенном состоянии.

Второе техническое обслуживание (**ТО-2**) является переходным между техническим обслуживанием и ремонтом троллейбуса. Вначале выполняют работы в объеме ТО-1. Затем снимают тормозные барабаны, осматривают их и проверяют надежность крепления. Проверяют время наполнения системы сжатым воздухом и величину его общей утечки. Оценивают работу тормозных кранов, состояние тормозных цилиндров (камер). Производят диагностику тормозных устройств. К диагностическим характеристикам относятся:

- тормозной путь и среднее замедление троллейбуса при торможении;

- выходы штоков тормозных цилиндров;
- время срабатывания тормозов;
- величина тормозных сил и распределение этих сил по колесам (разность между тормозными силами на левых и правых колесах не должна превышать 15–20 %);
- усилие свободного вращения колес;
- постоянство тормозного момента по углу поворота ходовых колес.

14.2 Методы контроля эффективности тормозных систем

Существует два основных метода контроля эффективности тормозных систем троллейбусов:

- дорожные испытания;
- стендовые испытания.

Дорожные испытания проводят на прямом горизонтальном участке дороги с высоким коэффициентом сцепления. В процессе торможения водитель не должен менять траекторию движения троллейбуса. Показателями эффективности тормозов при дорожном испытании являются:

- тормозной путь;
- установившееся замедление;
- время срабатывания тормозов.

Основные нормативные показатели тормозных свойств определяют в режиме испытания при полной загрузке транспортного средства.

При дорожных испытаниях замедление троллейбуса измеряют с помощью деселерометра. Принцип работы деселерометра основан на фиксации пути перемещения подвижной инерционной массы прибора относительно его корпуса, жестко связанного с конструкцией транспортного средства. При торможении троллейбуса подвижная масса прибора перемещается под действием силы инерции. Перемещение пропорционально замедлению.

Деселерометр фиксирует максимальное замедление. Имеются деселерометры с записью значений замедления на специальную ленту. Это позволяет одновременно с замедлением определить и время срабатывания тормозов. Есть деселерометр с сигнализацией. В случае, если замедление равно или больше заданного, на приборе загорается сигнальная лампочка. Если она не загорается, техническое состояние тормозов неудовлетворительное.

Нормативные показатели тормозов необходимо определять при полной загрузке троллейбуса. Это трудно выполнимо из-за большой трудо-

емкости таких испытаний. Дорожные испытания обычно проводят при приемке водителем троллейбуса перед выездом на маршрут. Проведение этих испытаний при техническом обслуживании и ремонте вызывает значительные трудности в связи с невозможностью маневра троллейбуса вне связи с контактной сетью, а это требует большого объема маневровых работ.

По результатам дорожных испытаний невозможно дать полное заключение об исправности тормозов. При испытании нельзя определить равномерность распределения тормозных сил по колесам. Различие в тормозных силах колес одной оси выше нормы при испытании может не привести к выводу за пределы допустимых тормозного пути и замедления из-за большой суммарной тормозной силы и хорошего сцепления. Во время эксплуатации на дорогах с худшим качеством сцепления при торможении троллейбуса может произойти потеря поперечной устойчивости (занос) и увеличение тормозного пути.

Стендовые испытания осуществляют на специальных стендах, на которых торможение происходит подобно торможению на дороге. Поверхность дороги, которая в контакте с колесами реализует тормозную силу, заменяют роликами или подвижной платформой. Стендовые испытания тормозов троллейбуса проводят двумя методами:

- инерционным;
- силовым.

При инерционном методе параметры тормозной системы измеряют во время поглощения тормозами кинетической энергии вращающихся частей стенда или движущегося троллейбуса. Вращающиеся массы стенда раскручивают специальным электродвигателем или двигателем троллейбуса.

При силовом методе со стороны стенда к заторможенному колесу прикладывается сила, характер изменения которой определяет состояние тормозов. Эта сила создается на стендах с частичным проворачиванием колес электромеханическими, пневматическими или гидравлическими устройствами, а на стендах с постоянной частотой вращения – затормаживанием колеса троллейбуса электродвигателем через редуктор.

Стендовый метод позволяет производить испытание тормозов непосредственно в помещении, требует меньших затрат времени и энергии, обладает большой точностью, воспроизводимостью и объективностью результатов. Кроме этого, метод позволяет оценить техническое состояние тормозного механизма каждого колеса, получить параметры и уста-

новить конкретную причину снижения эффективности тормозов, проводить повторный контроль после регулировки и ремонтных работ.

