

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тракторы»

Ю. Е. Атаманов
В. Н. Плищ

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-37 01 05
«Электрический и автономный транспорт»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2022

УДК 629.43.015/.017 (075.8)

ББК 39.83я7

A92

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Тракторы и автомобили» Белорусского
государственного аграрного технического университета
(зав. каф., канд. техн. наук, доцент *Г. И. Гедроить*);
начальник конструкторско-технологического отдела
ОАО «Приборостроительный завод ОПТРОН» НАН Беларуси,
магистр техн. наук *В. С. Булатовский*

Атаманов, Ю. Е.

A92 Эксплуатационные свойства электрического транспорта при торможении : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 05 «Электрический и автономный транспорт» / Ю. Е. Атаманов, В. Н. Плищ. – Минск : БНТУ, 2022. – 194 с.
ISBN 978-985-583-703-0.

В настоящем учебно-методическом пособии рассматриваются эксплуатационные свойства электрического и автономного транспорта при торможении; представлен метод подхода к анализу тормозных свойств электрического и автономного транспорта; рассмотрены оценочные показатели тормозных свойств электрического и автономного транспорта, автоматические системы и конструктивные методы их улучшения, а также механико-математические модели для исследования тормозных свойств.

Издание может использоваться при подготовке к лабораторным работам, при выполнении индивидуальных и курсовых работ, дипломных проектов.

УДК 629.43.015/.017 (075.8)

ББК 39.83я7

ISBN 978-985-583-703-0

© Атаманов Ю. Е., Плищ В. Н., 2022

© Белорусский национальный

технический университет, 2022

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	4
Введение.....	7
1. Тормозные свойства электрического транспорта.	
Основные понятия и определения	10
2. Оценочные показатели тормозных свойств.....	20
3. Эффективность торможения и тормозной путь	28
3.1. Способы торможения подвижного состава	28
3.2. Электрическое торможение.....	32
3.3. Торможение механическими тормозами.....	48
3.4. Тормозной момент стояночной тормозной системы	53
4. Уравнения движения подвижного состава при торможении	67
5. Характеристика асинхронного электродвигателя, работающего в генераторном режиме	75
6. Взаимодействия тормозящего колеса с кузовом подвижного состава, тормозным механизмом и опорной поверхностью	85
7. Торможения электробуса.....	98
7.1. Распределение тормозных сил по мостам и колесам электробуса	98
7.2. Снижение эффективности тормозной системы при постоянном распределении тормозных моментов	103
7.3. Эффективность запасной тормозной системы	109
7.4. Регулирование тормозных сил	111
7.5. Торможение сочлененного электробуса	123
7.6. Устойчивость электробуса при торможении	127
8. Торможение трамвая	139
8.1. Торможение механическими тормозами.....	139
8.2. Электромагнитные рельсовые тормоза	152
9. Тормозные расчеты	157
10. Механико-математические модели для исследования тормозных свойств подвижного состава	166
11. Влияние тормозных свойств на среднюю скорость движения подвижного состава	187
Контрольные вопросы.....	189
Литература	191
Предметный указатель.....	193

ПРЕДИСЛОВИЕ

Как известно, тормозная система обеспечивает безопасность во время движения транспорта на дорогах и городских улицах. Поэтому конструкторы уделяют особое внимание решению проблем, связанных с эффективностью торможения, созданию высоконадежных тормозных приводов и механизмов. В дальнейшем, наряду с проблемой эффективности торможения, стали возникать задачи обеспечения устойчивости и управляемости движения транспортных средств, в том числе и подвижного состава городского электрического транспорта, при торможении.

Следовательно, тормозные свойства подвижного состава являются одними из важнейших эксплуатационных свойств, влияющих на безопасность движения. В последние годы возросло внимание к безопасности дорожного движения, интенсивные усилия конструкторов были направлены на совершенствование тормозных систем. Новейшие стандарты по безопасности движения, которые определяют эксплуатационные требования к различным типам тормозных систем, были введены во многих странах.

В настоящем разделе «Теории электрического транспорта» представлен метод подхода к анализу тормозных свойств подвижного состава электрического транспорта. Рассмотрены критерии оценки тормозных свойств подвижного состава, методы улучшения тормозных свойств и механико-математические модели для исследования тормозных свойств.

Целью данного учебного пособия является оказание помощи студентам специальности «Электрический и автономный транспорт» в изучении раздела «Тормозные свойства подвижного состава» дисциплины «Теория электрического и автономного транспорта» и на основе теоретических сведений по тормозным свойствам дать им знания по выбору конструктивных параметров тормозных систем подвижного состава, обеспечивающих нормативные требования по тормозным свойствам и безопасности перевозки пассажиров в городских условиях, подготовить будущего инженера к разработке и теоретическому обоснованию технических предложений по модернизации существующих или созданию новых тормозных систем или их составных частей для эффективной эксплуатации отечественного подвижного состава.

Задача учебного пособия – изучение тормозных свойств подвижного состава электрического транспорта (электробуса, троллейбуса, трамвая), работающего в различных условиях эксплуатации.

Освоив материал раздела «Тормозные свойства подвижного состава», выполнив лабораторные и практические работы, студент должен уметь:

- проводить исследования процесса торможения подвижного состава различными способами, например, на механико-математических моделях, и анализировать результаты исследований;

- оценивать тормозные свойства подвижного состава, согласно действующим европейским и национальным стандартам;

- определять оптимальные конструктивные параметры подвижного состава, обеспечивающие безопасность пассажирских перевозок в городских условиях.

В учебном пособии сохранились основные традиционные вопросы, рассматриваемые в разделе «Тормозные свойства», и в то же время расширился обзор динамических процессов моделирования движения подвижного состава в процессе торможения, что осуществляется на основе механико-математических моделей подвижного состава и работы автоматических систем, улучшающих тормозные свойства. Поэтому в данном издании уделяется должное внимание разработке математических моделей с использованием исходных уравнений, описывающих взаимодействия тормозящего колеса с опорной поверхностью и движение подвижного состава в режиме торможения. Такой подход дает экономическое и логическое описание исследуемых процессов работы подвижного состава и является рациональным с точки зрения практического использования результатов исследования.

Для облегчения контроля знаний изучаемого материала в конце каждой главы даются контрольные вопросы, целью которых является проверка понимания и степени усвоения изученного материала.

В учебном пособии представлены примеры решения задач по определению тормозных свойств подвижного состава в случае преодоления им участков дорог или рельсового пути с различными коэффициентами сцепления. Пособие предназначено для студентов специальности 1-37 01 05 «Электрический и автономный транспорт», а также может быть использовано для подготовки магистров, изучающих теорию движения транспортных средств.

Кроме того, данное учебное пособие помогает определять показатели тормозных свойств и выявлять их зависимость от основных конструктивных параметров подвижного состава, его загрузки, условий и режима работы, рассчитать характеристики тягового электродвигателя, т. е. решить те задачи, которые ставятся перед студентом в курсовой работе, а в дальнейшем и в дипломном проекте.

Работа выполнена на кафедре «Тракторы» Белорусского национального технического университета (БНТУ). При работе над учебно-методическим пособием авторы опирались на известные труды по теории подвижного состава, теории электрической тяги и теории автомобиля. Авторами использован, помимо указанного в конце учебного пособия списка литературных источников, свой более чем двадцатилетний опыт чтения лекций, проведения лабораторных и практических работ, руководства курсовым и дипломным проектированием по дисциплине «Теория подвижного состава» в Белорусском национальном техническом университете.

Авторы выражают искреннюю благодарность заведующему кафедрой «Тракторы и автомобили» Белорусского государственного аграрного технического университета, кандидату технических наук, доценту Г. И. Гедроиту и начальнику конструкторско-технологического отдела ОАО «Приборостроительный завод Оптрон» НАН Беларуси, магистру технических наук В. С. Булатовскому, рецензировавшим рукопись и сделавшим замечания, направленные на улучшение содержания данного учебно-методического пособия.

Надеемся, что материал по тормозным системам подвижного состава, содержащийся в пособии, будет полезен студентам и магистрантам, изучающим теорию подвижного состава, а его использование будет содействовать дальнейшему улучшению учебного процесса.

ВВЕДЕНИЕ

Городской электрический транспорт является частью производственной и социальной инфраструктуры городов 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.

Тяговые и тормозные свойства подвижного состава тесно связаны между собой. Чем больше мощность тягового электродвигателя, тем большее, при необходимости, тяговое усилие можно создать на ведущих колесах и улучшить разгонное свойство подвижного состава. С другой стороны, требуется большее внимание обеспечению безопасности движения, а, следовательно, улучшению тормозных свойств подвижного состава.

В последнее время в связи с быстрым ростом мегаполисов напряженность и интенсивность движения транспорта на городских улицах представляет собой важную проблему. Вопросы безопасности движения подвижного состава городского транспорта, прежде всего, связаны с сохранением здоровья и жизни пассажиров. Известны два направления их решения: совершенствование пассивной и активной безопасности. Повышение надежности систем пассивной безопасности идет по пути совершенствования тормозных приводов, тормозных механизмов и конструкции подвижного состава, повышающих эффективность торможения и защищающих пассажиров и водителя от травм при дорожно-транспортных происшествиях. Улучшение систем активной безопасности обеспечивают путем создания алгоритмов, адаптированных к характеристикам опорной поверхности и режимам управления движением транспортных средств.

В настоящее время такие системы активной безопасности, как антиблокировочная (ABS), стали штатной системой управления торможением транспортных средств и были предписаны ЕЭК ООН к обязательному использованию. Системы активной безопасности решают главную задачу – повышение устойчивости и управляемости транспортных средств в тормозном режиме, одном из наиболее опасных режимов движения.

С целью повышения безопасности колесных машин их ведущие производители активно внедряют новые поколения электронных систем управления движением колесных машин (ABS, ASR, EVD, ESP, DSC, VSC). Разрабатываются эффективные концепции создания систем и алгоритмов автоматического управления движением транспортных средств.

Различают следующие способы торможения:

- автономно электродвигателем, работающим в генераторном режиме;
- электродвигателем совместно с тормозной системой, действующей на все колеса подвижного состава;
- только механическими или рельсовыми тормозами.

Если к ведущим колесам прекращается передача от двигателя вращающего момента, то подвижной состав продолжает в течение некоторого времени двигаться по инерции, накатом. Для этого случая движения уравнение тягового баланса принимает вид:

$$m\ddot{x} = F_f + F_B \pm F_h.$$

На хорошей горизонтальной дороге и, особенно, на рельсовом пути движение накатом может происходить на расстоянии в несколько сот метров, поэтому в случае необходимости быстрой остановки подвижного состава приходится прибегать к тормозной системе.

Потребность в торможении возникает в случае необходимости:

- снизить скорость движения;
- остановить подвижной состав на остановке или на перекрестке при запрещающем сигнале светофора;
- предотвратить превышение допустимой скорости;
- удержать подвижной состав в неподвижном состоянии на стоянке;
- повысить маневренность подвижного состава за счет подтормаживания колес одного борта.

Поэтому подвижной состав в городских условиях эксплуатации должен обладать способностью не только к быстрому разгону, но и к быстрому снижению скорости или к внезапной остановке. От эффективности торможения зависят два важных его качества: безопасность и производительность.

Безопасное движение возможно только при учете водителем всех факторов, от которых зависят тормозные свойства подвижного состава.

Управляя подвижным составом, водитель должен учитывать возможные изменения весовой нагрузки на его оси в процессе торможения. Двигаясь вниз по уклону опорной поверхности, следует принимать во внимание, что составляющая силы тяжести $G\sin\alpha_d$ при торможении создает опрокидывающий момент, дополнительно нагружающий переднюю ось, двигаясь вверх – догружающий заднюю ось.

Вместе с тем способность подвижного состава быстро или на малом пути по желанию водителя уменьшать скорость движения является фактором, положительно влияющим на среднюю скорость движения. Это означает, что хорошие тормозные свойства способствуют повышению эффективности работы подвижного состава как транспортного средства и должны гарантировать безопасность движения на любом участке опорной поверхности при соблюдении установленного режима движения.

Уменьшение скорости движения подвижного состава при торможении происходит за счет создания момента сопротивления вращению колес. При этом уменьшается (или полностью рассеивается) энергия подвижного состава, накопленная в процессе предыдущего движения. Причем скорость определяет кинетическую энергию подвижного состава, а вертикальный уровень опорной поверхности – потенциальную энергию. Преобразование накопленной энергии подвижным составом в работу трения может осуществляться в тормозных механизмах, расположенных непосредственно в колесах, на валах трансмиссии или электродинамическим рекуперативным или реостатным торможением тягового электродвигателя.

1. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Движущийся подвижной состав 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 подвижного состава (ПС) при регулировании его скорости или остановке, а также для удержания транспортного средства на месте.

На пассажирском 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 (ДТП) можно было бы предотвратить при более эффективном действии тормозных систем (меньший тормозной путь, отсутствие бокового скольжения и т. п.). Эффективность тормозов непосредственно влияет на все показатели качества пассажирского транспорта: безопасность, скорость движения, комфортабельность, экономичность.

В процессе движения ПС водитель не может изменить силы сопротивления движению, так как эти силы по своей природе являются нерегулируемыми. Поэтому быстро уменьшить скорость движения ПС, остановить, а также удержать его на уклонах можно, только приложив к нему управляемую силу сопротивления. Эту силу, искусственно увеличивающую сопротивление движению, называют *тормозной силой*.

Торможение – процесс создания и изменения искусственного сопротивления движению ПС с целью уменьшения его скорости, а при необходимости вплоть до полной остановки или удержания его в неподвижном состоянии.

Тормозные свойства – совокупность потенциальных свойств ПС, характеризующих способность интенсивно снижать скорость при движении в тормозном режиме и различных условиях, поддержа-

вать постоянную скорость на уклонах, обеспечивать устойчивое прямолинейное движение при торможении, надежно удерживать ПС в неподвижном состоянии.

Тормозной режим – режим, при котором ко всем или нескольким колесам подводятся тормозные моменты.

Активная безопасность – совокупность свойств и конструктивных особенностей ПС, обеспечивающих снижение вероятности дорожно-транспортных происшествий.

Тормозные свойства зависят от эффективности тормозной системы, ее конструктивного исполнения (типа тормозных механизмов, наличия электронных систем управления тормозами), управляемости, устойчивости, плавности хода подвижного состава и определяют активную безопасность подвижного состава. Поэтому тормозные свойства регламентируются международными документами, разработанными Комитетом по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН) – Правила № 13, в соответствии с которым разрабатываются национальные стандарты. Согласно с Правилами ЕЭК ООН № 13, все транспортные средства должны быть оборудованы тормозными системами, предназначенными для осуществления рабочего, стояночного и аварийного торможения.

Тормозная система в общем случае состоит из источника энергии, тормозного привода и тормозных механизмов. В качестве источника энергии на подвижном составе электрического транспорта используется сжатый воздух или электрическая энергия. Тормозной привод осуществляет передачу энергии от источника к тормозным механизмам и обеспечивает необходимое регулирование тормозных сил. Различают механические, гидравлические, пневматические, гидропневматические и электропневматические приводы. На ПС электрического транспорта в основном применяются пневматические и электропневматические приводы.

Подвижной состав должен иметь несколько тормозных систем, выполняющих различные функции: рабочую, запасную, стояночную, вспомогательную и работающую в режиме электродинамического торможения тяговым электродвигателем. На рис. 1.1 представлена классификация систем торможения, применяемых на ПС при существующих скоростях движения.

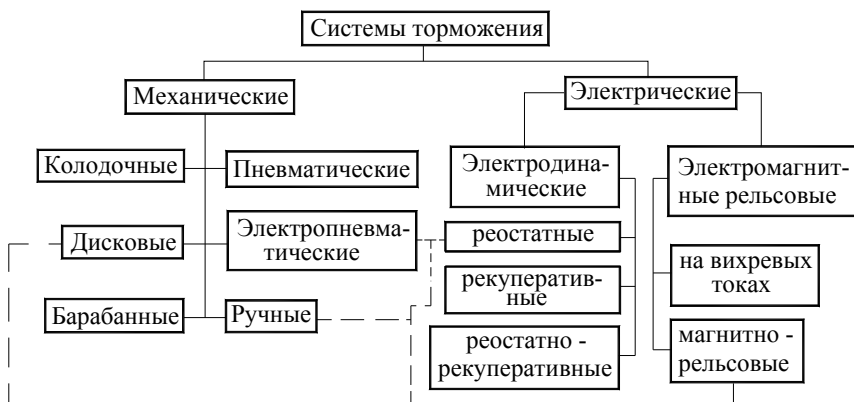


Рис. 1.1. Классификация систем торможения подвижного состава

Рабочая тормозная система является основной тормозной системой, обеспечивающей процесс торможения в нормальных условиях функционирования ПС, и служит для уменьшения его скорости движения вплоть до полной остановки. В процессе торможения кинетическая энергия ПС переходит в работу трения в тормозных механизмах, а также между колесом и опорной поверхностью. Управление рабочей тормозной системой осуществляется от ножной педали.

Запасная тормозная система служит для торможения ПС при отказе рабочей тормозной системы. Отдельно запасная тормозная система практически не применяется. Обычно функции запасной тормозной системы выполняют оставшийся исправным тормозной привод и тормозные механизмы двухконтурной рабочей тормозной системы.

Остановочная тормозная система обеспечивает автоматическое затормаживание ПС при открывании дверей. Она имеет электропневматическое управление и воздействует на тормозные механизмы колес.

Стояночная тормозная система предназначена для удержания ПС на месте. Привод стояночной тормозной системы воздействует на колесные тормоза рабочей тормозной системы. Управление стояночной тормозной системы – *ручное*.

Вспомогательная тормозная система, обеспечивающая электрическое торможение, служит для уменьшения скорости ПС перед полной остановкой. В процессе торможения кинетическая энергия преобразуется в тяговом электродвигателе, работающем в режиме

генератора, в электрическую энергию. Полученная электрическая энергия может возвращаться в тяговую электрическую сеть (рекуперативное торможение) или преобразуется в тепловую энергию пуско-тормозных сопротивлений (реостатное торможение). В последнем случае энергия рассеивается в атмосферу или используется в системе подогрева воздуха пассажирского салона. Управление вспомогательной тормозной системой осуществляется от ножной педали.

Тормоз – часть тормозного устройства, в котором возникают силы, противодействующие движению ПС.

Механический тормоз – часть тормозного устройства, в которой возникают силы, противодействующие движению ПС, за счет трения колодок о рабочую поверхность тормозного барабана или диска.

Рельсовый тормоз – часть тормозного устройства, в которой возникают силы, противодействующие движению трамвая, за счет трения башмаков тормоза о рельсы.

Электродинамическое торможение – торможение колес ПС через трансмиссию тяговым электродвигателем (ТЭД), переведенным в генераторный режим.

Устройство безопасности – устройство, постоянно удерживаемое водителем трамвая в рабочем (нажатом) положении, отпущение которого приводит в действие экстренное торможение.

Различают *аварийное* (экстренное) и *служебное* торможение. Аварийное торможение производится с максимальной интенсивностью, главным образом, с помощью рабочей (основной) тормозной системы. Обычно их количество не превосходит 5–10 % от общего числа торможений и происходит с максимальным замедлением 7–8 м/с².

Служебное торможение используют для плавного уменьшения скорости ПС или его остановки в заданном месте. Оно осуществляется либо рабочей (основной), либо вспомогательной тормозной системой. Торможение производится с небольшой интенсивностью, не вызывающей неприятных ощущений у водителя и пассажиров. Замедление при служебном торможении обычно не превышает 0,8–1,7 м/с².

При этом энергия ПС, имеющего приведенную массу m и движущегося, например, по уклону постоянной крутизны с разностью высот $\Delta h = h_n - h_k$, где h_n , h_k , соответственно, начальная и конечная высоты, должна быть равна его энергии торможения. Равенство энергий, в случае торможения ПС с начальной скорости v_0 до его остановки, будет иметь вид

$$m(v_0^2 / 2 + g\Delta h)\eta_{\text{ср}} = (F_{\text{т. ср}} + F_{f. \text{ ср}})s_{\text{т}},$$

где $\eta_{\text{ср}}$ – средний КПД тормозной системы в интервале скоростей от v_0 до нуля;

$F_{\text{т. ср}}$ – среднее значение тормозной силы;

$F_{f. \text{ ср}}$ – среднее значение силы сопротивления движению;

$s_{\text{т}}$ – тормозной путь подвижного состава до останова.

К силовым факторам процесса торможения относятся:

– сила управления $F_{\text{упр}}$ – сила, действующая на управляющее устройство;

– приводная сила $F_{\text{пр}}$ – результирующая сила во фрикционных тормозах, прикладываемая к тормозной накладке и создающая тормозную силу с помощью трения в тормозном механизме;

– тормозной момент – момент, создаваемый силами трения относительно оси вращения колеса;

– результирующая тормозная сила $F_{\text{т. рез}}$ – сумма тормозных сил, возникающих между колесами и опорной поверхностью при торможении;

– распределение тормозных сил – тормозные силы, приложенные к мосту (оси) подвижного состава; задаются в процентах или долях от результирующей тормозной силы $F_{\text{т. рез}}$ моста (оси);

– тормозной коэффициент $k_{\text{тор}}$ определяет взаимосвязь между результирующей окружной силой тормозного механизма $F_{\text{т. мех}}$ и приводной силой $F_{\text{пр}}$, приложенными на расчетном радиусе тормозного механизма

$$k_{\text{тор}} = F_{\text{т. мех}} / F_{\text{пр}}.$$

Средняя величина приводной силы подсчитывается, если возникают разные силы в тормозных механизмах

$$F_{\text{ср. пр}} = \sum_{i=1}^n F_{\text{пр. } i} / n,$$

где n – число тормозных колодок.

В ГОСТ Р 51709-2001 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки» даны следующие термины, характеризующие работу тормозной системы:

1. *Время срабатывания тормозной системы* – это интервал времени от начала торможения до момента, в который замедление транспортного средства принимает установившееся значение при проверках в дорожных условиях, либо до момента, в который тормозная сила при проверках на стендах принимает максимальное значение, или происходит блокировка колеса транспортного средства (ТС) на роликах стенда. При проверках на стендах измеряют время срабатывания по каждому из колес транспортного средства.

2. *Время запаздывания тормозной системы* – это интервал времени от начала торможения до момента появления замедления (тормозной силы).

3. *Время нарастания замедления* – интервал времени монотонного роста замедления до момента, в который замедление принимает установившееся значение.

4. *Эффективность торможения* – мера торможения, характеризующая способность тормозной системы создавать необходимое искусственное сопротивление движению транспортного средства.

Эффективность торможения до полной остановки подвижного состава зависит от силы сцепления колес с опорной поверхностью. На дорогах с асфальтовым или бетонным покрытиями коэффициент продольного сцепления определяется совокупностью коэффициентов трения покоя и скольжения с различными скоростями в различных точках контакта колеса с опорной поверхностью. При полном буксовании или скольжении ведущих колес коэффициент сцепления является фактически коэффициентом скольжения.

Различают следующие конструкции привода тормозных систем:

– *одноконтурная тормозная система* – система с приводом, имеющим один контур и состоящим из одной цепи, при повреждении которой энергия к тормозным механизмам не поступает;

– *многоконтурная тормозная система* – система, имеющая тормозной привод, включающий в себя несколько цепей. В случае повреждения одной из цепей энергия для создания тормозной силы может передаваться полностью или частично по исправным цепям привода;

– *однопроводная тормозная система* – система сочлененного подвижного состава, при которой используется лишь одна линия

и для передачи энергии, и для управления тормозной системой прицепного звена;

– *двух- или многопроводная тормозная система* – система сочлененного ПС, при которой для тормозных систем прицепных звеньев используется несколько линий: отдельно для передачи энергии и отдельно для управления.

Классификация систем управления тормозами. История бурного развития систем контроля проскальзывания колес началась с антиблокировочной системы управления тормозами ABS. Последовавшие за ней антипробуксовочная система ASR и система электронной блокировки дифференциала EDS, как и сама система ABS, были «классическими» системами контроля проскальзывания колес, т. е. системами, которые за счет удержания проскальзывания колес в заданных пределах оказывают влияние на процессы реализации тяги или торможения или же непосредственно улучшают курсовую устойчивость подвижного состава (ESC). В последние годы появилось и много других систем, которые частично можно отнести к названным выше «классическим». Так, например, функция удаления влаги с тормозных дисков улучшает работу тормозов в сырую погоду (при включенном стеклоочистителе), однако не оказывает прямого влияния на величину проскальзывания колес.

Далее для удобства будем придерживаться разбиения систем на группы по следующим критериям (рис. 1.2):

– системы, оказывающие влияние на процессы торможения, трогания и ускорения или непосредственно на динамическое состояние подвижного состава;

– некоторые, разработанные в последние годы, системы могут «использовать» ESC для активного (автоматического) создания тормозного усилия без участия водителя (например, адаптивный круиз-контроль ACC). Такие системы называются *внешними системами*;

– системы, которые могут «использоваться» системой ESC в качестве исполнительных механизмов для повышения курсовой устойчивости ПС.

Исключение рассмотренной классификации – система контроля давления в шинах (RKA), которая использует ESC, чтобы получить данные для реализации вспомогательной информационной функции, а не для затормаживания подвижного состава. Поскольку она все же использует ESC для реализации «внешней» функции, RKA

отнесена здесь к внешним системам, несмотря на то, что программное обеспечение этой функции установлено и работает в блоке управления ABS/ESC.

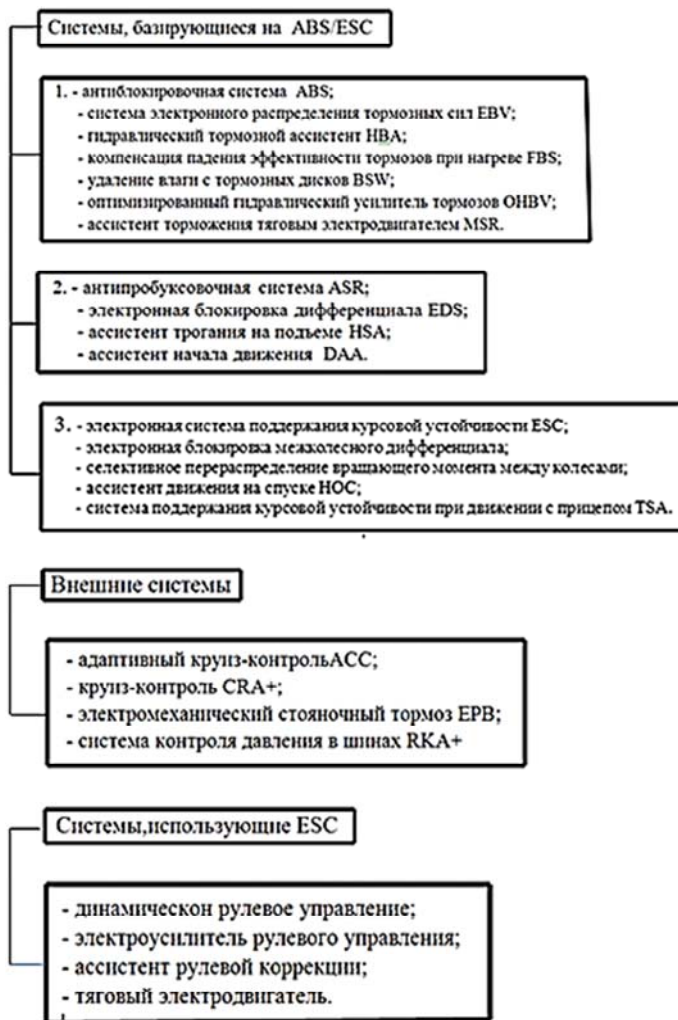


Рис. 1.2. Классификация систем управления тормозами:
1 – оказывают влияние на процессы торможения;
2 – оказывают влияние на процессы трогание–разгон;
3 – оказывают влияние на курсовую устойчивость

Требования к тормозным системам транспортных средств. Тормозная система транспортных средств, кроме общих требований к конструкции, имеет повышенные специальные требования, т. к. она обеспечивает безопасность движения транспорта на дорогах. Поэтому тормозная система, в соответствии с этими требованиями, должна обеспечивать:

– быстрое и эффективное срабатывание тормозной системы после приведения тормозных механизмов в работу. Эффективность торможения оценивается расстоянием, которое проходит транспортное средство за время торможения (тормозной путь);

– высокие надежность и стабильность тормозных свойств, которые заключаются в безопасной работе в течение всего периода эксплуатации при любых дорожных, природно-климатических условиях и в независимости от функционирования других механизмов транспортного средства (двигателя, трансмиссии и т. п.);

– устойчивость движения транспортного средства во время торможения, которая достигается путем синхронного срабатывания тормозных механизмов и равенства тормозных усилий, прилагаемых к каждому колесу, а также высокой стабильностью создаваемых системой тормозных моментов, что в совокупности препятствует заносу или опрокидыванию транспортного средства при торможении. Тормозные системы современных транспортных средств, чтобы выполнить данное требование, могут дополнительно оборудоваться устройствами, автоматически препятствующими блокировке колес, регуляторами тормозных сил и т. п.;

– плавность торможения и пропорциональность между управляющим воздействием водителя на тормозную педаль и тормозным эффектом на всех режимах торможения и растормаживания. Данное условие выполняется путем применения в конструкции тормозных механизмов или их приводов специальных следящих устройств, обеспечивающих соответствие эффективности торможения усилию на органе управления тормозами (тормозная педаль, тормозной рычаг и т. п.);

– удобство управления тормозной системой, которое заключается в быстром доступе к органам управления, комфортности управления с применением усилий, не превышающих установленных соответствующими стандартами норм. В частности, расчетное замедление электробуса должно обеспечиваться при усилении на педаль тормозной системы не превышающем 700 Н;

- отсутствие полного блокирования (юз) колес;
- неравномерность действия тормозов левого и правого колес одной оси не должна превышать определенной величины;
- отсутствие раздражающих органолептических явлений при торможении (скрип, неприятный запах);
- повышенную надежность всех элементов тормозных систем, основные элементы которых не должны выходить из строя на протяжении гарантированного ресурса;
- для предотвращения заноса сочлененных ТС тормоза прицепов должны срабатывать несколько раньше, чем тормоза ведущего звена.

Должна быть также предусмотрена сигнализация, оповещающая водителя о неисправностях в системе тормозного управления.

Таким образом, на ПС применяются различные системы торможения: механические, электрические и др. В процессе торможения энергия движущегося ПС за короткое время нагревает тормозные механизмы и рассеивается в окружающую среду. ПС должен быть остановлен по условиям безопасности движения на расстоянии, не превышающем длины нормативного тормозного пути. Тормозные силы должны быть распределены так, чтобы обеспечивать максимальную эффективность и устойчивость подвижного состава при торможении. Это обеспечивается подбором размеров колесных тормозных цилиндров и тормозов разной эффективности.

2. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ

Если путь, проходимый при трогании и разгоне, не связан в нормальных условиях его функционирования с безопасностью движения, то при торможении ПС должен быть остановлен по условиям безопасности на расстоянии, не превышающем длины тормозного пути, которое установлено нормативом.

Процесс торможения ПС данной массы зависит главным образом от его тормозной характеристики $F_T(v)$. В тяговых расчетах трамвая обычно используют удельную тормозную силу $W_T(v)$, т. е. тормозную силу, действующую на единицу массы трамвая. При этом

$$W_T(v) = F_T(v) / (mg), \text{ Н/кН.}$$

Тормозная характеристика – зависимость тормозной силы от скорости подвижного состава $F_T(v)$. Она определяется системой торможения, которой оборудован ПС, его техническим состоянием, скоростью движения и состоянием опорной поверхности.

Характеристика силы сопротивления движению $F_f(v)$ зависит от скорости движения, типа ПС, нормальных нагрузок колес на дорогу или колесных пар на рельсы, типа рельсов, состояния верхнего строения пути, профиля пути и метеорологических условий в данном районе эксплуатации ПС.

Весь процесс торможения состоит из нескольких этапов, которые показаны на тормозной диаграмме (рис. 2.1), представляющей собой зависимость замедления или тормозной силы от времени.

Если в момент времени $t = 0$ возникает ситуация, вынуждающая тормозить, водитель оценивает обстановку и переходит к непосредственным действиям. Этот процесс занимает время, называемое *временем реакции водителя* t_p . Время реакции зависит от квалификации водителя, его возраста, психологического состояния и колеблется в пределах от 0,2 до 1,5 с. Время реакции водителя включает время психической реакции t'_p (оценка обстановки и принятия решения на торможение) и время физической реакции t''_p (перенос ноги на тормозную педаль). При расчетах обычно принимают время реакции водителя равным $t_p = 0,8$ с.

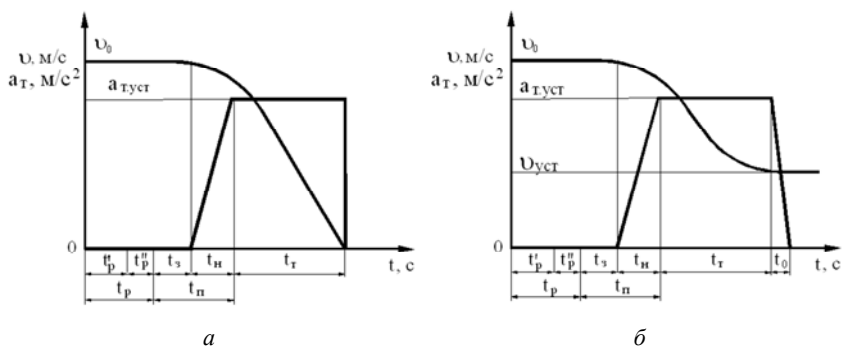


Рис. 2.1. Тормозная диаграмма подвижного состава:
 а – полное торможение; б – частичное торможение

Началом торможения принято считать момент времени, когда водитель начнет нажимать на тормозную педаль. После нажатия на тормозную педаль в течение некоторого времени t_3 происходит передача усилия от педали к тормозным механизмам. Это время называется *временем запаздывания тормозного привода*. Оно зависит от типа тормозного привода, его конструктивных особенностей, технического состояния и возрастает у пневматического привода при увеличении длины трубопроводов. Для пневматического привода в расчетах можно принимать $t_3 = 0,2$ с.

Тормозной момент и, соответственно, замедление ПС нарастают в течение промежутка времени t_n , называемого *временем нарастания замедления*. Это время определяется интенсивностью нажатия водителем педали тормоза, а также временем необходимым для наполнения воздухом тормозных камер и деформации механизмов привода и тормоза. При расчетах тормозной динамики ПС обычно считают, что водитель быстро (мгновенно) нажимает тормозную педаль. При этом нарастание замедления происходит по линейному закону, а максимальное замедление $a_{T, \max}$ достигается за время $t_n = 0,4-0,5$ с.

Суммарное время $t_3 + t_n$ называют *временем срабатывания тормозного привода* t_{cp} . Максимальное время срабатывания тормозного привода регламентировано стандартами и не должно превышать 0,6 с. Использование электродинамического торможения приводит к отсутствию времени запаздывания t_3 , а время нарастания замедления t_n будет зависеть от податливости деталей трансмиссии.

В течение некоторого времени t_T ПС движется с заданным замедлением a_T . При достижении ПС требуемого уменьшения скорости водитель отпускает тормозную педаль. Происходит *оттормаживание* – уменьшение замедления ПС. Время оттормаживания t_o при пневматическом приводе составляет 0,5–0,7 с. В момент остановки замедление уменьшается до нуля за очень короткий промежуток времени.

Приведенная диаграмма представляет идеализированную характеристику процесса торможения ПС. В действительности в приводе и тормозных механизмах происходят динамические процессы, тормозные силы не постоянны и нарастают не плавно.

Весь путь, проходимый ПС от момента, когда водитель заметил препятствие, до полной остановки, называют *остановочным* s_o . Остановочный путь складывается из пути, проходимого ПС в течение времени реакции водителя и срабатывания тормозного привода $s_{p.з}$, а также пути торможения s_T :

$$s_o = s_{p.з} + s_T.$$

Как указывалось выше, тормозные свойства ТС в значительной степени определяют безопасность движения. Поэтому к эффективности и надежности тормозных систем предъявляются особо жесткие требования. Действующими стандартами предусмотрены следующие показатели эффективности тормозных свойств ТС:

– установившееся замедление $a_{T.уст}$, обеспечиваемое рабочей тормозной системой при постоянном заданном усилии на тормозную педаль;

– тормозной путь s_T – расстояние, проходимое ПС за время действия на него тормозных сил до полной остановки;

– время срабатывания тормозного привода t_{cp} – время от момента начала нажатия на педаль тормоза до достижения установившегося замедления $a_{T.уст}$;

– установившееся замедление $a_{T.уст.з}$ – замедление, обеспечиваемое запасной тормозной системой;

– максимальный уклон $i_{T.max}$, на котором ПС удерживается стояночной тормозной системой;

– установившаяся скорость на спуске при торможении двигателем $v_{T.уст}$.

Нормативы показателей тормозных свойств ТС, предъявляемые ГОСТ Р-41.13.99, ГОСТ Р 51709-2001, ГОСТ 4364-88, ОСТ 37.001.067-86, ТР ТС 018 к рабочей тормозной системе новых автомобилей (электробусов), приведены в табл. 2.1, а для запасной системы – в табл. 2.2. Эти требования полностью совпадают с нормативами, предусмотренными Правилами ЕЭК ООН № 13.

Таблица 2.1

Нормативы эффективности рабочей тормозной системы
пассажирских автотранспортных средств категории М

АТС	Категория	Начальная скорость, км/ч	Усилие на педали, Н	Тормозной путь, м (замедление m/s^2), при испытаниях		
				типа «ноль»	типа I	типа II
Автомобили:						
– легковые с числом мест для сидения не более 8	M_1	80	500	43,2 (7,0)	52,1 (5,6)	Соответствует базовой модели
– автобусы с числом мест для сидения не более 8	M_2	60	700	32,1 (6,0)	38,0 (4,8)	–
– автобусы полной массой более 5 т	M_3	–	–	–	–	39,8 (4,5)
Автопоезда:						
– с числом мест для сидения не более 8	M_1	80	500	50,7 (5,8)	61,7 (4,6)	Соответствует базовой модели
– автопоезда полной массой более 5 т	M_3	60	700	33,9 (6,0)	39,8 (4,8)	41,6 (4,5)

Таблица 2.2

Нормативы эффективности запасной тормозной системы
пассажи́рских автотранспортных средств категории *M*

АТС	Категория	Начальная скорость, км/ч	Усилие на органе управления, Н		Тормозной путь, м, не более	Установившееся замедление, м/с ² , не менее
			ручном	ножном		
Автомобили:						
– легковые с числом мест для сидения не более 8	M_1	80	400	500	93,3	2,9
– автобусы полной массой более 5 т	M_3	60	600	700	64,4	2,5
Автопоезда:						
– с числом мест для сидения не более 8	M_1	80	400	500	100,7	2,5
– автобусы полной массой более 5 т	M_3	60	600	700	66,2	2,5

Дорожные испытания по определению показателей тормозных свойств автомобилей (электробусов) проводят при тех же условиях, что и при определении показателей тягово-скоростных свойств, за исключением того, что плотность воздуха не контролируется. Нагрузка и ее распределение по мостам или тележкам должны соответствовать техническим условиям. Агрегаты трансмиссии и ходовой части (кроме тормозных механизмов) должны быть прогреты. Износ рисунка протектора шин электробуса должен быть равномерным и не превышать 50 %. Участок дороги или рельсового пути, на котором проводятся испытания рабочей (основной), вспомогательной и запасной тормозных систем, и погодные условия должны удовлетворять тем же требованиям, которые к ним предъявляются при оценке скоростных свойств подвижного состава.

Испытаниям подвергаются автомобили (электробусы) с полной нагрузкой. Выход автомобиля (электробуса) из коридора шириной 3,5 м и блокирование колес при торможении не допускаются. При торможении водитель не должен подправлять траекторию движения машины с помощью рулевого управления, если того не требует безопасность движения.

Поскольку эффективность тормозных механизмов в большой степени зависит от температуры трущихся пар, тормозные испытания проводят при их различных тепловых состояниях.

В процессе испытаний, посредством специальной аппаратуры, измеряют и регистрируют скорость и замедление ПС, тормозной путь и время. Для измерения усилия на педали используют «тензометрическую педаль». Аппаратура должна обеспечивать измерение тормозного пути с точностью $\pm 2,5$ %, замедления и скорости торможения – с точностью $\pm 1,5$ %, усилия на педали, курсового угла, температуры тормозных механизмов – с точностью $\pm 3,0$ %.

По принятым в настоящее время стандартам, испытания по определению эффективности рабочей тормозной системы, делят на три типа: испытания «ноль», испытания I и испытания II. Испытания «ноль» предназначены для оценки эффективности рабочей тормозной системы с холодными тормозными механизмами. Во время испытаний I определяют эффективности рабочей тормозной системы при нагретых тормозных механизмах путем предварительных торможений, а при испытаниях II – при механизмах, нагретых путем торможения на затяжном спуске. В ГОСТах определены начальные скорости, с которых должно производиться торможение, установившееся замедление и тормозные пути (см. табл. 2.1 и 2.2).

Установившееся замедление электробуса должно быть не менее 6 м/с^2 при действии рабочей (основной) тормозной системы и $2,5 \text{ м/с}^2$ при торможении запасной тормозной системы. Минимальное установившееся замедление электробусов, находящихся в эксплуатации, обычно допускается несколько меньшим (на 10–12 %), чем новых.

Вспомогательная тормозная система должна обеспечивать поддержание постоянной установившейся скорости на затяжном спуске $v_{т.уст} = 30 \pm 2 \text{ км/ч}$ при уклоне $i = 0,07$.

Стояночная тормозная система должна удерживать подвижной состав для перевозки пассажиров в покое на уклоне не менее $i = 0,25$.

Нормативы показателей тормозных свойств трамвая. Служебная тормозная система должна обеспечивать выполнение нормативов эффективности торможения трамвая при проверках в дорожных условиях, согласно табл. 2.3. Начальная скорость торможения составляет 40 км/ч.

Таблица 2.3

Нормативы эффективности торможения трамвая

Режим торможения	Тормозной путь трамвая s_T , м, не более
Служебное торможение	45
Экстренное торможение	21

Примечание: значения приведены для трамвая с полной массой в снаряженном состоянии. Время полного приведения в действие органа управления рабочей тормозной системой должно соответствовать требованиям эксплуатационных документов.

Стояночная тормозная система должна обеспечивать неподвижное состояние трамвая с полной массой в снаряженном состоянии на участке пути с уклоном $(9 \pm 1) \%$.

Экстренное торможение должно осуществляться совместным действием электродинамического, рельсового и механического тормозов с одновременной подачей песка на рельсы и включением наружной звуковой сигнализации.

При экстренном торможении трамвая должно быть обеспечено выполнение норматива эффективности торможения, согласно табл. 2.3.

Экстренное торможение трамвая должно осуществляться при:

- отпускании устройства (педали) безопасности;
- приведении в действие рукоятки «стоп-кран»;
- нажатии кнопок экстренного торможения;
- разрыве сцепного устройства трамвайного поезда;
- отсутствии тока в низковольтной цепи.

Рельсовый тормоз должен полностью находиться над головкой рельса. Зазор между полюсом рельсового тормоза и головкой рельса

должен быть в пределах от 8 до 12 мм или соответствовать требованиям эксплуатационных документов.

Рельсовые тормоза включаются при:

– нажатии кнопок экстренного торможения (приведении в действие рукоятки «стоп-кран») в салоне трамвая либо на пульте управления трамваем;

– установки рукоятки контроллера в положение экстренного торможения;

– отпускании устройства безопасности;

– разрыве сцепного устройства трамвайного поезда.

Системы сигнализации и контроля работы тормозных систем должны находиться в работоспособном состоянии, а звуковая и световая сигнализации должны информировать водителя об экстренном торможении.