14.3 Средства стендового контроля

Для испытания тормозных систем троллейбусов реальное применение получили следующие стенды:

- роликовые инерционные;
- роликовые силовые;
- площадочные инерционные;
- площадочные силовые.

Применение стендов позволяет обеспечить измерение тормозных показателей с высокой точностью и регистрацией, имитировать различные дорожные условия, а также безопасность испытаний, малые затраты времени на диагностику.

Принципиальная схема **роликового инерционного стенда** приведена на рисунке 14.1. Троллейбус устанавливают на опорные ролики 1. «Разгон» троллейбуса осуществляется собственным двигателем с помощью ведущих колес, передаточного вала 6, редукторов 7 и цепных передач 4. Маховые массы 3 стенда при этом получают запас кинетической энергии, которая имитирует поступательное движение троллейбуса. Для отдельного торможения колес используются электромагнитные муфты 8. Частота вращения («скорость» движения) фиксируется тахогенераторами 2, тормозной путь – импульсными счетчиками оборотов 5, а наибольшее замедление каждого колеса – инерционными датчиками 9. При установке дополнительного электропривода роликов расширяются возможности стенда. Появляется возможность имитации движения на подъемах и спусках.

Площадочный инерционный стенд состоит из четырех площадок, подвижных в горизонтальном направлении. Каждая из них связана с динамометрической пружиной, препятствующей перемещению площадок. При испытании тормозов транспортное средство выезжает на подвижные площадки с точно зафиксированной скоростью (5–7 км/ч) и резко затормаживает. Возникающая при этом сила инерции пропорциональна тормозной силе, перемещает площадки на расстояние, пропорциональное массе транспортного средства, его замедлению и обратно пропорциональное жесткости пружин. Значение этой силы фиксируется на каждой площадке.

Площадочный силовой стенд имеет площадки, которые перемещаются по отношению к транспортному средству, прокручивая заторможенные колеса последнего. Значение силы прокручивания каждого колеса, характеризующее тормозную силу, регистрируется соответствующими датчиками.

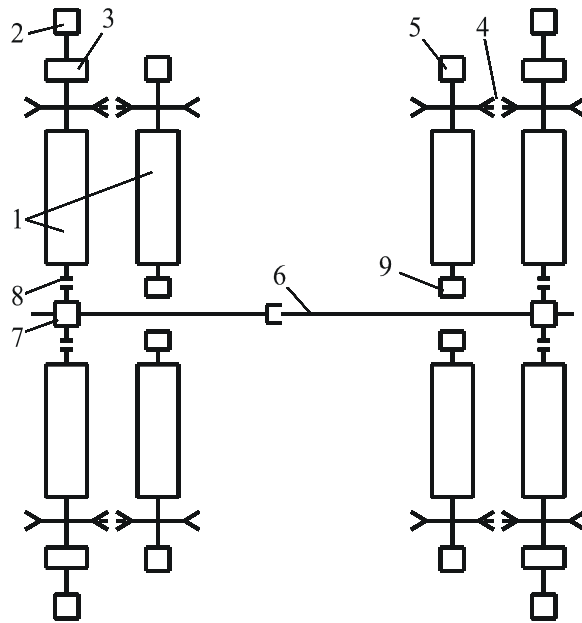


Рисунок 14.1 – Принципиальная схема ролевого инерционного стенда: 1 – опорные ролики; 2 – тахогенератор; 3 – маховик; 4 – цепная передача; 5 – импульсный счетчик оборотов; 6 – передаточный вал; 7 – редуктор; 8 – электромагнитная муфта; 9 – инерционный датчик замедления

Недостатком площадочных стендов является большая погрешность. Кроме того, они требуют значительных площадей для установки самого стенда и места для разгона транспортного средства.

Преимущества инерционных стендов хорошо реализуются для диагностики тормозов пневмоколесных машин, рассчитанных на высокие скорости движения. Однако применительно к троллейбусам они не существенны, так как их максимальная скорость движения до 60 км/ч, а торможение до скорости 5–6 км/ч осуществляется электрическим тормозом. По мнению специалистов наиболее приемлемыми являются ролековые силовые стенды.