Песочницы трамвая должны находиться в работоспособном состоянии и включаться при:

– приведении в действие рукоятки «стоп-кран»;

– отпускании устройства безопасности;

– нажатии кнопок экстренного торможения;

– разрыве сцепного устройства трамвайного поезда;

– нажатии кнопки включения песочницы (песок сыпется при удержании кнопки, а при ее отпускании песочницы отключаются) на рукоятке контроллера;

– пробуксовке колес (при трогании с места, движении под уклон).

Песок должен быть сухим. Массовая доля влаги песка должна быть не более 0,5 %. При включении песочницы песок должен сыпаться на головку рельса. Не допускаются механические заедания при работе песочниц и самопроизвольное высыпание песка.

3. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТОРМОЖЕНИЯ И ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ

3.1. Способы торможения подвижного состава

Торможение ПС может осуществляться несколькими способами:

– только электродвигателем, так называемое электрическое торможение, или электрическими тормозами (применяется для снижения скорости подвижного состава как в хороших условиях сцепления колес с опорной поверхностью, так и на участках с низким коэффициентом сцепления);

– только тормозными механизмами рабочей тормозной системы (применяется в хороших условиях сцепления колес с опорной поверхностью для остановки подвижного состава в намеченном месте);

– электродвигателем и тормозными механизмами (применяется наиболее часто для снижения скорости, особенно на участках опорной поверхности с низким коэффициентом сцепления, чтобы предотвратить блокировку колес тормозными механизмами и исключить занос электробуса).

Торможение электродвигателем основано на переводе тяговых электродвигателей в режим генераторов. Электрическое торможение разделяется на рекуперативное, реостатное и рекуперативно-реостатное. В случае рекуперативного торможения вырабатываемая при работе электродвигателя в генераторном режиме электроэнергия возвращается в контактную сеть, а при реостатном торможении – гасится в реостатах. В рекуперативно-реостатных тормозах на большой скорости ПС электроэнергия возвращается в сеть, на малой скорости – гасится в реостатах.

Механическим называется тормоз, у которого кинетическая энергия движущегося ПС преобразуется в тепловую за счет сил трения в механических тормозных механизмах, которые классифицируются по различным признакам: по принципу реализации тормозной силы, конструкции привода, конструкции тормозного механизма.

По принципу реализации тормозной силы различают две группы тормозов:

– реализующие тормозную силу посредством сцепления колес с опорной поверхностью (дорожным покрытием или рельсами);

– реализующие тормозную силу независимо от взаимодействия колес с опорной поверхностью и ее состоянием.

Тормозная сила у тормозов первой группы ограничивается силой сцеплением колес с опорной поверхностью. Тормоза этой группы бывают колесными и центральными.

Колесными (осевыми) называют тормоза, у которых тормозное усилие, возникающее при нажатии подвижной колодки F_k на вращающуюся часть тормоза, передается непосредственно на колесо или колесную пару. От *центрального* тормоза тормозное усилие передается на трансмиссию и через нее – на колесо или колесную пару (рис. 3.1).

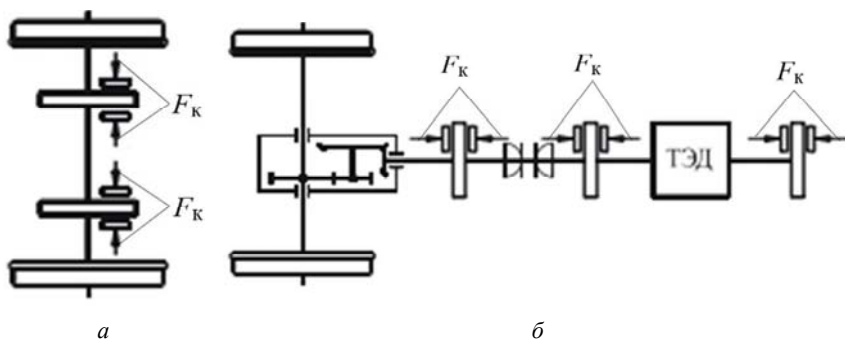


Рис. 3.1. Схема осевого *а* и центрального *б* тормозных механизмов

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

По конструкции тормозных механизмов механические тормоза подразделяются на *колесно-колодочные, дисковые, барабанные, рельсовые* (рис. 3.2).

Первые три относятся к тормозам, реализующим сцепление колес с опорной поверхностью, а рельсовые – к тормозам, действие которых не зависит от условий сцепления колес с рельсами.

По типу привода различают тормоза с *пневматическим, пружинным, гидравлическим, электрическим, пневмогидравлическим и другими приводами.*

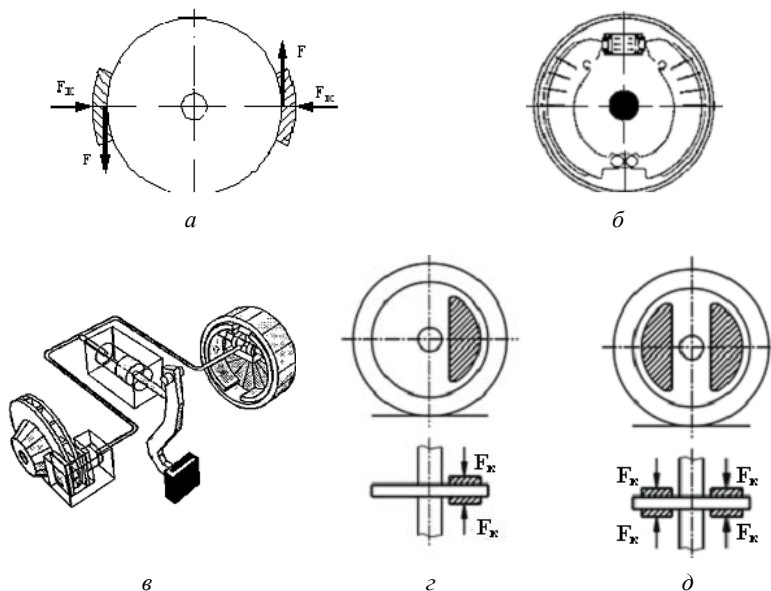


Рис. 3.2. Схемы механических тормозных механизмов:
а – колесно-колодочный; *б* – барабанный;
в – дисковые тормоза с приводом;
г – дисковый тормоз с односторонним нажатием;
д – дисковый тормоз с двухсторонним нажатием

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 (рис. 3.3). Электромагнитный рельсовый тормоз широко применяется на трамваях.

Элементами фрикционной пары рельсового тормозного механизма являются тормозная башмак (колодка) и рельс. 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. Рельсовые тормозные механизмы бывают с электромагнитными и пневматическими приводами.

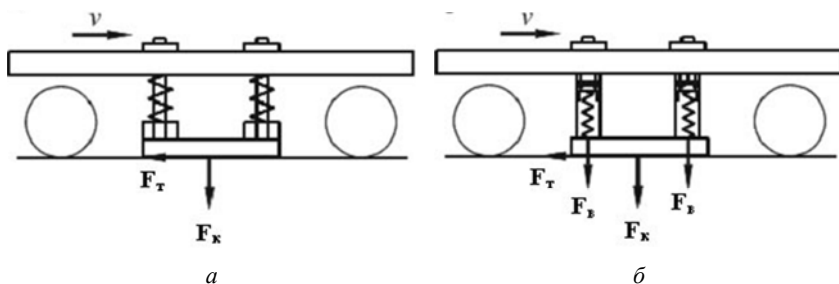


Рис. 3.3. Схемы действия рельсовых тормозов:
 а – электромагнитного; б – пневматического

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 силой F_k , создавая тормозную силу F_T . При использовании пневматических рельсовых тормозов башмак прижимается к рельсу за счет энергии сжатого воздуха F_B , подаваемого в цилиндры. Схемы действия сил в рельсовых тормозах приведены на рис. 3.3.

В пневматических рельсовых тормозах реакции приводных сил F_B 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 прижатия башмака к рельсу на тележку не передаются, так как прижатие башмака осуществляется за счет его магнитного взаимодействия с рельсом. Разгрузка колесных пар в этом случае отсутствует.

Основным преимуществом рельсового тормоза является независимость тормозной силы от сцепления колеса с рельсом. Также, 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 этот 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 тормозной путь и тем самым повысить безопасность движения вагонов.

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

3.2. Электрическое торможение

На всех видах ПС применяют электрическое торможение, так как оно позволяет повысить надежность тормозной системы и существенно снизить эксплуатационные расходы на смену тормозных фрикционных накладок и ремонт тормозной системы. Основная задача электрического торможения заключается в том, чтобы преобразовать кинетическую энергию, запасенную при разгоне ПС, или потенциальную энергию, при частичном (подтормаживании) торможении его на спуске, в электрическую или тепловую энергию.

В электрическом (электродинамическом) тормозе образуется тормозной момент на якоре электродвигателя, переключенного в режим генератора. Через трансмиссию (редуктор) этот момент передается на ведущие колеса. Величина тормозного момента зависит от электротехнических характеристик ТЭД.

Колеса ПС при электрическом торможении менее подвержены юзу, что повышает безопасность движения. Кроме того, наличие на ПС второго вида тормоза – механического – обеспечивает резервирование процесса торможения.

В приводах ПС с частотно-управляемым асинхронным электродвигателем торможение – режим работы не менее важный, чем двигательный. Тормозить ПС можно и обычными механическими тормозами, но частотное управление двигателем позволяет легко осуществить электрическое торможение асинхронным электродвигателем (АД), которое значительно более выгодно во многих отношениях, чем механическое.

Асинхронный электродвигатель может работать как в режиме двигателя, так и в трех режимах торможения, каждый из которых характеризуется своим направлением потоков энергии.

На рис. 3.4 показаны направления потоков энергии и соотношения скоростей вращения магнитного поля в воздушном зазоре и вала ротора асинхронной машины для этих режимов (на рисунке не указан порядок величины абсолютного скольжения в рабочих режимах).

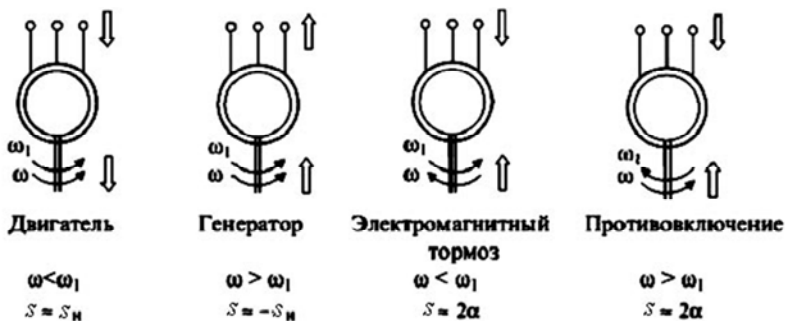


Рис. 3.4. Режимы работы асинхронного электродвигателя

В двигательном режиме мощность отбирается от источника электрической энергии и передается на вал электродвигателя. Направления вращения магнитного поля и вала двигателя совпадают. Скорость вращения вала ω меньше скорости вращения магнитного поля ω_1 . Скольжение асинхронного электродвигателя положительно и в рабочих режимах, как правило, близко к номинальному значению.

В генераторном режиме мощность с вала ЭД передается с его статорных обмоток в источник или накопитель энергии. Направление вращения магнитного поля и вала ЭД совпадают. Скорость вращения вала выше скорости вращения магнитного поля. Скольжение отрицательно, и в рабочих режимах асинхронного электродвигателя его значение близко к номинальному.

В режиме электромагнитного тормоза механическая мощность, как и в генераторном режиме, поступает в ЭД с вала, а от источника питания ЭД отбирает электрическую мощность возбуждения. Расходуется мощность внутри ЭД на его нагрев. Направления вращения магнитного поля и вала ротора противоположны. Скорость вращения вала может быть любой. Скольжение положительно и обычно очень велико.

В режиме противоскольжения, как и в режиме электромагнитного тормоза, механическая мощность поступает в ЭД с вала, а от источника питания отбирается электрическая мощность возбуждения.

Мощность расходуется внутри ЭД на его нагрев. Направление вращения магнитного поля противоположно исходному. Направления вращения магнитного поля и вала ротора также противоположны. Скорость вращения вала может быть любой. Скольжение положительно и обычно значительно по величине.

Сравнение двух последних режимов торможения электродвигателем показывает, что они полностью совпадают. Просто исторически эти режимы асинхронной машины получили разными способами: первый – путем плавного перехода в режим противовключения ЭД в процессе снижения скорости вращения вала под влиянием внешних сил сопротивления, а второй – путем переключения обмоток (реверсирования) в процессе движения.

Рассмотрим механическую характеристику асинхронного электродвигателя – зависимость вращающего момента от скорости вращения вала $M = f(\omega)$, показанную на рис. 3.5. На рисунке показаны две оси абсцисс. Одна отражает угловую скорость вращения ротора ω , другая – скольжение электродвигателя s . Получилось, что механическая характеристика асинхронного ЭД построена как в функции угловой скорости, так и в функции скольжения, т. е. в координатах $M = f(\omega)$ и $M = f(s)$. Характеристики $M = f(\omega)$ и $M = f(s)$ часто совмещают, что и сделано на рис. 3.5, а также показано взаимное соответствие значений координат на осях.

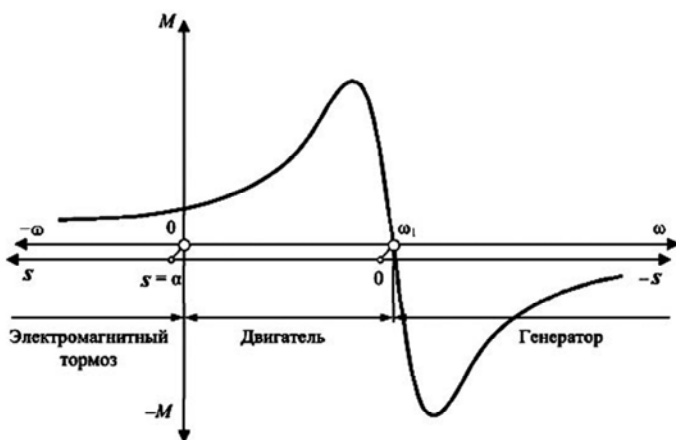


Рис. 3.5. Механическая характеристика асинхронного ЭД

Нулевое значение угловой скорости помещено в начале координат. Характеристика построена для некоторой произвольной скорости вращения магнитного поля ω_1 . Такую характеристику называют *естественной*, поскольку асинхронный ЭД получает ее естественным путем, при подаче на его вход напряжения питания с частотой сети, определяющей скорость вращения ротора ω .

Точке холостого хода ω_1 на оси ω соответствует точка 0 на оси s , а точке 0 на оси ω – точка $s = \alpha$ на оси s . Поскольку

$$s = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_{1н},$$

то от точки $\omega = \omega_1$ синхронной частоты вращения по оси ω и $s = 0$ по оси s (точки холостого хода) справа, при $\omega > \omega_1$, скольжения отрицательны, а слева, при $\omega < \omega_1$, – положительны.

Существует *мнемоническое правило знаков*, которое полезно запомнить: если знаки скорости вращения и вращающего момента совпадают, то асинхронный электродвигатель работает в режиме двигателя; если знаки не совпадают, то – в тормозном режиме.

В области $0 < \omega < \omega_1$ ($0 < s < \alpha$), в первом квадранте (первым квадрантом является верхний правый, вторым – верхний левый и т. д. против часовой стрелки) следующие характеристики совпадают: $M = f(\omega)$, знаки скорости и момента. Это и есть область двигательного режима. Асинхронный электродвигатель развивает в этой области механической характеристики (МХ) вращающий момент.

Во втором квадранте МХ, в области скоростей $-\infty < \omega < 0$ и скольжений $\infty > s > \alpha$, знаки момента M и скорости ω различны. В этой области асинхронный ЭД развивает тормозной момент.

В области скоростей $\omega_1 < \omega < \infty$ и скольжений $0 > s > -\infty$, в четвертом квадранте, характеристики $M = f(\omega)$, знаки M и ω также различны. Эта область режима генератора. Вращающий момент асинхронного электродвигателя в этой области также тормозной.

Вообще скорость нельзя представить себе отрицательной. Так же, как невозможно представить себе отрицательные длину, массу, объем и многие другие физические параметры. Но у скорости есть абсолютная величина и направление, следовательно, она является вектором. Знак скорости принимается условно, относительно конструктивного исполнения механизма или мобильной машины.

Так, если машина движется по направлению в сторону, в которую смотрит водитель, считается, что машина движется вперед и ее скорость положительна. Если она движется в противоположном направлении, то считается, что машина движется назад и ее скорость отрицательна.

Однако существуют машины симметричной конструкции, у которых явного направления «вперед» или «назад» нет. Таковыми являются современные сочлененные трамваи, выполненные с двумя кабинами, вагоны метро, рельсовые локомотивы выполнены так, что могут двигаться совершенно одинаково легко как вперед, так и назад, а также реверсивные тракторы, стойительно-дорожные машины с колесами одинакового размера. Направление движения таких машин определяется тем, в какой кабине находится водитель. *Симметричны*, т. е. обратимы и их электрические трансмиссии.

Свойство обратимости присуще любой электрической машине, причем дважды. Во-первых, электрические машины обратимы по режиму работы: они могут работать и двигателями, и генераторами. Во-вторых, они обратимы по направлению вращения: вал их ротора может вращаться в любую сторону.

Итак, приняв условно скорость вращения асинхронного электродвигателя в одном направлении за положительную, скорость вращения в противоположном направлении считается отрицательной. Аналогично и с его моментом: движущий вращающий момент условно считаем положительным, тормозной – отрицательным. То же и с мощностью: мощность P_1 на клеммах электродвигателя считается положительной, если она потребляется двигателем из источника электроэнергии, отрицательной – если она отдается двигателем источнику (аккумулятору или тормозному реостату). Точно так же полезная мощность P_2 на валу электродвигателя принимается положительной при двигательном вращающем моменте на его валу и отрицательной – при торможении.

На рис. 3.5 обозначены две зоны работы асинхронного ЭД с тормозным моментом на валу: одна, в которой двигатель работает в генераторном режиме, другая, где он работает в режиме электромагнитного тормоза (на рисунке показана естественная механическая характеристика асинхронного электродвигателя при определенном значении напряжения и частоты питающей сети).

Существует несколько видов режимов торможения асинхронного электродвигателя и, соответственно, несколько способов торможения привода с асинхронной машиной:

- электромагнитного тормоза;
- торможения противовключением;
- динамического тормоза;
- торможения коротким замыканием;
- генераторного торможения.

Первые четыре вида режимов электрического торможения являются диссипативными, т. е. рассеивающими энергию в самом электродвигателе. Последний может быть либо диссипативным, либо консервативным в зависимости от того, куда электродвигатель отдает энергию: в реостат для рассеивания, в контактную сеть или в накопитель для последующего использования.

Режим электромагнитного тормоза. Этот режим возникает при встречном (взаимно противоположном) вращении магнитного поля и ротора асинхронного электродвигателя в области высоких значений скольжения, $\infty < s < \alpha$, на естественной характеристике (см. рис. 3.5, II квадрант). Он может возникнуть самопроизвольно при вращении вала двигателя в противоположном нормальном направлении, например, при скатывании мобильной машины с горки, на которую она поднималась, при включенном асинхронном электродвигателе в тяговом режиме. Режим может возникнуть и вследствие подачи управляющего воздействия на электродвигатель при реверсе (переключением статорной обмотки двигателя при питании его от сети или изменением чередования фаз напряжения на обратное воздействие на систему управления инвертора преобразователя частоты, из-за чего направление вращения магнитного поля изменяется на противоположное).

Энергетически такой режим крайне невыгоден для работы асинхронного электродвигателя и мало эффективен для привода, поскольку тормозной момент асинхронной машины в этом режиме достаточно мал, обычно не больше, а часто и меньше номинального момента. А токи, напротив, очень велики, в 6–7 раз превышают их номинальные значения. Тормозной момент почти тот же по величине после изменения частоты вращения вала на всем пути торможения, вплоть до остановки. После остановки машины электродви-

гатель необходимо отключать от напряжения питания, иначе он начнет разгоняться в противоположном направлении.

Режим торможения противовключением. Этот тормозной режим возникает при реверсе электродвигателя и широко используется для его быстрой остановки в приводах без частотного управления. Как отмечалось ранее, этот режим является режимом электромагнитного тормоза. А для привода это режим переключения обмоток асинхронного электродвигателя с противовключением, т. е. с изменением порядка подключения любых двух фаз.

На рис. 3.6 показаны две механические моментные характеристики асинхронного электродвигателя: *двигательная* (кривая 1), построенная для случая его прямого включения, и *при торможении противовключением* (кривая 2). Последняя характеристика располагается в III и IV квадрантах координатной плоскости и соответствует обратному порядку чередования фаз асинхронного электродвигателя.

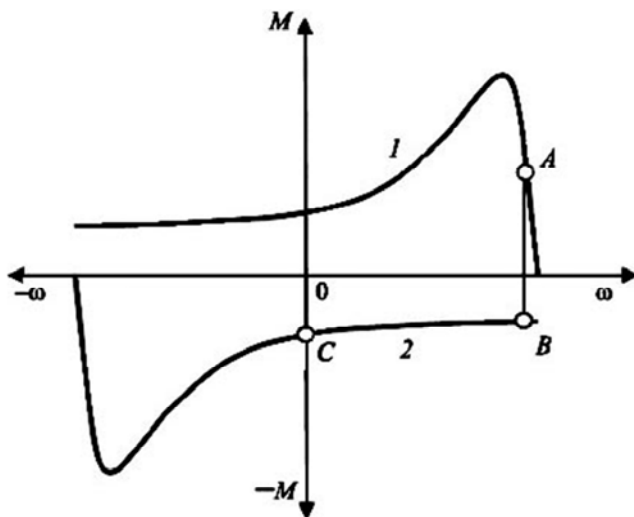


Рис. 3.6. Характеристика торможения противовключением

Допустим, что ЭД при прямом включении работал в точке A кривой 1 с активной нагрузкой на валу, и если в этот момент изменить порядок чередования его фаз, т. е. переключить любые две фазы обмотки статора, изменив их подключение к полюсам источника

питания на противоположные (реверсировать двигатель), то характеристика ЭД из кривой 1 превратится в кривую 2 и рабочая точка из положения *A* на кривой 1 мгновенно переместится в точку *B* на кривой 2. Точка *B* на кривой 2 соответствует работе асинхронного ЭД в режиме электромагнитного тормоза при очень большом скольжении, близком к $s = 2\alpha$, т. е. при очень большом токе и больших потерях в ЭД.

Достоинством этого тормозного режима, по сравнению с режимом динамического торможения, является то, что тормозной момент асинхронного электродвигателя (АД) мало изменяется по величине на всем тормозном пути от точки *B* до точки *C*, которая соответствует остановке ЭД. К недостаткам относятся большие токи и потери в обмотках, а также необходимость точного отключения ЭД от сети питания в момент его остановки во избежание естественного реверса ЭД, т. е. начала вращения в противоположную сторону.

Режим динамического торможения. Это особый режим работы АД, требующий для своего осуществления переключения обмоток и иного, чем в исходном режиме работы, подключения двигателя к источнику напряжения. Для перехода в режим динамического торможения необходимо отключить обмотку статора ЭД от сети переменного напряжения и подключить к источнику постоянного напряжения. Например, как показано на рис. 3.7 с использованием контакторов или электронных ключей.

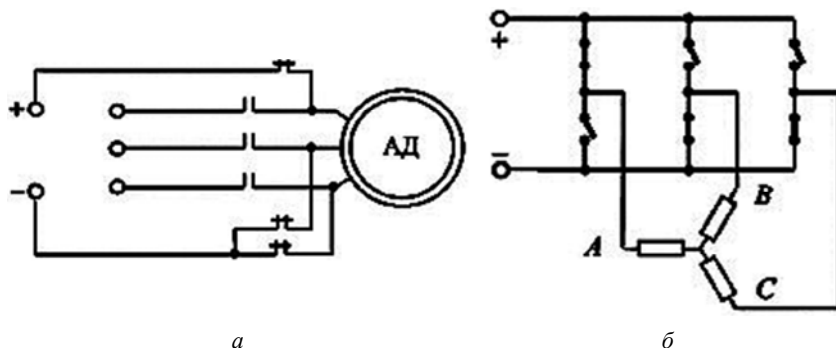


Рис. 3.7. Принципиальная схема включения динамического торможения АД:

а – контактное подключение; *б* – электронное подключение

В этом случае обмотка статора создает постоянное напряжение в пространстве магнитного поля. При вращении ротора относительно этого магнитного поля в его проводниках находится переменная ЭДС, возбуждающая в них переменный ток, который в свою очередь, создает неподвижное магнитное поле. Суммарное поле во взаимодействии с током ротора производит тормозной момент на валу ЭД. Характеристика торможения целиком расположена в IV квадранте.

После выполнения переключения обмоток статора на питание постоянным током характеристика вращающего момента АД в двигательном режиме (кривая 1 на рис. 3.8) меняется на характеристику тормозного момента в режиме динамического торможения (кривая 2). Точка рабочего режима (образующая точка) из положения *A* на кривой 1 перейдет в положение *B* на кривой 2.

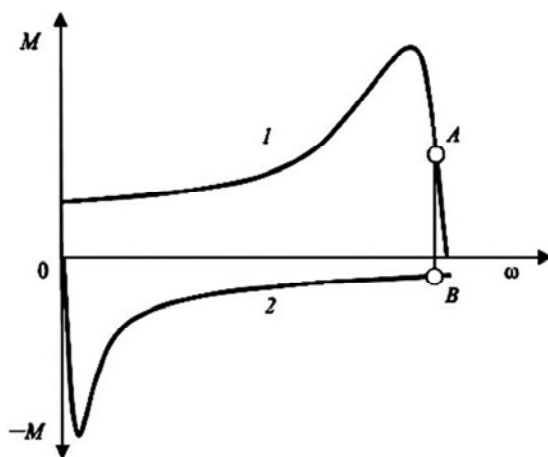


Рис. 3.8. Характеристика динамического торможения АД

Тормозным моментом АД, работающим в режиме динамического торможения, можно управлять, регулируя величину постоянного тока в обмотке статора, изменяя амплитуду приложенного напряжения постоянного тока.

Основным достоинством динамического режима торможения для привода без частотного управления является возможность точной остановки двигателя без необходимости его отключения в этот момент, как в режиме торможения противовключением. Недостат-

ком его являются очень большие токи при сравнительно невысоких тормозных моментах в зоне высоких скольжений.

Режим динамического торможения АД применяется и в частотно-регулируемом приводе на самых низких частотах, равных частотам рабочего скольжения.

Режим торможения коротким замыканием. Режим торможения коротким замыканием возникает при отключении двигателя от источника питающего напряжения и замыкании его статорных обмоток накоротко. Возбуждение двигателя осуществляется при этом запасенной в его обмотках электромагнитной энергией. Данный режим протекает с довольно большими тормозными моментами, но непродолжительно ввиду быстрого затухания магнитного поля АД при коротком замыкании. Тормозная мощность выделяется в виде потерь в двигателе.

Для повышения интенсивности режим торможения коротким замыканием комбинируют с другими, например, с режимом динамического торможения, периодическим подключением статорных обмоток двигателя к полюсам источника постоянного тока с последующим замыканием их накоротко.

Режим генераторного торможения. Из всех рассмотренных выше способов торможения асинхронного электродвигателя в частотно-регулируемых приводах наиболее целесообразным является генераторное торможение. Этот режим возникает, когда АД переходит сам или переводится управлением в режим отрицательного скольжения. Это происходит, когда скорость вращения вала АД становится больше синхронной угловой скорости ω_c и скорость вращения его магнитного поля $\omega_1 = \omega_c$ становится ниже скорости вращения его вала ω_2 . Скольжение двигателя становится отрицательным и он начинает работать в зоне скольжения от $s = 0$ до $s = -\infty$, т. е. начинает работать генератором, отдавая генерируемую активную мощность с клемм статорных обмоток. При этом на его валу возникает тормозной момент.

Характеристики генераторного торможения АД расположены в IV квадранте механической характеристики (рис. 3.9).

Отдавать активную мощность АД может либо в источник питающего напряжения или накопитель электрической энергии (рекуперативное торможение), либо в тормозной реостат (реостатное торможение).

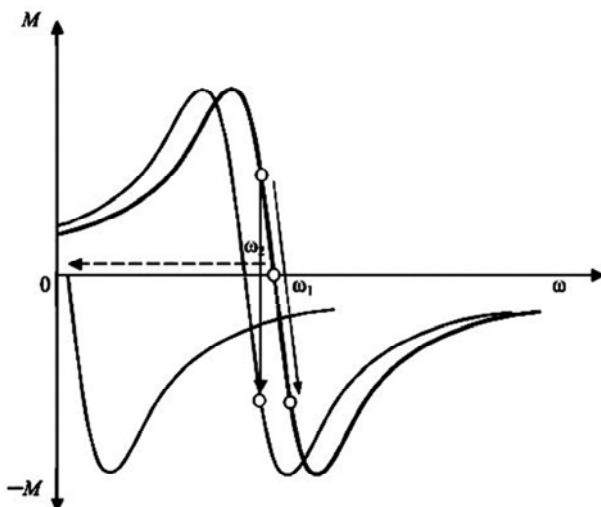


Рис. 3.9. Характеристики генераторного торможения АД

Одна из особенностей генераторного торможения состоит в том, что переход АД в режим генератора происходит сам собой, как только ротор двигателя начинает вращаться быстрее магнитного поля. Это свойство защищает ЭД от разноса, который возможен у ЭД постоянного тока. АД, даже если у него нет автоматического управления, по этой причине просто не может пойти в разнос.

Режим генераторного торможения АД может наступить:

- при переключении полюсов;
- при ускорении подвижного состава, когда под действием силы инерции частота вращения вала двигателя увеличивается;
- при снижении частоты питающего напряжения средствами управления.

Два последних случая изображены на рис. 3.9, где наклонной стрелкой показано перемещение рабочей точки по исходной МХ АД из двигательной зоны в генераторную при увеличении скорости вращения вала и неизменной частоте напряжения питания. Вертикальной стрелкой показано перемещение рабочей точки в генераторную зону при постоянной скорости вращения вала асинхронного двигателя на характеристику при меньшей частоте. Горизонтальной штриховой стрелкой показано перемещение характеристик со сни-

жением частоты в процессе торможения в сторону нулевой скорости. При постоянном магнитном поле характеристики с изменением частоты смещаются почти конгруэнтно, как показано на рис. 3.9.

В генераторном режиме скольжение АД может плавно изменяться так же, как в двигательном режиме, но в пределах $0 < s < -\infty$, т. е. во всем возможном диапазоне отрицательных значений скольжения. При этом двигатель может развивать любые тормозные моменты в пределах своих естественных конструктивных ограничений.

Эти ограничения по характеру те же, что и в двигательном режиме: вращающий момент M электродвигателя (в режиме торможения – тормозной момент) ограничен критическим значением $M_{кр}$; отдаваемая мощность P_1 (в двигательном режиме – потребляемая мощность) – предельным ее значением. Добавляется только ограничение по минимальной частоте. Генераторное торможение возможно до некоторого минимального значения питающей частоты 1–5 Гц.

Так же, как в режиме двигателя, в режиме генератора напряжение питания машины можно менять в довольно широких пределах с тем же результатом для АД: изменением магнитного потока Φ и других внутренних параметров ЭД, среди них скольжение s , КПД η , коэффициент мощности $\cos\varphi$, перегрузочная способность λ и др. Как и в двигательном режиме, в генераторном взаимно изменяемые при частотном управлении значения пары параметров напряжение–скольжение определяют особенности внутренней энергетики ЭД в любой точке его электромеханической характеристики.

Следовательно, из всех возможных способов торможения АД в частотно-регулируемых приводах генераторное торможение является наиболее целесообразным. Главное – он самый эффективный динамически, поскольку в этом режиме двигатель может развить максимально возможный тормозной момент.

Энергетически этот способ также наиболее эффективен, так как при правильном управлении при малых значениях скольжения и, по сравнению с другими способами торможения, при невысоких значениях тока и потерь мощности ЭД развивает высокие моменты. Только небольшая часть тормозной мощности в генераторном режиме выделяется в двигателе в виде потерь. Большая часть мощности торможения выделяется вне ЭД в виде тепла во внешних реостатах (реостатное торможение) или запасается в аккумуляторах,

или передается для полезного использования другими потребителями при рекуперативном торможении.

Одновременно этот режим и самый щадящий для ЭД. В генераторном режиме ЭД испытывает наименьшие нагрузки. Во-первых, переход двигателя из тягового режима в генераторный совершается плавно, безударно, а тормозной момент может плавно меняться во всем диапазоне его возможных значений. Во-вторых, в этом тормозном режиме ЭД может работать бесконечно долго, точно так же, как в двигательном режиме.

Особенность генераторного режима торможения состоит также в том, что в этом режиме торможение с высоким тормозным усилием теоретически возможно почти до нулевого значения частоты, когда генераторное торможение может плавно перейти в режим динамического.

Однако тормозной момент сохраняется не до нулевой, а до некоторой конечной, хотя и очень малой, скорости вращения его вала. У АД имеется некоторая минимальная частота работы в генераторном режиме. Как видно из рис. 3.8, при близком к нулевому значению частоты тормозной момент в пределах скорости, пропорциональной рабочему значению скольжения, резко снижается до нуля, но не при нулевом значении угловой скорости вала.

Режим генераторного торможения также удобен в управлении. Управление в нем точно такое же, как и в тяговом режиме, и по технике, и по результатам.

Требования к системам электрического торможения. Система электрического торможения должна удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать плавное и быстрое торможение при установке контроллера управления в положение торможения;

- обладать электрической устойчивостью при всех возможных эксплуатационных режимах. Электрическая устойчивость характеризуется свойством восстанавливать стабильное электрическое равновесие в результате любых переходных процессов;

- обеспечивать необходимые тормозные характеристики: при реостатном торможении ПС эти характеристики должны быть достаточно «мягкими» с тем, чтобы допускать торможение на одной ступени регулирования в широком диапазоне скорости; при рекуперативном торможении жесткость характеристики ограничена допустимыми

колебаниями токов и тяговых тормозных сил при колебаниях напряжения в сети, а также при переходах с одной ступени на другую;

– обеспечить удобное и простое в эксплуатации управление тормозным процессом при минимуме дополнительного оборудования;

– обладать высокой эксплуатационной надежностью, быть достаточно простым и существенно не удорожать стоимость ПС.

Требование электрической устойчивости является общим и обязательным для любой системы, работающей как в генераторном, так и в двигательном режимах, особенно при разработке схем электрического торможения многодвигательных приводов.

Таким образом, генераторное торможение наиболее целесообразно применять при служебных торможениях ПС, особенно при движении на спуске. Обеспечение постоянной скорости движения ПС достигается возможностью регулирования величины тормозного момента, при котором на данном уклоне подвижной состав будет двигаться, не ускоряя и не замедляя своего движения.

Ограничения тормозных характеристик. На тормозные характеристики ПС накладываются следующие ограничения:

– по условиям сцепления колес с опорной поверхностью;

– по надежности работы тяговых ЭД в режиме наибольшего искажения магнитного поля и наибольшего напряжения, подаваемого на ЭД;

– по максимальной скорости начала торможения;

– по наименьшей скорости окончания торможения.

Ограничение по сцеплению определяется по максимальной тормозной силе, развиваемой колесом с опорной поверхностью:

$$F_{T. \max} = F_{T\phi} = \phi_{T\phi} G_c,$$

где $\phi_{T\phi}$ – расчетный коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью, принимаемый для трамвая на 25–30 % меньше расчетного коэффициента сцепления при тяге;

G_c – сцепной вес подвижного состава при торможении (принимается номинальная загрузка салонов пассажирами).

Так как коэффициент сцепления $\phi_{T\phi}$ колес ПС с опорной поверхностью с увеличением его скорости уменьшается, то и его максимальная тормозная сила $F_{T. \max}$ также уменьшается с возрастанием скорости.

Режим наибольшего искажения магнитного поля определяется максимальным тормозным током, который не должен превосходить $(1,6-1,9)I_h$. Ограничение по максимальному напряжению на коллекторах тяговых ЭД строится, исходя из максимального межламельного напряжения в зоне наибольшего искажения магнитного поля:

$$e_m = \frac{e_{\text{ср}}}{\alpha_{\text{п}}} \frac{\Phi_{F_{\text{вр}}}}{\Phi_{F_{\text{в}}}};$$

$$e_{\text{ср}} = 2pU / k,$$

где $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент полюсного перекрытия;

$\Phi_{F_{\text{вр}}}$ – магнитный поток, соответствующий сумме н. с. возбуждения и н. с. реакции якоря по кривой намагничивания;

$\Phi_{F_{\text{в}}}$ – магнитный поток, соответствующий н. с. возбуждения по кривой намагничивания;

k – число коллекторных пластин.

$$F_{\text{вр}} = F_{\text{в}} + 0,45F_{\text{ря}},$$

где $F_{\text{ря}}$ – реакции якоря в расчете на полюс:

$$F_{\text{ря}} = \frac{NI_{\text{я}}}{8ap},$$

где N – число проводников якоря;

$I_{\text{я}}$ – ток якоря;

a – число пар параллельных ветвей обмотки якоря.

В начальной части характеристики намагничивания для практически прямолинейной зависимости $\Phi(F_{\text{в}})$

$$e_m = \frac{e_{\text{ср}}}{\alpha_{\text{п}}} \left(1 + 0,45 \frac{F_{\text{ря}}}{F_{\text{в}}} \right).$$

Для ЭД с напряжением на коллекторе меньше 750 В допускается на 1 м не более 35 В, для ЭД с напряжением на коллекторе 750–1500 В – на 1 м не более 45 В.

По величине e_{cp} определяют допустимое максимальное напряжение U_{max} на тяговом электродвигателе:

$$U_{max} = e_{cp}k / (2p).$$

Для ЭД ПС, работающего в городском режиме, максимальное напряжение наступает при $U_{max} = 2U_{дв}$.

По условию равенства тока и магнитного потока, при пуске и торможении для ЭД последовательного возбуждения, кривую ограничения тормозного тока по максимальному напряжению на коллекторе можно построить, используя формулу

$$v_{т. max} = v_{дв} \frac{U_{max} + I_{т} r_{дв}}{U_{дв} - I_{т} r_{дв}}$$

или применяя вышеуказанное допущение:

$$v_{т. max} = v_{дв} \frac{2U_{дв} + I_{т} r_{дв}}{U_{дв} - I_{т} r_{дв}}.$$

Ограничение по максимальной скорости начала торможения определяет максимально допустимая скорость движения подвижного состава. Величина этой скорости ограничивается или конструктивной скоростью, или правилами дорожного движения (ПДД).

Ограничение по наименьшей скорости торможения зависит от типа ПС, принятой системы электрического торможения и принятой схемы тяговых силовых цепей. Для трамвайных вагонов и вагонов метро наименьшая скорость торможения обычно составляет 3–5 км/ч (0,8–1,4 м/с). Кривые, ограничивающие тормозные характеристики, имеют вид, приведенный на рис. 3.10.

Таким образом, на тормозные характеристики ПС накладывается ряд ограничений:

- по условиям сцепления колес с опорной поверхностью;
- по надежности работы тяговых ЭД в режиме наибольшего искажения магнитного поля и наибольшего напряжения, подаваемого на ЭД;
- по максимальной скорости начала торможения;
- по наименьшей скорости окончания торможения.

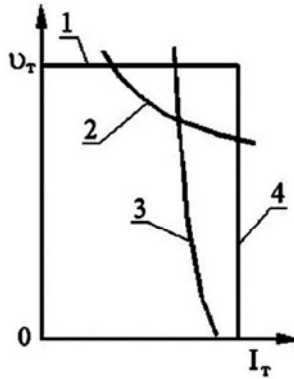


Рис. 3.10. Кривые ограничения тормозных характеристик:
 1 – по максимальной скорости; 2 – по максимальному напряжению на коллекторе; 3 – по сцеплению; 4 – по току коммутации

3.3. Торможение механическими тормозами

Образование тормозной силы. Тормозной силой называют регулируемую силу, создаваемую тормозными механизмами и направленную противоположно скорости движения. Для создания искусственного сопротивления движению ПС во фрикционных (механических) тормозах используется явление внешнего, в основном сухого, трения твердых тел.

На рис. 3.11 приведены схемы образования тормозной силы механических тормозов, действие которых основано на использовании сцепления колес с опорной поверхностью.

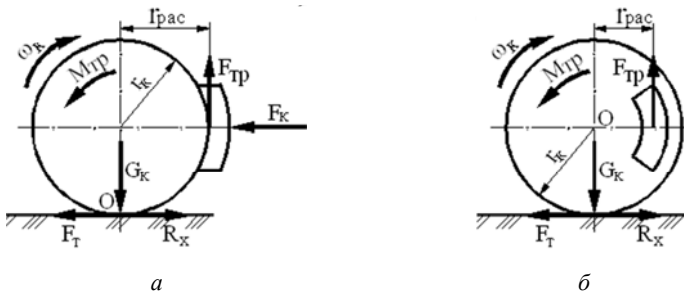


Рис. 3.11. Схемы образования тормозной силы в механических тормозах:
 а – колесо-колодочный тормоз; б – дисковый тормоз

В результате прижатия тормозных колодок с фрикционными накладками силой F_k к поверхности механического тормоза, расположенного, например, на катящемся по опорной поверхности с угловой скоростью ω колесе, нагруженного нормальной силой G_k , возникает касательная сила трения $F_{тр}$, равная произведению силы нажатия колодки F_k на тормоз с коэффициентом трения μ фрикционной пары:

$$F_{тр} = \mu F_k.$$

Сила $F_{тр}$ препятствует вращению колеса. Однако она не может быть тормозной, так как по отношению к движущемуся ПС является внутренней. Тормозная сила должна быть приложена извне и может возникнуть только при взаимодействии колеса с опорной поверхностью. Сила в контакте колеса с опорной поверхностью возникает вследствие действия вертикальной статической и динамической нагрузок G_k от колеса на опорную поверхность. В результате действия силы $F_{тр}$ создается момент трения, направленный против вращения колеса:

$$M_{тр} = F_{тр} r_{рас},$$

где $r_{рас}$ – радиус приложения силы трения (радиус колеса для колодочного тормоза; радиус барабана для барабанного тормоза; эффективный радиус для дискового тормоза).

Под действием момента $M_{тр}$, в зоне контакта колеса с опорной поверхностью (точка O), возникает сила R_x , действующая от колеса на опорную поверхность. Противоположно направленная горизонтальная реакция $F_T = -R_x$ и является тормозной силой F_T , препятствующей поступательному движению ПС. Она действует на колесо со стороны опорной поверхности и является внешней по отношению к ПС. Рассмотрим образование тормозной силы для одного тормоза

$$F_T = \frac{M_{тр}}{r_k} = \varphi \frac{r_{рас}}{r_k} F_{тр},$$

где φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью;
 r_k – динамический радиус колеса.

Для оси (колесной пары)

$$F_T = \varphi n \frac{r_{\text{рас}}}{r_k} F_{\text{тр}},$$

где n – число колодок, действующих на ось (колесную пару).

Приведенные формулы показывают, что в тормозном механизме при одинаковых силе трения и коэффициенте сцепления колеса с опорной поверхностью, наибольшая тормозная сила возникает при применении колесно-колодочного тормоза (вагоны метро), так как в этом случае расчетный радиус тормозного механизма и колеса равны. При применении тормозных механизмов другого типа, чтобы получить одинаковую тормозную силу с колесно-колодочным тормозом, требуется большая сила трения, так как расчетный радиус тормозного механизма меньше радиуса колеса, а значит, требуется большее усилие прижатия колодки, в отличие от колесно-колодочного тормоза. Однако, эффективность, например, дискового тормоза от этого не меньше, так как фрикционные материалы подбирают с более высоким коэффициентом трения, а тормозной момент увеличивают за счет увеличения силы нажатия колодки.