Наибольшее распространение в эксплуатации получил **силовой ролековый тормозной стенд** типа СКТ. Он состоит из идентичных блоков роликов (рисунок 14.2) для каждого колеса троллейбуса. Блок включает в себя два ролика 5, кинематически связанных между собой

цепной передачей 4, измерительное устройство 3, установленное на вал 2, редуктор 1 и электродвигатель 7, обеспечивающий вращение роликов с крутящим моментом до 3 кН·м. Для съезда троллейбуса со стенда предусмотрена выталкивающая площадка 6. Ролики 5 выполнены с продольной нарезкой, что позволяет реализовать высокий коэффициент сцепления даже при мокрых шинах (0,65–0,75). В качестве измерительного устройства использован магнитоупругий преобразователь (МУП). Он позволяет измерять крутящий момент без механического или электрического контактов с вращающимся валом. Блок-схема стенда СКТ приведена на рисунке 14.3.

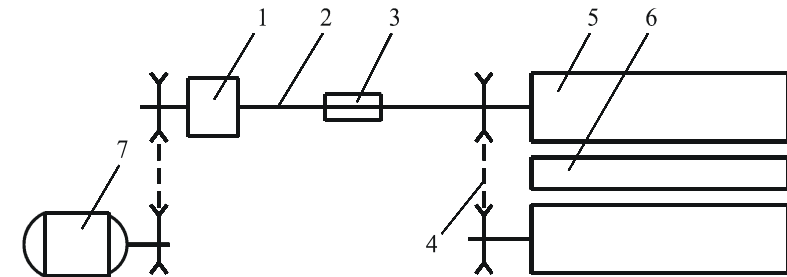


Рисунок 14.2 – Схема блока роликов стенда СКТ

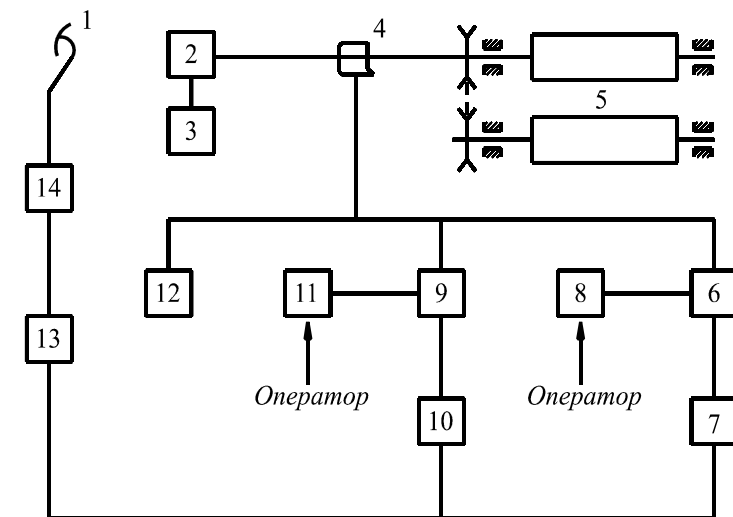


Рисунок 14.3 – Блок-схема стенда СКТ

С измерительного устройства 4, измеряющего крутящий момент на валу между роликами 5 стенда и редуктором 2, приводимом во вращение электродвигателем 3, сигнал поступает на прибор 12, по которому считывают текущее значение тормозной силы. Этот же сигнал поступает в блоки сравнения 9 и 6. Перед началом испытаний оператор вводит в блок уставок 11 нижнее значение тормозной силы, а в блок уставок 8 – верхнее значение тормозной силы. В процессе испытаний при нажатии педали 1 замыкается датчик 14, по сигналу которого блок 13 запускает секундомеры 7 и 10. Как только от датчика 4 в блок сравнения 9 поступает сигнал о достижении тормозной силы нижней величины, блок 9 останавливает секундомер 10, а в момент достижения тормозной силы верхней величины блок 6 останавливает секундомер 7.

Стенд позволяет измерять время нарастания тормозной силы до двух заранее заданных значений и установившееся значение этой силы, т. е. дает возможность реализовать на стенде различные режимы измерений.

Для диагностирования пневматических систем троллейбусов применяются **переносные стенды (СКП)**. Они позволяют измерять следующие параметры:

- производительность компрессора;
- давление сжатого воздуха, при котором открываются регуляторы давления;
- давление сжатого воздуха, при котором включается и выключается электродвигатель компрессора;
- давление сжатого воздуха, развиваемое тормозным краном в тормозных механизмах колес при нажатии тормозной педали;
- время нарастания и спада давления воздуха в тормозных цилиндрах при всех режимах торможения;
- плотность пневматической системы во всех режимах;
- проверку точности манометров на панели приборов.

14.4 Особенности контроля тормозных систем троллейбусных поездов

Особенности контроля тормозов троллейбусных поездов обуславливаются тем, что между троллейбусами поезда нет пневматической связи. При торможении механическим тормозом (дотормаживание после электрического торможения или при экстренном торможении) давление воздуха в тормозных цилиндрах (камерах) ведущей машины определя-

ется углом поворота тормозной педали по принципу следящего действия тормозного крана. Подача же сжатого воздуха в тормозные цилиндры ведомого троллейбуса осуществляется двухступенчато посредством системы электропневмоклапанов.

В процессе контролируют так называемую статическую характеристику. При этом определяют:

- давление настройки редуцирующего клапана электропневмоклапана первой ступени торможения;
- давление в приводе ведущей машины, при котором происходит включение электропневмоклапанов второй ступени торможения ведомой машины;
- давление настройки редуцирующего клапана электропневмоклапана второй ступени торможения ведомой машины;
- максимальное установившееся давление в приводе ведущей машины;
- взаимное положение углов поворота тормозной педали, при которых начинается нарастание давления соответственно в ведущей и ведомой машинах.

Этот контроль производится с помощью переносного стенда СКП. Контроль эффективности тормозов каждого из колес поезда осуществляется на стенде СКТ.

14.5 Техническое обслуживание тормозного оборудования трамваев

При ежедневном техническом обслуживании (**ЕО**) проверяют исправность тормозного оборудования, устраняют мелкие неисправности по заявкам водителей, сливают конденсат. В зимнее время прогревают пневматическую систему.

При контрольно-профилактическом осмотре (**КПО**) проверяют производительность и работу компрессора, уровень масла в картере, отсутствие утечек в пневматической системе. При наличии утечек их устраняют. Систему продувают сжатым воздухом. Проверяют состояние и надежность крепления тормозного оборудования, работу тормозных цилиндров, регулируют выходы штоков, проверяют четкость работы и легкость вращения рукоятки крана водителя. Контролируют зазор между тормозными накладками и барабаном у барабанного тормоза и положение башмака относительно рельса у рельсового тормоза. Проверяют работу всех видов тормозов трамвая.

При текущем ремонте (**ТР**) дополнительно к работам, выполняемым в объеме КПО, снимают клапанную коробку, проверяют и прочищают ее детали. Проверяют плотность тормозных цилиндров. Производят проверку плотности пневматической системы при давлении $0,60 + 0,05$ МПа при полном торможении и закрытых дверях, а также при полном торможении и открытых дверях. Время падения давления в системе на $0,05$ МПа ($0,5$ кгс/см²) не должно превышать 2,5–4,0 минут в зависимости от модели трамвая. Проверяют износ тормозных накладок. Износ тормозного башмака электромагнитного рельсового тормоза проверяют по риске.

При плановых видах ремонта основное тормозное оборудование трамвая демонтируют и направляют в специализированные цехи или мастерские.

При ревизии и осмотрах снимают только те детали, объем ремонта которых не может быть выполнен на месте.

14.6 Техническое обслуживание тормозного оборудования вагонов метрополитена

Техническое обслуживание тормозного оборудования производят при ТО-1, ТО-2 и ТО-3 с целью предупреждения отказов и поддержания его в работоспособном состоянии, обеспечивающем безопасность движения в период между соответствующими видами ТО. При этом осуществляют осмотр состояния, испытание и регулировку оборудования.

При текущих ремонтах вагонов ТР-1, ТР-2 и ТР-3 выполняют ремонт и замену отдельных деталей или узлов в зависимости от их состояния, а также испытания, регулировку и частичную модернизацию оборудования. Цель текущего ремонта – восстановить основные технические характеристики и обеспечить работоспособность в период между соответствующими ремонтами.

Сроки проведения видов технического обслуживания и ремонта устанавливают по пробегу.

При **ТО-1** производят внешний осмотр тормозной рычажной передачи и тормозных колодок, проверяют их состояние и крепление. При толщине средней части тормозной колодки менее 4 мм или наличии раковин колодку заменяют. Контролируют зазор между колодками и бандажом колесной пары. Проверяют крепление и состояние пневматического оборудования, наличие утечек воздуха на слух, сливают кон-

денсат из резервуаров и маслоотделителей, устраняют неисправности по записям локомотивной бригады.