Эффективный радиус трения дискового тормоза. Особенность образования тормозной силы при использовании дискового тормоза, в отличие от барабанного и колесно-колодочного, заключается в том, что различные элементы фрикционной накладке трутся о диск с различными скоростями. Величина скорости трения v_i в каждой точке 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. В общем, износ накладок происходит неравномерно по ее площади, что приводит к более ранней смене тормозных накладок по минимальной толщине. Равномерный износ обеспечивается при равенстве удельных работ трения, выполняемых всеми элементами накладке. Условие равномерного износа фрикционной накладке записывается следующим образом:

$$p_i \varphi_i v_i = k = \text{const}, \quad (1)$$

где p_i – давление тормозной накладкой 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. Чтобы обеспечить распределение давлений по площади фрикционного контакта, в соответствии с (1), необходимо правильно выбрать точку приложения силы нажатия. Координаты точки приложения равнодействующей сил нажатия определяют из условия равновесия колодки (башмака) с накладками. Для этого сначала находят требуемое распределение давлений из условия равномерного износа, рассматривая накладку в виде кольцевого сектора (кольцевая накладка), показанную на рис. 3.12. Если пренебречь выворачивающими моментами, возникающими от сил трения в зоне фрикционного контакта, то можно считать, что давление по радиальным линиям распределяется равномерно, т. е. $p = f(\rho)$.

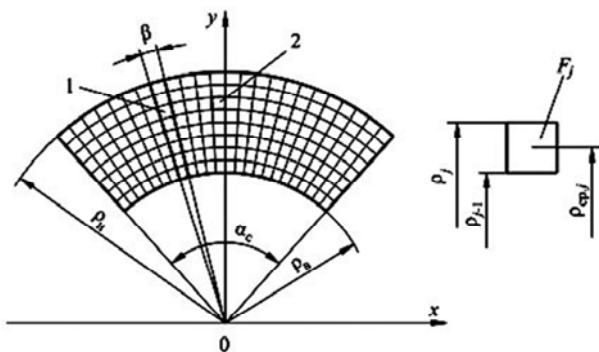


Рис. 3.12. Схема деления фрикционной поверхности на элементы:
 1 – элемент i ; 2 – элемент j

Ввиду симметричности накладки точка приложения равнодействующей должна находиться на оси симметрии y , поэтому достаточно определить только ординату этой точки. Тормозной момент в дисковом тормозе создается силами трения, которые возникают на всех элементарных площадках тормозной накладки, расположенных на различных расстояниях от оси вращения диска.

Однако тормозные расчеты удобнее выполнять, используя единое расстояние от этих сил. *Эффективный радиус трения* r_3 – это условный радиус, на котором приложена суммарная сила трения. Тормозной момент, развиваемый на оси одной накладкой дискового тормоза

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} r_3.$$

Откуда

$$r_3 = M_{\text{тр}} / F_{\text{тр}}.$$

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 (1) функцию распределения давлений $p(\rho)$ можно выразить в виде

$$p(\rho) = \frac{k}{v(\rho)\varphi(\rho)}, \quad (2)$$

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

Суммарную силу трения $F_{\text{тр}}$ накладки и тормозной момент $M_{\text{тр}}$ на диске определяют по формулам

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

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

где α_c – центральный угол накладки.

Подставляя в формулы выражение (2) и учитывая, что $v(\rho) = \rho\omega$, после интегрирования получим

$$F_{\text{тр}} = k\alpha_c \frac{\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}}{\omega};$$

$$M_{\text{тр}} = k\alpha_c \frac{\rho_{\text{н}}^2 - \rho_{\text{в}}^2}{2\omega},$$

где $\rho_{\text{н}}$, $\rho_{\text{в}}$ – радиусы фрикционной накладки, соответственно, наружный и внутренний.

Определяем эффективный радиус дискового тормоза:

$$r_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{в}}}{2} = \rho_{\text{ср}}.$$

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

$$r_{\text{э}} = \frac{A_{\text{н}}}{\int_{A_{\text{н}}} \frac{dF}{\rho}},$$

где $A_{\text{н}}$ – площадь фрикционной поверхности накладки.

Схема образования тормозной силы рассмотрена для случая движения ПС с постоянной скоростью (при подтормаживании на спуске). При торможении ПС с замедлением тормозная сила, возникающая в контакте колеса с опорной поверхностью, уменьшается за счет инерции вращающихся колес оси (колесной пары).

3.4. Тормозной момент стояночной тормозной системы

Тормоза стояночной системы должны надежно удерживать ПС в неподвижном состоянии на максимальном уклоне i_{max} . Значения нормированного уклона регламентированы в зависимости от типа ПС.

Тормозные механизмы стояночной тормозной системы располагаются или на одном из валов трансмиссии, имеющем постоянную связь с колесами ПС, или непосредственно в колесах (см. рис. 3.1).

На современных скоростных мобильных машинах применяются стояночные тормозные системы следующих типов:

- трансмиссионные тормозные механизмы с механическим приводом;

- тормозные механизмы ведущих (в основном задних) колес с механическим приводом с пневмоусилителем или без него;

- тормозные механизмы ведущих (в основном задних) колес с блокировкой штоков тормозных камер в заторможенном состоянии с пневмоприводом;

- тормозные механизмы колес с пружинными энергоаккумуляторами.

В связи с повышением требований к тормозным системам мобильных машин трансмиссионные тормозные механизмы, как не отвечающие требованиям безопасности, не являются перспективными.

Стояночная тормозная система с механическим приводом и пневмоусилителем, действующим на тормозные механизмы задних колес, широко применяются на грузовых автомобилях. Эти системы надежны в работе: действие тормозных механизмов (включение, выключение) не зависит от давления воздуха в тормозной системе. Основным недостатком таких стояночных тормозных систем является сложность привода.

Стояночная тормозная система с блокировкой штоков тормозных камер колесных механизмов широкого распространения не получила. Недостаток этой системы – опасность блокировки штоков тормозных камер при рабочем торможении. Кроме того, наличие давления сжатого воздуха в тормозной системе является обязательным.

Стояночная тормозная система с использованием пружинных энергоаккумуляторов, воздействующих на колесные тормозные механизмы, получила в настоящее время самое широкое распространение на троллейбусах, электробусах, автобусах и грузовых автомобилях. Основным недостатком системы является трудоемкость растормаживания тормозных механизмов при отсутствии давления сжатого воздуха в тормозной системе.

Стояночная и запасная тормозные системы белорусских троллейбусов (двухосных и сочлененных) воздействуют на тормозные

механизмы ведущего моста, которые приводятся в действие тормозными камерами с пружинными энергоаккумуляторами. Привод пружинных энергоаккумуляторов – пневматический двухконтурный (рис. 3.13). Он 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.

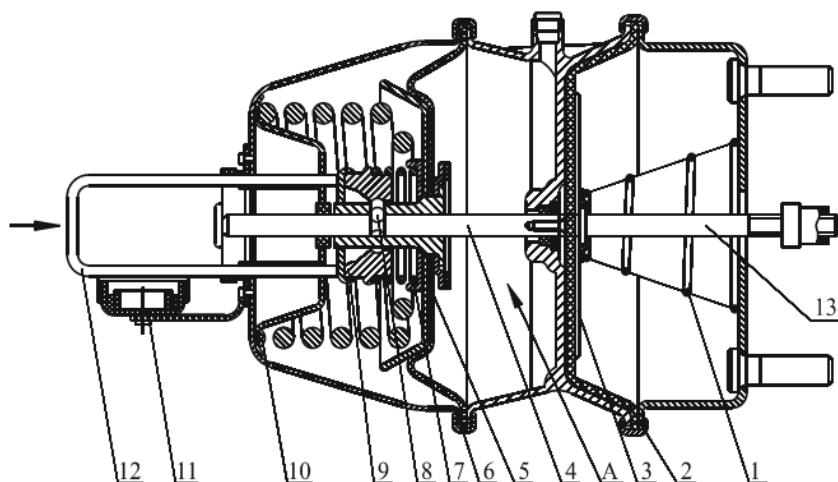


Рис. 3.13. Схема тормозного привода с пружинным энергоаккумулятором:

- 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

В 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 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 электробуса.

При необходимости аварийного растормаживания толкателем 12 перемещают фиксирующую втулку 9, которая освобождает шток 4 от стопора. Под действием пружины 1 штоки 13 и 4 перемещаются влево. Происходит растормаживание системы.

Электромеханический стояночный тормоз. По сравнению с механическим приводом стояночного тормоза, электромеханический стояночный тормоз имеет ряд преимуществ:

- предоставляет большую свободу в размещении органов управления; рычаг ручного тормоза больше не нужен, так как его заменяет клавиша выключателя стояночного тормоза; клавиша выключателя может быть размещена с учетом эргономики и дизайна центральной консоли и пространства для ног;

- расширяются функциональные возможности тормоза; благодаря электронному управлению и связям с другими системами ПС через шину CAN электромеханический стояночный тормоз обеспечивает выполнение некоторых дополнительных функций, например, функции автоматического снятия ПС с тормоза при трогании и функции удерживания ПС на месте AUTO HOLD; в результате повышается комфорт при управлении ПС;

- ввиду отсутствия рычага ручного тормоза с тросами привода упрощаются производственные процессы и облегчается сборка ПС;

- обеспечивается контроль состояния тормозного управления посредством системы самодиагностики.

Электромеханический стояночный тормоз представляет собой систему, действие которой постоянно контролируется посредством электронных средств. Электромеханические приводы установлены непосредственно на суппортах задних тормозных механизмов (рис. 3.14).

По команде «Затянуть стояночный тормоз» включается электродвигатель, крутящий момент которого передается через многоступенчатую передачу и преобразуется посредством винтового шпинделя в усилие прижима колодок к тормозному диску. Для полного включения стояночного тормоза достаточен относительно небольшой ход поршня тормозного механизма. Поэтому вращение вала

электродвигателя преобразуется в линейное перемещение поршня в три ступени с общим передаточным отношением 150. Следовательно, на каждые 150 оборотов вала электродвигателя приходится один оборот винтового шпинделя.

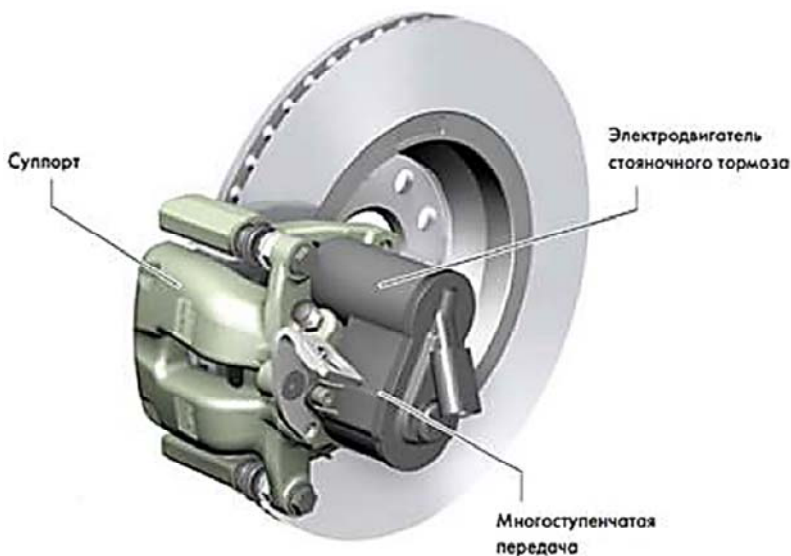


Рис. 3.14. Тормозной механизм заднего колеса с электромеханическим приводом стояночного тормоза

Передача типа «винт-гайка» обеспечивает преобразование вращательного движения винтового шпинделя в поступательное движение нажимной гайки. Шпиндель передачи приводится непосредственно от редуктора с качающейся шестерней. От направления вращения шпинделя зависит направление движения нажимной гайки. Резьба шпинделя является самотормозящей. Благодаря этому после прижима тормозных колодок и прекращения подачи напряжения на электромотор стояночный тормоз остается затянутым (включенным) (рис. 3.15).

Работает электромеханический привод заднего тормозного механизма следующим образом. Каждый из задних тормозных механизмов оснащен электромотором, который включается при необходимости блоком управления стояночного тормоза. Электромотор

связан со шпинделем привода тормозного механизма через зубчатую передачу и редуктор с качающейся шестерней. Вращение шпинделя преобразуется в поступательное движение нажимной гайки, которая упирается в поршень тормозного механизма и прижимает через него колодки к тормозному диску.

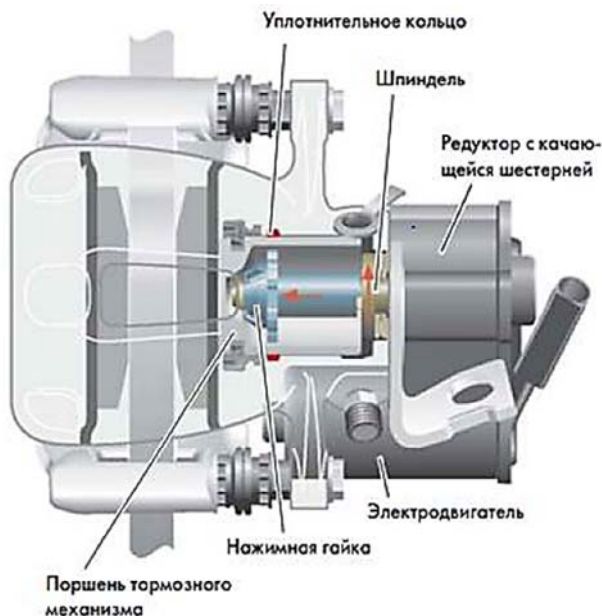


Рис. 3.15. Включение стояночного тормоза

При этом происходит деформация уплотнительного кольца поршня в сторону колодок. По мере повышения усилия прижима колодок к тормозному диску возрастает потребление тока ЭД. Блок управления электромеханическим стояночным тормозом контролирует в течение всего процесса затяжки тормоза величину потребляемого тока. При достижении током определенной величины блок управления выключает электродвигатели.

Отпускание (выключение) стояночного тормоза происходит вследствие вращения шпинделя в обратном направлении и соответствующего ему отвода нажимной гайки от поршня. Поршень возвращается в исходное положение в результате упругого восстанов-

ления формы уплотнительного кольца и биения тормозного диска. При этом колодки также отводятся от тормозного диска.

На трамвайных вагонах, производства ОАО «Белкоммунмаш», используются пружинные тормозные приводы с электромагнитным оттормаживанием (рис. 3.16).

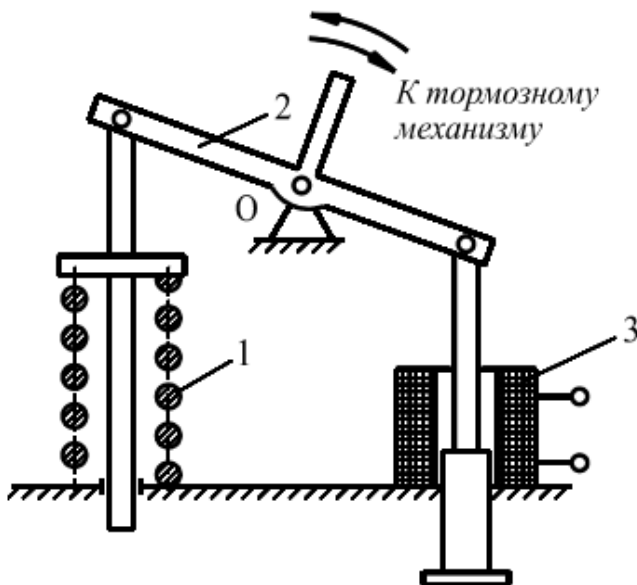


Рис. 3.16. Схема пружинного тормозного привода с электромагнитным оттормаживанием:
1 – рабочая пружина; 2 – электромагнитная катушка;
3 – трехплечевой рычаг

При торможении катушка 3 обесточена. Пружина 1 действует на плечо рычага 2 и поворачивает его вокруг шарнира O. Далее усилие через систему тяг передается на рычаг разжимного кулака тормозного механизма. При отпуске тормоза в электромагнитную катушку (соленоид) 3 подается ток. Тормозной соленоид состоит из двух обмоток электромагнитов, которые называются *тяговой обмоткой* и *удерживающей обмоткой*. Соленоид создает усилие на другом плече рычага 2, заставляя его повернуться в обратном направлении. Происходит оттормаживание.

Соленоид может работать в двух режимах: подтормаживать трамвай или удерживать его в неподвижном состоянии. Для работы в первом режиме на тяговую обмотку соленоида подается напряжение, при этом удерживающая обмотка полностью обесточивается. Тормозная пружина соленоида начинает перемещать подвижной шток в положение заторможено. Но магнитное поле, создаваемое тяговой обмоткой, препятствует перемещению штока. Шток будет перемещаться до тех пор, пока силы, создаваемые тяговой обмоткой соленоида и тормозной пружиной, не уравниваются, обеспечивая частичное прижатие колодок к барабану.

Для полного затормаживания обмотки соленоида полностью обесточиваются. В результате под действием только тормозной пружины шток соленоида переместится в положение заторможено, что обеспечивает полное прижатие колодок к тормозному барабану и тем самым будет реализована максимальная тормозная сила для этого механического тормоза.

Сам тормозной механизм (барабанно-колодочный) установлен на первичном входном валу редуктора. Тормозной барабан жестко связан с валом редуктора, а через него – с вращающейся колесной парой. Непосредственно на механизме барабанного тормоза установлена разжимная пружина, которая стремится отжать колодки от барабана.

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

Схема сил, действующих на заторможенный на уклоне ПС, приведена на рис. 3.17.

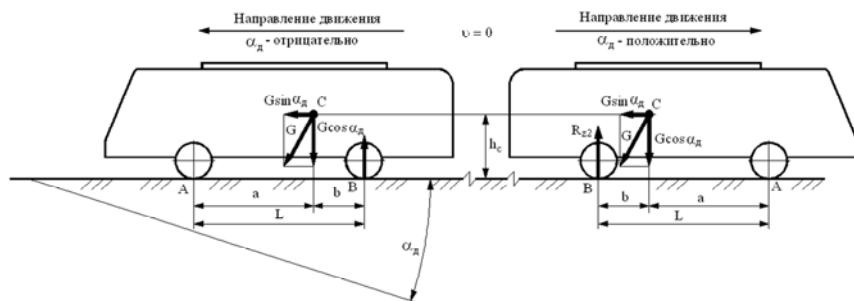


Рис. 3.17. Схема сил, действующих на заторможенный на уклоне ПС

Максимальная тормозная сила $F_{с. т. \max}$, необходимая для удержания ПС на месте при всех заторможенных колесах

$$F_{с. т. \max} = \varphi_x mg \cos [\alpha_d],$$

где φ_x – коэффициент сцепления в продольном направлении;
 m – максимальная масса подвижного состава с пассажирами;
 $[\alpha_d]$ – нормируемый угол уклона опорной поверхности.
 При задних заторможенных колесах двухосного электробуса

$$F_{с. т. \max} = \varphi_x R_{z2},$$

где R_{z2} – нормальная нагрузка на заднюю ось электробуса.
 Для двухосного электробуса нагрузка на заднюю ось равна

$$R_{z2} = \frac{mg}{L} (a \cos [\alpha_d] + h_c \sin [\alpha_d]),$$

а максимальная тормозная сила составляет

$$F_{с. т. \max} = \varphi_x \frac{mg}{L} (a \cos [\alpha_d] + h_c \sin [\alpha_d]).$$

Наибольший уклон $i_{\max} = \operatorname{tg} \alpha_{д. \max}$, на котором можно удержать заторможенный подвижной состав, определяется по формулам:
 – при всех заторможенных колесах

$$\begin{aligned} i_{\max} &= \operatorname{tg} \alpha_{д. \max} = \pm \varphi_x; \\ \alpha_{д. \max} &= \pm \operatorname{arctg} \varphi_x; \end{aligned} \tag{3}$$

– при задних заторможенных колесах

$$\begin{aligned} i_{\max} &= \operatorname{tg} \alpha_{д. \max} = \frac{a\varphi_x}{L \mp \varphi_x h_c}; \\ \alpha_{д. \max} &= \operatorname{arctg} \frac{a\varphi_x}{L \mp \varphi_x h_c}, \end{aligned} \tag{4}$$

где знак минус относится к электробусу, «движущемуся» на подъем, а знак плюс – к «движущемуся» под уклон.

Анализ формул (3) и (4) показывает, что с возрастанием коэффициента сцепления, увеличивается уклон, на котором ПС может оставаться неподвижным. Из формул (4) следует, что с возрастанием величины расположения центра масс электробус, «движущийся» вверх, может оставаться неподвижным на большем уклоне, чем электробус, «движущийся» вниз. Объясняется это тем, что в последнем случае с увеличением уклона больше разгружается задний ведущий мост, на колесные тормозные механизмы которого воздействует привод стояночной тормозной системы.

Условие неподвижности ПС на уклоне математически можно записать следующим образом

$$F_{с. т. \max} \geq F_h, \quad (5)$$

т. е. максимальная тормозная сила, равная сумме тормозных сил заторможенных колес по сцеплению, не должна превышать скатывающей силы.

Используя формулы (3) и (4), можно решить обратную задачу: определить минимальное значение коэффициента сцепления φ_x , при котором ПС остается неподвижным на допустимом уклоне $[i]$ опорной поверхности.

Для ПС, в котором привод стояночной тормозной системы действует на тормозные механизмы всех колес, этот вопрос решается просто. Воспользовавшись формулами (3), можно записать

$$\begin{aligned} \varphi_x &= [i]; \\ [\alpha_d] &= \pm \arctg [i]. \end{aligned} \quad (6)$$

В случае, когда стояночная тормозная система воздействует на тормозные механизмы ведущих колес (двухосный электробус), для определения минимального коэффициента сцепления воспользуемся формулами (4), принимая во внимание, что $\tg [\alpha_d] = [i]$:

$$\varphi_x = \frac{[i]L}{a \pm [i]h_c}. \quad (7)$$

В общем случае суммарный момент тормозных механизмов стояночной тормозной $M_{с.т.}$ системы должен соответствовать неравенству

$$M_{с.т.} \geq \frac{mgh_{с. \max} r_k \eta_{тр. с. т.}}{u_{тр. с. т.}}, \quad (8)$$

где $\eta_{тр. с. т.}$, $u_{тр. с. т.}$ – КПД и передаточное число участка трансмиссии от стояночного тормоза до колес.

При использовании в качестве стояночных тормозов рабочей тормозной системы тормозных механизмов параметры $u_{тр. с. т.}$ и $\eta_{тр. с. т.}$ в формуле (8) исключаются.

Стояночная тормозная система электробуса и трамвая считается работоспособной, если при приведении ее в действие достигается:

– для электробусов с технически допустимой общей массой значение удельной тормозной силы не менее 0,16, или неподвижное состояние электробуса на опорной поверхности с уклоном не менее $(16 \pm 1) \%$;

– для электробуса с полной массой в снаряженном состоянии расчетная удельная тормозная сила, равная меньшему из двух значений 0,15 отношения технически допустимой общей массы к массе электробуса при проверке или 0,6 отношения полной массы в снаряженном состоянии, приходящейся на ось (оси), на которые воздействует стояночная тормозная система, к полной массе в снаряженном состоянии, или неподвижное состояние электробуса на опорной поверхности с уклоном не менее $(16 \pm 1) \%$;

– для трамвая с максимальной массой неподвижное состояние должно быть обеспечено на опорной поверхности с уклоном не менее $(9 \pm 1) \%$.

Таким образом, чтобы удерживать ПС неподвижным на наклонной опорной поверхности, тормоза стояночной тормозной системы должны развивать тормозное усилие на заторможенных колесах, которое ограничено их сцеплением с опорной поверхностью, большее или равное скатывающей силе. В случае установки стояночных тормозов не на всех колесах ПС, при определении максимального уклона следует учитывать направление его «движения». Определенный максимальный уклон опорной поверхности, на котором ПС остается неподвижным, должен быть больше или равен нормируемому уклону.

Пример 1. Определить максимальные уклоны, на которых может оставаться неподвижным ПС: троллейбус аналог модели 321 и трамвай аналог модели 60102 при максимальном и минимальном коэффициентах сцепления. Исходные данные для расчета даны в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Исходные данные

Параметр, размерность	Численное значение	
	троллейбуса	трамвая
Максимальная техническая масса, кг	19 000	34 840
Распределение массы по мостам (тележкам):		
передний мост (тележка)	6500	17 420
задний мост (тележка)	11 500	17 420
База подвижного состава, мм	5900	7500
Расчетный радиус колеса, мм	447	305
Высота расположения центра масс, м	1,56	2,16
Тормозные механизмы расположены	в задних колесах	во всех колесах
Состояние опорной поверхности	сухая	сухая, загрязненная
Коэффициент сцепления	0,1–0,8	0,1–0,35
Допустимый уклон, %	16 ± 1	9 ± 1

Решение

1. Троллейбус.

1.1. Определяем координату a центра масс троллейбуса

$$a = \frac{R_{z2}}{G} L = \frac{11\,500}{19\,000} 5,9 = 3,571 \text{ м.}$$

1.2. По формулам (4) рассчитываем максимальный угол подъема дороги и ее уклон, на котором может оставаться неподвижным заторможенный троллейбус, в зависимости от коэффициента сцепления. Результаты представлены на рис. 3.18 в виде графика, а также приведены в табл. 3.2.

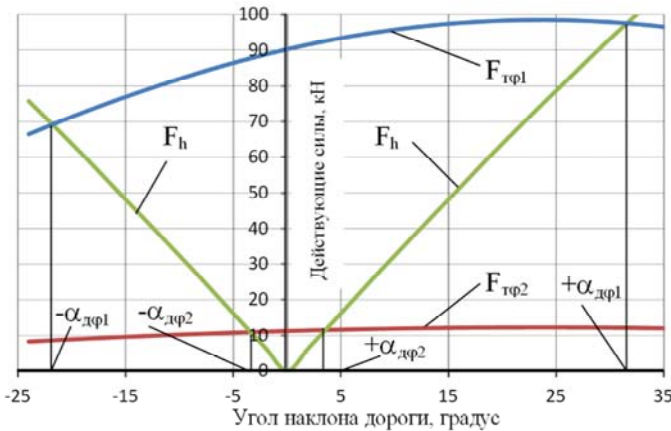


Рис. 3.18. Изменение максимальной тормозной и скатывающей сил в зависимости от угла наклона дороги при различных коэффициентах сцепления

Точки пересечения кривых $F_{тр}$ и F_h дают значения максимальных углов подъема дороги, на которых может стоять троллейбус (меньший угол соответствует «движению» вниз по склону).

Таблица 3.2

Результаты расчета

Подвижной состав	φ_x	Угол α_d , градус		Уклон i , %	
		$-\alpha_d$	$+\alpha_d$	$-i$	$+i$
Троллейбус	0,80	21,785	31,554	42,24	70,501
	0,10	3,375	3,375	5,903	6,225
Трамвай	0,35	19,290	19,291	0,365	0,365
	0,10	5,711	5,711	0,10	0,10

1.3. Приняв допустимый уклон дороги $[i] = 16 + 1 = 17\%$, определяем по (7) минимальное значение коэффициента сцепления, при котором троллейбус остается неподвижным на допустимом уклоне:

– троллейбус «движется» вниз по уклону

$$\varphi_x = \frac{0,17 \cdot 5,9}{3,571 - 0,17 \cdot 1,56} = 0,30341;$$

– троллейбус «движется» вверх по уклону

$$\varphi_x = \frac{0,17 \cdot 5,9}{3,571 + 0,17 \cdot 1,56} = 0,26146.$$

Во всех случаях действительный уклон дороги, на котором может стоять заторможенный троллейбус с максимальной массой, больше нормируемого уклона $[i] = 16 \pm 1 \%$, т. е. стояночная тормозная система данного троллейбуса соответствует нормативным требованиям. Заторможенный троллейбус может оставаться неподвижным на допустимом уклоне при минимальном коэффициенте сцепления равном 0,26.

2. Трамвай.

2.1. Рассчитываем по (3) максимальный угол уклона и уклон опорной поверхности при всех заторможенных колесах, в зависимости от коэффициента сцепления. Результаты представлены в табл. 3.2.

2.2. Приняв допустимый уклон рельсового пути $[i] = 9 + 1 = 10 \%$, по (6) определяем минимальное значение коэффициента сцепления, при котором трамвай остается неподвижным на допустимом уклоне

$$\varphi_x = [i] = 0,1.$$

Ответ. Стояночная тормозная система данного троллейбуса соответствует нормативным требованиям, так как во всех случаях действительный уклон дороги, на котором может стоять заторможенный троллейбус с максимальной массой, больше нормируемого уклона, равного $[i] = 16 \pm 1 \%$. Заторможенный троллейбус может оставаться неподвижным на допустимом уклоне $[i] = 17 \%$, при минимальном коэффициенте сцепления равном 0,26.

Стояночная тормозная система трамвая обеспечивает нормативные требования при коэффициенте сцепления 0,1 и больше (действительный уклон рельсового пути, на котором может стоять заторможенный трамвай с максимальной массой, превышает нормируемый уклон, равный $[i] = (9 \pm 1) \%$). Заторможенный трамвай может оставаться неподвижным на допустимом уклоне $[i] = 10 \%$, при минимальном коэффициенте сцепления, равном 0,1.

4. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

На рис. 4.1 показана схема сил и моментов, действующих на ПС при торможении. Эта схема имеет некоторые отличия от схемы сил и моментов, действующих на ПС в тяговом режиме.

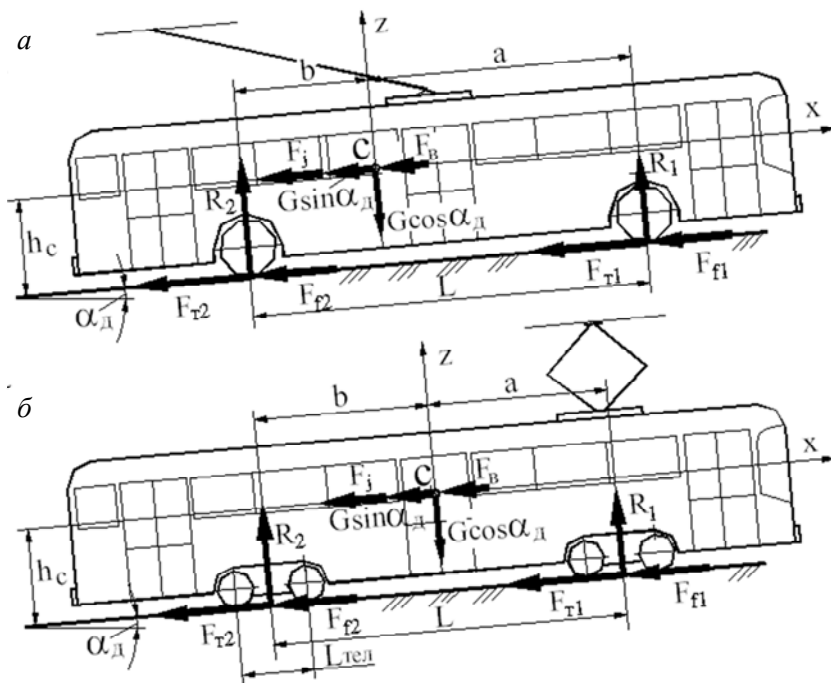


Рис. 4.1. Силы, действующие на ПС при торможении:
а – троллейбус; б – трамвай

Так, при торможении на колеса ПС, вместо движущего момента $M_{к. в.}$, действуют тормозные моменты $M_{к. т1}$ и $M_{к. т2}$, направленные противоположно ведущему моменту $M_{к. в.}$. Кроме того, в процессе торможения электродвигатель может быть переведен в генераторный режим и развивать тормозной момент $M_{дв. т.}$. Продольные реакции опорной поверхности тормозящих колес R_x также противополо-

ложны продольным реакциям ведущих колес. При торможении скорость подвижного состава уменьшается (движение замедленно), поэтому сила инерции F_j , инерционные моменты электродвигателя $M_{jдв}$ и колес M_{jk1} и M_{jk2} становятся движущими.

Заменим в уравнении движения ПС в тяговом режиме момент ведущих колес на суммарный момент тормозящих колес $M_{к.т} = M_{к.т1} + M_{к.т2}$, принимая во внимание, что направления тормозных и ведущих моментов противоположны. Полный тормозной момент на колесах в общем случае составит

$$M_T = M_{т.дв} u_{тр} / h_{тр} + M_{к.т}.$$

В результате получим уравнение движения ПС при торможении в общем случае

$$\begin{aligned} \delta_{п.м} m \frac{dv}{dt} &= - \frac{M_{т.дв} u_{тр} / \eta_{тр} + M_{к.т}}{r_k} - mg\psi - k_b A_{лоб} v^2 = \\ &= - \left(\frac{M_T + M_f}{r_k} + F_h + F_B \right), \end{aligned} \quad (9)$$

где $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы подвижного состава;

M_T – суммарный тормозной момент ЭД и тормозных механизмов;

M_f – момент сопротивления качению;

r_k – расчетный радиус ведущих колес.

Из уравнения (9) следует, что при торможении все внешние силы и моменты оказывают сопротивление движению и направлены на увеличение модуля замедления $|a_T| = |dv/dt|$. Исключение составляет лишь сила $F_h = mgi$: при движении на подъем она положительна и способствует замедлению, а на спуске – отрицательна, т. е. становится движущей силой и уменьшает замедление.

Замедление ПС при торможении. Приняв в уравнении (9) силу $F_h = 0$, получаем выражение для определения замедления ПС на горизонтальном участке опорной поверхности

$$|a_T| = \frac{(M_{к.т} + M_f) / r_k + F_B}{\delta_{п.м} m}. \quad (10)$$

Суммарный тормозной момент $M_{к.т}$ включает тормозные моменты всех тормозных механизмов $M_{т.м}$ и тормозной момент электродвигателя $M_{т.дв}$ (двигатель работает в генераторном режиме). В этом случае энергия передается от колес ПС через трансмиссию к ЭД и затрачивается на преодоление сил трения в механизмах трансмиссии и выработку электрической энергии.

Рассмотрим торможение ПС рабочими тормозными механизмами. Максимальная сила, реализуемая тормозным колесом, ограничена его сцеплением с опорной поверхностью. Предположим, что все колеса ПС находятся в одинаковых условиях, и определим наибольшее возможное замедление ПС. Оно достигается, если все тормозные механизмы будут развивать предельные тормозные моменты по сцеплению $M_{к.тф} = R_{хф}r_{в.к}$. Для этого необходимо обеспечить согласование значений тормозных моментов $M_{к.ти}$ с нормальными реакциями опорной поверхности R_{zi} на колесах. Просуммируем моменты всех тормозящих колес, получим

$$M_{к.тф} + M_f = \varphi_x mgr_{к.}$$

Подставим сумму тормозных моментов и момента сопротивления движению в выражение (9), имеем

$$|a_{т. max}| = \frac{\varphi_x mg + F_b}{\delta_{п.м} m}. \quad (11)$$

При интенсивном торможении скорость ПС очень быстро уменьшается, поэтому влиянием сопротивления воздуха на замедление можно пренебречь. Учитывая, что ЭД ПС постоянно связаны через трансмиссию с ведущими колесами, коэффициент приведенной массы остается значительным $\delta_{п.м} > 1$, и, пренебрегая сопротивлением воздуха $F_b = 0$, определяем максимально возможное замедление ПС на горизонтальном участке опорной поверхности:

$$|a_{т. max}| = \frac{\varphi_x g}{\delta_{п.м}}. \quad (12)$$

Так как коэффициент сцепления меньше единицы, то из выражения (12) следует, что максимальное замедление, обеспечиваемое

колесными тормозными механизмами, зависит от коэффициента продольного сцепления колеса φ_x с опорной поверхностью, а также от коэффициента $\delta_{п.м}$ и не может превышать ускорения свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Установившееся замедление ПС (см. рис. 4.1) обеспечивается тормозными силами F_{T1} и F_{T2} , действующими в плоскости контакта колес с дорогой или рельсами и направленными противоположно движению ПС. При достаточном сцеплении тормозные силы F_{T1} и F_{T2} определяются тормозными моментами M_{Ti} , развиваемыми тормозными механизмами мостов или тележек $F_{Ti} = M_{Ti} / r_k$. Тормозные силы на колесах переднего и заднего мостов при максимальном использовании сцепного веса можно определить по формулам

$$F_{T1} = \varphi \frac{gm(b + \varphi h_c)}{L} \cos \alpha_d;$$

$$F_{T2} = \varphi \frac{gm(a - \varphi h_c)}{L} \cos \alpha_d.$$

Тормозной и остановочный пути. Определим тормозной путь ПС на отдельных этапах торможения, не учитывая сопротивление воздуха и сопротивление качению. Процесс торможения рассмотрим на горизонтальной ровной опорной поверхности. График изменения скорости и замедления ПС в процессе торможения показан на рис. 2.1.

Различают тормозной путь ПС s_T и остановочный путь $s_{ост}$. *Тормозной путь* s_T включает в себя пути, проходимые ПС за время t_3 запаздывания тормозного привода s_3 , за время t_H нарастания замедления s_H и за время торможения $t_{уст}$ с установившимся замедлением $s_{уст}$:

$$s_T = s_3 + s_H + s_{уст}. \quad (13)$$

Остановочным путем $s_{ост}$ называют весь путь, проходимый ПС от момента обнаружения водителем препятствия до полной остановки ПС. Для его определения необходимо к тормозному пути s_T добавить путь s_p , проходимый ПС за время реакции водителя t_p :

$$s_{ост} = s_T + s_p = s_3 + s_H + s_{уст} + s_p. \quad (14)$$

В течение времени запаздывания тормозного привода и реакции водителя подвижной состав движется с постоянной начальной скоростью v_0 , поэтому за это время он пройдет путь

$$s_3 + s_p = v_0(t_3 + t_p). \quad (15)$$

Принимая, что возрастание замедления за время t_n происходит по линейной зависимости, получаем выражение для текущего значения замедления

$$a_T = a_{\text{уст}} \frac{t}{t_n}.$$

Поскольку замедление есть производная от скорости по времени $a_T = dv/dt$, то движение ПС за время t_n описывается ДУ

$$dv = a_{T. \text{уст}} \frac{t}{t_n} dt.$$

Проинтегрировав это уравнение по переменной скорости v в пределах от начальной скорости торможения v_0 до v и по переменной времени t от 0 до t , получим выражение для определения скорости ПС на участке s_n за время t_n :

$$v = v_0 + \frac{a_{T. \text{уст}} t^2}{2t_n}. \quad (16)$$

Скорость v_k в конце периода нарастания замедления до $a_{T. \text{уст}}$ найдем, подставив в выражение (16) $t = t_n$:

$$v_k = v_0 - \frac{1}{2} a_{T. \text{уст}} t_n. \quad (17)$$

Для определения пути s_n за время t_n составим дифференциальное уравнение (ДУ), учитывая, что $v = ds/dt$, и используя выражение (16):

$$ds = \left(v_0 + \frac{a_{T. \text{уст}} t^2}{2t_n} \right) dt.$$

Интегрируя это выражение, находим путь

$$s_{\text{н}} = v_0 t_{\text{н}} - \frac{1}{6} |a_{\text{т. уст}}| t_{\text{н}}^2. \quad (18)$$

В полученных выражениях учтено, что установившееся замедление отрицательно, поэтому его значение принято по абсолютной величине и умножено на минус единицу. Для определения пути за время торможения с постоянным замедлением $t_{\text{т}} = t_{\text{уст}}$ представим замедление следующим образом:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \frac{ds}{dt} = v \frac{dv}{ds} = - |a_{\text{т. уст}}|.$$

Последнее выражение преобразуем к виду

$$ds = - \frac{v}{|a_{\text{т. уст}}|} dv.$$

Проинтегрируем это ДУ по s от 0 до $s_{\text{уст}}$ и v от $v_{\text{н}}$ до $v_{\text{к}}$:

$$s_{\text{уст}} = \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{к}}^2}{2 |a_{\text{т. уст}}|},$$

где $v_{\text{к}}$ – скорость в конце процесса торможения.

Так как движение ПС при этом равнозамедленное, то конечная скорость

$$v_{\text{к}} = v_{\text{н}} - |a_{\text{т. уст}}| t_{\text{уст}}.$$

При торможении до полной остановки конечная скорость равна нулю, тогда

$$s_{\text{уст}} = \frac{v_{\text{н}}^2}{2 |a_{\text{т. уст}}|}; \quad (19)$$

$$t_{\text{уст}} = \frac{v_{\text{н}}}{|a_{\text{т. уст}}|}.$$

Подставим в (19) значение конечной скорости из формулы (17), получим

$$s_{\text{уст}} = \frac{(\nu_0 - 0,5|a_{\text{т. уст}}|t_{\text{н}})^2}{2|a_{\text{т. уст}}|}. \quad (20)$$

При полном использовании сцепных возможностей всех колес ПС вместо $|a_{\text{т. уст}}|$ в формулу (20) следует подставлять значение максимального замедления, определяемого по формуле (12):

$$s_{\text{уст}} = \frac{(\nu_0 - 0,5\varphi_x g t_{\text{н}} / \delta_{\text{п. м}})^2}{2\varphi_x g / \delta_{\text{п. м}}}. \quad (21)$$

Используя выражения (15), (18) и (21), получаем формулу для определения остановочного пути:

$$s_{\text{ост}} = \nu_0(t_{\text{п}} + t_{\text{з}} + 0,5t_{\text{н}}) + \frac{\delta_{\text{п. м}}\nu_0^2}{2\varphi_x g} - \frac{\varphi_x g t_{\text{н}}^2}{24\delta_{\text{п. м}}}. \quad (22)$$

Величина последнего члена уравнения (22) не велика. Поэтому им обычно пренебрегают. В результате остановочный путь определяется по формуле

$$s_{\text{ост}} = \nu_0(t_{\text{п}} + t_{\text{з}} + 0,5t_{\text{н}}) + \frac{\delta_{\text{п. м}}\nu_0^2}{2\varphi_x g}.$$

Подставив в формулу (22) значения путей, проходимых ПС за время запаздывания $t_{\text{з}}$ тормозного привода $s_{\text{з}}$, за время нарастания $t_{\text{н}}$ замедления $s_{\text{н}}$ и за время торможения $t_{\text{т}} = t_{\text{уст}}$ с установившимся замедлением $s_{\text{уст}}$, получим формулу для расчета тормозного пути

$$s_{\text{т}} = \nu_0(t_{\text{з}} + 0,5t_{\text{н}}) + \frac{\delta_{\text{п. м}}\nu_0^2}{2\varphi_x g}. \quad (23)$$

По формуле (23) тормозной путь находят приближенно. Это объясняется не только тем, что приближенно задана величина времени t_n , но и тем, что не учтено происходящее во времени перераспределение нормальных реакций и соответствующие этому изменения условия качения колес. К тому же тормозной путь ПС существенно зависит от времени срабатывания привода тормозов.

Комплексным показателем оценки эффективности торможения является среднее замедление за весь промежуток времени торможения. Среднее замедление вычисляется по формуле

$$a_{т.с} = \frac{v_0^2}{2s_T}.$$

Из полученного выражения следует, что величина среднего замедления зависит от установившегося замедления подвижного состава и времени срабатывания тормозной системы.

5. ХАРАКТЕРИСТИКА АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО В ГЕНЕРАТОРНОМ РЕЖИМЕ

Чтобы исследовать тормозные свойства ПС с использованием уравнения (9), необходимо иметь характеристику ЭД в тормозном режиме $M_{т. дв} = f(\omega)$. Выше (см. п. 3.2) было показано, что из всех возможных способов торможения асинхронного ЭД в частотно-регулируемых приводах генераторный режим торможения является наиболее целесообразным. Он также является самым эффективным и динамическим, поскольку в этом режиме ЭД может развить максимально возможный тормозной момент. В генераторном режиме мощность ЭД передается с его статорных обмоток в источник или накопитель энергии (рекуперативное торможение).

В генераторном режиме скольжение асинхронного ЭД может плавно изменяться так же, как в двигательном режиме, но в пределах $0 < s < -\infty$, т. е. во всем возможном диапазоне отрицательных значений скольжения. При этом ЭД может развивать любые тормозные моменты в пределах его конструктивных ограничений.

Конструктивные ограничения по характеру те же, что и в двигательном режиме: вращающий или тормозной момент M электромашины ограничен критическим значением ЭД M_k ; отдаваемая или потребляемая мощность P_1 – предельным ее значением. Добавляется только ограничение по минимальной частоте, так как тормозной момент асинхронного ЭД при генераторном торможении сохраняется не до нулевой угловой скорости вала ЭД, а до некоторой конечной, хотя и очень малой, угловой скорости вращения его вала. Как видно из рис. 3.9, при минимальном, близком к нулевому, значению частоты вращения вала тормозной момент в пределах скорости, пропорциональной рабочему значению скольжения, резко снижается до нуля при не нулевом значении угловой скорости.

В общем ни поведение, ни управление асинхронным ЭД в генераторном режиме принципиально не отличается от таковых в двигательном режиме. Однако имеются и некоторые различия, причем определяются они не физическими законами работы ЭД и не его характеристиками, а особенностями его работы в конкретном электроприводе.

В режиме рекуперативного торможения, с отдачей энергии во внешнюю цепь или с ее запасанием, обычно работают поезда метро,

электробусы, троллейбусы, трамваи. Для осуществления рекуперативного торможения в приводе достаточно иметь обратимые (с двухсторонней передачей мощности) преобразователи частоты и систему автоматического управления этим режимом. А в сети при переходе к торможению – наличие накопителей энергии, отдаваемой в сеть, что очень важно для тяговых сетей, которые разделены на секции, и каждая секция питается от отдельной подстанции. На случай отсутствия потребителя энергии на линии в момент торможения на подстанциях иногда устанавливают накопители энергии. Поскольку система автоматического управления в современном частотно-управляемом приводе ПС имеется всегда, то для рекуперативного торможения в системе необходимо только наличие соответствующего алгоритма управления.

Рекуперативное торможение с запасением энергии (с собственным энергопитанием) применяется на ПС, работающем в удалении от сетей электроснабжения, например, электробусы.

Вопрос о том, окажется ли рекуперативное торможение возможным и тем более оптимальным, для любого ПС решается комплексным расчетом, поскольку наряду с положительными моментами у этого режима есть и отрицательные: для его осуществления требуется дорогой и массивный элемент электропривода – накопитель энергии. Но энергоемкость любого накопителя конечна, поэтому работать электродвигатель в режиме торможения на накопитель может ограниченное время.

Как известно, торможение ПС бывает двух видов: до полной остановки (остановочное) и подтормаживание. При торможении до полной остановки вся кинетическая энергия движения ПС должна быть преобразована в электрическую и передана или во внешнюю сеть, или запасена, или погашена. При подтормаживании ЭД должен развивать тормозной момент, создающий тормозное усилие движущемуся ПС, равное и противоположное приложенной к нему ускоряющей силе.

Что касается осуществления рекуперативного торможения, то поскольку система автоматического управления (САУ) в современном частотно-управляемом электроприводе имеется всегда, то для рекуперативного торможения в ней необходимо только наличие соответствующего алгоритма управления.

Рекуперативное торможение с запасением электроэнергии применяется на троллейбусах с автономным ходом и электробусах.

Для осуществления рекуперативного торможения, т. е. торможения с генерированием энергии асинхронного ЭД, накоплением в специальном накопителе и полезным использованием ее в дальнейшем, в схеме автономного привода не обязательно иметь обратимые преобразователи частоты, но совершенно необходимо наличие накопителя энергии, когда асинхронный ЭД, работая генератором, отдает выработанную им электрическую энергию через инвертор преобразователя частоты (обладающий свойством обратимости имманентно) в накопитель энергии (аккумулятор или конденсатор), где она аккумулируется и сохраняется для последующего использования в активном режиме.

В асинхронном частотно-регулируемом электроприводе в общем случае возможны следующие виды электрического торможения:

- реостатное;
- на двигатель внутреннего сгорания в автономном приводе;
- рекуперативное с отдачей электроэнергии в сеть в приводе с питанием от контактной сети;
- рекуперативное с отдачей электроэнергии в накопитель в автономном приводе;
- смешанное реостатно-рекуперативное.

На рис. 5.1 представлена обобщенная принципиальная схема асинхронного электропривода при любых его режимах работы, в том числе и режимов торможения всех видов. Эта схема соответствует любому возможному в приводе режиму работы.

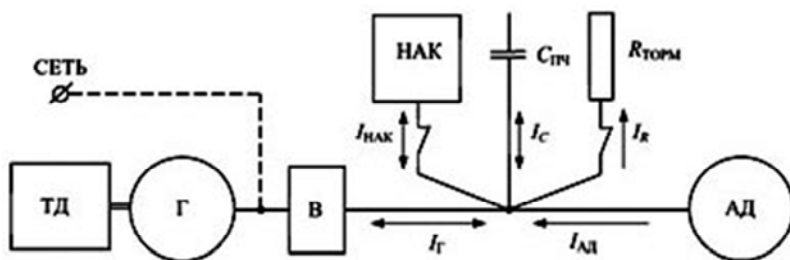


Рис. 5.1. Схема протекания токов в электроприводе в режиме

генераторного торможения асинхронного электродвигателя:

ТД – двигатель внутреннего сгорания; Г – тяговый генератор;

В – выпрямитель; $C_{пч}$ – конденсатор преобразователя частоты;

НАК – накопитель электроэнергии; $R_{торм}$ – тормозной реостат;

АД – асинхронный электродвигатель; СЕТЬ – питающая контактная сеть;

положение не показанного на схеме инвертора соответствует узловой точке

Схема на рис. 5.1 является основой для расчета тормозных характеристик привода и управления.

Рекуперативное торможение возникает при вращении ротора в направлении магнитного поля со скоростью ω выше синхронной угловой скорости ω_0 . При этом скольжение рассчитывается по формуле

$$s = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0} < 0. \quad (24)$$

Комплекс тока ротора в двигательном режиме ($s > 0$)

$$I'_2 = \frac{E'_2 s}{R'_2 + (X'_2)^2} - j \frac{E'_2 X'_2 s^2}{R'^2_2 + (X'_2)^2} = I'_{2a} - jI'_{2p}.$$

В режиме рекуперативного торможения $s < 0$, что приводит к изменению знака только активной составляющей тока ротора I'_{2a} , в то время, как реактивная составляющая I'_{2p} сохраняет свой знак. Это свидетельствует о том, что магнитное поле асинхронного ЭД в режиме рекуперативного торможения, как и в двигательном режиме, создается реактивным током, поступающим из сети. При питании асинхронного ЭД от сети рекуперативное торможение применяется, например, для поддержания постоянной скорости ПС на длительных спусках (движение под уклон) (рис. 5.2).

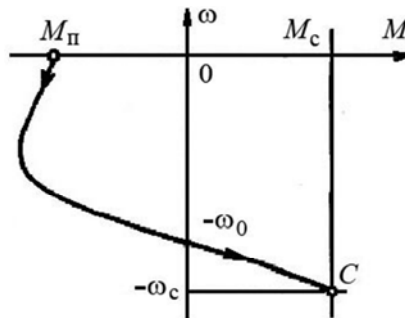


Рис. 5.2. Механическая характеристика асинхронного электродвигателя при рекуперативном торможении:

M_n – пусковой момент; M_c – статический момент

При движении ПС под уклон его потенциальная энергия начинает способствовать движению и создает внешний движущий момент, который через трансмиссию передается на вал ЭД. Следовательно, в этом случае, из-за увеличения угловой скорости движения привода $\omega > \omega_0$ и изменения знака ЭДС (E_2) асинхронный ЭД непосредственно, без переключения обмоток статора, переходит в генераторный режим с отдачей энергии (в сеть или накопитель).

В частотно-регулируемых электроприводах, где изменяется частота f_1 подводимого к статору напряжения, а, следовательно, и синхронная угловая скорость $\omega_0 = \frac{2\pi f_1}{p_n}$, можно реализовать рекуперативное торможение до самых низких скоростей (рис. 5.3).

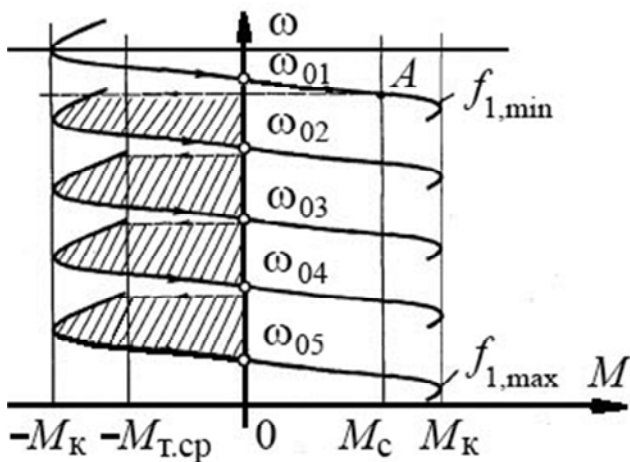


Рис. 5.3. Рекуперативное торможение асинхронного электродвигателя при дискретном уменьшении частоты

В режиме рекуперативного торможения электромагнитный момент M отрицательный, электромагнитная мощность

$$P_{эм} = -M\omega < 0.$$

Поэтому торможение происходит с возвратом энергии источнику за вычетом потерь.

При плавном уменьшении частоты f_1 , а, следовательно, и синхронной угловой скорости ω_0 , можно получить постоянную величину тормозного момента.

Электромагнитный момент асинхронного электродвигателя рассчитывается по уточненной формуле Клосса:

$$M = \frac{2M_k \left(1 + \frac{R_1}{R_2} |s_{кр}| \right)}{\frac{s}{|s_{кр}|} + \frac{|s_{кр}|}{s} + 2\alpha |s_{кр}|} = \frac{2M_k (1 + \alpha |s_{кр}|)}{\frac{s}{|s_{кр}|} + \frac{|s_{кр}|}{s} + 2\alpha |s_{кр}|} = \frac{M_k (2 + q)}{\frac{s}{|s_{кр}|} + \frac{|s_{кр}|}{s} + q}, \quad (25)$$

где M_k – критический момент;

α – отношение сопротивлений в Г-образной схеме, $\alpha = R_1 / R_2$;

$|s_{кр}|$ – абсолютное значение критического скольжения:

$$s_{кр} = \frac{s_{ном} \left(\lambda_m + \sqrt{\lambda_m^2 + 2s(\lambda_m - 1)} - 1 \right)}{1 - 2s_{ном}(\lambda_m - 1)},$$

s – скольжение электродвигателя;

q – коэффициент, $q = 2\alpha |s_{кр}|$.

Формулы Клосса [упрощенная и уточненная (25)] применяются для расчета механических характеристик (МХ) асинхронного ЭД, потребность в которых возникает при исследовании пусковых и тормозных свойств асинхронных ЭД. Упрощенная формула Клосса дает хорошие результаты на рабочей ветви характеристики ЭД в пределах скольжения s от нуля до критического ($0 < s < s_{кр}$). На нерабочей ветви расчеты по упрощенной формуле Клосса, в пределах скольжения от критического до единицы ($s_{кр} < s < 1$), дают менее точные результаты. Для выполнения расчетов с достаточной степенью точности используется уточненная формула Клосса во всем диапазоне изменения скольжения от нуля до единицы.

Иногда МХ АД представляют в безразмерных величинах, откладывая по оси абсцисс относительную величину электромагнитного момента $\mu = M / M_{ном}$, а по оси ординат относительную величину скорости $v = \omega / \omega_0$ (рис. 5.4).

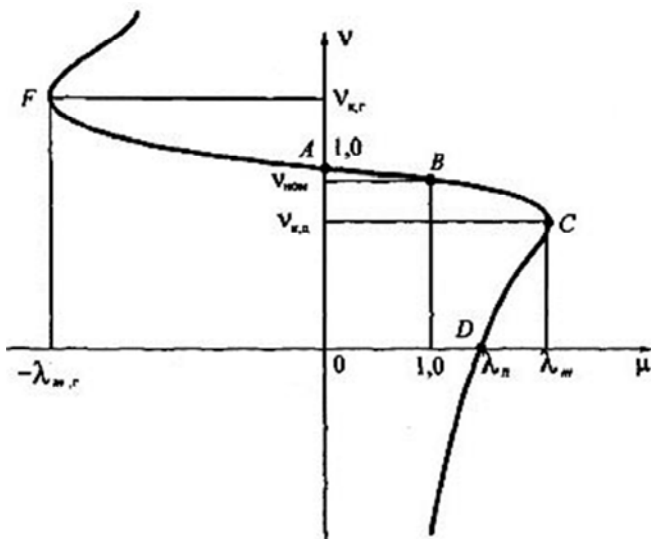


Рис. 5.4. Безразмерная механическая характеристика АД

В этом случае для построения МХ АД используется выражение

$$\mu = \frac{2\lambda_m (1 + \alpha_R |s_{кр}|)}{\frac{1-v}{|s_{кр}|} + \frac{|s_{кр}|}{1-v} + 2\alpha_R |s_{кр}|},$$

где λ_m – доля критического момента M_k от номинального $M_{ном}$, $\lambda_m = M_k / M_{ном}$.

На МХ обычно отмечают характерные точки:

- точка A ($v = 1$, $\mu = 0$) – режим идеального холостого хода (режим синхронной скорости);
- точка B ($v = v_{ном}$, $\mu = 1$) – номинальный режим;
- точка C ($v = v_{к. д}$, $\mu = \lambda_m$) – режим критической скорости в двигательном (тяговом) режиме;
- точка D ($v = 0$, $\mu = \lambda_n$) – режим пуска АД;
- точка F ($v = v_{к. г}$, $\mu = \lambda_{м. г}$) – режим критического генераторного момента.

Таким образом, при рекуперативном торможении возможности автономного электропривода ограничены не столько возможностями АД, как в режиме тяги, сколько энергоемкостью и состоянием заряженности накопителя электроэнергии. В режиме рекуперативного торможения максимально возможную нагрузку АД, точнее, возможность для АД эту нагрузку развить, в каждый момент времени определяет внутреннее состояние электропривода. Для расчета и построения тормозной характеристики АД необходимо построить его механическую характеристику в области скольжений $0 > s > -\infty$ и скоростей $\omega_1 < \omega < \infty$.

Пример 3. Рассчитать и построить МХ АД ДТА-6У1, применяемого на троллейбусах. Техническая характеристика троллейбуса представлена в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Техническая характеристика троллейбуса

Наименование параметра	Численное значение
Полная масса, кг	18000
Передаточное число трансмиссии	9,82
КПД трансмиссии	0,92
Радиус ведущего колеса, м	0,447
Площадь лобового сопротивления, м ²	7,15
Коэффициент сопротивления воздуха, Н·с ² /м ⁴	0,35
Коэффициент сопротивления качению при $v < 10$ км/ч	0,02
Коэффициент учета приведенной массы	1,2
Начальная скорость, км/ч	5

Решение

1. Расчет ведем при частоте питания 60 Гц. В этом случае критический момент электродвигателя $M_k = 2263,248$ Н·м; синхронные обороты вала электродвигателя $n_0 = 1500$ об/мин; критическое скольжение $s_{кр} = 0,077257$.

2. Строим кривую изменения момента ЭД по формуле Клосса (25) в двигательном режиме в пределах от нуля до n_0 . Далее продлеваем ее до $n_{max} = 2n_0 = 3000$ об/мин. При этом скольжение ЭД рассчитываем

по формуле (24), принимая момент двигателя отрицательным. Результат представлен на рис. 5.5.

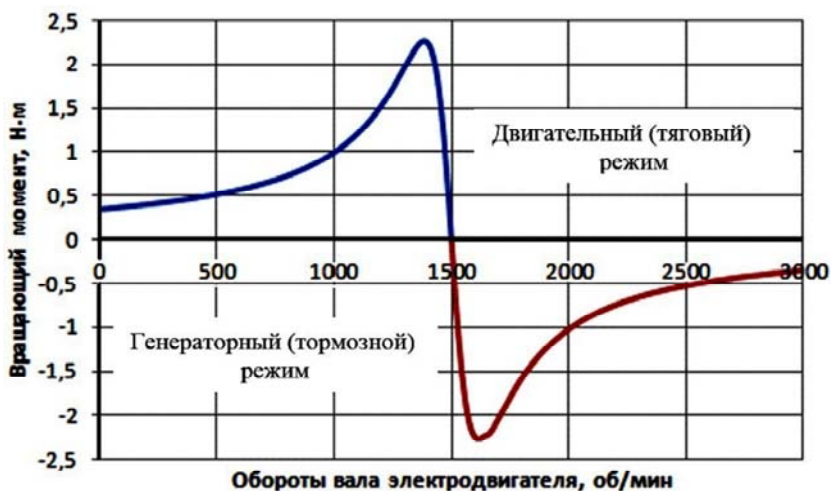


Рис. 5.5. Механическая характеристика АД ДТА-6У1

3. Примем, что торможение электродвигателем прекращается при снижении скорости движения троллейбуса до $v = 5$ км/ч, и определим число оборотов вала двигателя $n_{дв. \text{ } v_{\min}}$ при этой скорости:

$$n_{дв} = \frac{v u_{тр}}{3,6\pi} r_{к},$$

где $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии;

$r_{к}$ – расчетный радиус ведущих колес.

Передаточное число трансмиссии и расчетный радиус ведущих колес берем из технической характеристики троллейбуса (табл. 5.1). Подставим их значения в формулу

$$n_{дв. \text{ } v_{\min}} = \frac{5 \cdot 9,82}{3,6 \cdot \pi} 0,44 = 9,867 \approx 10 \text{ об/мин.}$$

4. Сместим генераторную ветвь МХ влево (рис. 5.6) и вынесем на отдельный рисунок (рис. 5.7).

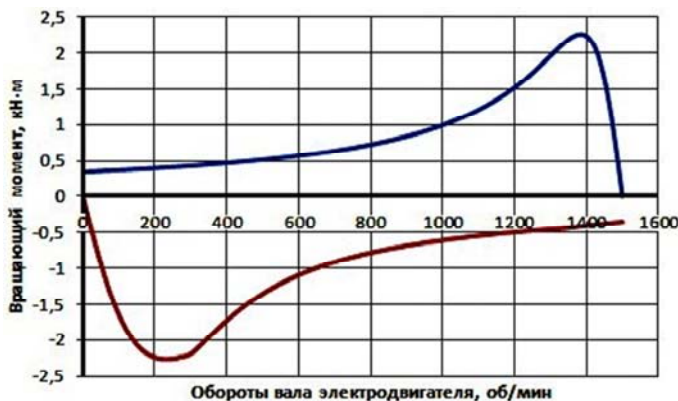


Рис. 5.6. Механическая характеристика асинхронного АД ДТА-6У1. Генераторная ветвь смещена к началу координат

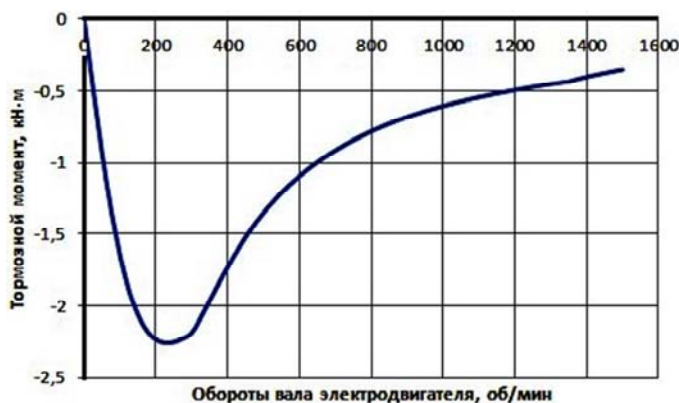


Рис. 5.7. Генераторная характеристика АД ДТА-6У1

Ответ. Построена МХ АД ДТА-6У1 в диапазоне частот вращения вала АД от нуля до 3000 об/мин, из которой выделена генераторная ветвь. Определены минимальные обороты вала ЭД, при достижении которых электродвигатель отключается.

Следуя рассмотренному алгоритму, можно построить пучок МХ АД в тормозном (генераторном) режиме.

6. ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТОРМОЗЯЩЕГО КОЛЕСА С КУЗОВОМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ТОРМОЗНЫМ МЕХАНИЗМОМ И ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

На рис. 6.1 показана система сил и моментов, действующих на колесо в режиме торможения на прямолинейном участке опорной поверхности без учета боковых сил.

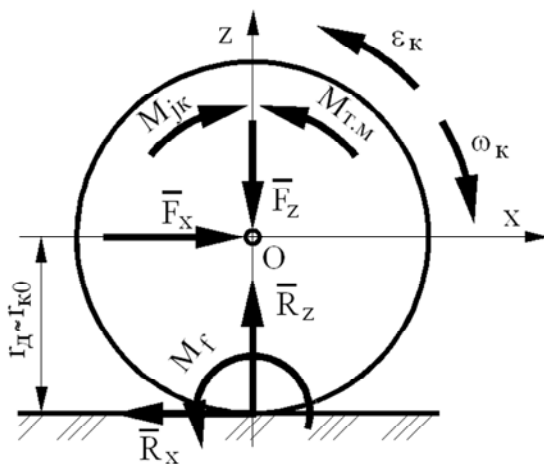


Рис. 6.1. Схема сил и моментов, действующих на тормозящее колесо

Дифференциальное уравнение плоского движения тормозящего колеса имеет вид

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = -M_{T.M} - M_f + F_x r_{k0}, \quad (26)$$

где J_k – момент инерции колеса относительно оси вращения;

ω_k – угловая скорость колеса;

$M_{T.M}$ – момент тормозного механизма;

M_f – момент сопротивления качению колеса;

F_x – толкающая сила кузова подвижного состава, учитывающая силу инерции колеса в поступательном переносном движении;

r_{k0} – радиус качения колеса.

Из условий динамического равновесия колеса, согласно схеме на рис. 6.1,

$$\bar{F}_x = -\bar{R}_x,$$

где R_x – продольная реакция опорной поверхности на колесо.

С другой стороны, сила \bar{F}_x уравнивается реакцией колеса, обусловленной воздействием на него кузова подвижного состава и представляющей собой тормозную силу \bar{F}_T , приложенную в его центре (точка O):

$$\bar{F}_x = -\bar{F}_T,$$

следовательно,

$$\bar{F}_T = -\bar{R}_x.$$

Максимальное значение продольной реакции $R_{x\max}$ ограничено сцеплением колеса с опорной поверхностью. Поэтому продольные силы \bar{F}_x и \bar{F}_T также ограничены по величине. Реакция $R_{x\max}$ представляет собой предельную силу сцепления колеса $R_{x\phi}$ и равна

$$R_{x\phi} = \varphi_x R_z,$$

где φ_x – коэффициент продольного сцепления колеса с опорной поверхностью;

R_z – нормальная реакция опорной поверхности на колесо.

Значение реакции $R_{x\phi}$ зависит от многочисленных факторов, и прежде всего от типа опорной поверхности и его состояния (асфальт, бетон, сухое, мокрое, покрытое льдом, неровности микропрофиля и т. д.), а также от интенсивности торможения. В конкретных условиях движения наибольшее влияние на величину реакции $R_{x\phi}$ оказывают нормальная реакция R_z и коэффициент скольжения s_T .

Отношение R_x / R_z называют *удельной продольной реакцией* и обозначают γ_{Rx} . На рис. 6.2 показан график, отображающий характер зависимости γ_{Rx} от коэффициента скольжения колеса s_T .

Коэффициент скольжения учитывает упругое и внешнее скольжение колеса и вычисляется по формуле

$$s_T = \frac{v_k - v_{k0}}{v_k}, \quad (27)$$

где v_k – действительная скорость центра колеса;

v_{k0} – теоретическая скорость колеса (скорость колеса без учета скольжения):

$$v_{k0} = \omega_k r_{k0}. \quad (28)$$

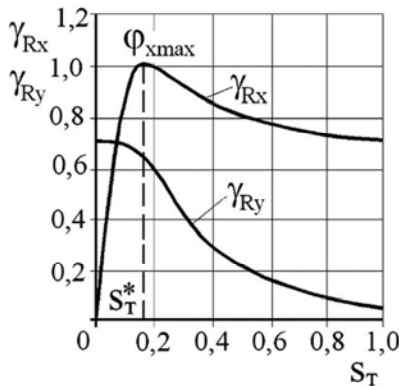


Рис. 6.2. Зависимость удельных продольной и поперечной реакций от коэффициента скольжения

Пренебрегая влиянием колебаний подрессоренных и нерессоренных масс подвижного состава, возникающих вследствие движения по неровностям опорной поверхности, примем скорость колеса v_k равной скорости подвижного состава:

$$v_k = v.$$

Тогда формулу (28) с учетом выражения (27) представим в виде

$$s_T = \frac{v - \omega_k r_{k0}}{v}.$$

Увеличение тормозного момента $M_{Т.м}$ вначале сопровождается постепенным возрастанием упругого скольжения и практически ли-

нейной зависимостью между γ_{Rx} и s_T . Затем на отдельных площадках контакта начинает возникать внешнее скольжение, что приводит к нарушению линейной зависимости. При некотором значении коэффициента скольжения $s_T = s_T^*$ удельная продольная реакция γ_{Rx} достигает максимума. Дальнейшее увеличение коэффициента скольжения колеса s_T приводит к внешнему скольжению и сопровождается уменьшением удельной продольной реакцией γ_{Rx} . Угловая скорость вращения колеса при этом быстро падает, и в итоге, при $s_T = 1$, колесо блокируется тормозным механизмом и движется юзом.

Максимальное значение удельной продольной реакцией $\gamma_{Rx, \max}$ называют *максимальным коэффициентом продольного сцепления колеса с опорной поверхностью* и обозначают $\varphi_{x, \max}$. При полном скольжении (юзом колеса), когда $s_T = 1$, коэффициент сцепления обозначают φ_c или $\varphi_{x, c}$. Значение φ_c меньше, чем $\varphi_{x, \max}$, что обусловлено снижением сил трения при увеличении скорости скольжения колеса относительно опорной поверхности.

Кроме сил и моментов, показанных на рис. 6.1, на колесо может действовать поперечная сила F_y , которая при недостаточном сцеплении приводит к боковому скольжению (заносу) эластичного колеса. Боковое смещение трамвайного колеса ограничено зазором между головкой рельса и гребнем колеса. При $s_T > s_T^*$ способность шины противостоять возникновению бокового скольжения значительно снижается. Если $s_T < s_T^*$, значение γ_{Ry} достаточно велико и колесо успешно противодействует возникновению бокового скольжения. У заблокированного тормозом колеса, при сравнительно небольшой поперечной силе F_y , может возникнуть боковое скольжение.

Для обеспечения эффективного торможения, сокращения тормозного пути и обеспечения при этом устойчивого движения ПС и управляемого движения электробуса тормозная система должна исключать возможность блокировки колес, а процесс торможения должен происходить при скольжении колес, близком к оптимальному, соответствующему коэффициенту сцепления $\varphi_{x, \max}$.

На величину коэффициентов сцепления $\varphi_{x, \max}$ и $\varphi_{x, c}$ существенное влияние оказывают тип опорной поверхности и начальная скорость ПС, при которой начинается торможение. На рис. 6.3 показаны графики зависимостей $\gamma_{Rx} = f(s_T)$ для дороги с асфальтовым покрытием. На сухом асфальте $\gamma_{Rx, \max} = \varphi_{x, \max}$ достигается при $s_T^* = 0,1-0,2$. При

скорости $v = 30$ км/ч значение $\varphi_{x, \max}$ находится в пределах 0,85–0,90, а при $v = 100$ км/ч – в пределах 0,7–0,8. При блокировке колеса φ_{xc} оказывается меньше $\varphi_{x, \max}$ на 20–30 %. Мокрое покрытие и наличие водяной пленки значительно снижают коэффициент сцепления. Значения φ_x , в зависимости от толщины водяной пленки и скорости, приведены в табл. 6.1. Еще большее снижение $\varphi_{x, \max}$ и φ_{xc} происходит на заснеженном и обледенелом покрытии.

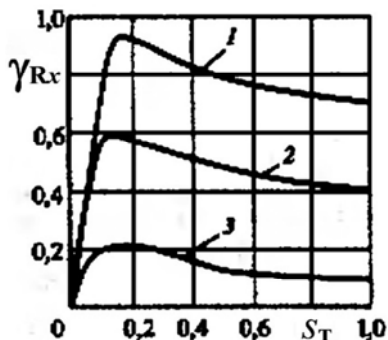


Рис. 6.3. Зависимость удельной продольной реакции от коэффициента скольжения при торможении:
 1 – на сухом асфальте; 2 – на мокром асфальте;
 3 – на заснеженной и обледенелой поверхностях

Таблица 6.1

Коэффициенты сцепления φ_x для пневматических шин различных поверхностях дороги

Скорость движения, км/ч	Состояние шины	Состояние дорожного полотна				
		сухое	мокрое, водяная пленка 0,2 мм	сильный дождь, водяная пленка 1 мм	лужи, водяная пленка 2 мм	лед
50	Новая	0,85	0,65	0,55	0,50	0,10 не менее
	Изношенная	1,0	0,60	0,40	0,25	
90	Новая	0,80	0,60	0,30	0,05	–
	Изношенная	0,95	0,20	0,10	0,05	
130	Новая	0,75	0,55	0,20	0,0	–
	Изношенная	0,90	0,20	0,10	0,0	

Из рис. 6.1 следует, что силы \bar{F}_x и \bar{R}_x образуют пару, момент которой называют *моментом силы сцепления* и обозначают M_{Rx} :

$$M_{Rx} = R_x r_{к0} = F_x r_{к0}. \quad (29)$$

С учетом обозначения (26) уравнение тормозящего колеса (29) примет несколько другой вид:

$$J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = -(M_{\tau. м} + M_f + M_{Rx}). \quad (30)$$

Если сумма моментов в скобках положительна, вращение колеса будет замедлено, т. е. $d\omega_{\kappa}/dt < 0$. Кроме моментов $M_{\tau. м}$, M_f , M_{Rx} на изменение величины угловой скорости колеса ω_{κ} оказывает влияние величина уменьшающейся скорости подвижного состава при торможении, что необходимо учитывать в алгоритме ABS.

При экстренном торможении момент M_f значительно меньше моментов $M_{\tau. м}$ и M_{Rx} , поэтому для упрощения исследований исключают момент M_f из уравнения (30):

$$J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = M_{Rx} - M_{\tau. м}.$$

Значение тормозного момента $M_{\tau. м}$ определяется усилием нажатия на педаль тормоза

$$M_{\tau. м} = k_{\tau. м} F_{п. т}, \quad (31)$$

где $k_{\tau. м}$ – коэффициент пропорциональности, определяемый параметрами тормозного привода;

$F_{п. т}$ – усилие на педали тормоза.

Момент M_{Rx} зависит от изменения продольной реакции R_x в процессе торможения. Используя график зависимости $\gamma_{Rx} = f(s_{\tau})$, можно построить график функции $M_{Rx} = f(s_{\tau})$ для данного значения нормальной реакции R_z

$$M_{Rx} = \gamma_{Rx} R_z r_{к0}.$$

На рис. 6.4 представлен график функции $M_{Rx} = f(s_T)$. Используя этот график, можно выяснить взаимодействие моментов M_{Rx} и $M_{T.м}$ и их влияние на процесс качения колеса при торможении. В начальный момент торможения $M_{T.м} > M_{Rx}$. Поэтому угловое ускорение $d\omega_k/dt < 0$, а угловая скорость колеса уменьшается, скольжение s_T возрастает. Изменение тормозного момента в начальный период торможения показано штриховой линией. В этот период происходит в основном упругое скольжение колеса.

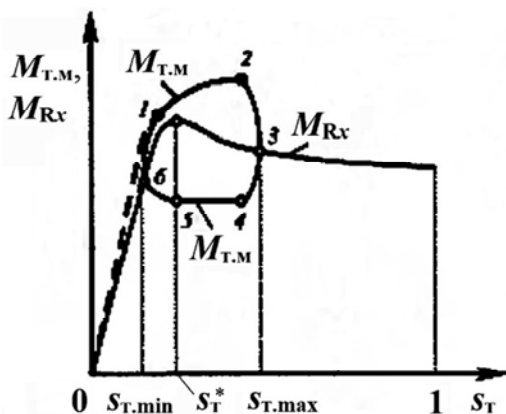


Рис. 6.4. Изменение моментов $M_{T.м}$ и M_{Rx} в процессе работы ABS

При дальнейшем увеличении тормозного момента $M_{T.м}$ на участке характеристики 1–2 начинается интенсивное увеличение внешнего скольжения, особенно после того, как скольжение s_T окажется больше оптимального скольжения s_T^* и начинается снижение момента M_{Rx} . Поэтому система автоматического управления торможением должна уменьшить тормозной момент (участок 2–4 характеристики $M_{T.м}$). В точке 3 моменты $M_{T.м}$ и M_{Rx} равны. Поэтому угловое ускорение колеса равно нулю, а на участке 3–4 начинается разгон колеса, так как M_{Rx} оказывается больше $M_{T.м}$. Некоторое время тормозной момент остается постоянным (участок 4–5), при нем продолжается разгон колеса и уменьшается его скольжение до оптимального значения $s_T = s_T^*$. После этого тормозной момент необходимо увеличивать, чтобы прекратить разгон колеса и поддерживать величину скольжения на оптимальном уровне. В точке 5

начинается увеличение тормозного момента, а в точке b разгон колеса прекращается. На участке $b-1$ $M_{т.м} > M_{Rх}$. Поэтому начинается замедление колеса. Участок $1-2$ обычно выполняют горизонтальным. В дальнейшем цикл регулирования тормозного момента повторяется.

Регулирование тормозного момента в ABS обеспечивается модулятором давления, представляющим собой электромагнитный клапан, который поддерживает необходимое давление воздуха в рабочих тормозных цилиндрах при экстренном торможении, независимо от давления, задаваемого главным тормозным цилиндром. Рассмотрим подробнее процесс управления торможением посредством ABS. На рис. 6.5 показаны графики изменения скорости электробуса v , затормаживаемого колеса $v_{к}$, углового ускорения колеса $\varepsilon_{к}$ и давления воздуха p в рабочем тормозном цилиндре. На рисунке приняты следующие обозначения: v – скорость электробуса; $v_{к.э}$ – эталонная скорость колеса, соответствующая оптимальному значению коэффициента скольжения $s_{т} = s_{т}^*$; $v_{к.п}$ – пороговое значение скорости колеса, соответствующее пороговому значению коэффициента скольжения $s_{т} = s_{т.п}$; $v_{к0}$ – теоретическая скорость колеса, вычисляемая по формуле (28).

Значения скоростей $v_{к.э}$ и $v_{к.п}$ вычисляются по формулам

$$v_{к.э} = v(1 - s_{т.э}) = \omega_{к.э} r_{к}; \quad (32)$$

$$v_{к.п} = v(1 - s_{т.п}) = \omega_{к.п} r_{к}, \quad (33)$$

где $\omega_{к.э}$ – эталонная угловая скорость колеса;

$\omega_{к.п}$ – пороговая угловая скорость колеса.

Значения $\omega_{к.э}$ и $\omega_{к.п}$ определяются на основе формул (32) и (33):

$$\omega_{к.э} = \frac{v(1 - s_{т.э})}{r_{к}};$$

$$\omega_{к.п} = \frac{v(1 - s_{т.п})}{r_{к}}.$$

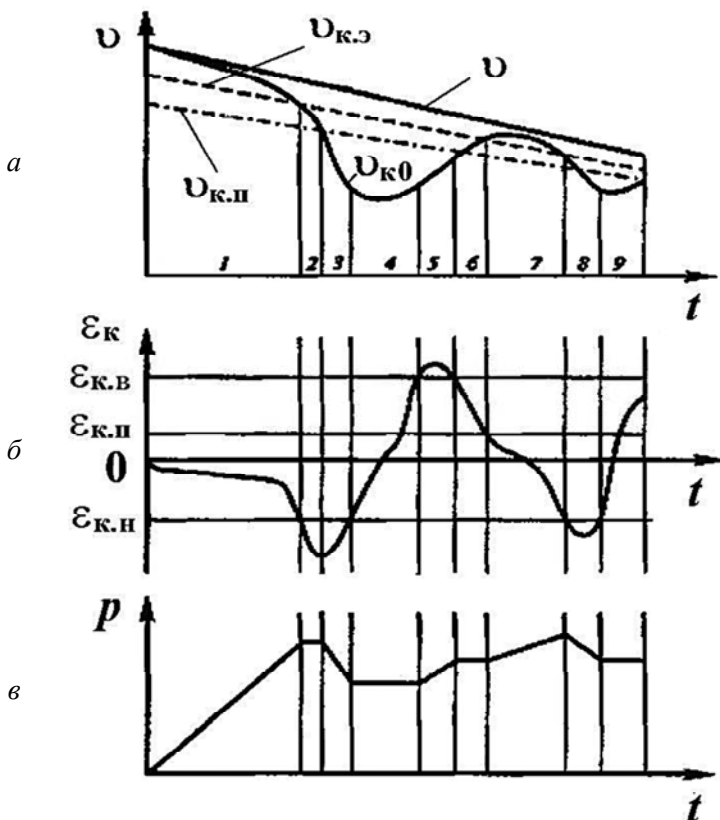


Рис. 6.5. Процесс работы ABS:
 а – скорость электробуса (колеса); б – угловое ускорение колеса;
 в – давление в рабочем тормозном цилиндре

Выделяются три пороговые уровня углового ускорения колеса: $\epsilon_{к. н}$ – нижний; $\epsilon_{к. в}$ – верхний; $\epsilon_{к. п}$ – промежуточный (рис. 6.5, б). Разделим фрагмент представленного цикла управления торможением колеса на девять временных интервалов и проанализируем поведение системы в каждом из них.

Интервал 1 соответствует началу торможения. Нарастающее давление воздуха p (рис. 6.5, в) приводит к увеличению тормозного момента, вследствие чего происходит уменьшение скорости электробуса v и скорости колеса $v_{к0}$. Замедление колеса постепенно

нарастает и в конце интервала достигает нижнего порогового значения $\epsilon_{к.н.}$. Модулятор ABS прекращает рост давления воздуха и в течение небольшого интервала 2 поддерживает его на постоянном уровне. Замедление колеса продолжает нарастать, что нежелательно. Однако, при высоких значениях коэффициента сцепления это необходимо для исключения помех, обусловленных переходным процессом и влиянием колебаний подрессоренных и неподдресоренных масс электробуса. После снижения скорости колеса ниже порога допустимого скольжения, определяемого по значению скорости $v_{к.п.}$, модулятор в течение интервала 3 сбрасывает давление воздуха до некоторого уровня и поддерживает его постоянным в течение интервала 4. В третьем временном интервале и начале четвертого замедление колеса уменьшается, однако скорость его $v_{к0}$ продолжает падать и скольжение колеса увеличивается. В заключительной фазе интервала 4 колесо начинает разгоняться и скорость его возрастает. В конце интервала 4 угловое ускорение колеса достигает верхнего порога $\epsilon_{к.в.}$ и модулятор начинает увеличивать давление воздуха. Это приводит к прекращению возрастания ускорения в интервале 5 и к последующему его уменьшению. Поэтому некоторое время (интервал 6) задерживается нарастание давления воздуха. После достижения промежуточного порогового значения ускорения $\epsilon_{к.п.}$ модулятор начинает медленно увеличивать давление воздуха (интервал 7). В результате начинается замедленное вращение колеса, скольжение увеличивается и скорость колеса $v_{к.0}$ приближается к эталонной скорости $v_{к.э.}$. По достижении нижнего порогового значения ускорения $\epsilon_{к.н.}$ снова начинается сброс давления воздуха (интервал 8) и формируется следующий цикл управления.

Каждый последующий цикл регулирования давления воздуха включает три фазы: нарастание давления воздуха, спада давления воздуха и выдержки постоянного давления воздуха. Частота изменения давления воздуха около 10 Гц.

В результате автоматического управления изменением давления воздуха в рабочем тормозном цилиндре скорость колеса $v_{к0}$ изменяется около значения эталонной скорости $v_{к.э.}$ и поддерживается оптимальный уровень скольжения колеса, при котором достигается наилучшее его сцепление с опорной поверхностью. При этом уменьшается тормозной путь, так как коэффициент сцепления из-

меняется в узком пределе около своего максимального значения $F_{x, \max}$. Но главное преимущество ABS состоит в том, что она предотвращает блокировку тормозящих колес и вследствие этого обеспечивает надежную управляемость и устойчивость движения подвижного состава при торможении.

В случае большого момента инерции колеса, малого коэффициента сцепления и медленного нарастания давления воздуха в рабочем тормозном цилиндре (торможение на дорогах с низким коэффициентом сцепления, например, на обледенелой дороге) замедление колеса будет небольшим и ABS может на него не среагировать. В результате колесо заблокируется. В этом случае ABS должна обеспечить процесс регулирования по величине скольжения колеса.

При торможении в условиях, когда сцепление левых и правых колес значительно различаются, разность продольных реакций создает момент, который стремится развернуть электробус вокруг его вертикальной оси, проходящей через центр масс. Для уменьшения вероятности разворота и последующего заноса задних колес разработано множество вариантов исполнения ABS с различным количеством и с различными порогами настройки алгоритмов управления.

Учитывая существенное влияние ABS на активную безопасность, как указывалось выше, директива 71/320 ЕЭС и Правила ЕЭК ООН № 13 предписывают обязательную ее установку на автобусы (электробусы, троллейбусы) полной массой свыше 12 т.

Таким образом, для повышения активной безопасности и эффективности торможения электробуса применяют антиблокировочную систему регулирования тормозных моментов. При этом уменьшается тормозной путь, так как коэффициент сцепления изменяется в узком пределе около своего максимального значения. Однако главное преимущество ABS состоит в том, что она предотвращает блокировку тормозящих колес и вследствие этого обеспечивает надежную управляемость и устойчивость движения подвижного состава при торможении.

Рассмотрим наиболее общий случай торможения ПС – совместное торможение ЭД и тормозными механизмами. Процесс торможения в данном случае описывается ДУ (9).

Представим формулу для расчета коэффициента приведенной массы подвижного состава в следующем виде:

$$\delta_{п. м} = \delta_{отн} + \frac{J_{дв} u_{тр}^2}{\eta_{тр} r_k^2 m},$$

где $\delta_{отн}$ – коэффициент учета относительного движения инерционных масс колес и трансмиссии:

$$\delta_{отн} = 1 + \frac{J_{тр} + J_{к. в}}{r_k^2 m} + \frac{J_{к1}}{r_{к0}^2 m}.$$

С учетом этого выражения формула для определения приведенной силы инерции $F_{ЛДС}$ подвижного состава представляется в виде

$$\begin{aligned} F_{ЛДС} &= m \left(1 + \frac{J_{дв} u_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{тр} + J_{кв}}{m r_k^2} + \frac{J_{к1}}{m r_{к0}^2} \right) |a_T| = \\ &= \delta_{п. м} m |a_T| + \frac{J_{дв} u_{тр}^2 |a_T|}{r_k^2 \eta_{тр}}. \end{aligned}$$

Подставим это значение приведенной силы инерции в уравнение (9) и перенесем второе слагаемое в правую часть. Получим

$$|a_T| = \frac{1}{\delta_{отн} m} \left[\frac{M_{т. м} + M_f}{r_k} + \left(M_{т. дв} - \frac{J_{дв} u_{тр} |a_T|}{r_k} \right) \frac{u_{тр}}{r_k \eta_{тр}} + F_h + F_B \right]. \quad (34)$$

Из уравнения (34) следует, что совместное торможение электродвигателем и тормозными механизмами эффективно при условии, если выражение в круглых скобках положительно, т. е. если

$$M_{т. дв} > \frac{J_{дв} u_{тр} |a_T|}{r_k}. \quad (35)$$

При большом замедлении, что характерно для экстренного торможения, условие (35) не выполняется.