При **ТО-2** кроме работ, предусмотренных по ТО-1, проверяют регулировку тормозной передачи и величину выхода штока. На всех вагонах проверяют состояние соединительных рукавов, шлангов, целостность и плотность воздухопроводов на слух. Утечки воздуха устраняют. В головных вагонах проверяют работу компрессора, правильность срабатывания регуляторов давления, действие крана машиниста, срывного клапана. Контролируют уровень масла в картере компрессора.

При **ТО-3** дополнительно к объему работ по ТО-2 на головных вагонах проверяют состояние деталей крана машиниста и смазывают их. Замеряют расстояние от нижней точки скобы срывного клапана до уровня головки рельса. На всех вагонах проверяют действие воздухо-распределителей и пневматических аппаратов.

ТР-1 выполняют без отцепки вагона от состава. Производят осмотр, ремонт и частичную ревизию всего тормозного оборудования, смазку и регулировку всех узлов. Особое внимание обращают на состояние ручного тормоза и тормозной рычажной передачи. Разбирают кран машиниста. Детали его протирают, проверяют их состояние, устраняют неисправности, смазывают. Кронштейн срывного клапана снимают для магнитной дефектоскопии. Ремонтируют компрессор, при необходимости заменяют клапанную коробку.

При **ТР-2** выполняют ревизию автотормозного и пневматического оборудования. Кран машиниста, предохранительный и обратный клапаны, реле давления и тормозной цилиндр подвергают ревизии в объеме ТО-1 на вагоне. Остальные тормозные приборы и аппараты демонтируют с вагона и отправляют в цех, где их ремонтируют и регулируют.

При **ТР-3** производят ремонт тормозной рычажной передачи и ручного тормоза. Тормозное и пневматическое оборудование подвергают ревизии, ремонту и испытанию. Продувают и ремонтируют воздухопроводы, осуществляют техническое освидетельствование воздушных резервуаров, ремонт и испытание компрессоров, ревизию и гидравлическое испытание пневматических рукавов. После ремонта и сборки тормозной рычажной передачи ее регулируют. Затем на вагоне проверяют плотность всех воздухопроводов, производительность и вибрацию компрессора, регулировку пневматического тормоза при всех видах торможения, работу стоп-кранов.

При **капитальном ремонте** все тормозное оборудование демонтируют с вагона и отправляют в цех для разборки, ремонта, испытания и регулировки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Иванов, М. Д.** Механическое оборудование электроподвижного состава городского транспорта / М. Д. Иванов. – М. : Транспорт, 1980. – 208 с.
- 2 **Троллейбусы. Устройство и техническое обслуживание** / М. В. Богдан [и др.] : под ред. М. В. Богдана. – Мн., 1997. – 256 с.
- 3 **Веклич, В. Ф.** Диагностирование технического состояния троллейбусов / В. Ф. Веклич. – М. : Транспорт, 1990. – 295 с.
- 4 **Ефремов, И. С.** Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта / И. С. Ефремов, Б. П. Гущо-Малков. – М. : Стройиздат, 1970. – 480 с.
- 5 **Ефремов, И. С.** Технические средства городского электрического транспорта : учеб. пособие для студентов вузов специальности «Городской электрический транспорт» / И. С. Ефремов, В. М. Кобозев, В. В. Шевченко. – М. : Высшая школа, 1985. – 448 с.
- 6 **Ефремов, И. С.** Механическое оборудование троллейбусов / И. С. Ефремов, В. М. Кобозев. – М. : Транспорт, 1978. – 309 с.
- 7 **Максимов, А. Н.** Городской электротранспорт: Троллейбус / А. Н. Максимов. – М. : Академия, 2004. – 256 с.
- 8 **Богдан, Н. В.** Троллейбус. Теория, конструирование, расчет / Н. В. Богдан, Ю. Е. Атаманов, А. И. Сафонов : под ред. Н. В. Богдана. – Мн. : Ураджай, 1999. – 346 с.
- 9 **Махмутов, К. М.** Устройства интервального регулирования движения поездов на метрополитене / К. М. Махмутов. – М. : Транспорт, 1986. – 351 с.

Учебное издание

ЛИСИЧКИН Эрнст Афанасьевич
РУДОВ Павел Корнеевич

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие

Редактор *И. И. Эвентов*
Технический редактор *В. Н. Кучерова*

Подписано в печать 14.07.2009 г. Формат бумаги 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 6,51. Уч.-изд. л. 6,58. Тираж 95 экз.
Зак. № . Изд. № 23

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный университет транспорта:
ЛИ № 02330/0133394 от 19.07.2004 г.
ЛП № 02330/0494150 от 03.04.2009 г.
246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.