На опорной поверхности, с низким коэффициентом сцепления, целесообразно применять торможение только электродвигателем. При симметричном межколесном дифференциале в ведущем мосту электробуса это обеспечит равенство продольных реакций опорной поверхности на колесах ведущего моста, что снижает вероятность его бокового скольжения.

Совместное торможение электродвигателем и тормозными механизмами предотвращает блокировку колес, что повышает устойчивость прямолинейного движения подвижного состава, так как уменьшается вероятность заноса при действии боковых сил, возникающих вследствие неровностей опорной поверхности или ее бокового уклона. Этим обусловлена целесообразность такого способа торможения на скользкой опорной поверхности.

Торможение только тормозными механизмами рабочей тормозной системы или только электродвигателем является частным случаем рассмотренного способа совместного торможения.

7. ТОРМОЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОБУСА

7.1. Распределение тормозных сил по мостам и колесам электробуса

Торможение электробуса, при котором достигается максимальная эффективность и при этом обеспечивается устойчивое прямолинейное движение, принято считать идеальным. В этом случае распределение тормозных сил между мостами должно соответствовать изменяющимся нормальным реакциям на колесах и дорожным условиям, которые оцениваются продольным коэффициентом сцепления φ_x . Максимальная тормозная сила достигается, как уже отмечалось, при определенном проскальзывании в зоне контакта колеса с дорогой. Поэтому тормозные системы электробусов (троллейбусов) целесообразно конструировать таким образом, чтобы при торможении коэффициенты скольжения колес всех мостов были бы одинаковы. Только в этом случае можно полностью использовать вес электробуса при аварийных торможениях, а также исключить блокировку колес.

Момент $M_{т. м}$, который может развить тормозной механизм, пропорционален усилию нажатия на тормозную педаль $F_{т. п}$:

$$M_{т. м} = k_{т. м} F_{т. п}, \quad (36)$$

где $k_{т. м}$ – коэффициент пропорциональности.

Коэффициенты пропорциональности для тормозных механизмов $k_{т. м}$ передних и задних колес обычно различны, поэтому отличаются и развиваемые ими тормозные моменты. Степень различия тормозных моментов оценивается коэффициентом распределения тормозных моментов

$$\beta_T = \frac{M_{т. м1}}{M_T} = \frac{M_{т. м1}}{M_{т. м1} + M_{т. м2}}.$$

Коэффициент β_T определяет относительную часть суммарного тормозного момента

$$M_T = M_{т. м1} + M_{т. м2},$$

развиваемого тормозными механизмами передних колес.

Если в приводе тормозов не применяются специальные регулирующие устройства, то соотношения между моментами тормозных механизмов передних $M_{т. м1}$ и задних $M_{т. м2}$ колес постоянны, т. е. $\beta_t = \text{const}$. Однако, возможности тормозных механизмов не всегда могут быть реализованы всеми колесами электробуса, так как продольная реакция R_x дороги не может превосходить своего предельного значения по сцеплению.

Максимальный тормозной момент по сцеплению $M_{т. ф}$ реализуется при отсутствии боковой силы $R_y = 0$ и коэффициенте скольжения колес относительно дороги $s = s^*$. Если после достижения равенства $M_t = M_{т. ф}$ продолжать увеличивать усилие на педали тормоза, произойдет быстрое снижение угловой скорости колеса и оно заблокируется тормозным механизмом.

При блокировке задних колес даже незначительная боковая сила, действующая на колеса заднего моста, может вызвать его занос и электробус начнет разворачиваться в плоскости дороги, создавая аварийную ситуацию. Поэтому блокировка задних колес недопустима.

Блокировка передних колес приводит к потере управляемости. В этом случае электробус не реагирует на повороты управляемых колес (повороты рулевого колеса) и продолжает движение в сторону вектора скорости центра масс. Поэтому блокировка передних колес менее опасна, чем блокировка задних колес. Эффективность торможения при блокировке колес значительно снижается в связи с уменьшением реализуемого коэффициента сцепления φ_x .

Наибольшее замедление при торможении обеспечивается, когда передние и задние колеса одновременно достигают оптимального скольжения $s_{\text{опт}}$, т. е. когда $M_{т. м1} = M_{т. ф1}$ и $M_{т. м2} = M_{т. ф2}$. Это возможно лишь при условии строгого соотношения между тормозными моментами $M_{т. mi}$ мостов и продольными реакциями дороги R_{xi} . Если коэффициент β_t постоянный, сформулированное условие не выполняется, так как при торможении происходит перераспределение нормальных реакций между передним R_{z1} и задним R_{z2} мостами. Для определения нормальных реакций можно воспользоваться формулами для разгона ПС, заменив в них знак приведенной силы инерции $F_{\text{ПС}}$ на противоположный (при торможении движение замедлено, а формулы записаны для ускоренного движения). Согласно этим формулам, сила инерции $F_{\text{ПС}}$ при тор-

можении увеличивает нормальные реакции на передних колесах и уменьшает нормальные реакции на задних колесах. Так как нормальные реакции на передних и задних колесах постоянно изменяются, то изменяются и величины моментов колес по сцеплению $M_{т. \varphi i}$.

Определим, как должен изменяться коэффициент β_t , чтобы обеспечивалось оптимальное распределение тормозных моментов $M_{т. м1}$ и $M_{т. м2}$ между мостами электробуса. Пренебрегая сопротивлением качению в формулах для расчета нормальных реакций и принимая при торможении расположение центра масс равным статическому на горизонтальном участке дороги, запишем эти формулы в следующем виде:

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \left[bmg + h_c (F_j - F_B) \right];$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \left[amg - h_c (F_j - F_B) \right].$$

Для определения силы инерции воспользуемся выражением (11), согласно которому сила инерции равна

$$F_j = \delta_{п. м} m |a_{т. \max}| = \varphi_x mg + F_B.$$

В результате подстановки значения силы инерции в выражения для определения нормальных реакций эти выражения примут вид

$$R_{z1} = \frac{1}{L} (bmg + h_c \varphi_x);$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} (amg - h_c \varphi_x).$$

Оценим величину перераспределения нормальных реакций при полном использовании сцепных возможностей колес обоих мостов электробуса. Нормальные нагрузки на колеса неподвижного электробуса на горизонтальной поверхности

$$R_{z1. ст} = \frac{bmg}{L};$$

$$R_{z2. \text{ ст}} = \frac{amg}{L}.$$

Вычислим коэффициент перераспределения нормальных реакций для каждого моста:

$$k_{R1} = \frac{R_{z1}}{R_{z1. \text{ ст}}} = 1 + \frac{h_c \varphi_x}{b};$$

$$k_{R2} = \frac{R_{z2}}{R_{z2. \text{ ст}}} = 1 - \frac{h_c \varphi_x}{a}.$$

Из полученных выражений следует, что перераспределение нормальных реакций в рассматриваемом случае зависит от координат центра масс электробуса h_c , a , b и коэффициента сцепления φ_x . Чем выше расположен центр масс и чем лучше дорожные условия, тем значительнее перераспределение нормальных реакций. Значения координат центра масс h_c , a и b зависят от загрузки салона пассажирами. Так, у электробуса в снаряженном состоянии расстояние a значительно меньше, чем при полной загрузке салона; значение h_c также снижается, но в гораздо меньшей степени, чем расстояние a . Поэтому коэффициент k_{R2} у снаряженного электробуса меньше, чем у загруженного. При $\varphi_x = 0,4-0,7$ коэффициенты перераспределения при экстренном торможении достигают значений $k_{R1} = 1,4-1,6$; $k_{R2} = 0,6-0,8$.

С учетом нормальных реакций R_{z1} и R_{z2} для данного случая тормозные моменты по сцеплению колес с дорогой примут вид

$$M_{\text{т}\varphi 1} = \frac{1}{L} [mg(\varphi_x - f)(b + h_c \varphi_x)] r_k; \quad (37)$$

$$M_{\text{т}\varphi 2} = \frac{1}{L} [mg(\varphi_x - f)(a - h_c \varphi_x)] r_k. \quad (38)$$

Полученные выражения позволяют определить соотношения тормозных моментов для достижения полного использования сцепных возможностей всех колес двухосного электробуса. Если коэффициенты сцепления всех колес с дорогой одинаковы, оптимальное распределение тормозных моментов обеспечивается при пропорци-

ональном изменении нормальных реакций дороги, т. е. при выполнении условия

$$\frac{M_{т. м1}}{M_{т. м2}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}}. \quad (39)$$

Принимая $M_{т. м1} = M_{тф1}$ и $M_{т. м2} = M_{тф2}$, найдем оптимальный коэффициент распределения тормозных моментов:

$$\beta_{тф} = \frac{M_{тф1}}{M_{тф1} + M_{тф2}} = \frac{R_{z1}}{R_{z1} + R_{z2}} = \frac{b + h_c \varphi_x}{L}. \quad (40)$$

Из выражения (40) следует, что оптимальное значение коэффициента $\beta_{тф}$ зависит от координат центра масс электробуса b , h_c , коэффициента сцепления φ_x и его базы L . Так как параметры b , h_c и φ_x переменны, то коэффициент $\beta_{тф}$ тоже должен быть переменным. Координаты b , h_c зависят от степени загрузки пассажирами салона электробуса и их расположения. Коэффициент сцепления φ_x также изменяется в широких пределах $\varphi_x = 0,15-0,80$. В процессе торможения он может в различные моменты времени оказаться разным для всех тормозящих колес. Поэтому при постоянном коэффициенте $\beta_{т}$ экстренное торможение неизбежно приводит к блокировке каких-либо колес. Для устойчивого движения при торможении более предпочтительна блокировка передних колес. В связи с этим, согласно предписаниям Правил ЕЭК ООН № 13, первыми должны достигнуть условий блокировки колеса переднего моста при интервале изменения коэффициента сцепления $\varphi_x = 0,15-0,30$. Выполнение этого требования ставит задачу обоснованного выбора значения коэффициента $\beta_{т}$.

Оценочным показателем распределения тормозных сил является удельная тормозная сила моста или электробуса в целом:

$$\gamma_{тi} = \frac{\sum F_{тi}}{mg};$$

$$\gamma_{тi} = \frac{\sum F_{тi}}{R_{тi}}.$$

Рациональное распределение тормозных сил по мостам возможно в любых дорожных условиях при соблюдении равенства удельных тормозных сил $\gamma_T = \gamma_{Ti}$. В условиях полного использования сцепного веса удельная тормозная сила электробуса равна продольному коэффициенту сцепления $\gamma_T = \gamma_{Ti} = \varphi_x$.

При равенстве удельных тормозных сил коэффициенту сцепления достигается максимально возможное замедление электробуса [см. формулу (12)].

7.2. Снижение эффективности тормозной системы при постоянном распределении тормозных моментов

Заполнение салона ПС пассажирами и условия движения изменяются в широких пределах. Поэтому при постоянном коэффициенте β_T , в случае экстренного торможения, значительно снижается эффективность рабочей тормозной системы. Это обусловлено тем, что распределение тормозных моментов между мостами не соответствует нормальным реакциям, действующим на мосты, которые изменяются во время торможения под действием силы инерции F_j , т. е. не выполняется условие, определяемое выражением (39) для двухосного электробуса.

Действительное замедление подвижного состава при торможении оказывается меньше максимально возможного, определяемое по формуле (12), а тормозной путь превышает расстояние, определяемое по формуле (23). Это обусловлено тем, что при экстренном торможении колеса одного из мостов достигают предела блокировки, в то время как колеса другого моста еще не реализуют полностью свои возможности по сцеплению. Дальнейшее увеличение давления воздуха в приводе тормозных механизмов не допускается. Выполнение этого требования необходимо, чтобы исключить блокировку колес и предотвратить возможность потери управляемости и устойчивости электробуса.

Определим предельное значение замедления электробуса при экстренном торможении в случае постоянного коэффициента β_T . Значение β_T определим для электробуса с полной нагрузкой по формуле (40), полагая, что $\varphi_x = \varphi_0$:

$$\beta_T = \frac{1}{L}(b + h_c \varphi_0). \quad (41)$$

Выбор значения φ_0 должен обеспечить выполнение требований Правил ЕЭК ООН № 13. Для этого необходимо оценить его влияние на замедление электробуса в рассматриваемом случае.

Для определения замедления воспользуемся уравнением (12), пренебрегая сопротивлением воздуха:

$$|a_T| = \frac{M_{T\varphi} + M_f}{\delta_{п. м} m r_k}, \quad (42)$$

где $M_{T\varphi}$ – суммарный момент тормозных механизмов передних и задних колес, $M_{T\varphi} = M_{T\varphi i} + M_{T\varphi j}$;

$M_{T\varphi i}$ – момент тормозных механизмов моста, колеса которого находятся на пределе блокировки;

$M_{T\varphi j}$ – момент тормозных механизмов моста, колеса которого не реализуют полностью сцепные возможности.

Значение момента

$$M_{T\varphi j} = (\varphi_x - f_T) R_z r_k = \varphi_x R_z r_k - M_{fj},$$

где M_{fj} – момент сопротивления качению колес i -го моста.

На колеса, не достигшие предела блокировки, кроме момента $M_{T\varphi j}$ действует также момент сопротивления качению M_{fj} , способствуя снижению значения $M_{T\varphi j}$ аналогично тому, как M_{fj} снижает $M_{T\varphi i}$. С учетом значения $M_{T\varphi}$ моменты M_f , M_{fj} , M_{fj} взаимно компенсируются. В связи с этим при определении замедления электробуса в случае экстренного торможения ими можно пренебречь и использовать выражение (42) в следующем виде:

$$|a_T| = \frac{M_{T\varphi}}{m_{пр} r_k}, \quad (43)$$

где $m_{пр}$ – приведенная масса подвижного состава, $m_{пр} = \delta_{п. м} m$.

Момент $M_{T\varphi}$ в этом случае вычисляется по формуле

$$M_{T\varphi} = M_{\varphi i} + M_{T. mj}, \quad (44)$$

где $M_{\varphi i}$ – момент предельной силы сцепления $R_{x\varphi i}$ колес i -го моста относительно оси вращения колес.

Значение продольной реакции по сцеплению

$$R_{x\varphi i} = \varphi_x R_{zi},$$

где R_{zi} – суммарная нормальная реакция дороги на колеса i -го моста.

Искомый момент $M_{\varphi i}$ силы $R_{x\varphi i}$ найдем по формуле

$$M_{\varphi i} = \varphi_x R_{zi} r_{\kappa}. \quad (45)$$

Нормальные реакции дороги на колесах мостов определим без учета сопротивления качению и сопротивления воздуха:

$$R_{z1} = \frac{1}{L} (bm_{\text{пр}}g + h_c F_{j\text{пр}}); \quad (46)$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} (am_{\text{пр}}g - h_c F_{j\text{пр}}). \quad (47)$$

Приведенную силу инерции ПС $F_{j\text{пр}}$ определим по формуле

$$F_{j\text{пр}} = \delta_{\text{п. м}} m |a_{\text{т}}|. \quad (48)$$

Предела блокировки первыми могут достичь колеса переднего моста либо заднего. Рассмотрим отдельно каждый из этих случаев.

Первыми блокируются колеса переднего моста. Момент тормозных механизмов передних колес $M_{\text{т. м1}}$ ограничен их сцеплением с опорной поверхностью, а момент тормозных механизмов задних колес $M_{\text{т. м2}}$ не достигает предельного значения по сцеплению, т. е.

$$M_{\text{т. м1}} = M_{\text{тф1}}; \quad M_{\text{т. м2}} < M_{\text{тф2}}.$$

Соотношение между моментами $M_{\text{т. м1}}$ и $M_{\text{т. м2}}$ определяется выражением (39). Используя это выражение, найдем зависимость между тормозными моментами $M_{\text{т. м2}}$ и $M_{\text{тф1}}$ мостов:

$$M_{\text{т. м2}} = M_{\text{тф1}} \frac{1 - \beta_{\text{т}}}{\beta_{\text{т}}}.$$

Принимая $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 1}$, суммарный тормозной момент на всех колесах, согласно выражению (44), найдем по формуле

$$M_{\text{тф}} = \frac{M_{\varphi 1}}{\beta_{\text{T}}}.$$

Используя формулы (45) и (46), определим искомый момент $M_{\text{тф}}$:

$$M_{\text{тф}} = \frac{\varphi_x m_{\text{тпр}} r_k (bg + h_c |a_{\text{T}}|)}{\beta_{\text{T}} L}.$$

Подставим момент $M_{\text{тф}}$ в формулу (43). После преобразований получаем выражение для определения замедления электробуса для случая, когда первыми блокируются колеса переднего моста

$$|a_{\text{T}}| = \varphi_x g \frac{b}{b + h_c (\varphi_0 - \varphi_x)}. \quad (49)$$

Для оценки снижения эффективности тормозной системы при постоянном распределении тормозных моментов найдем соотношение между достигаемым в этом случае замедлением $|a_{\text{T}}|$ и максимально возможным замедлением $|a_{\text{T. max}}|$, получаемым при полном использовании сцепных возможностей всех колес. Используя выражения (49) и (12), находим

$$k_{\text{э. т}} = \frac{|a_{\text{T}}|}{|a_{\text{T. max}}|} = \frac{b \delta_{\text{п. м}}}{b + h_c (\varphi_0 - \varphi_x)}. \quad (50)$$

Величину $k_{\text{э. т}}$ называют *коэффициентом эффективности тормозной системы* при $\beta_{\text{T}} = \text{const}$. Если $\varphi_x < \varphi_0$, значение коэффициента $k_{\text{э. т}} < 1$. Следовательно, полученные формулы (49) и (50) справедливы при $\varphi_x < \varphi_0$.

Первыми блокируются колеса заднего моста. Тормозной момент задних колес достиг значения по сцеплению $M_{\text{T. м2}} = M_{\text{T}\varphi 2}$, а тормозной момент передних колес не достигает предельного значения по

сцеплению $M_{т. м1} < M_{тф1}$. Суммарный тормозной момент определяется аналогично предыдущему случаю

$$M_{тф} = \frac{M_{ф2}}{\beta_{т}}$$

После подстановки значения $M_{ф2}$ получаем

$$M_{тф} = \frac{\varphi_x m_{пр} r_k (ag - h_c |a_{т}|)}{\beta_{т} L}$$

Тогда замедление при торможении в рассматриваемом случае

$$|a_{т}| = \varphi_x g \frac{a}{a - h_c (\varphi_0 - \varphi_x)}. \quad (51)$$

Коэффициент эффективности тормозной системы

$$k_{э. т} = \frac{|a_{т}|}{|a_{т. max}|} = \frac{a \delta_{п. м}}{a - h_c (\varphi_0 - \varphi_x)}. \quad (52)$$

Так как $k_{э. т} < 1$, то формулы (51) и (52) справедливы при $\varphi_x > \varphi_0$. Этот случай наиболее характерен для электробусов, троллейбусов и автобусов, так как для них всех обычно принимается $\varphi_0 < \varphi_x$.

Формулы (40)–(52) получены для электробуса с максимальной массой m . При расчете замедления электробуса с меньшей массой m^* в формулы (49) и (51), вместо φ_0 , необходимо подставлять φ_0^* , при котором колеса обоих мостов одновременно достигают предела блокировки, а также координаты центра масс b^* и h_c^* , соответствующие другой расчетной массе m^* . Значение φ_0^* вычисляется на основании формулы (40), используя $\beta_{т}$, принятое для электробуса с максимальной массой m , и координаты b^* и h_c^* . В результате получаем следующую формулу:

$$\varphi_0^* = \frac{\beta_{т} L - b^*}{h_c^*}.$$

Тормозной путь ПС при постоянном β_T определяется по формуле

$$s_T = v_0 (t_3 - 0,5t_k) + \frac{v_0^2}{2|a_T|}.$$

Из приведенных выше формул следует, что при постоянном коэффициенте β_T характеристика замедления электробуса $|a_T| = f(\varphi_x)$ совпадает с идеальной характеристикой только в одной точке при $\varphi_x = \varphi_0$. Идеальной тормозной характеристикой называют характеристику, определяемую выражением (12), которая соответствует полному использованию сцепных возможностей всех колес троллейбуса. При всех остальных значениях коэффициента сцепления тормозные характеристики как $|a_T| = f(\varphi_x)$, так и $s_T = f(\varphi_x)$ проходят ниже идеальной. Следовательно, при постоянном β_T эффективность тормозной системы электробуса снижается. Особенно значительно снижается замедление при торможении снаряженного электробуса в условиях хорошего сцепления колес с дорогой.

Согласно Правилам ЕЭК ООН № 13, первыми должны достигать предела блокировки передние колеса при $\varphi_x = 0,15-0,30$. Для выполнения этого требования во всем диапазоне изменения массы электробуса значение коэффициента β_T необходимо выбирать для снаряженного состояния при $\varphi_0^* = 0,3$. Однако при этом снижается замедление и возрастает тормозной путь электробуса при малых значениях коэффициента сцепления.

Если выбирать β_T для электробуса полной массы при $\varphi_0 = 0,3$, то у снаряженного электробуса в любых дорожных условиях первыми будут блокироваться задние колеса и его тормозной путь существенно увеличивается. Тормозной путь электробуса полной массой при высоких значениях коэффициента сцепления будет больше, чем в рекомендуемом варианте, а на скользкой дороге, наоборот, меньше.

Таким образом, при постоянном коэффициенте β_T в любом случае потенциальные тормозные свойства электробуса в полной мере не используются. Это подтверждает необходимость регулирования тормозных моментов, в соответствии, например, с выражениями (39) и (40).

7.3. Эффективность запасной тормозной системы

В качестве запасной тормозной системы используется стояночная тормозная система или один из контуров двухконтурной рабочей тормозной системы.

Рассмотрим два варианта расположения тормозных механизмов запасной системы: в задних и в передних колесах.

Тормозные механизмы запасной тормозной системы расположены в задних колесах. Для определения замедления в данном случае используем формулу (43). Тормозной момент по сцеплению в рассматриваемом случае равен моменту предельной силы сцепления колес заднего моста $R_{x2\phi}$. Поэтому его значение найдем по формуле

$$M_{\text{тф}} = M_{\phi 2} = R_{x2\phi} r_k = \phi_x R_{z2} r_k.$$

Подставим значение нормальной реакции R_{z2} из формулы (47), учитывая при этом формулу (48). В результате получим

$$M_{\text{тф}} = \frac{1}{L} [\phi_x m_{\text{пр}} r_k (ag - h_c |a_{\text{т}}|)].$$

Подставим момент $M_{\text{тф}}$ в формулу (43). После некоторых преобразований получаем выражение для определения замедления электробуса при торможении только задними колесами:

$$|a_{\text{т}}| = \phi_x g \frac{a}{L + h_c \phi_x}. \quad (53)$$

Сравнивая между собой замедления $|a_{\text{т}}|$ и $|a_{\text{т, max}}|$, определим коэффициент эффективности запасной тормозной системы:

$$k_3 = \frac{|a_{\text{т}}|}{|a_{\text{т, max}}|} = \frac{a \delta_{\text{п. м}}}{L + h_c \phi_x}. \quad (54)$$

Из выражений (53) и (54) следует, что чем больше расстояние a и меньше высота центра масс h_c , тем эффективнее торможение электробуса запасной тормозной системой, использующей тормозные механизмы задних колес. У электробусов с полной нагрузкой

продольная координата центра масс a значительно больше, чем у снаряженного. Вертикальная координата центра масс h_c также увеличивается с заполнением салона стоячими пассажирами, но в меньшей мере, чем расстояние a . Поэтому для электробусов с полной массой m нормативное требование Правил ЕЭК ООН № 13 на величину установившегося замедления $a_{т.уст}$ выполняется практически при всех значениях коэффициента сцепления φ_x , а для электробуса со снаряженной массой m_c – может не выполняться. Нормативные значения установившегося замедления $a_{т.уст}$ для запасной тормозной системы приведены в табл. 2.2.

Тормозные механизмы запасной тормозной системы расположены в передних колесах. Тормозной момент по сцеплению определяется по формуле

$$M_{т\varphi} = M_{\varphi 1} = R_{x1} r_k = \varphi_x R_{z1} r_k.$$

Подставив значение нормальной реакции R_{z1} из (46), получим

$$M_{т\varphi} = \frac{1}{L} \left[\varphi_x m_{пр} r_k (bg + h_c |a_T|) \right].$$

Замедление находим по формуле

$$|a_T| = \varphi_x g \frac{b}{L - h_c \varphi_x},$$

а коэффициент эффективности тормозной системы – по формуле

$$k_3 = \frac{|a_T|}{|a_{т.уст}|} = \frac{b \delta_{п.м}}{L - h_c \varphi_x}.$$

У электробусов с полной массой расстояние b значительно меньше, чем в снаряженном состоянии. Поэтому в последнем случае нормативное требование на величину установившегося замедления выполняется всегда, а при полной загрузке – часто не выполняется.

Для электробуса с полной загрузкой при экстренном торможении более эффективны тормозные механизмы задних колес, а для снаряженного электробуса, наоборот, тормозные механизмы перед-

них колес. Однако при любом варианте расположения тормозных механизмов в случае экстренного торможения нормативные значения установившегося замедления $a_{т.уст} \geq 2,2 \text{ м/с}^2$ достигаются.

Таким образом, наилучший вариант расположения тормозных механизмов запасной тормозной системы электробусов – в колесах переднего моста.

7.4. Регулирование тормозных сил

Одним из важных вопросов при проектировании тормозных систем, от которых зависит эффективность торможения и устойчивость движения, является *обеспечение рационального соотношения тормозных сил на мостах и колесах электробуса*. Рациональное соотношение тормозных сил при изменяющихся нормальных нагрузках на мостах электробуса достигается за счет применения в тормозной системе регуляторов тормозных моментов. Существует два типа устройств: регуляторы тормозных моментов (РТМ) и антиблокировочные системы (ABS).

Регулятор тормозных моментов представляет собой автоматический регулятор без обратной связи, установленный в контуре привода тормозных механизмов задних колес электробуса. Снабженная регулятором тормозных сил тормозная система электробуса является системой автоматизированного управления. Водитель, изменяя усилие на педали тормоза, регулирует замедление электробуса, определяемое суммарной тормозной силой, а распределение тормозных сил между мостами производится системой регулирования тормозных сил. Различают *статическое* и *динамическое* регулирование тормозных сил, которые позволяют изменять чувствительность к управлению тормозной системой.

Чувствительность к управлению тормозной системой характеризуется отношением приращения удельной тормозной силы на оси транспортного средства к приращению хода педали тормоза или давления воздуха в тормозных камерах. Так, к примеру, чувствительность к управлению у снаряженного электробуса будет значительно выше, чем у электробуса с максимальной загрузкой салона. Различная чувствительность к управлению тормозной системы и ее зависимость от загрузки электробуса и дорожных условий усложняют возможности водителя регулировать эффективность торможения.

Идеальным статическим регулированием тормозных сил принято считать такое регулирование, при котором обеспечивается независимость коэффициента сцепления ϕ_x и чувствительности к управлению от массы транспортного средства. Такой вид регулирования целесообразен для сочлененных транспортных средств, имеющих значительное изменение статических реакций на мостах при их загрузке и малое изменение нормальных реакций при торможении.

К устройствам, которые обеспечивают статическое регулирование тормозных сил, относятся статические регуляторы, обеспечивающие ограничение давления воздуха в тормозном приводе в зависимости от загрузки электробуса. Ограничение давления в приводе тормозов осуществляется регуляторами, которые управляются вручную водителем или автоматически от датчика, фиксирующего загрузку салона электробуса пассажирами.

Идеальным динамическим регулированием тормозных сил является такое регулирование, при котором обеспечивается равенство удельных тормозных сил $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_T$ для любой загрузки электробуса и его эффективное торможение. При максимальном использовании сцепного веса в этом случае будет выполняться одновременное блокирование всех колес. Тормозные силы на колесах переднего и заднего мостов электробуса зависят от давления воздуха в тормозных камерах и в общем случае определяются выражениями

$$F_{T1} = \frac{k_1(p_1 - p_{01})}{r_{k1}};$$

$$F_{T2} = \frac{k_2(p_2 - p_{02})}{r_{k2}},$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности тормозных механизмов колес переднего и заднего мостов;

p_1 и p_2 – давление воздуха в тормозных камерах переднего и заднего мостов;

p_{01} и p_{02} – давление воздуха в тормозных камерах, соответствующее началу работы тормозов;

r_{k1} и r_{k2} – расчетные радиусы колес переднего и заднего мостов.

Для достижения рационального распределения тормозных сил давление воздуха в тормозных камерах переднего p_1 и заднего p_2

мостов должно регулироваться в зависимости от эффективности торможения и загрузки электробуса. На основании приведенных выражений значения давлений воздуха в тормозных камерах, соответствующих оптимальному распределению тормозных сил на горизонтальном участке дороги, определяется по формулам

$$p_1 = \frac{gm\varphi r_{к1}}{k_1 L} (b + \varphi h) + p_{01};$$

$$p_2 = \frac{gm\varphi r_{к2}}{k_2 L} (a - \varphi h) + p_{02}.$$

График, показывающий связь давлений в передних и задних тормозных камерах, называется *рабочей характеристикой регулятора*.

Соотношение давлений p_1 и p_2 , при котором обеспечивается оптимальное распределение тормозных сил с полной нагрузкой (100 %), с половинной (50 %) и без груза показано на рис. 7.1 штрихпунктирными линиями. У тормозных систем, не имеющих регуляторов, рабочая характеристика представляет собой прямую линию, выходящую из начала координат под углом 45° ($p_1 = p_2$). Идеальный регулятор, обеспечивающий оптимальное соотношение тормозных сил между колесами переднего и заднего мостов электробуса создать довольно сложно.

Одним из методов регулирования является *изменение коэффициента передачи регулятора*. Такие регуляторы применяют при пневматическом тормозном приводе. Они получили название *лучевых регуляторов*. При таком виде регулирования давления воздуха в передних и задних тормозных камерах можно связать соотношением

$$p_2 = \alpha p_1,$$

где α – коэффициент передачи регулятора.

Рабочие характеристики такого регулятора и их сравнение с идеальными регуляторами показаны на рис. 7.1, б. При использовании такого регулятора повышается эффективность торможения снаряженного (порожного) электробуса и электробуса с неполной загрузкой салона, но в то же время не исключается блокировка колес заднего моста.

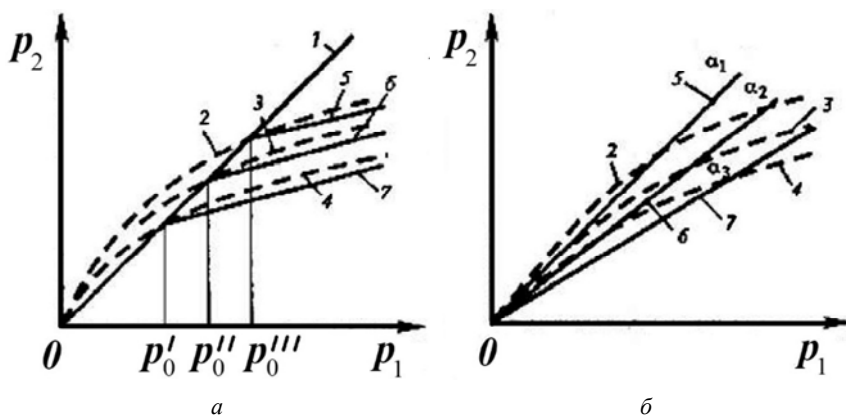


Рис. 7.1. Характеристики регуляторов тормозных моментов:
 а – регулятор с ограничением давления; б – регулятор лучевого типа;
 1 – без регулятора; 5, 6, 7 – с регулятором; 2, 3, 4 – идеальные;
 2, 5 – электробус с полной нагрузкой; 3, 6 – при нагрузке 50 %;
 4, 7 – для снаряженного электробуса

Давление, при котором изменяется характеристика регуляторов, называют *точкой срабатывания регулятора* p_0 . Основным недостатком регулятора – малая эффективность торможения при больших коэффициентах сцепления вследствие неполного использования сцепного веса, приходящегося на задний мост. Лучшая характеристика присуща регулятору, у которого в точке срабатывания меняется коэффициент передачи. Он называется регулятором с пропорциональным клапаном. Характеристика *регулятора с пропорциональным клапаном* показана на рис. 7.1. Использование в тормозном приводе такого регулятора повышает эффективность торможения, но не исключает блокирование колес заднего моста.

В пневматическом тормозном приводе применяется регулятор, у которого, в зависимости от нагрузки на задний мост, меняется положение точки срабатывания и коэффициент передачи α . Рабочая характеристика такого регулятора показана на рис. 7.1. Эти регуляторы наиболее полно удовлетворяют требования оптимального регулирования тормозных сил.

При подборе характеристик регулятора для конкретного электробуса необходимо учитывать особенности пневматического при-

вода и условия эксплуатации. Исходными данными для проектирования различных регуляторов являются:

– для регуляторов лучевого типа – зависимость коэффициента передачи α от нагрузки, приходящейся на задний мост;

– для регуляторов с клапаном ограничителем – зависимость точки срабатывания регулятора p_0 и коэффициента передачи α от нагрузки (пневматический привод).

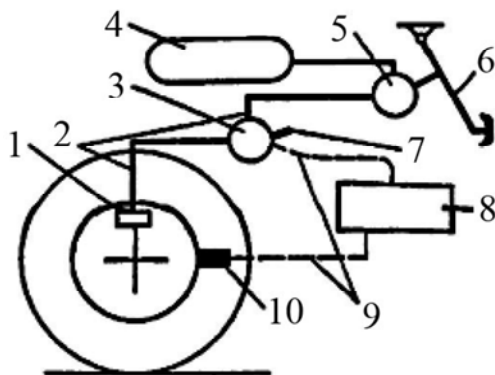


Рис. 7.2. Принципиальная схема антиблокировочной системы:
1 – тормозной цилиндр; 2 – пневматические магистрали; 3 – модулятор;
4 – ресивер; 5 – главный тормозной кран; 6 – тормозная педаль;
7 – соединение с атмосферой; 8 – электронный блок управления;
9 – электрические провода; 10 – датчик скорости колеса

Регуляторы тормозных сил улучшают тормозные свойства электробуса, однако не исключают возможности блокирования колес, а следовательно, возможности потери им устойчивости движения вследствие заноса.

Регулятор тормозных сил позволяет изменять коэффициент β_t , в зависимости от загрузки электробуса и интенсивности торможения т. е., чтобы первыми блокировались передние колеса. Тормозные моменты пропорциональны давлениям воздуха в контурах приводов тормозных механизмов

$$M_{т. м.1} = k_1 p_1;$$

$$M_{т. м.2} = k_2 p_2.$$

У тормозных систем без регулятора давления воздуха в контурах передних и задних колес $p_1 = p_2$ (прямая линия 1 на рис. 7.1, а), поэтому коэффициент β_r постоянный. Оптимальное соотношение между давлениями воздуха в контурах передних p_1 и задних p_2 колес обеспечивается при выполнении условия (39), однако оптимальная характеристика $p_2 = f(p_1)$ практически недостижима. Рабочая характеристика регулятора представляет собой зависимость $p_2^* = f(p_1)$, при которой первыми достигают предела блокировки передние колеса электробуса.

Для построения оптимальной характеристики $p_2 = f(p_1)$ необходимо определить моменты тормозных механизмов передних и задних колес по сцеплению с опорными поверхностями $M_{т\phi 1}$ и $M_{т\phi 2}$, а затем вычислить соответствующие им значения давления воздуха в контурах приводов тормозных механизмов p_1 и p_2 . Моменты $M_{т\phi 1}$ и $M_{т\phi 2}$ вычисляются по формулам (37) и (38), варьируя коэффициент сцепления ϕ_x в пределах 0,1–0,8. Коэффициентом сопротивления качению f в этих расчетах можно пренебречь. Вычисление моментов $M_{т\phi 1}$ и $M_{т\phi 2}$ выполняется при различной нагрузке, характеризуемой коэффициентом нагрузки k_n . Для электробуса в снаряженном состоянии $k_n = 0$, а при полной нагрузке – $k_n = 1$. Изменение нагрузки приводит к изменению координаты центра масс a , b и h_c , что учитывается при расчете моментов по формулам (37) и (38).

После определения характеристик $M_{т\phi 1} = f(\phi_x, k_n)$ и $M_{т\phi 2} = f(\phi_x, k_n)$ находят характеристики давлений воздуха в контурах:

$$p_1 = \frac{M_{т\phi 1}}{k_1};$$

$$p_2 = \frac{M_{т\phi 2}}{k_2},$$

где k_1 , k_2 – коэффициенты передачи, характеризующие преобразующие свойства приводов тормозных механизмов, соответственно, передних и задних колес.

Значения коэффициентов передачи определяют по формулам

$$k_1 = \frac{M_{т. м1\max}}{P_{\max}};$$

$$k_2 = \frac{k_1(1 - \beta_T)}{\beta_T},$$

где $M_{T, \text{м1max}}$ – максимальное расчетное значение момента тормозных механизмов передних колес;

p_{max} – максимальное расчетное давление воздуха привода.

Для пневматического привода обычно принимают $p_{\text{max}} = 1,0$ МПа. Значение коэффициента β_T вычисляют по формуле (40) при $\varphi_x = \varphi_0$.

Тормозной момент $M_{T, \text{м1max}}$ определяется по формуле

$$M_{T, \text{м1max}} = \frac{1}{L} [mg\varphi_{\text{max}} (b + h_c\varphi_{\text{max}})r_k].$$

Принимают $\varphi_{\text{max}} = 0,75-0,85$, без усилителя, и $\varphi_{\text{max}} = 0,85-1,0$, при наличии усилителя.

На рис. 7.1 оптимальные характеристики $p_2 = f(p_1)$ изображены штриховыми линиями. Рабочие характеристики регулятора получают посредством кусочно-линейной аппроксимации оптимальных характеристик.

Если оптимальная характеристика $p_2 = f(p_1)$ проходит выше характеристики $p_1 = p_2$, то первыми блокируются передние колеса и регулятор не включается. При интенсивном торможении нормальная реакция дороги на задние колеса R_{z2} резко уменьшается, и при $p_1 > p_2$ давление p_2 начинает превышать необходимое значение. Тогда включается регулятор и снижает давление воздуха p_2 по сравнению с p_1 (линии 5, 6 и 7 на рис. 7.1, а). Давление включения РТМ p_0' , p_0'' , p_0''' зависит от уровня загрузки электробуса. Информацию об изменении нормальной реакции R_{z2} регулятор получает на основе измерения деформации упругого элемента задней подвески.

На электробусах чаще используется регулятор лучевого типа (рис. 7.1, б). Характеристика лучевого регулятора описывается линейной зависимостью

$$p_2 = \alpha p_1,$$

где α – коэффициент передачи регулятора.

Лучевой регулятор также реагирует на величину загрузки электробуса. С уменьшением загрузки коэффициент α снижается.

В связи с отсутствием в регуляторе обратной связи результат регулирования не контролируется. Поэтому при чрезмерном усилии на педали тормоза не исключена блокировка колес.

Антиблокировочная система (ABS) управления тормозными моментами. Регулирование тормозных моментов на колесах транспортного средства осуществляют и антиблокировочной системой (ABS), которая вне зависимости от условий торможения обеспечивает такое относительное скольжение колес, при котором задается оптимальное сочетание их устойчивости и тормозной эффективности. Принципиальная схема современной ABS показана на рис. 7.2, а ее блок-схема – на рис. 7.3.

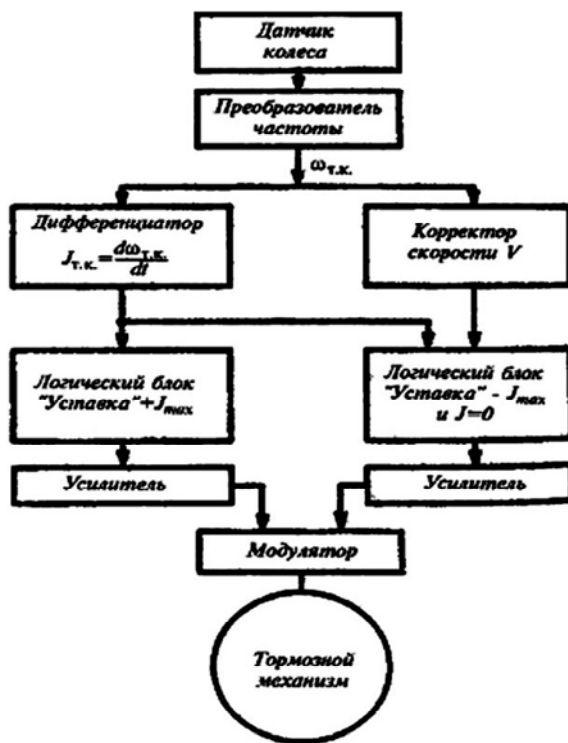


Рис. 7.3. Блок-схема управления ABS

ABS представляет собой систему автоматического регулирования с обратной связью. Она получает информацию о характере движения колеса, на основе которой определяется начало процесса блокирования и включается система импульсного регулирования давления воздуха, которая уменьшает тормозной момент, обеспечивая исключение блокировки колес. Процесс регулирования с помощью ABS торможения колеса – *циклический*. Связано это с инерционностью самого колеса, привода, а также элементов ABS. Качество регулирования оценивается по тому, насколько ABS обеспечивает скольжение тормозного колеса в заданных пределах, при которых обеспечивается наибольшая тормозная сила колеса. Качество работы ABS зависит от принятого принципа регулирования (алгоритма функционирования), а также от быстродействия системы в целом. Важным свойством ABS должна быть способность приспосабливаться к изменению условий торможения (адаптивность) и, в первую очередь, к изменению коэффициента сцепления при торможении. ABS поддерживает среднее значение тормозного момента на уровне максимально возможного по сцеплению колес с дорогой.

ABS содержит датчик угловой скорости колеса, регулятор давления (модулятор) и электронный блок управления. Функцией датчика угловой скорости колеса является выдача информации об угловой скорости колеса на электронный блок (ЭБ). ЭБ проводит логическую обработку поступившей информации и дает команду регулятору давления, который, в зависимости от поступившей из блока управления команды, уменьшает, повышает или удерживает на постоянном уровне давление в тормозном приводе колес. Микропроцессор ЭБУ реализует в режиме реального времени алгоритм управления.

Основная идея большинства алгоритмов основана на том, что при повышении скольжения колеса, соответствующего максимальному коэффициенту сцепления, скорость вращения колеса резко уменьшается. Поэтому в этот момент необходимо кратковременно снизить давление воздуха в тормозном приводе. Для реализации такого алгоритма используется информация об угловых скоростях ω_k , угловых замедлениях $\epsilon_k = d\omega_k/dt$ всех колес и о скорости движения ПС v . Система датчиков обеспечивает измерение угловой скорости колес ω_k и продольной составляющей ускорения ПС a_x , направленной вдоль оси X (см. рис. 3.19). Значение углового замед-

ления колеса ε_k получают путем численного дифференцирования значений его угловой скорости ω_k , а величина скорости подвижного состава v – численным интегрированием результатов измерений замедлений a_x подвижного состава. Вычисления выполняет микропроцессор ЭБУ.

Процесс работы ABS может проходить по двух- или трехфазному циклу. При *двухфазном цикле* первая фаза – нарастание давления; а вторая фаза – сброс давления. Третья фаза – поддержание давления на постоянном уровне. В алгоритме по замедлению применен трехфазный цикл, достоинством которого является меньший расход воздуха, но сам модулятор является более сложным, чем при двухфазном цикле.

На рис. 6.5 приведены графики характеристики изменения скорости движения v транспортного средства, угловой скорости колес $\omega_{т.к}$, углового замедления колеса $\varepsilon_{т.к}$, тормозного момента M_t , которые являются основными параметрами торможения, по времени. Описанный процесс несколько идеализирован. Практически команда на растормаживание, затормаживание и фиксацию тормозного момента должна подаваться с некоторым опережением, с учетом инерционности системы в комплексе. Адаптированность системы регулирования тормозных моментов может быть обеспечена, если в блоке управления предусматривается коррекция, учитывающая ряд влияющих на торможение факторов, в частности, скорости. Блок-схема представленная на рис. 7.3 отражает управление по описанному алгоритму.

В ABS применяется и алгоритм, в котором используется информация о реализуемых колесами моментах по сцеплению с опорной поверхностью M_ϕ и их производная по времени. Если коэффициент скольжения s_t начинает превышать s_t^* , при котором достигается максимальное значение коэффициента сцепления $\phi_x = \phi_{x\max}$, то происходит замедление падения M_ϕ в связи с уменьшением коэффициента сцепления ϕ_x . В результате производная момента сцепления становится отрицательной и ее используют в качестве сигнала для снижения давления воздуха в приводе тормозного механизма. В качестве момента M_ϕ используется реактивный момент тормозного механизма, воспринимаемый несущим элементом конструкции, например, суппортом тормоза или продольной штангой подвески.

В продольной штанге устанавливают датчик, измеряющий силу сцепления колеса с дорогой, т. е. продольную реакцию R_x .

Поскольку свойства дорожного покрытия в пределах тормозного пути могут меняться, система ABS должна не только удерживать заданное давление, но и при необходимости довольно быстро уменьшать или увеличивать его (рис. 7.4).

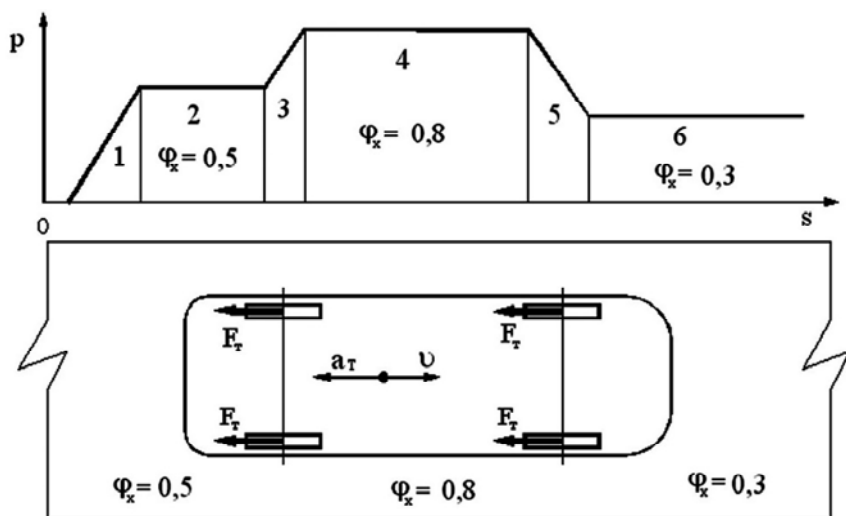


Рис. 7.4. График изменения давления в тормозной системе в зависимости от коэффициента сцепления колес с дорогой

Водитель начинает торможение на мокром дорожном покрытии (участок 1). Заданное им давление воздуха в тормозной системе (степень нажатия на педаль тормоза) привело бы в этих условиях к блокированию колес. ABS ограничивает давление в тормозной системе до необходимого значения и поддерживает его на этом уровне, пока свойства дорожного покрытия не изменятся (участок 2). Затем, согласно рис. 7.4, мокрый участок дороги сменяется сухим, в результате чего тормозное давление снова можно начать повышать (участок 3). После увеличения давления, его значение снова ограничивается на новом, более высоком уровне (участок 4). Когда колеса снова попадают на мокрый участок, давление должно быть снижено до уровня, при котором они не будут блокироваться (участок 5).

Цель такого алгоритма регулирования – обеспечить минимальный тормозной путь, который возможен только при безусловном сохранении управляемости электромобиля.

Реализация необходимого давления в тормозной системе осуществляется с помощью трех следующих основных функций:

- поддержания постоянным давления в тормозной системе на текущем уровне;
- уменьшения текущего тормозного давления;
- увеличения текущего тормозного давления.

Для повышения безопасности электромобиля тормозная система, как упоминалось ранее, выполняется двухконтурной. Неисправность одного из компонентов приводит к отказу только одного из контуров тормозной системы и электромобиль при этом может быть заторможен и остановлен с помощью другого контура.

Тормозные механизмы объединяют в контуры или по осям (контур передних и контур задних колес), или по диагонали (контур левого переднего / правого заднего колеса и контур правого переднего / левого заднего колеса). Как правило, применяется диагональная схема разделения контуров, на электробусах – осевая.

Если применяется гидравлический привод тормозных механизмов, то в гидравлическом блоке объединены все гидравлические компоненты, необходимые для реализации функций увеличения, поддержания и уменьшения давления. Это, прежде всего, электромагнитные клапаны, а также насос обратной подачи с его электрическим приводом. Помимо этого, в гидравлическом блоке имеются аккумуляторы давления, различные внутренние каналы и обратные клапаны. Для регистрации фактического тормозного давления внутри блока устанавливается как минимум один (больше в зависимости от комплектации) датчик давления в тормозной системе. Каждому тормозному цилиндру в пределах его контура соответствует один впускной и один выпускной клапан. Поэтому тормозной механизм каждого колеса может управляться независимо от остальных колес.

Система ABS не приводится в действие самостоятельно. Для включения системы ABS необходимо, чтобы водитель нажал на педаль тормоза. При торможении блок управления ABS на основании частот вращения колес вычисляет скорость электромобиля. Затем он сравнивает частоты вращения отдельных колес со скоростью электромобиля и вычисляет значения проскальзывания при торможении.

В случае возникновения опасности блокирования одного или нескольких колес ABS предотвращает дальнейшее увеличение давления в соответствующих тормозных цилиндрах. Электромобиль сохраняет управляемость, поскольку ABS предотвращает блокирование отдельных колес. Отключить функцию ABS вручную нельзя.

Когда блок управления ABS распознает опасность блокирования одного из колес, он отдает команду закрыть впускной клапан ABS этого колеса, оставляя при этом выпускной клапан ABS закрытым. Тем самым давление в соответствующем тормозном цилиндре удерживается на достигнутом уровне и не увеличивается при дальнейшем усилении нажатия на педаль тормоза. Если колесо все же склонно к блокированию, блок управления открывает соответствующий впускной клапан ABS, оставляя при этом впускной клапан закрытым.

Тормозная жидкость перетекает в аккумулятор давления, и давление в тормозном цилиндре падает, и уменьшается тормозной момент. Тем самым вращение колеса может снова ускориться. Если объем аккумулятора оказывается недостаточным для того, чтобы устранить склонность колеса к блокированию, блок управления ABS включает насос обратной подачи, который, преодолевая давление, созданное нажатием тормозной педали водителем, перекачивает тормозную жидкость в компенсационный бачок. При этом водитель ощущает пульсацию педали тормоза.

Как только угловая скорость (скольжение) колеса превышает определенное значение, блок управления закрывает впускной клапан ABS и открывает выпускной клапан. Насос обратной подачи при необходимости продолжает работать.

Как только вновь будет достигнуто давление, при котором возникнет опасность блокирования колеса, цикл «удержание давления» – «сброс давления» – «увеличение давления» повторяется снова, и так до тех пор, пока торможение не будет завершено или пока сравнение угловых скоростей колес не покажет, что опасности блокирования больше нет. Эти функции включаются короткими импульсами, продолжительность которых измеряется в миллисекундах.

7.5. Торможение сочлененного электробуса

Сочлененный электробус состоит из двух звеньев: электробуса и прицепа. Чтобы составить уравнения движения сочлененного

электробуса при торможении, запишем уравнения движения отдельно для каждого его звена. Они будут отличаться от уравнения (9) дополнительным членом $F_{\text{сц}}$ – усилием в устройстве сочленения сочлененного электробуса:

$$\begin{aligned} \frac{dv_{\text{э}}}{dt} = a_{\text{э}} &= \frac{1}{\delta_{\text{п. м. э}} m_{\text{э}}} (M_{\text{к. т. э}} / r_{\text{к}} + m_{\text{э}} g \psi + F_{\text{в. э}} + F_{\text{сц}}); \\ \frac{dv_{\text{п}}}{dt} = a_{\text{п}} &= \frac{1}{\delta_{\text{п. м. п}} m_{\text{п}}} (M_{\text{к. т. п}} / r_{\text{к}} + m_{\text{п}} g \psi + F_{\text{в. п}} - F_{\text{сц}}). \end{aligned} \quad (55)$$

Переменные с индексом «э» относятся к электробусу, а с индексом «п» – к прицепу. Считаем, что колеса у электробуса и прицепа одинаковые и радиусы качения их $r_{\text{к}}$ равны.

При торможении сочлененного электробуса эффективность использования колесных тормозных механизмов электробуса и прицепа может быть различной, что обусловлено большим количеством факторов, в том числе распределение нормальных реакций по мостам в процессе торможения, значение коэффициента распределения тормозных моментов, наличие регуляторов тормозных сил (РТМ или ABS). Оценку степени использования моментов тормозных механизмов электробуса дают удельные тормозные моменты $\gamma_{\text{т. э}}$ и $\gamma_{\text{т. п}}$, представляющие собой отношения суммарных тормозных моментов всех тормозящих колес $M_{\text{к. т. э}}$ и $M_{\text{к. т. п}}$ к полным массам, соответственно, электробуса $m_{\text{э}}$ и прицепа $m_{\text{п}}$:

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{т. э}} &= M_{\text{к. т. э}} / m_{\text{э}}; \\ \gamma_{\text{т. п}} &= M_{\text{к. т. п}} / m_{\text{п}}. \end{aligned} \quad (56)$$

Устройство сочленения выполняется безззорным и жестким. В этом случае можно принять, что ускорения электробуса и прицепа $a_{\text{э}} = a_{\text{п}}$. Приравняем правые части уравнений (55), пренебрегая сопротивлением воздуха и принимая, что сочлененный электробус движется по горизонтальному участку дороги. В этом случае полное сопротивление движению равно сопротивлению качению дороги, т. е. $\psi = f$. Принимаем в первом приближении, что при торможении

коэффициенты приведенных масс электробуса и прицепа $\delta_{п. м. э} = \delta_{п. м. п}$. С учетом удельных тормозных моментов (56), получим

$$\frac{\gamma_{т. э}}{r_k} + gf + \frac{F_{сц}}{m_э} = \frac{\gamma_{т. п}}{r_k} + gf - \frac{F_{сц}}{m_{п}}$$

Из этого равенства находим усилие в устройстве сочленения:

$$F_{сц} = \frac{m_э m_{п}}{m_э + m_{п}} \frac{\gamma_{т. п} - \gamma_{т. э}}{r_k}. \quad (57)$$

Согласно формуле (57), взаимодействие электробуса с прицепом в процессе торможения зависит от соотношения $\gamma_{т. п}$ и $\gamma_{т. э}$. Возможны три случая их взаимодействия:

– если $\gamma_{т. п} - \gamma_{т. э} = 0$, то $F_{сц} = 0$ – торможение электробуса и прицепа происходит синхронно;

– если $\gamma_{т. п} > \gamma_{т. э}$, то $F_{сц} > 0$, т. е. прицеп усиливает торможение электробуса;

– если $\gamma_{т. п} < \gamma_{т. э}$, то $F_{сц} < 0$ – при торможении сочлененного электробуса прицеп накатывается на электробус.

Первый случай идеальный, но равенство удельных тормозных сил $\gamma_{т. п} = \gamma_{т. э}$ для всех случаев условий эксплуатации сочлененного электробуса в обычных тормозных системах недостижимо.

Второй случай обеспечивает растягивающее усилие в сочленении при торможении, что исключает складывание сочлененного электробуса и способствует повышению устойчивости движения. Однако это достигается за счет уменьшения интенсивности торможения электробуса, что снижает общую эффективность торможения сочлененного электробуса. Кроме того, возможно полное скольжение колес прицепа, в результате чего прицеп начинает боковое движение и тянет за собой весь сочлененный электробус.

В третьем случае может наступить потеря устойчивости сочлененного электробуса в виде так называемого складывания.

Обычно удельная тормозная сила задней оси электробуса изменяется незначительно при широком изменении коэффициента сцепления и условий нагружения. В то время как рациональное значение удельной тормозной силы передней оси электробуса

и удельной тормозной силы оси прицепа изменяется значительно, в зависимости от коэффициента сцепления колес с дорогой и условий нагружения.

Следовательно, для сочлененного электробуса с установленным распределением тормозной силы рациональные условия торможения могут быть достигнуты только при нагружении точно в соответствии со спецификой дорожного покрытия. Во всех других условиях одна из осей будет блокироваться первой. Так, блокирование первыми передних колес электробуса вызывает потерю управляемости, блокирование первыми задних колес электробуса приводит к складыванию сочлененного электробуса, а блокирование первыми колес прицепа может вызвать его колебание.

Сказанное показывает, что последовательность блокирования колес сочлененного электробуса является весьма важной для его поведения при торможении. Так как складывание является наиболее критической ситуацией, предпочтительной последовательностью блокирования колес сочлененного электробуса будет такая, при которой первыми блокируются передние колеса электробуса, затем колеса прицепа и последними задние колеса электробуса. Однако при некоторых условиях эксплуатации результатом рациональной последовательности блокировки колес сочлененного электробуса может быть снижение эффективности торможения.

Динамическое поведение сочлененного электробуса и его устойчивость движения при торможении представляют собой практическую задачу для обеспечения безопасности дорожного движения. Чтобы обеспечить управляемость, устойчивость движения и улучшение тормозных свойств сочлененного электробуса, применяют антиблокировочные тормозные системы.

К тормозным системам сочлененных электробусов предъявляются требования совместимости их звеньев и допустимой асинхронности времени срабатывания их тормозных приводов и тормозных механизмов. Совместимость звеньев сочлененного электробуса оценивается коэффициентом совместимости

$$k_c = \gamma_{т.п} / \gamma_{т.э}.$$

Коэффициент совместимости должен быть не менее 0,9.

Асинхронность времени срабатывания Δt тормозного привода электробуса и прицепа определяется по формуле

$$\Delta t = |t_{\text{ср. э}} - t_{\text{ср. п}}|,$$

где $t_{\text{ср. э}}$, $t_{\text{ср. п}}$ – время срабатывания, соответственно, привода электробуса и прицепа.

Асинхронность времени срабатывания должна быть не более 0,3 с.

Таким образом, для сочлененного электробуса с установленным распределением тормозной силы рациональные условия торможения могут быть достигнуты только при нагружении точно в соответствии со спецификой дорожного покрытия. Во всех других условиях одна из осей будет блокироваться первой. Так, блокирование передних колес электробуса вызывает потерю управляемости, блокирование первыми задних колес электробуса приводит к складыванию сочлененного электробуса, а блокирование первыми колес прицепа может вызывать его колебание.

7.6. Устойчивость электробуса при торможении

Обеспечение устойчивости движения электробуса при торможении в любых условиях эксплуатации является основной задачей совершенствования его тормозной системы. Устойчивость электробуса нарушается боковыми реакциями, от дороги на колесах. Боковые силы могут возникать, как уже говорилось, вследствие неравенства тормозных сил левых и правых колес одного моста, центробежных сил на повороте, от поперечного уклона дороги т. д. Если боковые силы меньше предельной величины боковой реакции по сцеплению в боковом направлении $R_y \leq \varphi_y R_z$, то колеса будут двигаться по заданной траектории, несколько отклоняясь от нее только за счет бокового увода (деформации шин). При превышении этого предела начинается боковое скольжение и колесо теряет устойчивость. В случае полного бокового скольжения существенно снижается коэффициент бокового сцепления φ_y колеса с дорогой, и оно практически не может воспринимать боковые силы (рис 7.5).

Дело в том, что меньше максимально возможной силы по сцеплению должна быть не каждая из составляющих сил в продольном

или поперечном направлении в отдельности, а их векторная сумма, то есть равнодействующая этих сил. Наглядно соотношение продольных и поперечных сил демонстрирует так называемая *круговая диаграмма сил* (рис. 7.5, а).

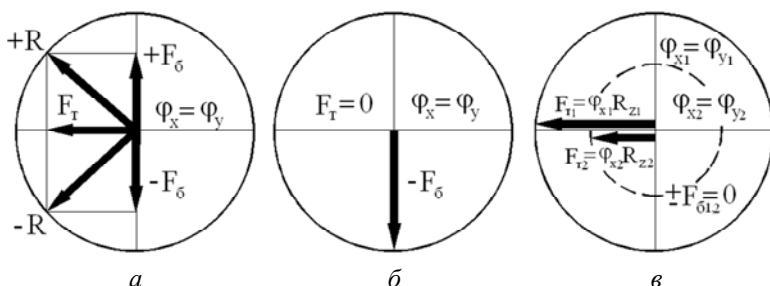


Рис. 7.5. Круговые диаграммы при торможении

Радиус круга на диаграмме соответствует сцеплению колеса с дорогой, то есть максимальной результирующей силе, которая может быть передана колесом на дорогу. Проекции вектора результирующей силы на вертикальную и горизонтальную оси диаграммы – максимальным продольным и поперечным силам. Максимальная сила, которую можно реализовать в поперечном направлении (боковая сила), зависит, таким образом, от сцепления колес с дорогой и от фактически реализуемой продольной силы (тяги или торможения), и наоборот (рис. 7.5, б).

На диаграмме (рис. 7.5, в) видно, что максимально возможные тормозные силы уже «выбрали» весь потенциал сцепления колес с дорогой и колесо не может больше воспринимать боковые направляющие силы. Поэтому электробус будет продолжать движение прямо, несмотря на поворот управляемых колес.

Радиус круга диаграммы зависит от действительного сцепления колес с дорогой (рис. 7.5, а). Чем лучше сцепление, тем больше радиус круга и тем большие силы могут восприниматься колесами.

Неравенство тормозных сил левых и правых колес одного моста приводит к возникновению разворачивающего момента $M_{пов}$, который уравнивается моментом от боковых реакций колес. Неравенство тормозных сил может быть вызвано также неодновременным срабатыванием колесных тормозных механизмов, различной

интенсивностью нарастания тормозных сил в тормозных механизмах колес одного моста. Это в свою очередь является следствием разных зазоров и коэффициентов трения колодок с барабаном или диском, различной жесткостью привода к тормозным механизмам и других причин. Если осуществляется электрическое торможение, то на соотношение тормозных сил левых и правых колес моста электробуса может повлиять величина коэффициента блокировки механического межколесного дифференциала, особенно нового моста, детали дифференциала которого еще недостаточно приработались.

В связи с тем, что даже опытные водители не в состоянии поддерживать на всех колесах тормозные силы, строго соответствующие началу их блокировки (юз), наименьший тормозной путь во время экстренного торможения на сухой дороге обычно получают при доведении всех колес до юза. Однако такое торможение часто приводит к аварийной ситуации, так как при скольжении колес (движение юзом) случайно возникшая боковая возмущающая сила влечет за собой изменение траектории движения электробуса. В реальных условиях при отсутствии регулирующих устройств вначале блокируются колеса одного моста; блокирование всех колес происходит лишь при дальнейшем повышении усиления на тормозной педали.

В случае блокирования колес заднего моста электробус теряет устойчивость. Это наглядно видно на схеме, приведенной на рис. 7.6.

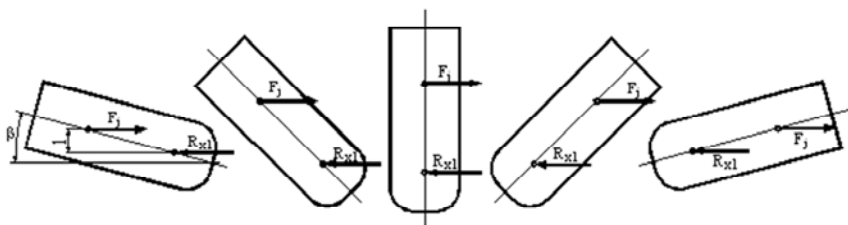


Рис. 7.6. Схема заноса электробуса при блокировке колес заднего моста на дороге с малым коэффициентом сцепления

При блокировке задние колеса не способны воспринимать боковые (поперечные) силы, которые, как уже отмечалось, всегда имеют место в условиях реальной эксплуатации. Поэтому незначительная боковая сила, действующая на задний мост электробуса, вследствие блокирования его колес может повернуть задний мост отно-

сительно переднего на некоторый угол, т. е. вызвать боковое скольжение заднего моста. Как только продольная ось электробуса отклонится на небольшой угол β относительно линии прямолинейного движения (рис. 7.6) на плече $l = L \sin \beta$ под действием сил инерции F_j и реакции передних колес R_{x1} возникает момент, который начнет смещать в боковом направлении задний мост и поворачивать электробус относительно переднего моста. Поскольку при торможении сила инерции действует по направлению движения, то отклоненная от прямолинейного движения продольная ось электробуса способствует увеличению плеча $l = L \sin \beta$, а возросший поворачивающий момент стремится увеличить занос электробуса. Остановить вращение электробуса не удастся даже при полном растормаживании всех колес. Особенно опасна блокировка задних колес на скользкой дороге, потому что в условиях малого сцепления колес с дорогой незначительная сила инерции может придать электробусу вращательное движение. При этом электробус, совершая вращательное движение, продолжает двигаться в прежнем направлении.

При блокировании передних колес водитель не способен управлять электробусом, так как он продолжает прямолинейное движение, но устойчивость его при этом полностью не теряется.

Рассмотрим устойчивость движения тормозящего электробуса, когда блокируются задние или передние колеса (рис. 7.7). В случае бокового возмущения и возникновения бокового движения электробуса с заблокированным задним мостом последний начинает двигаться вокруг центра O со скоростью

$$v_{\text{рез}} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}.$$

Составляющая F_{jy} от центробежной силы F_j действует в том же направлении, что и боковая скорость v_y , возникающая при боковом движении заднего моста. В результате начавшееся отклонение заднего моста от прежнего направления быстро прогрессирует (рис. 7.7, а).

В том случае, когда блокируются колеса переднего моста (рис. 7.7, б), электробус частично или полностью теряет управляемость. Колеса переднего моста теряют возможность воспринимать боковые реакции, и, следовательно, он не может поворачиваться и продолжает движение только прямо, несмотря на поворот рулево-

го колеса водителем (управляемых колес). При блокировании колес переднего моста может возникнуть его занос со скоростью v . Однако сохранению прежнего направления движения будет способствовать поперечная составляющая сил инерции F_{jy} , приложенная к центру масс электробуса и действующая в сторону, противоположную направлению начавшегося заноса. Это позволяет водителю удерживать электробус от заноса. Следовательно, блокирование передних колес электробуса при торможении позволяет водителю иногда выводить электробус из начавшегося заноса.

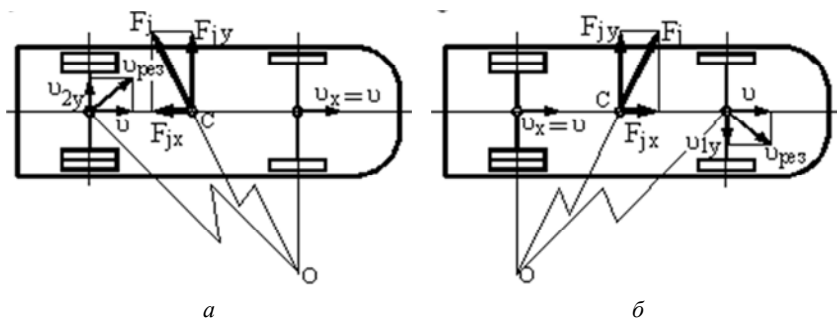


Рис. 7.7. Схема заноса мостов электробуса

Возможность заноса электробуса возникает и тогда, когда одно из его колес в процессе торможения, растормаживается вследствие неисправности тормозного механизма. При этом вероятность заноса будет разная, в зависимости от того, какое колесо не тормозится: переднее или заднее.

При разной интенсивности торможения колес происходит неравномерное распределение тормозных сил между колесами. На рис. 7.8, *a* показана схема действия тормозных сил и сил инерции, когда три колеса близки к состоянию блокировки, а тормоз переднего левого колеса не работает. Примем, что тормозные силы трех заторможенных колес равны.

Тогда суммарная тормозная сила правого борта $F_{т. пр}$ больше суммарной тормозной силы левого борта $F_{т. лев}$ (при $\varphi_{х. пр} = \varphi_{х. лев}$). Поворот электробуса произойдет вокруг точки O_1 в пятне контакта с дорогой переднего правого колеса. На плече l возникает разворачивающий момент $F_j l$ от силы инерции и тормозной момент $F_{т. лев} B$,

предотвращающий поворот электробуса. В рассматриваемом случае суммарный поворачивающий момент, действующий на электробус, будет равен

$$M_{\text{пов}} = F_j l - F_{\text{т.лев}} B.$$

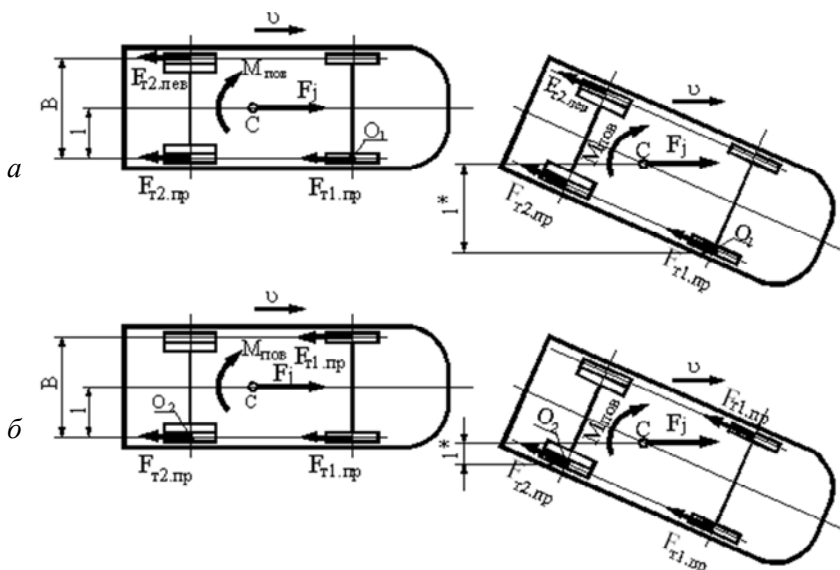


Рис. 7.8. Схема действия сил тормозящего троллейбуса при неисправности тормозного механизма одного из колес:
 а – расторможено одно переднее колесо;
 б – расторможено одно заднее колесо

Если $F_j l > F_{\text{т.лев}} B$, то под действием момента $M_{\text{пов}}$ электробус начнет отклоняться от прямолинейного движения по часовой стрелке. В начале торможения плечо l равно половине ширины колеи электробуса B . По мере поворота и заноса электробус все более будет смещаться в сторону заторможенных правых колес, а плечо сил будет увеличиваться от l до l^* . Стабилизирующий момент от тормозной силы левого заднего колеса также будет возрастать с увеличением плеча до $l^* + B/2$ и стремиться уменьшить занос электробуса. При неблагоприятных соотношениях этих моментов занос электробуса будет прогрессировать.

Рассмотрим поведение этого же электробуса при неисправном тормозном механизме левого заднего колеса и при движении в тех же условиях. Различная интенсивность торможения колес также приведет к отклонению электробуса от первоначальной траектории под действием разворачивающего момента $M_{\text{пов}}$ (рис. 7.8, б). Но центр поворота теперь находится в пятне контакта с дорогой правого заднего колеса в точке O_2 . Из рис. 7.8 видно, что по мере поворота и отклонения электробуса от первоначальной траектории, плечо разворачивающего момента уменьшается от l до l^* . Следовательно, будет уменьшаться и сам поворачивающий момент $F_j l$ от силы инерции поступательного движения F_j , т. е. в данном случае разворачивающий момент от силы инерции поступательного движения электробуса $F_j l$ препятствует его заносу и способствует сохранению прямолинейного движения.

Выполненный анализ показал, что неисправные тормозные механизмы при торможении вызывают отклонение электробуса от начального направления вплоть до его заноса. При этом неисправные тормоза одного из передних колес опасней, чем неисправность одного из задних колес.

Для обеспечения устойчивости движения электробуса тормозные силы на колесах каждого моста должны нарастать по закону, соответствующему изменению нормальных реакций на данном мосту, плавно и одновременно на колесах правой и левой стороны. Движение электробуса будет происходить неустойчиво в том случае, когда нарастание тормозных сил на колесах переднего и заднего мостов происходит не одновременно.

При экстренном торможении устойчивость движения электробуса достигается тогда, когда колеса моста, который в данных условиях должен блокироваться первым, катятся со скольжением, соответствующим максимальному коэффициенту сцепления, т. е. не доводя его колеса до полного юза. Колеса второго моста не будут при этом реализовывать по сцеплению тормозную силу. Если торможение электробуса происходит на горизонтальном участке дороги в условиях, когда первыми должны блокироваться колеса переднего моста ($\varphi < \varphi_0$), то тормозные силы на колесах мостов определяются выражениями

$$F_{T1} = \varphi R_{z1};$$

$$F_{T2} = \varphi R_{z1} / \beta_T.$$

Суммарная тормозная сила

$$\sum F_T = F_{T1} + F_{T2} = \varphi R_{z1} \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right). \quad (58)$$

Определим из выражения (58) значение нормальной реакции, действующей на колеса переднего моста:

$$R_{z1} = \frac{F_T}{\varphi(1 + 1/\beta_T)} = \frac{g\gamma_T m}{\varphi(1 + 1/\beta_T)}. \quad (59)$$

Значения нормальных реакций на передних и задних колесах при условии не полного использования сцепного веса электробуса можно определить по формулам

$$\begin{aligned} R_{z1} &= \frac{gm(b + \gamma_T h_c)}{L}; \\ R_{z2} &= \frac{gm(a - \gamma_T h_c)}{L}. \end{aligned} \quad (60)$$

где γ_T – удельная тормозная сила моста или электробуса:

$$\gamma_{Ti} = \sum F_{Ti} / R_{zi} = \sum F_{Ti} / (mg).$$

Приравняв правые части уравнений (59) и (60) для нормальных реакций переднего моста и проведя преобразования, получим

$$\gamma_T = \varphi \frac{b(1 + \beta_T)}{L\beta_T - \varphi h_c(1 + \beta_T)}.$$

Когда первыми блокируются колеса заднего моста электробуса ($\varphi > \varphi_0$), тормозные силы мостов определяются по формулам

$$F_{T1} = \varphi\beta_T R_{z2};$$

$$F_{T2} = \varphi R_{z2}.$$

Суммарная тормозная сила в этом случае будет

$$\sum F_T = \gamma_T gm = \varphi R_{z2}(1 + \beta_T). \quad (61)$$

Нормальную реакцию, действующую на колеса заднего моста, найдем из выражения (61):

$$R_{z2} = \frac{\gamma_T gm}{\varphi(1 + \beta_T)}. \quad (62)$$

При неполном использовании сцепления нормальная реакция заднего моста

$$R_{z2} = \frac{gm(a - \gamma_T h_c)}{L}. \quad (63)$$

Приравняв правые части уравнений (60) для расчета нормальной реакции заднего моста и (61), после преобразования, имеем

$$\gamma_T = \varphi \frac{(1 + \beta_T)a}{L + \varphi h_c(1 + \beta_T)}.$$

Рассмотрим, как распределяются нормальные реакции по осям сочлененного электробуса, состоящего из двух звеньев. Расчетная схема трехосного сочлененного электробуса приведена на рис. 7.9. При прямолинейном движении замедление электробуса a , и прицепа $a_{п}$ одинаковы, так как в устройстве сочленения отсутствуют зазоры и упругие звенья. Особенность сочлененного электробуса заключается в том, что в устройстве сочленения присутствуют как вертикальная реакция $F_{сц. в}$, так и горизонтальная сила $F_{сц. г}$, которые при торможении зависят от загрузки прицепа и эффективности торможения электробуса и прицепа.

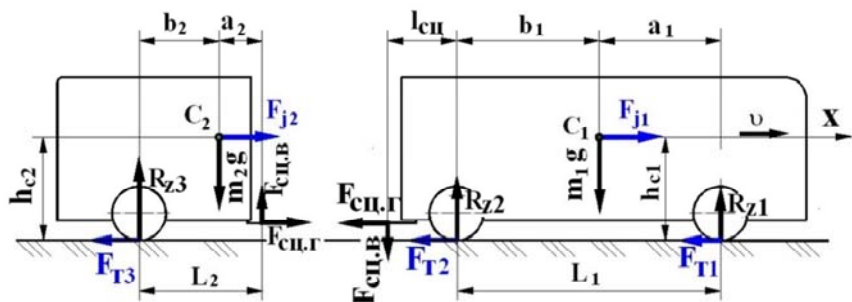


Рис. 7.9. Силы, действующие на сочлененный электробус при торможении

Уравнения равновесия сочлененного электробуса при торможении на горизонтальной дороге записываются в следующем виде:

– для электробуса

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} - F_{\text{сц. в}} - m_1 g = 0; \\ F_{T1} + F_{T2} - m_1 a_1 + F_{\text{сц. г}} = 0; \\ R_{z1} L_1 + F_{\text{сц. в}} l_{\text{сц}} + F_{\text{сц. г}} h_{\text{сц}} - m_1 g b_1 - m_1 a_1 h_{\text{сц}} = 0, \end{cases}$$

где $l_{\text{сц}}$ – расстояние от задних колес электробуса до точки сочленения;

$h_{\text{сц}}$ – высота расположения точки сочленения;

– для прицепа

$$\begin{cases} R_{z3} + F_{\text{сц. в}} - m_2 g = 0; \\ F_{T3} - m_2 a_2 - F_{\text{сц. г}} = 0; \\ F_{\text{сц. в}} L_2 - F_{\text{сц. г}} h_{\text{сц}} - m_2 g b_2 - m_2 a_2 h_{\text{сц}} = 0. \end{cases}$$

Решив эти уравнения, можно определить нормальные реакции на мостах сочлененного электробуса и усилия в устройстве сочленения.

При максимальном использовании сцепного веса электробуса и перераспределении тормозных сил в устройстве сочленения возникают усилия, величины и направления которых зависят как от эффективности торможения, так и от загрузки пассажирами сочлененного электробуса. В этом случае удельные тормозные силы

электробуса γ_3 и прицепа γ_n не равны. Усилия сжатия в устройстве сочленения способствуют неустойчивому движению сочлененного электробуса особенно при блокировании колес среднего моста.

Для снижения усилий сжатия в устройстве сочленения распределение тормозных сил должно быть такое, чтобы прицеп тормозился более эффективно, чем электробус, т. е. $\gamma_n > \gamma_3$. Полное отсутствие усилий сжатия достигается при определенном соотношении γ_3 и γ_n , которое для различной загрузки сочлененного электробуса разное. В связи с этим осуществить идеальный процесс торможения сочлененного электробуса практически невозможно. Следует учесть, что при любых распределениях тормозных сил, колеса сочлененного электробуса не должны доводиться до полной блокировки, так как это может привести к потере устойчивого движения электробуса при торможении и уменьшит возможность сопротивляться боковым силам тормозящих колес.

Опережающее торможение электробуса по отношению к прицепу приведет к тому, что последний набегаёт на электробус. Это может привести к неустойчивому движению сочлененного электробуса в целом или его складыванию. Более рациональным с точки зрения устойчивости движения является опережающее торможение полуприцепа по отношению к электробусу.

Обычно удельная сила заднего моста электробуса изменяется очень незначительно при широком диапазоне дорожных условий и загрузки сочлененного электробуса. С другой стороны, удельные тормозные силы переднего моста электробуса и прицепа, изменяются существенно, в зависимости от коэффициента сцепления колес с дорогой и загрузки прицепа. Следовательно, для сочлененного электробуса с установленным распределением тормозной силы рациональные условия торможения могут быть достигнуты только при нагружении точно в соответствии со спецификой дорожного покрытия. Во всех других условиях один из мостов сочлененного электробуса будет блокироваться. Как упоминалось ранее, блокировка передних колес электробуса вызывает потерю управляемости, а блокирование первыми его задних колес может привести к складыванию сочлененного электробуса. Блокирование колес прицепа может вызывать его колебания.

Это показывает, что последовательность блокировки колес мостов является весьма важной для поведения сочлененного электро-

буса при торможении. Так как складывание является наиболее критической ситуацией, предпочтительной последовательностью блокировки мостов будет такая, когда первыми блокируются передние колеса электробуса, затем колеса прицепа и последними задние колеса электробуса. Однако при определенных условиях эксплуатации результатом такой последовательности блокировки мостов будет снижение эффективности торможения сочлененного электробуса.

Динамическое поведение и курсовая реакция сочлененного электробуса при торможении представляют практическую важность для безопасности дорожного движения. Чтобы обеспечить управляемость, устойчивость движения и улучшить тормозные свойства сочлененного электробуса в различных эксплуатационных условиях, используют антиблокировочные тормозные системы.

Таким образом, при исследовании динамики торможения электробуса делаются допущения: сопротивление воздуха и сопротивление качению не учитывается, исследование проводится на ровном горизонтальном участке дороги. Для оценки тормозных свойств вводится понятие удельной тормозной силы мостов и электробуса, а так же коэффициент распределения тормозных сил. В идеальном случае торможения удельные тормозные силы должны быть равны как для двухосного электробуса, так и сочлененного. Устойчивость движения электробуса при торможении определяется действующими на колеса боковыми реакциями, которые не должны превосходить силы сцепления в боковом направлении. Одной из наиболее вероятных причин потери устойчивости движения при торможении является неравенство тормозных сил на левом и правом колесах моста. Обеспечение устойчивости движения электробуса при экстренном торможении достигается тогда, когда колеса моста, который блокируется первым, катятся со скольжением, соответствующим максимальному коэффициенту сцепления. Не следует доводить тормозящие колеса до полного скольжения, особенно колеса заднего моста двухосного электробуса. Для обеспечения устойчивого движения тормозные силы на колесах каждого моста должны нарастать одновременно, в соответствии с изменением нормальных реакций на колесах мостов.

8. ТОРМОЖЕНИЕ ТРАМВАЯ

8.1. Торможение механическими тормозами

Трамвай массой m , движущийся со скоростью v , обладает кинетической энергией E_k , которая должна при торможении поглотиться тормозными механизмами:

$$E_k = \frac{m\delta_{в.м}v^2}{2},$$

где $\delta_{в.м}$ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс.

На тормозящий трамвай кроме тормозной силы действуют силы основного сопротивления движению, а также могут действовать силы сопротивления от уклона пути. Выражение для кинетической энергии с учетом этих сил превращается в уравнение движения трамвая при торможении:

$$\frac{m\delta_{в.м}v_0^2}{2} = (W_0 + B_t + B_h)s,$$

где v_0 – начальная скорость торможения, м/с;

W_0 – основное сопротивление движению, Н;

B_t – полная тормозная сила трамвая, Н;

B_h – сопротивление от уклона рельсового пути, Н;

s – путь, м.

В связи с тем, что сопротивление движению (кроме сопротивления воздуха) пропорционально массе трамвая, оно дается обычно в виде удельного сопротивления. Тогда полное основное сопротивление движению трамвая запишется так:

$$W_0 = mw_0,$$

где w_0 – удельное основное сопротивление движению, Н/т.

Основное сопротивление движению определяется экспериментальным путем. На основании экспериментальных данных получают эмпирические формулы. Так, для вагонов метрополитена при дви-

жении в однопутном туннеле основное удельное сопротивление движению без тока определяется зависимостью

$$w_0 = 10 + \frac{520}{m_{\text{сек}}} + 3,24v + 1,19 \frac{A_{\text{лоб. э}}}{m_{\text{сек}} n} v^2,$$

где $m_{\text{сек}}$ – масса секции, т;

$A_{\text{лоб. э}}$ – площадь эквивалентная поверхности поезда;

n – число вагонов в поезде.

Скорость во всех предыдущих формулах подставляется в м/с.

Сопротивление от уклона опорной поверхности B_h можно определить по формуле

$$B_h = 10^3 mg \sin \alpha_{\text{д}} \approx 10^3 mg \operatorname{tg} \alpha_{\text{д}}.$$

Тогда удельное сопротивление от уклона опорной поверхности, Н/т,

$$b_h = \frac{B_i}{m} = gi \approx 10i.$$

Сопротивление от уклона опорной поверхности, действующее на трамвай, Н,

$$B_h = mb_h.$$

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

$$\frac{dv}{dt} = \frac{B_{\text{т}} + W_0 + B_h}{m \delta_{\text{в. м}}}.$$

Торможение трамвая имеет некоторые особенности по сравнению с торможением электробуса и троллейбуса. Так, например, трамвай имеет рельсовый тормоз, которого нет у электробуса и троллейбуса. Рассмотрим особенности торможения трамвая.

Колесно-колодочный и барабанный тормоза. При колодочном и барабанном тормозах (см. рис. 3.1, а и рис. 3.11, а, б) тормозная сила создается в результате прижатия (нажатия) тормозной колодки к колесу или барабану. Если F_k – сила, прижимающая колодки к колесу (барабану) (кН), а μ_k – коэффициент трения между колодкой и колесом (барабаном), то тормозная сила (Н), развиваемая одной колодкой тормозного механизма

$$F_{T. M} = 1000\mu_k F_k.$$

Суммарная тормозная сила трамвайного вагона или поезда равна сумме тормозных сил, развиваемых всеми колодками тормозов вагона или поезда:

$$F_T = 1000 \sum_{i=1}^n \mu_k F_{T. M},$$

где n – число колодок в трамвае или трамвайном поезде.

Удельная тормозная сила (Н/кН) при массе трамвайного вагона m

$$w_T = 1000 \frac{\sum_{i=1}^n \mu_k F_{T. M}}{mg}. \quad (64)$$

Водитель трамвая регулирует силу прижатия колодок к колесу или барабану, в зависимости от дорожной обстановки, переводя рукоятку тормозного крана (контроллера) в одно из тормозных положений. При расчете режима служебного торможения трамвая силу прижатия колодки принимают $F_k = (0,5-0,8)F_{k. max}$, здесь $F_{k. max}$ – максимально допустимая сила прижатия колодки к колесу при экстренном торможении.

Дисковые тормоза. Механические колодочные тормоза, обладая определенными достоинствами (простота конструкции, возможность оборудования колодочными тормозами любого трамвайного вагона), ранее широко применялись на трамвайных вагонах. Вместе с тем колодочным тормозам свойственны и существенные недостатки:

– сравнительно быстрый износ бандажей колес под действием силы трения тормозных колесных колодок;

- довольно частая регулировка рычажных передач тормозного механизма;
- износ их узлов сочленения;
- разброс значений тормозной силы колесной пары относительно ее расчетной тормозной силы.

Сказанное требует значительных расходов в эксплуатации и прежде всего на массовую замену изношенных тормозных колодок, а также на обточку бандажей колес.

Стремление избавиться от указанных недостатков колодочных тормозных механизмов привело к созданию дисковых механических тормозов (см. рис. 3.11, б и рис. 3.12, з, д). Работают они следующим образом. Прижатие колодок с фрикционными накладками к тормозному диску осуществляется под действием пневматического или электромагнитного привода через систему рычагов. Тормозные диски закрепляются на внутренней стороне колесного центра. Возникающая при этом сила трения между накладкой и диском создает тормозной момент, Н·м,

$$M_T = 1000 F_{к\Sigma} \mu_k R_T u_{пр},$$

где $F_{к\Sigma}$ – суммарная сила прижатия тормозных колодок, кН;

μ_k – коэффициент трения между тормозной накладкой и тормозным диском;

R_T – радиус (плечо) приложения силы, прижимающей колодки к диску, м;

$u_{пр}$ – передаточное число рычажной передачи (отношение плеч) привода колодок.

Тормозная сила, развиваемая дисковым тормозом и приведенная к ободу колеса, Н,

$$F_T = 1000 F_{к\Sigma} \mu_k u_{пр} R_T / R_k,$$

где R_k – радиус колеса.

При однотипных колодках и колесных парах трамвайного поезда, имеющего дисковые тормоза, удельная тормозная сила, Н/кН,

$$w_T = 1000 \mu_k u_{пр} \frac{R_T \sum F_{т\Sigma}}{R_k mg}.$$

Обозначив

$$\frac{R_{\Gamma}}{R_{\kappa}} \frac{\sum F_{\Gamma \Sigma}}{mg} u_{\text{пр}} = u_{\text{д}},$$

получим

$$w_{\Gamma} = 1000 \mu_{\kappa} u_{\text{д}}.$$

Максимальное прижатие тормозных колодок дисковых тормозов ограничено, как и при колодочных тормозах, максимальным коэффициентом сцепления колес с рельсами. Коэффициент трения μ_{κ} накладок о диск зависит от материалов как накладок, так и диска. Так как при трении накладок о диски в процессе торможения выделяется большое количество тепла, к материалам накладок и дисков предъявляются особые требования в отношении теплоустойчивости и термоусталости.

При дисковых тормозах поверхности качения колес не подвержены термическим нагрузкам, возникающим в процессе торможения. Поэтому при дисковых тормозах увеличивается пробег трамвая между обточками колесных пар. Небольшая масса, простота конструкции и высокий КПД рычажной передачи дискового тормоза также являются преимуществами этих тормозов, что обуславливает применение дисковых тормозов особенно на скоростных трамваях. Испытаниями установлено, что расчетную силу прижатия при дисковом тормозе можно принимать равной 100 кН. Поэтому эффективность дисковых тормозов, особенно при высоких скоростях начала торможения, выше, чем колодочных с чугунными колодками.

Вместе с тем эксплуатация выявила недостаток дисковых тормозов, заключающийся в резком уменьшении силы прижатия колодок к диску при износе деталей рычажной передачи привода тормозного механизма.

При расчетах обычно пользуются характеристикой удельной тормозной силы трамвая $w_{\Gamma}(v)$. Чтобы облегчить расчеты для трамвайных поездов с несколькими прицепными звеньями разных типов и не вводить в расчет зависимость коэффициента трения от силы прижатия колодки, пользуются не действительным, а расчетным

коэффициентом трения $\mu_{к,р}$ и расчетной силой прижатия колодок $F_{к,р}$. Расчетный коэффициент трения находится по формулам:

– для чугунных колодок

$$\mu_{к} = 0,6 \frac{1,63F_{к} + 100}{8,15F_{к} + 100} \frac{v + 100}{5v + 100}; \quad (65)$$

– для композиционных колодок

$$\mu_{к} = 0,44 \frac{0,102F_{к} + 20}{0,41F_{к} + 20} \frac{v + 150}{2v + 150}. \quad (66)$$

В эти формулы подставляют определенное, одинаковое для вагонов всех типов значение силы прижатия колодок

$$F_{к} = F_{к,р} = \text{const.}$$

Для чугунных колодок принимают $F_{к,р} = 26,5$ кН, для композиционных колодок – $F_{к,р} = 15,7$ кН. Условно принимается, что эти значения являются средними для действительных сил прижатия колодок трамвайного четырехосного вагона, вне зависимости от заполнения салона пассажирами. Тогда расчетный коэффициент трения колодки будет зависеть только от скорости движения трамвая:

– для чугунной колодки

$$\mu_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100}; \quad (67)$$

– для композиционной колодки

$$\mu_{кр} = 0,36 \frac{v + 150}{2v + 150}. \quad (68)$$

Чтобы сохранить при этом действительное значение тормозной силы F_T , необходимо соблюдать равенство

$$\sum F_{к} \mu_{к} = \mu_{к,р} \sum F_{к,р},$$

где $F_{к}$ – действительное прижатие колодки;

$F_{к,р}$ – расчетное прижатие колодки, $F_{к,р} = F_{к} \mu_{к} / \mu_{к,р}$.

Подставив в последнее выражение μ_k из равенства (65) и $\mu_{k.p}$ из уравнения (67), получим выражение для определения расчетной силы прижатия чугунной колодки:

$$F_{k.p} = 2,22F_k \frac{1,63F_k + 100}{8,15F_k + 100}.$$

На основании выражений (66) и (68) аналогично находим для композиционной колодки:

$$F_{k.p} = 1,22F_k \frac{0,102F_k + 20}{0,41F_k + 20}.$$

Расчетные прижатия $F_{k.p}$ чугунных тормозных колодок на одну ось (колесную пару) поездов метро при автоматическом торможении принимают следующими:

- моторный вагон, кН, 98;
- прицепной и головной вагоны, кН, 88.

Используя расчетные значения коэффициента сцепления и силы прижатия колодок, тормозную силу (Н) трамвая или поезда можно представить в виде

$$F_T = 1000 \sum F_{k.p} \mu_{k.p}.$$

Отсюда удельная тормозная сила, Н/кН,

$$w_T = 1000 \mu_{k.p} \frac{\sum F_{k.p}}{mg}.$$

В полученном выражении последний член формулы $\sum F_{k.p} / (mg) = v_{k.p}$, представляет собой расчетную силу прижатия тормозных колодок, приходящуюся на 1 кН веса трамвая. Это выражение называют *расчетным тормозным коэффициентом*.

Минимальное значение расчетного тормозного коэффициента как наименьшей, еще допустимой силы прижатия колодок на каждые 100 т массы трамвая является важным нормативом, определяющим условия безопасности его движения.

При пневматическом тормозном приводе, чугуновых колодках и скорости движения до 80 км/ч включительно минимальный тормозной коэффициент не должен быть, согласно правилам тяговых расчетов (ПТР), менее 0,33. Это значение тормозного коэффициента определяет нормативную протяженность тормозного пути трамвайного поезда при экстренном торможении и полном срабатывании тормозных механизмов. При этом надо иметь в виду, что из-за различного технического состояния узлов тормозной системы вагонов, технологических допусков на параметры тормозной системы, разницы в характеристиках воздухораспределителей по значениям давлений и времени наполнения тормозных цилиндров, различного качества ремонта тормозных систем фактическая сила прижатия колодок отличается от расчетной.

Эти не учитываемые при определении расчетного тормозного коэффициента случайные отклонения сил прижатия колодок приводят к тому, что в каждом трамвайном поезде фактический тормозной коэффициент отличается от расчетного значения, установленного для заданной массы поезда и расчетной тормозной силы. Поэтому и фактический тормозной путь, определяющий условия безопасности движения, отличается от расчетного.

Для оценки этой разницы используется вероятностный метод анализа. Известно, что случайные отклонения в тормозной системе каждого вагона определяются в основном разницей давлений в тормозном цилиндре, различием передаточного числа рычажной передачи и КПД тормозной системы.

Примем, согласно существующим нормам, относительное среднее квадратичное отклонение силы прижатия колодок равным 5 %, на основании чего представим случайное значение $\sum F_{\text{сл}}$ силы прижатия колодок всего трамвайного поезда, имеющего n тормозных колодок, в виде

$$\sum F_{\text{сл}} = \overline{\sum F_{\text{к.п}}} (1 + 0,05z_{\text{нор}}), \quad (69)$$

где $\overline{\sum F_{\text{к.п}}}$ – расчетное значение силы прижатия всех колодок трамвайного поезда, $\overline{\sum F_{\text{к.п}}} = nF_{\text{к.п}}$;

$z_{\text{нор}}$ – нормирующий множитель.

При этом среднее квадратичное значение отклонения силы прижатия колодок составит

$$\sigma_k = \sigma_{ко} F_{к.р},$$

где $\sigma_{ко}$ – его относительное значение.

При расчете случайного значения тормозного коэффициента трамвайного поезда учитывают еще одну причину, которая довольно часто встречается в эксплуатации, разницу между фактическим и номинальным весом поезда. Поэтому, помимо случайных разбросов значений тормозной силы трамвайного поезда следует учитывать также и случайные разбросы веса поездов относительно номинального значения.

Поскольку отклонение действительного веса трамвайных поездов от номинального значения является случайным и независимым, можно принять, что это распределение является нормальным, с параметрами, равными среднему или номинальному значению \bar{G}_H веса поезда и среднему квадратичному отклонению σ_G :

$$G_{сл} = \bar{G}_H + z\sigma_G. \quad (70)$$

Учитывая нормальный закон распределения случайных значений силы прижатия колодок в трамвайном поезде (69) и нормальный закон распределения веса поезда (70), тормозной коэффициент $\vartheta_{сл}$ рассматривается как отношение случайного значения силы прижатия колодок к случайному значению веса трамвайного поезда:

$$\vartheta_{сл} = \sum F_{сл} / G_{сл}.$$

Это значит, что тормозной коэффициент трамвайного поезда имеет не единственное дискретное значение, по которому устанавливается длина тормозного пути, а множество значений, каждое из которых определяет свою длину тормозного пути. Этим не следует пренебрегать при оценке условий обеспечения безопасности движения трамвайных поездов.

Ограничение прижатия колодок. Если тормозная сила $F_{т. кп}$ превысит силу сцепления колесной пары с рельсами, равную $1000\varphi_x G_{кп}$ (здесь $G_{кп}$ – нагрузка на колесную пару, кН; φ_x – коэффициент сцепления колесной пары с рельсом), колесная пара не сможет вращаться относительно мгновенного центра, произойдет ее скольжение или юз (блокирование тормозящих колес), что сделает невозможным нормальное торможение трамвая. Чтобы не возникал юз, необходимо соблюдать условие

$$F_{т. кп} < 1000\varphi_x G_{кп},$$

или

$$\mu_{кп} F_{к. кп} < 1000\varphi_x G_{кп}.$$

Отсюда, при условии, что $G_{кп}$, Н, получим

$$F_{к. кп} / G_{кп} < \varphi_x / \mu_{кп}.$$

Отношение наибольшей силы прижатия колодок к нормальной нагрузке на колесную пару, стоящее в левой части полученного выражения, называют *коэффициентом прижатия (нажатия) тормозных колодок* и обозначают

$$\delta_{приж} = F_{к. кп} / G_{кп},$$

т. е. сила прижатия колодок ограничена сцеплением колеса с рельсом.

Коэффициент прижатия колодок выбирают таким, чтобы получить по возможности наибольшую тормозную силу, но не допускать блокирования колес. При расчетах для чугунных колодок обычно принимают

$$\delta_{приж} = (0,7-0,75)G_{сн},$$

где $G_{сн}$ – вес снаряженного трамвая.

При композиционных колодках и дисковых тормозах считают, что $\delta_{приж} = 0,3G_{сн}$.

Так как коэффициент сцепления колеса с рельсом $\varphi_{\text{кп}}$ зависит от скорости движения трамвая в меньшей степени, чем коэффициент трения $\mu_{\text{кп}}$ колодки (рис. 8.1), наибольшая опасность блокирования колес при торможении возникает в зоне малых скоростей движения трамвая. Однако в области скоростей $v \leq v_A$, где v_A – скорость, при которой равны коэффициенты сцепления колес с рельсом и трения колодок, блокирование колес менее опасно, так как тормозной путь при таких скоростях мал.

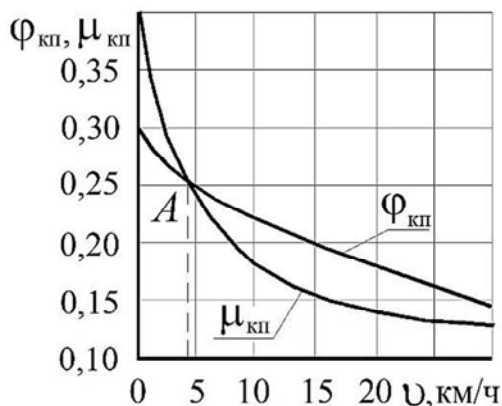


Рис. 8.1. Зависимость коэффициентов сцепления колес с рельсом и трения колодок о колесо от скорости движения трамвая

Опасно блокирование колес, начавшееся при трогании заторможенного вагона, так как при скорости 5–8 км/ч коэффициент трения заблокированного колеса по рельсу составляет 0,08–0,04, т. е. становится примерно 3–6 раз меньше коэффициента сцепления колес с рельсом. Восстановить нормальное качество колеса при этом обычно не удастся. Поэтому применяют противоблокировочные устройства, предназначенные для автоматического прекращения юза (блокирования) колеса в момент его возникновения, до начала скольжения колеса по рельсу. Блокирование колеса прекращают резким сбросом (примерно в течение 0,3 с) усилия прижатия колодок, с последующим медленным нарастанием их усилия.

Однако условия возникновения юза колес в каждом конкретном случае определяются воздействием многих случайных факторов. Приведенные ориентировочные значения коэффициента прижатия

(нажатия) колодок не дают полного представления об использовании силы сцепления в процессе торможения, так как возникновение юза зависит от интенсивности изменения тормозной силы в процессе торможения, которая в свою очередь зависит от изменения тормозной силы во время торможения (обычно выбирается водителем трамвая).

Практика эксплуатации и исследования процессов торможения трамвайных поездов показывает, что наилучшее использование сцепления колеса с рельсом получается при таком режиме торможения, когда тормозная сила быстро нарастает в начале торможения, а затем ее интенсивность постепенно уменьшается. Однако слишком резкое нарастание тормозной силы опасно, во-первых, из-за того, что тормозная сила может превысить силу сцепления колеса с рельсом и тем самым вызвать юз колесной пары, во-вторых, увеличивается вероятность возникновения больших продольных сил в трамвайном поезде, угрожающих безопасности движения. Поэтому интенсивность торможения, установленная расчетным путем, должна быть проверена экспериментально.

Трансмиссионные тормоза. Этот тип тормозов получил распространение на трамвайных моторных вагонах. В качестве трансмиссионных тормозов могут применяться колесно-колодочные (рис. 8.2, а), барабанные (рис. 8.2, в) или дисковые (рис. 8.2, б). В барабанном тормозе используется тормозной барабан 4 диаметром 150–250 мм (наружные колодки) или 350–400 мм (внутренние колодки). Колодки 2 с асбестофрикционными или металлокерамическими накладками, шириной 60–100 мм, прижимаются к барабану 4 силами F_k . Прижатие колодок осуществляется под действием пневматического или электромагнитного привода через систему рычагов.

Если F_k – сила прижатия одной колодки к барабану, то тормозная сила на колесе составит

$$F_T = \mu_6 F_k \frac{u_{ред}}{\eta_{ред}} \frac{R_6}{R_k},$$

где μ_6 – коэффициент трения колодки о барабан;

$u_{ред}$ – передаточное число редуктора;

$\eta_{ред}$ – КПД редуктора;

R_6, R_k – радиусы барабана и колеса, соответственно.

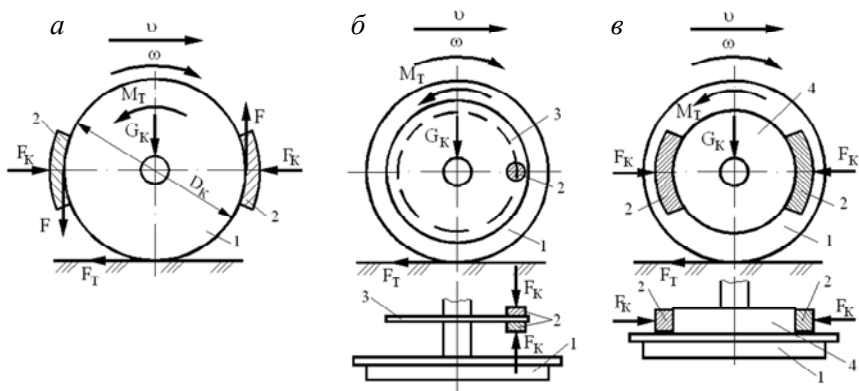


Рис. 8.2. Принципиальные схемы механических тормозов:
a – с колесно-колодочным тормозом; *б* – с дисковым тормозом;
в – с барабанным тормозом на оси колесной пары;
 1 – колесная пара; 2 – тормозная колодка; 3 – тормозной диск;
 4 – тормозной барабан

Удельная тормозная сила при применении барабанного тормоза, Н/кН,

$$w_b = 1000\mu_b \vartheta_b,$$

где

$$\vartheta_b = \frac{u_{ред} R_b \sum F_k}{\eta_{ред} R_k mg}.$$

Среднее значение коэффициента трения колодки по барабану находится в пределах $\mu_b = 0,28-0,32$. Причем при малых скоростях коэффициент трения колодки по барабану возрастает.

Аналогично работают и дисковые трансмиссионные тормоза.

Таким образом, на трамвайных вагонах нашли применение различные типы тормозных механизмов: колодочные, барабанные и дисковые, которые устанавливаются или около колеса, или на хвостовике ведущего вала редуктора. Максимальное прижатие тормозных колодок при колодочных и дисковых тормозах определяется максимальным коэффициентом сцепления колес с рельсами. Коэффициент трения накладок о бандаж колеса, барабан или диск за-

висит от материалов как накладок, так и бандажа колес, барабана или диска, скорости движения трамвая. Так как коэффициент сцепления колеса с рельсом зависит от скорости движения трамвая в меньшей степени, чем коэффициент трения колодки, наибольшая опасность блокирования колес при торможении возникает в зоне малых скоростей движения трамвая. Опасно блокирование колес, начавшееся при трогании заторможенного вагона в поезде. Восстановить нормальное качение колес при этом обычно не удается.

8.2. Электромагнитные рельсовые тормоза

Принцип действия. В связи с повышением скоростей движения трамваев особое внимание уделяется обеспечению безопасности их движения, в частности, созданию новых типов тормозных систем, основанных на электромагнитных принципах действия. В этих тормозах тормозная сила не зависит от сцепления колес с рельсами. Такие тормоза используются как дополнительные к существующим механическим тормозам.

В настоящее время известны два вида электромагнитных рельсовых тормозов: магнитно-рельсовые, при которых осуществляется притяжение специальных тормозных башмаков к рельсам, и тормоза, в которых используется тормозной эффект от вихревых токов, наводимых в рельсах с помощью обмоток специальных башмаков.

Магнитно-рельсовый тормоз. В магнитно-рельсовом тормозе тормозная сила возникает в результате притяжения к рельсам специальных тормозных башмаков, упруго подвешенных на расстоянии 15–20 мм от поверхности рельса к боковым балкам рамы тележки. Поэтому реализуемые тормозные силы не зависят от сцепления колес с рельсами. Тормозные башмаки имеют обмотки возбуждения, и при наличии в них тока возникает магнитный поток, который охватывает сердечник башмака и рельс. Образуется сила взаимодействия, притягивающая башмаки к рельсам. Вертикальные перемещения башмаков происходят обычно под действием сжатого воздуха, подаваемого в пневмоцилиндры, расположенные на тележке.

Расчет тормозной характеристики магнитно-рельсового тормоза $F_T(v)$ состоит из трех последовательных этапов:

– расчет электромагнитной характеристики тормоза, т. е. зависимости магнитодвижущей силы $E_{\text{тор}}$ от индукции $L_{\text{мр}}$;

- определение силы прижатия $F_{\text{приж}}$ башмака к рельсу;
- расчет тормозной силы $F_T(v) = \mu_6(v)F_{\text{приж}}$, причем коэффициент трения башмака по рельсу $\mu_6(v)$ определяется не только в зависимости от скорости трамвая, но и от состояния трущихся поверхностей.

Для расчета электромагнитной характеристики тормоза магнитную цепь тормозного башмака 1 и рельса 2 (рис. 8.3, а) заменяют эквивалентной электрической цепью, в которой участки реального магнитопровода с различным магнитным сопротивлением представляют в виде последовательно соединенных сопротивлений, а потоки рассеивания – в виде параллельно соединенных соответствующих участков цепи (рис. 8.3, б).

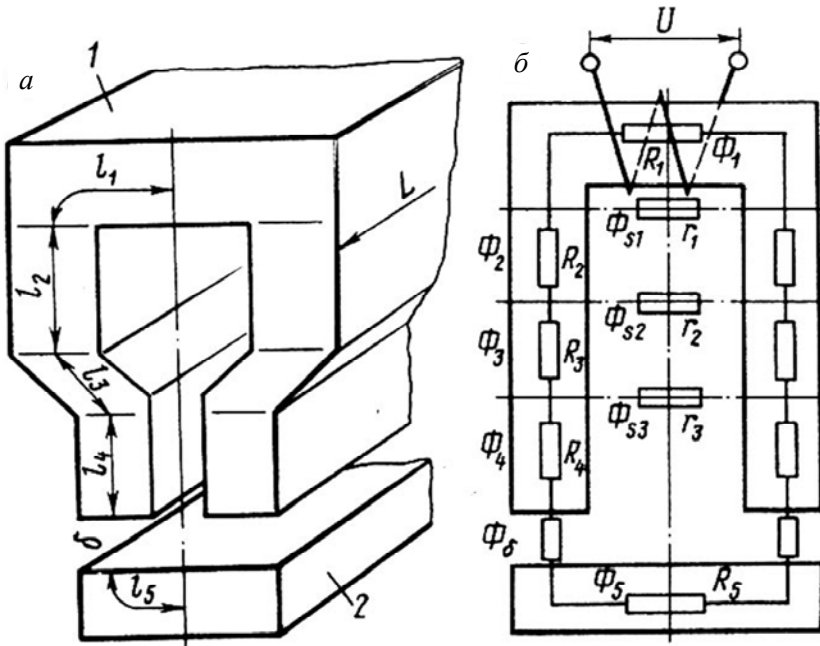


Рис. 8.3. Магнитная цепь:

а – тормозного башмака и рельса; б – ее эквивалентная схема

Выбрав значение индукции в воздушном зазоре $L_{\text{баш}}$ и зная площадь сечения башмака, сначала определяют магнитный поток в воздушном зазоре, а затем индукцию в каждом i -м элементе цепи.

По магнитным характеристикам материала башмака и рельса находят соответствующие значения напряженности магнитного поля и падение магнитного потенциала на этих же участках цепи. Суммируя падения магнитных потенциалов на n расчетных участках магнитопровода по замкнутому контуру, получают значение магнитодвижущей силы. В нашем случае тормозную силу

$$E_{\text{тор}} = \sum_1^n U_i.$$

Так находят одну точку электромагнитной характеристики тормоза. Задаваясь далее возрастающими значениями индукции в воздушном зазоре, аналогичным образом находят ряд других точек характеристики $I z_{\text{вит}}(L_{\text{баш}})$ при условии постоянства величины воздушного зазора. Сопротивление R обмотки возбуждения и число ее витков $z_{\text{вит}}$ при напряжении питания U находят из соотношения

$$(U / R) z_{\text{вит}} = I z_{\text{вит}}.$$

В процессе перемещения магнитного поля, создаваемого обмоткой движущегося тормозного башмака, в рельсах наводится э. д. с., возникают вихревые токи, которые могут создавать опасные зоны вокруг рельса. Поэтому полярность обмоток башмаков делают встречной. Вихревые токи хотя и создают дополнительную тормозную силу, но в значительно большей степени вызывают искажение магнитного потока и тем самым уменьшают его эффективность, а следовательно, и снижают тормозные силы, особенно при высоких скоростях движения. Потери тормозной силы от действия вихревых токов определяют на основании уравнения Максвелла.

Сила притяжения башмака к рельсу, H ,

$$F_{\text{приж}} = \frac{\Phi_{\delta}^2}{\mu_0 A_{\text{баш}}} = \frac{L_{\text{баш}}^2 A_{\text{баш}}}{\mu_0},$$

где Φ_{δ} – магнитный поток в зазоре между башмаком и рельсом, Вб;

$L_{\text{баш}}$ – магнитная индукция, Тл;

$A_{\text{баш}}$ – площадь одного полюсного башмака, м²;

μ_0 – проницаемость воздуха в зазоре, $\mu_0 = 4 \cdot 10^{-7}$ Гн/м.

Современные конструкции рельсовых электромагнитных тормозов позволяют получить силу притяжения примерно 50 кН на 1 м длины башмака. По значению силы притяжения $F_{\text{приж}}$ рассчитывают тормозную характеристику:

$$F_T(v) = \mu_6(v)F_{\text{приж}},$$

где $\mu_6(v)$ – коэффициент трения тормозного башмака о рельс, зависящий от состояния и материала трущихся поверхностей, а также от скорости движения трамвая.

Установлены следующие эмпирические зависимости коэффициента трения башмака о рельс от скорости движения поезда, км/ч:

– при сухих рельсах

$$\mu_6 = 0,19 \frac{10,8v + 100}{21,6v + 100}; \quad (71)$$

– при мокрых рельсах

$$\mu_6 = 0,19 \frac{7,2v + 100}{18,0v + 100}. \quad (72)$$

Зависимости $\mu_6(v)$, рассчитанные по выражениям (71) и (72), представлены на рис. 8.4, соответственно, кривыми 1 и 2.

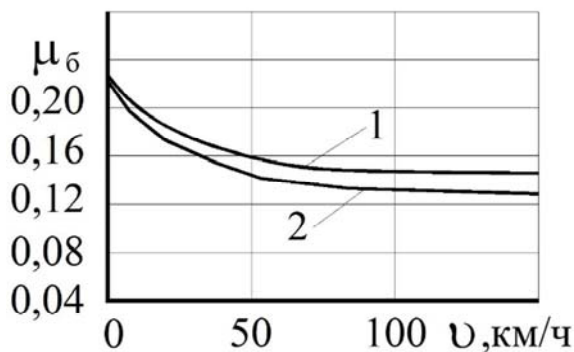


Рис. 8.4. Зависимость коэффициента трения тормозного башмака о рельс от скорости поезда и состояния поверхности рельс

Удельная тормозная сила трамвайного поезда, кН/Н,

$$w_{\text{мп}} = 1000\mu_6\vartheta_{\text{мп}},$$

причем тормозной коэффициент прижатия тормозных башмаков рассчитывается по выражению

$$\vartheta_{\text{мп}} = F_{\text{т}} / (mg).$$

При торможении башмак скользит по рельсу, но вследствие неровностей пути прилегает к нему не всей поверхностью, из-за чего уменьшаются замыкающийся через рельсы магнитный поток и сила прижатия тормозных башмаков к рельсу. Несмотря на это, рельсовый тормоз действует очень эффективно, так как позволяет реализовать высокие замедления трамвая (примерно 3,5–4,0 м/с²), которые невозможно достигнуть при других системах торможения.

Линейный вихревой тормоз. По устройству линейный вихревой тормоз во многом аналогичен магнитно-рельсовому тормозу. Вихревой тормоз также имеет полюсные башмаки (северные и южные), обмотки которых получают питание от цепи постоянного тока при применении на трамвае тягового электродвигателя постоянного тока, а при использовании на трамвае тягового электродвигателя переменного тока – от выпрямительного моста. В аварийной ситуации обмотки полюсных башмаков запитываются от специальных аккумуляторных батарей.

Возникающая тормозная сила, как в любой электромагнитной системе, определяется отношением магнитодвижущей силы к магнитному сопротивлению ее цепи.

Чтобы обеспечить достаточную эффективность торможения, обмотки тормозных башмаков должны создавать сильное магнитное поле в рельсах и, как следствие, сильные вихревые токи. На это расходуется электрической энергии больше, чем в магнитно-рельсовых тормозах. Достоинство торможения вихревыми токами – независимость тормозной силы от состояния поверхности рельсов и бандажей колес, степени их загрязнения и силы сцепления колес с рельсами. Такие тормоза эффективно используются на ПС с электрическим торможением, при котором энергия, генерируемая тяговыми двигателями, расходуется на возбуждение обмоток тормозных башмаков.

9. ТОРМОЗНЫЕ РАСЧЕТЫ

Безаварийная работа ГЭТ зависит от тормозных механизмов, режима движения, профиля пути и коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Поэтому между скоростью движения, уклоном опорной поверхности, на котором возможно торможение, наличием тормозных средств и длиной тормозного пути должна существовать строго определенная зависимость, установление которой является предметом тормозных расчетов. На ГЭТ наиболее часто встречаются следующие разновидности тормозных расчетов:

– определение допустимой скорости подвижного состава с известными тормозными механизмами на заданном уклоне опорной поверхности и установленной длине тормозного пути;

– определение тормозной силы для безопасного движения подвижного состава с заданной скоростью по заданному уклону и величине тормозного пути;

– определение расчетной длины тормозного пути при заданных начальных скоростях торможения, профиля пути и тормозных средствах;

– определение максимального уклона, на котором может быть выдержан заданный тормозной путь при заданных скоростях движения и тормозных механизмах.

Решая тормозные задачи, необходимо различать два понятия о тормозном пути:

1. *Расчетный тормозной путь $s_{тр}$ (полный путь)* – путь, проходимый подвижным составом за время подготовки тормозов к действию, с учетом времени реакции водителя на опасность, и за время от начала торможения до полной остановки.

2. *Действительный тормозной путь s_T* – путь, пройденный за время фактического торможения подвижного состава.

Расчетный тормозной путь равняется

$$s_{тр} = s_T + s_{п}, \quad (73)$$

где $s_{п}$ – длина пути за время $t_{п}$ подготовки тормозов к действию.

Путь $s_{п}$ рассчитывают допуская, что подвижной состав проходит его с постоянной скоростью начала торможения $v_{т0}$, км/ч,

$$t_{\Pi} = \frac{v_{\tau 0} t_{\Pi}}{3,6}. \quad (74)$$

Время t_{Π} расходуется, главным образом, на реакцию водителя: для вагонов метрополитена ориентировочно принимают $t_{\Pi} = 2$ с, для трамваев и троллейбусов – $t_{\Pi} = 1$ с.

Тормозные задачи решаются аналитическими или графическими способами. Графические способы решения тормозных задач более наглядны, нежели аналитические. При решении тормозных задач полезно иметь кривые удельной действующей тормозной силы, в зависимости от скорости движения подвижного состава, т. е.

$$\gamma_{\text{д}} = -(b_0 + w_i) = -(b + w_0 + w_i) = \gamma(v), \quad (75)$$

так как тормозная сила b и основное сопротивление движению w_0 изменяются с изменением скорости подвижного состава.

Под b_0 понимают удельную тормозную силу на прямолинейном горизонтальном участке пути для механических ($b_0 = b + w_{0x}$) или электрических $b_0 = (b + w_0)$ тормозов, а также при их совместном действии. На кривых участках пути дополнительно учитывают удельное сопротивление от кривой $w_{\text{кр}}$.

При механических барабанных тормозах удельная тормозная сила, т. е. отнесенная к одному килоньютону веса подвижного состава, определяется выражением, Н/кН,

$$b = 10000\theta\mu_{\tau.б}, \quad (76)$$

где θ – тормозной коэффициент подвижного состава, представляющий собой относительное значение суммарной, приведенной к ободу тормозных колес силы нажатия тормозных колодок, приходящуюся на 1 кН веса подвижного состава (тары);

$\mu_{\tau.б}$ – коэффициент трения между поверхностью тормозного барабана (накладкой) и колодкой.

Тормозной коэффициент θ подвижного состава

$$\theta = \frac{\sum K_{\text{пр}}}{G} = \frac{\sum K_{\text{пр}}}{mg}, \quad (77)$$

откуда приведенная сила нажатия колодок

$$\sum K_{\text{пр}} = \theta G. \quad (78)$$

Равенство (78) при тяговых расчетах позволяет обходиться без расчета нажатия тормозных колодок или накладок, тем более, что для такого расчета обычно отсутствуют необходимые данные.

Коэффициент μ_k зависит в основном от материала и скорости трущейся поверхности, а следовательно, скорости движения и силы нажатия $K_{\text{пр}}$ на тормозную колодку. На значение коэффициента трения μ_k влияет также форма тормозной колодки, состояние трущихся поверхностей (попадание между трущимися поверхностями смазочных веществ, воды, грязи) и температура.

Основанием для определения значения μ_k могут быть только опытные данные. С учетом сказанного используется следующая формула для определения коэффициента трения барабанных тормозов с асбестовыми накладками на эбонитовой и бакелитовой основе:

$$\mu_k = \frac{0,25}{1 + 0,02v}, \quad (79)$$

где v – скорость подвижного состава, км/ч.

При экстренном торможении трамвайных вагонов применяются рельсовые электромагнитные тормоза, используя для расчета коэффициента трения башмаков электромагнитных рельсовых тормозов формулу

$$\mu_{\text{бр}} = \frac{0,18}{1 + 0,02v}. \quad (80)$$

Приведенное суммарное нажатие $\sum K_{\text{пр}}$ тормозных колодок ограничивается сцеплением колес с рельсом или с дорогой. Для барабанного тормоза, чтобы предотвратить юз, необходимо соблюдать условие

$$B = 1000\mu_k \sum K_{\text{пр}} \leq 1000\varphi_x G_T \quad (81)$$

или

$$\frac{\sum K_{\text{пр}}}{G_{\text{T}}} \leq \frac{\varphi_x}{\mu_k}, \quad (82)$$

где G_{T} – вес ПС, приходящийся на тормозящие колеса;

φ_x – коэффициент сцепления.

Отношение наибольшего суммарного нажатия тормозных колодок $\sum K_{\text{пр. max}}$ к нормальной нагрузке тормозных колес G_{T} называют *коэффициентом нажатия* δ тормозных колодок:

$$\delta = \frac{\sum K_{\text{пр}}}{G_{\text{T}}}. \quad (83)$$

При условии, что все оси (колеса) ПС тормозные и, следовательно, тормозной вес G_{T} равен весу ПС, $G = mg$, наибольший тормозной коэффициент будет равен коэффициенту нажатия $\theta_{\text{max}} = \delta$. Такое значение тормозного коэффициента следует выбирать при экстренном торможении. В случае рабочего торможения тормозной коэффициент

$$\theta = (0,6-0,7)\theta_{\text{max}}.$$

Величину коэффициента нажатия выбирают так, чтобы получить по возможности наибольшую тормозную силу и в тоже время не допустить блокирования колес. Наибольшая опасность блокирования колес при торможении возникает при малых скоростях движения, так как коэффициент сцепления в меньшей степени, чем коэффициент трения колодок, зависит от скорости движения. В расчетах принимают следующие значения коэффициента нажатия δ от тормозного веса G_{T} снаряженного ПС:

- для вагонов метро при колесно-колодочном тормозе $\delta = 0,5-0,6$;
- для вагонов трамвая при барабанных и дисковых тормозах $\delta = 0,7-0,9$;
- для троллейбусов $\delta = 1,5-2$; для трамвайных вагонов с рельсовым электромагнитным тормозом $\delta = 2$.

Коэффициент сцепления изменяется в широких пределах, в зависимости от условий движения ПС. По этой причине нельзя рекомендовать какую-нибудь определенную величину для всех расче-

тов. Условия поставленной задачи определяют ту величину коэффициента, которую необходимо использовать в заданном случае. Например, при проектировании троллейбусных маршрутов с большими уклонами необходимо принимать минимальный коэффициент сцепления, так как при спуске машины по уклону могут произойти «заносы» и опрокидывание.

Рассмотрим несколько примеров выполнения тормозных расчетов.

Пример 4. Дано: троллейбус весом $G = 150$ кН; тормозной коэффициент $\theta = 2$; спуск $i = -80$ ‰; тормозной путь не более $s_T = 15$ м; коэффициент инерции вращающихся масс $\delta_{в.м} = 1,15$; коэффициент запаса $k_3 = 1,5$. Требуется определить допустимую скорость движения, при которой тормозной путь не превышает 15 м.

Решение

1. Задаемся предварительным значением начальной скорости торможения $v_{т0} = 25$ км/ч. По формулам (79) и (76) определяем, соответственно, значения μ_k и b , приняв в качестве расчетной скорость $v_p = 0,75v_{т0}$. Тогда величина расчетной скорости составит

$$v_p = 0,75 \cdot 25 = 18,75 \text{ км/ч};$$

$$\mu_k = \frac{0,25}{1 + 0,02 \cdot 18,75} = 0,182;$$

$$b = 1000 \cdot 2 \cdot 0,182 = 364 \text{ Н/кН}.$$

2. Далее последовательно рассчитываем значения w_{0x} , b_0 , γ_d , v_m :

$$w_{0x} = 16 + 0,004 \cdot 18,75 \cdot 2 = 17,4 \text{ Н/кН};$$

$$b_0 = \frac{b + w_{0x}}{k_3} = \frac{364 + 17,4}{1,5} = 254,3 \text{ Н/кН};$$

$$\gamma_d = -(b_0 + w_i) = -(254,3 - 80) = 17,3 \text{ Н/кН};$$

$$v_m = \sqrt{\frac{2s_m \gamma_d}{7,87 \delta_{в.м}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 15 \cdot 174,3}{7,87 \cdot 1,15}} = 24 \text{ км/ч} < 25 \text{ км/ч}.$$

Принимаем $v_T = 24$ км/ч и повторяем расчет. В итоге получаем $v_T = 24,2$ км/ч. Этим результатом можно ограничиться.

Ответ. Допустимая скорость троллейбуса при движении вниз по уклону 80 ‰ составляет 24,2 км/ч, что обеспечивает заданную величину тормозного пути.

Пример 5. Дано: моторный трамвайный вагон весом $G = 200$ кН; тормозной коэффициент $\theta = 0,85$; спуск $i = -40$ ‰; тормозной путь $s_T = 20$ м; коэффициент инерции вращающихся деталей $\delta_{в.м} = 1,15$. Требуется определить допустимую скорость движения.

Решение

1. Для вагона трамвая спуск $i = -40$ ‰ является «вредным». На коротких «вредных» спусках разрешается движение с постоянной допустимой скоростью посредством подтормаживания трамвая. На длинных же «вредных» спусках необходимо предусматривать полную остановку трамвая. В этом случае тормозные средства должны быть достаточны для того, чтобы создать нужное замедление и обеспечить остановку на надлежащей длине тормозного пути. Этим диктуется определенное ограничение скорости движения под уклон. Требуется решить тормозную задачу: определить начальную скорость торможения v_{T0} при заданной величине тормозного пути s_T .

Здесь два неизвестных: начальная скорость торможения v_{T0} и удельная равнодействующая сила γ_d , так как она является функцией скорости. Кроме того, возможная остановка здесь должна быть обеспечена при всех условиях движения, а потому в данном случае необходимо для тормозной силы ввести коэффициент запаса (надежности). Примем, что $k_3 = 1,3$.

2. Эта задача может быть решена методом подбора (последовательных приближений). Задавшись значением $v_{T0} = 20$ км/ч, определим по формулам (79) и (76), соответственно, значения μ_k и b , приняв в качестве расчетной скорость

$$v_p = 0,75v_{T0} = 0,75 \cdot 20 = 15 \text{ км/ч};$$

$$\mu_k = \frac{0,25}{1 + 0,02 \cdot 15} = 0,192;$$

$$b = 1000 \cdot 2 \cdot 0,192 = 163,2 \text{ Н/кН}.$$

3. Основное удельное сопротивление движению трамвая без тока

$$w_{0x} = 9 + 0,05v_p^2 = 9 + 0,05 \cdot 15^2 = 10,1 \text{ Н/кН.}$$

С учетом выбранного для тормозной силы коэффициента запаса $k_3 = 1,3$, находим

$$b_0 = \frac{b + w_{0x}}{k_3} = \frac{163,2 + 10,1}{1,3} = 133,3 \text{ Н/кН.}$$

4. Удельная равнодействующая тормозная сила

$$\gamma_d = -(b_0 + w_i) = -(133,3 - 40) = -93,3 \text{ Н/кН.}$$

5. Для проверки правильности принятого значения скорости начала торможения используем выражение для расчета приращения пути

$$\Delta s = 7,87\delta_{\text{в. м}} \frac{v_k^2 - v_n^2}{2\gamma_{\text{д. сп}}}. \quad (84)$$

Приняв $\Delta s = s_T$, $v_k = 0$, $v_n = v_T$, $\gamma_{\text{д. сп}} = \gamma_d$, на основании формулы (84), находим

$$v_T = \sqrt{\frac{2s_T \gamma_d}{7,87\delta_{\text{в. м}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 20 \cdot 93,3}{7,87 \cdot 1,15}} = 20,3 \text{ км/ч.}$$

Полученная скорость начала торможения несколько больше принятого для предварительного значения. Так как разница в скоростях невелика, то на этом расчет можно закончить, или же принять новое значение скорости, например, $v_{T0} = 20,2$ км/ч, и повторить весь расчет.

Ответ. Значение начальной скорости торможения для трамвая на уклоне, равном -40 ‰, должно быть не более 20,2 км/ч, чтобы тормозной путь не превышал 20 м.

Пример 6. Дано: моторный трамвайный вагон; масса тары вагона 18 т; масса пассажиров 5,5 т; требуемая скорость движения 30 км/ч; уклон $i = -80 \%$. Требуется определить потребную тормозную силу для движения с постоянной скоростью 30 км/ч.

Решение

1. Решение данной задачи легко находится непосредственно из уравнения движения трамвая. Так, из условий задачи вытекает, что

$$\gamma_d = b + w_{0x} + w_i = 0$$

или

$$b = -(w_{0x} + w_i) = -(w_{0x} + i) = 80 - 13,5 = 66,5 \text{ Н/кН},$$

где

$$w_{0x} = 9 + 0,005v^2 = 9 + 0,005 \cdot 30^2 = 13,5 \text{ н/кН}.$$

2. Тогда необходимая тормозная сила

$$B = bG = 66,5(18 + 5,5)9,81 = 15331 \text{ Н},$$

где G – полный вес трамвая, кН.

Потребная величина суммарной приведенной силы нажатия тормозных колодок барабанного тормоза

$$\sum K_{\text{пр}} = \frac{Bk_3}{1000\mu_k} = \frac{15331 \cdot 1,5}{1000 \cdot 0,156} = 147,4 \text{ кН},$$

где k_3 – коэффициент запаса тормозной силы;

$$\mu_k = \frac{0,25}{1 + 0,02v} = \frac{0,25}{1 + 0,02 \cdot 30} = 0,156.$$

3. Таким образом, тормозной коэффициент должен быть

$$\theta = \frac{\sum K_{\text{пр}}}{mg} = \frac{147,4}{18 \cdot 9,81} = 0,83.$$

Ответ. Чтобы трамвай массой 18 т двигался вниз по уклону -80% с постоянной скоростью 30 км/ч, необходима тормозная сила $B = 15,331$ кН. При этом приведенная сила нажатия тормозных колодок должна быть $\sum K_{пр} = 147,4$ кН, а тормозной коэффициент $\theta = 0,83$.

Пример 7. Дано: моторный трамвайный вагон, массой $m = 18$ т; тормозной коэффициент $\theta = 0,85$; скорость начала торможения $v_{т0} = 20$ км/ч; тормозной путь $s_{т} = 30$ м; тормоза механические барабанные; $\delta_{п.м} = 1,15$. Определить: какой максимальный уклон можно допустить на маршруте, чтобы тормозной путь был не больше заданного.

Решение

1. На основании формулы (83) при $\Delta s = s_{т} = 30$ м, $v_{т0} = v_{т} = 20$ км/ч и $v_{к} = 0$ рассчитываем значение средней равнодействующей тормозной силы:

$$\gamma_{д.сп} = -7,87\delta_{в.м} \frac{v_{т}^2}{2s_{т}} = -7,87 \cdot 1,15 \frac{20^2}{2 \cdot 30} = -60,3 \text{ Н/кН.}$$

2. По формулам (79) и (76) рассчитываем значения, соответственно, $\mu_{к}$ и b , при расчетной скорости

$$v_{р} = 0,666v_{т} = 0,666 \cdot 20 = 13,3 \text{ км/ч;}$$

$$\mu_{к} = \frac{0,25}{1 + 0,02v_{р}} = \frac{0,25}{1 + 0,02 \cdot 13,3} = 0,197;$$

$$b = 1000\theta\mu_{к} = 1000 \cdot 0,85 \cdot 0,197 = 167,4 \text{ Н/кН.}$$

3. Удельное основное сопротивление движению трамвая без тока

$$w_{0,x} = 9 + 0,005v_{р}^2 = 9 + 0,005 \cdot 13,3^2 = 9,9 \text{ Н/кН.}$$

4. На основании уравнения (75) находим искомый уклон:

$$i = b_0 - \gamma_{д.сп} = -118,2 + 60,3 = -57,9 \text{ ‰.}$$

Ответ. Максимальный уклон на маршруте может составлять $i = -57,9 \text{ ‰}$, тормозной путь трамвая будет не более 30 м при начальной скорости 20 км/ч.

10. МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Двухосный электробус (троллейбус). Внешние силы, уменьшающие скорость движения электробуса при торможении, в общем случае представлены на рис. 10.1.

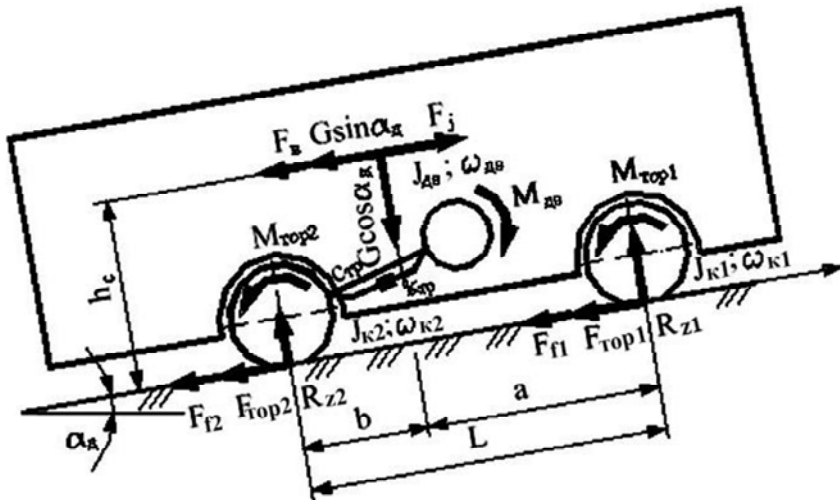


Рис. 10.1. Силы и моменты, действующие на двухосный троллейбус при торможении

Основными силами, обеспечивающими замедление электробуса, являются тормозные силы F_{top1} и F_{top2} , действующие в плоскости контакта передних и задних колес с дорогой и направленные противоположно скорости движения электробуса. При достаточном сцеплении колес с дорогой тормозные силы F_{top1} и F_{top2} определяются тормозными моментами, развиваемыми тормозными механизмами (передние колеса) и тормозными механизмами совместно с тормозным моментом двигателя (задние колеса).

Их максимальные значения ограничены сцеплением колес с дорогой:

$$F_{topi} = M_{topi} / r_d \leq \varphi_x R_{zi},$$

где φ_x – коэффициент сцепления колес с дорогой;

r_d – динамический радиус ведущих колес, $r_d = r_{в.к}$;

R_{zi} – нормальная нагрузка колес i -го моста.

Кроме тормозных сил, на электробус действуют силы сопротивления качению колес переднего F_{f1} и заднего F_{f2} мостов, сила сопротивления подъему $F_\alpha = G \sin \alpha_d$ и аэродинамическое сопротивление F_B . К вращающимся массам в процессе торможения относятся массы передних и задних колес, моменты инерции деталей трансмиссии и ТЭД, так как электродвигатель при торможении электробуса постоянно связан через трансмиссию с задними колесами.

Максимальное значение тормозной силы, независимо от способа торможения, как указывалось выше, достигается при определенном проскальзывании колеса относительно дороги, т. е. кривая $\varphi_x = f(s)$ имеет один локальный максимум. Для описания таких кривых на кафедре «Тракторы» БНТУ применяется выражение

$$\varphi_x = \varphi_c \operatorname{th}(k_1 s) \left[1 + \frac{k_2}{\operatorname{ch}(k_1 s)} \right], \quad (85)$$

где φ_c – коэффициент сцепления при блокировании колеса, $s = 1$;

k_1, k_2 – коэффициенты аппроксимации.

Так, для сухого асфальта можно принять $\varphi_c = 0,75$; $k_1 = 10$; $k_2 = 0,4$ (рис. 10.2).

Поэтому тормозные системы электробусов целесообразно конструировать таким образом, чтобы при торможении коэффициенты скольжения (удельные тормозные силы) колес всех мостов были одинаковы и соответствовали максимальному коэффициенту сцепления $\varphi_{x, \max}$. Только в этом случае можно полностью использовать весь вес троллейбуса при аварийном торможении, а так же исключить блокировку колес. При блокировке колес уменьшается значение удельной тормозной силы

$$\gamma_{\text{тор}i} = F_{\text{тор}i} / R_{zi} \leq \varphi_{x, \max}.$$

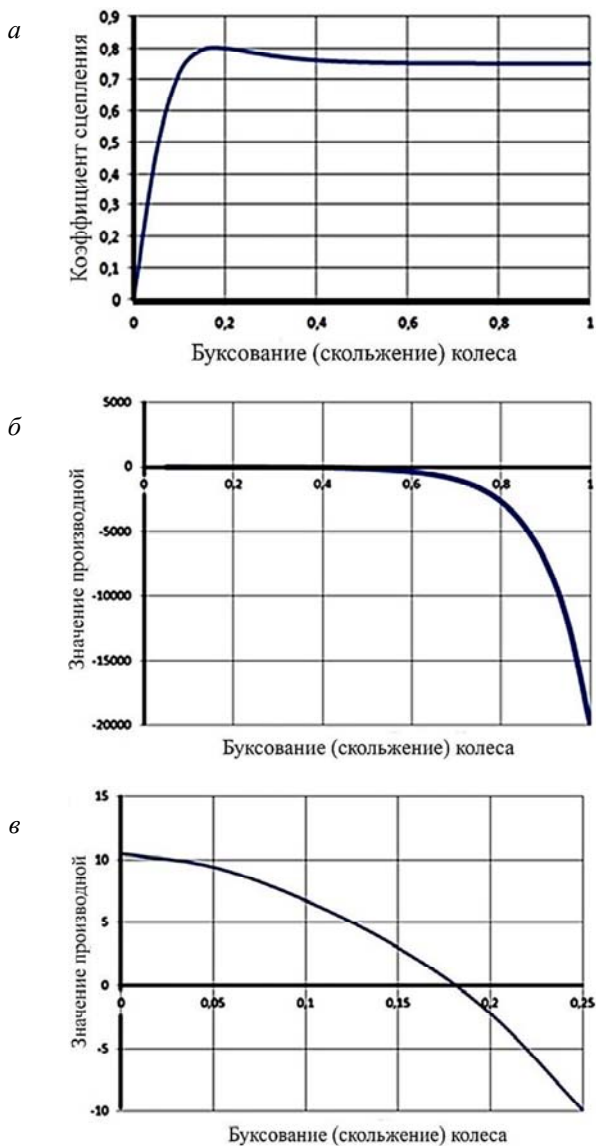


Рис. 10.2. Зависимость удельной тормозной силы (коэффициента сцепления):
a – от скольжения колеса, сухой асфальт; *б* – изменение производной
от скольжения колеса; *в* – увеличен начальный участок изменения
производной от скольжения колеса

Для обеспечения одинакового скольжения колес всех мостов необходимо, чтобы удельные тормозные силы $\gamma_{\text{top}i}$ всех колес были одинаковы. Из определения удельных тормозных сил следует, что для обеспечения наиболее эффективного торможения электробуса необходимо, чтобы тормозные силы (тормозные моменты) распределялись между колесами пропорционально нормальным реакциям на колесах.

При теоретических исследованиях торможения электробуса кривая $\gamma_{\text{top}} = \varphi_x = f(s)$ аппроксимируется полиномом, кусочно-линейной зависимостью или эмпирической зависимостью, например, формулой (85).

В процессе торможения электробуса происходит изменение нормальных реакций на колесах переднего R_{z1} и заднего R_{z2} мостов. Реакции R_{z1} и R_{z2} могут быть найдены из уравнений моментов относительно центров площадок контакта колес с дорогой:

$$R_{z1} = \left[bG \cos \alpha_{\text{д}} + (F_j - F_{\text{в}} - G \sin \alpha_{\text{д}}) \right] / L;$$

$$R_{z2} = \left[(L - b)G \cos \alpha_{\text{д}} - (F_j - F_{\text{в}} - G \sin \alpha_{\text{д}}) \right] / L.$$

Степень перераспределения веса по мостам электробуса зависит от интенсивности торможения (силы инерции F_j) и высоты расположения центра масс h_c .

В процессе торможения происходит не только изменение нормальных реакций на колесах электробуса, но и меняются динамические радиусы передних $r_{\text{д}1}$ и задних $r_{\text{д}2}$ колес, которые можно определить по формуле

$$r_{\text{д}i} = r_{\text{кoi}} = r_{\text{ci}} - h_{\text{ши}i},$$

где r_c – свободный радиус шины;

$h_{\text{ш}}$ – деформация шины.

Если же торможение осуществляется с максимальной интенсивностью и суммарная тормозная сила электробуса распределяется между его мостами так, что оба моста полностью используют сцепные свойства шин с дорогой, то можно записать

$$F_{\text{т}} = j_x R_{z1} + j_x R_{z2} = j_x G.$$

Следовательно, в условиях полного использования сцепления удельная тормозная сила троллейбуса равна коэффициенту сцепления $\gamma_T = \varphi_x$.

Запишем систему уравнений, описывающую торможение двухосного электробуса, с учетом моментов инерции вращающихся масс, жесткостей и демпфирования трансмиссии, представленного расчетной схемой на рис. 10.1.

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_{дв} &= \left[M_{дв} - M_{тр} - k_{тр} (\omega_{дв} - \omega_{к2}) \right] / J_{дв}; \\ \dot{\omega}_{к2} &= \left[M_{тр} + k_{тр} (\omega_{дв} - \omega_{к2}) + M_{топ2} - \frac{F_{топ2} + F_{f2}}{u_{тр} \eta_{тр}} r_{к2} \right] / J_{к2}; \\ \dot{M}_{тр} &= c_{тр} (\omega_{дв} - \omega_{к2}); \\ \dot{\omega}_{к1} &= \left[M_{топ1} - (F_{топ1} + F_{f1}) r_{к1} \right] / J_{к1}; \\ \ddot{x} &= - \left(F_{топ1} + F_{топ2} + F_{f1} + F_{f2} + F_B - G \sin \alpha_d \right) / m,\end{aligned}\tag{86}$$

где $J_{дв}$, $J_{к1}$, $J_{к2}$ – моменты инерции, соответственно, тягового электрического двигателя, передних и задних ведущих колес;

$c_{тр}$, $k_{тр}$ – крутильная жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии, соответственно;

m – полная масса электробуса;

$r_{к1}$, $r_{к2}$ – расчетные радиусы, соответственно, передних и задних колес;

$u_{тр}$, $\eta_{тр}$ – передаточное число и КПД трансмиссии, соответственно.

Система уравнений (86) имеет следующие начальные условия при $t = 0$:

$$\omega_{дв} = v_0 u_{тр} / r_{к2};$$

$$\omega_{к1} = v_0 / r_{к1};$$

$$\omega_{к2} = v_0 / r_{к2};$$

$$M_{тр} = (F_{f1} + F_{f2} + F_B + G \sin \alpha_d) r_{к2} / u_{тр};$$

$$x = 0;$$

$$\dot{x} = v = v_0,$$

где v_0 – начальная скорость, с которой производится торможение электробуса.

Система уравнений (86) позволяет исследовать различные варианты торможения электробуса.

Торможение только тормозами рабочей тормозной системы. В этом случае тяговый электрический двигатель не создает тормозного момента, т. е. $M_{дв} = 0$. Тормозные моменты (силы), развиваемые тормозными механизмами передних и задних колес, изменяются по заданному закону. При исследовании процесса торможения на математической модели обычно принимается экспоненциальный закон изменения тормозного момента (силы), в зависимости от давления воздуха в тормозной камере. При этом проверяется условие достижения тормозящими колесами каждого моста суммарной реакции в пятне контакта колес по сцеплению.

В случае торможения электробуса только задним мостом тормозная сила и тормозной момент на передних колесах принимаются равными нулю ($F_{\text{top1}} = 0, M_{\text{top1}} = 0$), а при торможении только передними колесами тормозная сила и тормозной момент на задних колесах равны нулю ($F_{\text{top2}} = 0, M_{\text{top2}} = 0$).

Кроме того, система уравнений (86) позволяет оценить влияние моментов инерции деталей трансмиссии и ТЭД на процесс торможения электробуса. Чтобы исследовать торможение электробуса без учета влияния инерционных масс трансмиссии и электродвигателя следует крутильную жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии принять равными нулю ($c_{\text{тр}} = 0, k_{\text{тр}} = 0$).

Торможение только тяговым электрическим двигателем. В этом случае тяговый электрический двигатель работает в генераторном режиме и создает момент сопротивления вращению якоря двигателя и задних колес, связанных с двигателем через трансмиссию и которые становятся тормозящими. Момент сопротивления (тормозной момент) тягового электрического двигателя для этого случая торможения электробуса, как указывалось выше, аппроксимируется математическим выражением. Колесные тормозные механизмы рабочей тормозной системы не включаются и их тормозные моменты принимаются равными нулю ($M_{\text{т1}} = 0, M_{\text{т2}} = 0$).

При торможении тяговым электрическим двигателем обязательно отслеживается скольжение задних колес.

Скольжение колес отслеживается по знаку производной от кривой $\gamma_{т2} = \varphi_x = f(s_2)$ для каждого моста. Как только знак производной становится отрицательным (пройден максимум функции $\gamma_{т2} = f(s_2)$), подается команда на уменьшение тормозного момента ТЭД.

Тормозной момент двигателя уменьшается до тех пор, пока знак производной функции $\gamma_{т2} = f(s_2)$ не становится снова положительным. Тем самым обеспечивается оптимальное скольжение задних тормозящих колес, при котором они развивают максимальную удельную тормозную силу, и предотвращается блокировка задних колес при торможении электробуса в различных дорожных условиях.

Производная от выражения (85) рассчитывается по формуле

$$\frac{d\varphi_x}{ds} = - \frac{k_2 \operatorname{ch}(k_1 s)^2 - 2k_2 - \operatorname{ch}(k_1 s)}{\operatorname{ch}(k_1 s)^3} \varphi_c k_1.$$

Для сухого асфальта изменение производной от скольжения показано на рис. 10.2, б и в. Анализ рисунка показывает, что производная остается практически постоянной до скольжения $s \approx 0,5$, а затем резко падает. Скольжение $s_{\text{опт}}$, при котором производная пересекает ось абсцисс (функция в этой точке имеет максимум), можно рассчитать по формуле

$$s_{\text{опт}} = \pm \frac{\operatorname{arcch} \left(\frac{\sqrt{8k_2^2 + 1} + 1}{2k_2} \right)}{k_1}.$$

Определим скольжение, при котором функция $\gamma_d = \varphi_x = f(s)$, имеет максимум на сухом асфальте:

$$s_{\text{опт}} = \pm \frac{\operatorname{arcch} \left(\frac{\sqrt{8 \cdot 0,4^2 + 1} + 1}{2 \cdot 0,4} \right)}{10} = 0,181.$$

Следовательно, на сухом асфальте функция $\gamma_d = \varphi_x = f(s)$ имеет максимум при скольжении $s = 0,181$, что хорошо видно по рис. 10.2, в.

Определим максимум функции $\gamma_d = \varphi_x = f(s)$ для сухого асфальта, воспользовавшись формулой (85) и приняв скольжение, равным $s = 0,181$:

$$\varphi_{x, \max} = 0,75 \operatorname{th}(10 \cdot 0,181) \left[1 + \frac{0,4}{\operatorname{ch}(10 \cdot 0,181)} \right] = 0,802.$$

На рис. 10.2, а, хорошо видно, что при скольжении $s = 0,181$, функция $\gamma_d = \varphi_x = f(s)$ для сухого асфальта имеет максимум 0,8. В качестве рабочего диапазона устройства, регулирующего тормозной момент на тормозящих колесах, можно принять диапазон скольжений $0,10 \leq s \leq 0,25$

Чтобы изменять тормозной момент тягового электрического двигателя и отслеживать скольжение колес, электробус должен быть оборудован специальным устройством, управляющим работой тягового электрического двигателя в тормозном режиме.

Совместное торможение электробуса тормозами рабочей тормозной системы и тяговым электрическим двигателем. При этом способе торможения можно достигнуть значительного замедления и снизить износ фрикционных накладок колесных тормозов.

В системе уравнений (86) моделируются тормозной момент двигателя $M_{дв}$, который начинает нарастать раньше тормозных моментов на передних $M_{тор1}$ и задних $M_{тор2}$ колесах. После заданного падения скорости движения (оборотов якоря тягового электродвигателя) электробуса, вступают в работу механические тормоза основной тормозной системы. Тормозной момент электродвигателя, работающего в генераторном режиме, и моменты в механических тормозах изменяются по законам, принятым для ранее рассмотренных случаев раздельного торможения электробуса.

Во избежание блокировки колес заднего моста отслеживается их скольжение по знаку производной от полинома, как описано в предыдущем случае торможения. В случае, когда знак производной становится отрицательным, подается команда на уменьшение тормозного момента двигателя вплоть до его нулевого значения, если знак производной не становится положительным. Тормозные механизмы

продолжают развивать тормозные моменты, в соответствии с принятым законом. Однако при некотором состоянии дороги тормозной момент, развиваемый тормозными механизмами, может привести к блокировке или передних, или задних колес даже при отсутствии тормозного момента двигателя. Как указывалось выше, блокировка колес может привести к потере управляемости и устойчивости движения электробуса.

Моделирование работы антиблокировочной системы. Для предотвращения блокировки колес при торможении электробус оборудуется антиблокировочной системой тормозов (ABS).

При исследовании торможения электробуса на разработанной математической модели отслеживание скольжения тормозящих передних и задних колес ведется по знаку производной от полинома, описывающего кривую $\gamma_{ti} = f(s_i)$, или по величине угловых замедлений (ускорений) колес и их скольжению. При этом не допускается блокировка колес.

Четырехосный трамвай. В процессе торможения трамвая на спуске действуют составляющая силы веса, направленная в сторону его движения, и силы сопротивления движению, направленные против движения (рис. 10.3). Разность этих сил определяет характер движения трамвая: ускоренное, замедленное или установившееся.

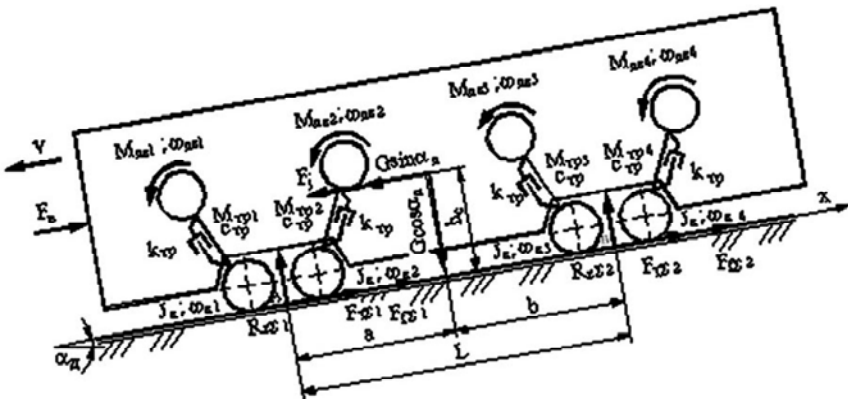


Рис. 10.3. Силы и моменты, действующие на трамвай при торможении

На рисунке суммарная тормозная сила i -ой тележки обозначена

$$F_{T\Sigma i} = F_{T1i} + F_{T2i},$$

а суммарная сила сопротивления ее движению

$$F_{f\Sigma i} = F_{f1i} + F_{f2i}.$$

Полная сила сопротивления движению трамвая F_f определяется как сумма сил сопротивления качению $F_{f\Sigma i}$, сопротивления воздуха $F_v = k_v A_{\text{лоб}} v^2$ и составляющей силы тяжести $G \sin \alpha_d$:

$$F_f = 1000(w_T + \sin \alpha_d)G + k_v A_{\text{лоб}} v^2 / (3,6^2),$$

где w_T – удельное сопротивление движению трамвая при торможении, Н/кН;

α_d – угол уклона рельсового пути, градус;

G – полный вес трамвайного вагона, кН;

k_v – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴;

$A_{\text{лоб}}$ – площадь лобового сопротивления вагона, м²;

v – скорость трамвая, км/ч.

Расчетная схема содержит четыре одинаковые динамические системы «тяговый электродвигатель – трансмиссия – колесная пара (колеса)». На каждую динамическую систему действуют два внешних тормозных момента: момент $M_{\text{дв}i}$, развиваемый тяговым электродвигателем i -ой колесной пары, работающим в генераторном режиме, и тормозной момент на колесе $F_{Ti} r_{\text{ко}} / (u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}})$, возникающий в пятне контакта колеса с рельсом, приведенный к валу тягового электродвигателя. Здесь F_{Ti} – тормозная сила, возникающая в результате действия тормозных механизмов, электрического торможения или совместного действия тормозных механизмов и электрического торможения; $r_{\text{ко}}$ – расчетный радиус колеса; $u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

Тормозная сила в пятне контакта каждой колесной пары с рельсом определяется по формуле

$$F_{Ti} = \varphi_1 G_k (1 - e^{-k_s}) \leq \varphi_{T.x} / G_k,$$

где $\varphi_{т.х}$ – коэффициент сцепления при торможении;

G_k – вес, приходящийся на колесную пару;

k – коэффициент показателя степени;

s – скольжение колесной пары при торможении.

Тормозная сила колесной пары имеет, как указывалось выше, ограничение по сцеплению колес с рельсами $\varphi_{т.х}G_k$.

В свою очередь скольжение тормозящих колес рассчитывается по формуле

$$s = 1 - v_T / v,$$

где $v_T = \omega_k r_{ко}$ – теоретическая скорость движения колеса (без скольжения);

ω_k – угловая скорость колеса;

$v = \dot{x}$ – действительная скорость колеса.

Отметим особенность процесса торможения четырехосного трамвая как многоосной, полноприводной, многодвигательной механической системы – возможность не синхронного срабатывания механических тормозов и не одновременный переход тяговых электродвигателей в генераторный режим, вызванный различными причинами. Это приведет к тому, что каждая колесная пара будет развивать свою, отличную от других колесных пар, тормозную силу. Чтобы учесть эту нежелательную особенность торможения четырехосного трамвая и исследовать ее влияние на процесс торможения, в математическую модель, при описании изменения тормозного момента на колесных парах, введено время запаздывания срабатывания механических тормозов $t_{м.т.i}$ каждой колесной пары и время запаздывания $t_{дв.i}$ перехода каждого тягового электродвигателя в генераторный режим.

Движение элементов расчетной схемы трамвая (рис. 10.3) под действием названных сил и моментов в режиме торможения описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
J_{\text{дв}} \dot{\omega}_{\text{дв}1} = M_{\text{дв}1} - M_{\text{тр}1} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}1} - \omega_{\text{к}1}); \\
J_{\text{дв}} \dot{\omega}_{\text{дв}2} = M_{\text{дв}2} - M_{\text{тр}2} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}2} - \omega_{\text{к}2}); \\
J_{\text{дв}} \dot{\omega}_{\text{дв}3} = M_{\text{дв}3} - M_{\text{тр}3} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}3} - \omega_{\text{к}3}); \\
J_{\text{дв}} \dot{\omega}_{\text{дв}4} = M_{\text{дв}4} - M_{\text{тр}4} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}4} - \omega_{\text{к}4}); \\
J_{\text{к}} \dot{\omega}_{\text{к}1} = M_{\text{тр}1} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}1} - \omega_{\text{к}1}) + M_{\text{т}1} - \frac{F_{\text{т}1} + F_{f1}}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} r_{\text{к}0}; \\
J_{\text{к}} \dot{\omega}_{\text{к}2} = M_{\text{тр}2} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}2} - \omega_{\text{к}2}) + M_{\text{т}2} - \frac{F_{\text{т}2} + F_{f2}}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} r_{\text{к}0}; \\
J_{\text{к}} \dot{\omega}_{\text{к}3} = M_{\text{тр}3} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}3} - \omega_{\text{к}3}) + M_{\text{т}3} - \frac{F_{\text{т}3} + F_{f3}}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} r_{\text{к}0}; \\
J_{\text{к}} \dot{\omega}_{\text{к}4} = M_{\text{тр}4} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}4} - \omega_{\text{к}4}) + M_{\text{т}4} - \frac{F_{\text{т}4} + F_{f4}}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} r_{\text{к}0}; \\
\dot{M}_{\text{тр}1} = c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}1} - \omega_{\text{к}1}); \\
\dot{M}_{\text{тр}2} = c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}2} - \omega_{\text{к}2}); \\
\dot{M}_{\text{тр}3} = c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}3} - \omega_{\text{к}3}); \\
\dot{M}_{\text{тр}4} = c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}4} - \omega_{\text{к}4}); \\
m\ddot{x} = -(F_{\text{т}1} + F_{\text{т}2} + F_{\text{т}3} + F_{\text{т}4} + F_{f1} + F_{f2} + F_{f3} + F_{f4} + F_{\text{в}} - G \sin \alpha_{\text{д}}),
\end{array} \right. \quad (87)$$

где $J_{\text{дв}}$ – момент инерции тягового электродвигателя;

$\omega_{\text{дв}i}$ – угловая скорость якоря i -го электродвигателя;

$M_{\text{дв}i}$ – тормозной момент i -го электродвигателя;

$M_{\text{тр}i}$ – упругий момент в i -ой трансмиссии;

$c_{\text{тр}}$, $k_{\text{тр}}$ – крутильная жесткость и коэффициент демпфирования в трансмиссии, соответственно;

$\omega_{\text{к}i}$ – угловая скорость i -ой колесной пары;

$J_{\text{к}}$ – момент инерции колесной пары;

$M_{\text{т}i}$ – тормозной момент на i -ой колесной паре.

Начальные условия для исходной системы дифференциальных уравнений (87) рассчитываются следующим образом. Задавшись начальной скоростью торможения v_0 , определяют:

– угловые скорости вала каждого электродвигателя

$$\omega_{двi} = v_0 u_{тр} / r_{ко};$$

– угловые скорости колесных пар

$$\omega_{ki} = v_0 / r_{ко};$$

– суммарный момент в трансмиссии

$$M_{тр\Sigma} = (F_{f1} + F_{f2} + F_{f3} + F_{f4} + F_v - G \sin \alpha_d) r_{ко} / u_{тр}.$$

Моменты в i -ой трансмиссии принимаются равными между собой и подсчитываются по выражению

$$M_{три} = M_{тр\Sigma} / 4.$$

Остальные начальные условия имеют следующие значения: $x = 0$; $\dot{x} = v_0$.

Последнее уравнение исходной системы уравнений (87) при движении трамвая на спуске в удельных величинах примет вид

$$\zeta \ddot{x} = -(w_T + w_f) + i, \quad (88)$$

где $\zeta = g / (1 + \delta_{вр})$ – коэффициент, соответствующий замедлению единицы веса трамвая при действии на него одной тонна-силы;

w_f – удельное сопротивление качению трамвая;

i – уклон рельсового пути.

На рис. 10.4 приведены зависимости удельных сил, входящих в правую часть уравнения (88), от скорости движения. Силы сопротивления движению и тормозная сила отложены в положительном направлении, как и составляющая силы веса, хотя в действительности они направлены противоположно.

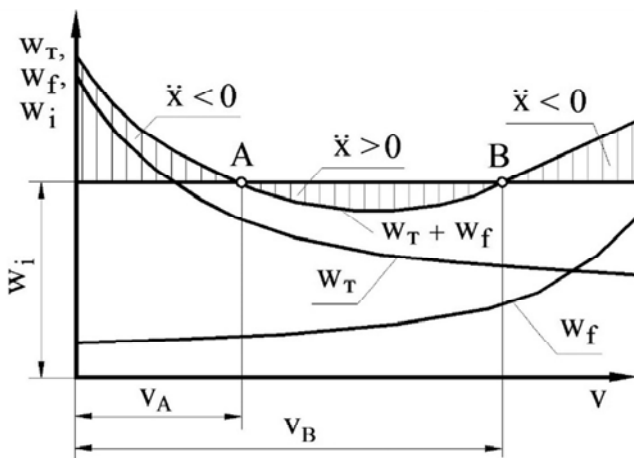


Рис. 10.4. Зависимость удельных сил при торможении от скорости движения трамвая

Равновесие приложенных к трамваю сил в режиме торможения наступает при скорости v_A (рис. 10.4), которой соответствует равенство

$$w_T + w_f = i,$$

и следовательно, ускорение равно нулю ($\ddot{x} = 0$). При малейшем отклонении действительной скорости v движения трамвая от скорости v_A равновесие нарушается. Если $v < v_A$, то $w_T + w_f > i$, следовательно, $\ddot{x} < 0$, и трамвай начнет двигаться замедленно до полной остановки. В случае, когда $v > v_A$, имеем $w_T + w_f < i$ и $\ddot{x} > 0$, т. е. скорость трамвая будет возрастать. Так как $i = w_i$, то условие неустойчивого режима торможения можно представить в виде

$$\frac{d(w_T + w_f)}{dv} < \frac{dw_i}{dv}.$$

Однако неустойчивость режима не является препятствием для применения механического торможения, так как вследствие большой инерции трамвая механические переходные процессы протекают медленно, и водитель может регулировать тормозную силу

для поддержания требуемой скорости движения на спуске. Для этого ему необходимо увеличивать тормозную силу при увеличении скорости трамвая и уменьшать ее при снижении действительной скорости меньше требуемой.

Лишь при весьма высоких скоростях движения из-за резкого возрастания основного сопротивления движению трамвая режим механического торможения становится устойчивым. Действительно, из рис. 10.4 следует, что скорость v_B в точке B соответствует устойчивому режиму движения трамвая. Поэтому если при механическом торможении

$$v_A < v < v_B,$$

то

$$w_T + w_f < i \text{ и } \ddot{x} > 0,$$

т. е. скорость трамвая будет возрастать в процессе торможения до равновесного значения v_B . Если $v < v_B$, то

$$w_T + w_f > i \text{ и } \ddot{x} < 0,$$

следовательно, скорость движения будет уменьшаться до значения v_B . Поэтому общее условие устойчивого режима торможения примет вид

$$\frac{d(w_T + w_f)}{dv} > \frac{dw_i}{dv};$$

$$\frac{d(w_T + w_f)}{dv} > 0.$$

Этот критерий устойчивости режима торможения справедлив при любой системе торможения, в том числе и при электрическом торможении, тормозная характеристика которого имеет положительную жесткость.

Таким образом, представленная система дифференциальных уравнений позволяет исследовать процесс торможения трамвая в различных условиях эксплуатации при синхронном и не синхронном срабатывании механических тормозов, а также при одновременном и неодновременном переходе тяговых электродвигателей в генераторный режим.

Взаимодействие звеньев трамвайного поезда при торможении.

Исследование продольного взаимодействия звеньев трамвайного поезда при торможении проводится с помощью расчетной схемы, показанной на рис. 10.5. Звенья трамвайного поезда соединены между собой упругой сцепкой, имеющей жесткость $c_{\text{сц}}$ и коэффициент демпфирования $k_{\text{сц}}$.

Полная масса первого вагона обозначена через m_1 , второго – m_2 . Принимаем, что масса каждого звена (вагона) сосредоточена в его центре масс (точки C_1 и C_2). При разработке расчетной схемы торможения трамвайного поезда из всех действующих сил учитывались лишь те, которые оказывают существенное влияние на динамику торможения трамвайного поезда. В рассматриваемой задаче такими силами являются суммарные силы сопротивления движению тележек

$$F_{\Sigma i} = F_{\text{тi}} + F_{\text{fi}}$$

где $F_{\text{тi}}$, F_{fi} – тормозная сила и сила сопротивления качению i -ой тележки каждого вагона, соответственно.

Суммарная сила сопротивления движению каждой тележки складывается из сопротивления качению колес ($w_0 = 0,3-0,6$ Н/кН), трения в подшипниках ($w_{\text{п}} = 0,01-0,02$ Н/кН), трения / скольжения колес по рельсам ($w_2' = 0,1$ Н/кН, $w_2'' = 0,2$ Н/кН), виляния вагона ($w_2''' = 0,15$ Н/кН), ударов колес на стыках рельсов ($w_y = 0,3-0,6$ Н/кН).

До начала торможения трамвайный поезд двигался с некоторой скоростью v_0 , расстояние между центрами масс вагонов до начала торможения на рис. 10.5 обозначено через x_{12} .

Независимо от способа торможения вагонов принимаем, что тормозные силы тележек нарастают по экспоненциальному закону:

$$F_{\text{тi}} = \varphi_{\text{т}} G_{\text{телi}} \left[1 - e^{-k(t-t_{3i})} \right]; \quad i = 1-4,$$

где $\varphi_{\text{т}}$ – коэффициент сцепления колес с рельсом при торможении;

$G_{\text{тел}}$ – вес, приходящийся на i -ую тележку;

$k = 3 / t_{\text{н}}$ – показатель экспоненты, зависящий от времени нарастания $t_{\text{н}}$ тормозной силы тележки;

t_3 – время запаздывания «срабатывания тормозов» i -ой тележки.

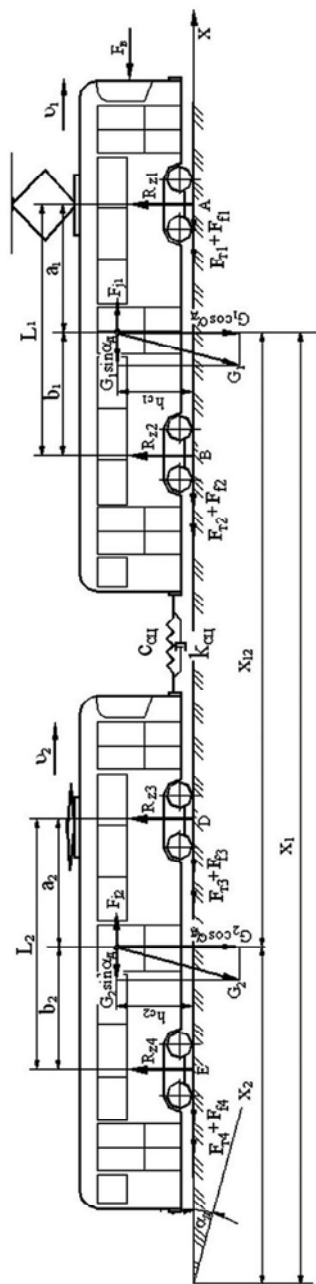


Рис. 10.5. Расчетная схема трамвайного поезда при торможении

Нормальные реакции на колесах тележек вагонов $R_{zi} = G_{\text{тели}}$ определяются по выражениям

$$R_{z1} = \left[(b_1 \cos \alpha_d - h_{c1} \sin \alpha_d) G_1 - h_{c1} F_{j1} - h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right] / L_1;$$

$$R_{z2} = \left\{ \left[(L_1 - b_1) \cos \alpha_d + h_{c1} \sin \alpha_d \right] G_1 + h_{c1} F_{j1} + h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right\} / L_1;$$

$$R_{z3} = \left[(b_2 \cos \alpha_d - h_{c2} \sin \alpha_d) G_2 - h_{c2} F_{j2} + h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right] / L_2;$$

$$R_{z4} = \left\{ \left[(L_2 - b_2) \cos \alpha_d + h_{c1} \sin \alpha_d \right] G_2 - h_{c2} F_{j2} - h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right\} / L_2,$$

где $F_{\text{цн}}$ – усилие в сцепном устройстве:

$$F_{\text{цн}} = c_{\text{цн}} (x_1 - x_2) + k_{\text{цн}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2).$$

При торможении трамвайного поезда возможны следующие случаи, которые отличаются друг от друга направлением усилия в сцепке:

– усилие в сцепке равно нулю – идеальный случай, который в условиях эксплуатации практически невозможно достигнуть;

– усилие в сцепке имеет положительное значение – сцепное устройство работает на растяжение (второй вагон не набегаёт на первый);

– усилие в сцепке имеет отрицательное значение – сцепное устройство работает на сжатие (второй вагон набегаёт на первый).

Последний случай нежелателен, так как ухудшается процесс торможения и устойчивость движения трамвайного поезда.

Для составления дифференциальных уравнений движения трамвайного поезда используем уравнения Лагранжа второго рода. В нашем случае система имеет две обобщённые координаты q_1 и q_2 :

– перемещение центра масс системы

$$q_1 = (m_1 x_1 + m_2 x_2) / (m_1 + m_2);$$

– относительное перемещение вагонов

$$q_2 = x_1 - x_2.$$

Уравнение поступательного движения центра масс трамвайного поезда при торможении можно записать следующим образом:

$$\ddot{q}_1 = -\frac{\sum_{i=1}^4 F_{Ti} + \sum_{i=1}^2 F_{f\Sigma i} + (G_1 + G_2) \sin \alpha_d}{m_1 + m_2}. \quad (89)$$

Для разработки уравнений относительного движения звеньев трамвайного поезда при торможении воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода и напишем выражения для:

– кинетической энергии

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2;$$

– потенциальной энергии

$$\Pi = \frac{1}{2} c_{\text{сц}} (x_1 - x_2)^2;$$

– диссипативной функции

$$\Phi = \frac{1}{2} k_{\text{сц}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2;$$

– обобщенных сил

$$Q_{x1} = -(F_{T1} + F_{T2} + F_{f1} + F_{f2}) - G_1 \sin \alpha_d;$$

$$Q_{x2} = -(F_{T3} + F_{T4} + F_{f3} + F_{f4}) - G_2 \sin \alpha_d.$$

Теперь возьмем соответствующие производные от:
 – кинетической энергии

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2; \quad \frac{\partial T}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial x_2} = 0;$$

– потенциальной энергии

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = c_{\text{сц}} (x_1 - x_2); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = -c_{\text{сц}} (x_1 - x_2);$$

– диссипативной функции

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_1} = k_{\text{сц}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_2} = -k_{\text{сц}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2).$$

Запишем уравнения движения звеньев трамвайного поезда:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_{\text{сц}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{\text{сц}} (x_1 - x_2) - \left(\sum_{i=1}^2 F_{Ti} + \sum_{i=1}^2 F_{fi} + G_1 \sin \alpha_{\text{д}} \right);$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_{\text{сц}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{\text{сц}} (x_1 - x_2) - \left(\sum_{i=3}^4 F_{Ti} + \sum_{i=3}^4 F_{fi} + G_2 \sin \alpha_{\text{д}} \right).$$

Разделим первое уравнение на m_1 , а второе – на m_2 . Вычтем второе уравнение из первого. Учитывая, что

$$\ddot{q}_2 = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2,$$

получим одно уравнение, описывающее относительное движение звеньев трамвайного поезда при торможении:

$$\ddot{q}_2 = - \frac{\sum_{i=1}^2 F_{Ti} + \sum_{i=1}^2 F_{fi} + G_1 \sin \alpha_{\text{д}}}{m_1} + \frac{\sum_{i=3}^4 F_{Ti} + \sum_{i=3}^4 F_{fi} + G_2 \sin \alpha_{\text{д}}}{m_2} -$$

$$- \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} (k_{\text{сц}} \dot{q}_2 + c_{\text{сц}} q_2).$$

Начальными условиями исходной системы уравнений являются скорость движения трамвайного поезда до начала торможения v_0 и расстояние между центрами масс вагонов x_{12} (так же до начала торможения). В начальный момент времени $x_2 = 0$. Тогда $x_{12} = x_1$.

Таким образом, решая совместно разработанные уравнения, будем получать полную информацию о торможении трамвайного поезда. Изменяя величины конструктивных и эксплуатационных параметров трамвайного поезда, входящих в систему исходных уравнений, и повторяя решения, можно проследить влияние различных факторов на кинематику торможения (путь, скорость, замедление) трамвайного поезда и взаимодействие его звеньев (относительное перемещение вагонов) при торможении в различных условиях эксплуатации.

11. ВЛИЯНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ НА СРЕДНЮЮ СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Тормозные свойства оказывают влияние не только на безопасность движения, но и на среднюю скорость движения ПС по маршруту. Водитель ПС на основании своего опыта интуитивно устанавливает скорость движения подвижного состава, учитывая его тормозные свойства.

Допустимая по тормозным свойствам скорость движения может быть определена из условия

$$s_0 + s_6 = s_B, \quad (90)$$

где s_0 – остановочный путь;

s_6 – расстояние безопасности (обычно принимают равным 5–10 м);

s_B – расстояние видимости водителем пути до встречного подвижного состава (транспорта) или препятствия на пути; для остановки $s_B = 150$ – 200 м, до подвижного состава (транспорта) $s_B = 250$ – 350 м.

Остановочный путь равен сумме тормозного пути и пути, проходимого подвижным составом за время реакции водителя t_{PB} :

$$s_0 = v_0 (t_{PB} + t_3 + 0,5t_H) + 0,5v_0^2 / (\varphi g),$$

где $t_{PB} = 0,8$ с;

t_3 – время запаздывания срабатывания тормозных механизмов; $t_3 = 0,05$ – $0,07$ с для дисковых тормозов, $t_3 = 0,15$ – $0,20$ с для барабанных тормозов, у тормозной системы с пневмоприводом $t_3 = 0,2$ – $0,4$ с;

$t_H = 0,2$ – $1,3$ с – время нарастания тормозного момента до его максимального значения.

В темное время суток при пользовании фар

$$s_B = s_{OСВ} - \mu U,$$

где $s_{OСВ}$ – максимальная протяженность участка пути, освещенного фарами; для дальнего света $s_{OСВ} = 100$ м, для ближнего света $s_{OСВ} = 50$ м;

$\mu = 1,8$ с – коэффициент, учитывающий уменьшение расстояния видимости от скорости движения.

При движении в тумане или при осадках

$$s_B = 0,85s_M,$$

где s_M – метеорологическая дальность видимости.

Подставляя значения соответствующих составляющих в условие (90), получим квадратное уравнение относительно скорости движения v подвижного состава. Решая это уравнение, можно определить допустимую скорость движения по тормозным свойствам подвижного состава для заданных условий движения. Зная профиль дороги или рельсового пути и коэффициенты сцепления для отдельных участков маршрута, можно рассчитать значения допустимых скоростей движения по тормозным свойствам на всем протяжении маршрута и при моделировании движения подвижного состава по маршруту на ЭВМ учесть влияние тормозных свойств на среднюю скорость.

Таким образом, допустимая по тормозным свойствам подвижного состава скорость движения определяется из условий обеспечения безопасности движения по тормозным свойствам подвижного состава, а также видимости водителем пути до встречного подвижного состава или препятствия. В темное время суток при пользовании фарами и при движении в тумане скорость подвижного состава уменьшается.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что понимается под торможением и тормозным режимом движения подвижного состава?

2. Какие критерии применяются для оценки тормозных свойств подвижного состава? Назовите виды торможения подвижного состава.

3. Какими тормозными системами должен быть оборудован подвижной состав? Их назначение.

4. Назовите основные требования к тормозным системам, регламентированным Правилами ЕЭК ООН № 13.

5. Назовите показатели тормозных свойств и их нормативные значения для подвижного состава различных категорий (троллейбус двухосный и сочлененный, электробус, трамвай четырехосный и сочлененный).

6. Как определить тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом в зависимости от усилия, прикладываемого к исполнительному механизму?

7. Назовите типы испытаний, проводимых при определении показателей тормозных свойств подвижного состава, и изложите их характерные особенности.

8. Изложите основные положения методики проведения испытаний по определению установившегося замедления и тормозного пути.

9. Что такое тормозная диаграмма? Перечислите временные составляющие диаграммы и назовите их примерные численные значения.

10. Сформулируйте условия, при которых полностью реализуются сцепные свойства всех колес при торможении подвижного состава. Какие причины вызывают снижение эффективности торможения в реальных условиях эксплуатации? Какие существуют способы повышения эффективности торможения?

11. Объясните принцип работы регулятора тормозных моментов и изобразите его характеристики. Объясните принцип работы антиблокировочной системы, дайте ее принципиальную схему.

12. Напишите уравнение движения подвижного состава при торможении и объясните физический смысл его составляющих. Каково влияние этих составляющих на величину замедления?

13. Чему равно максимально возможное замедление троллейбуса, электробуса или трамвая? Какое максимальное замедление подвижного состава рекомендуется при служебном торможении и почему?

14. Напишите формулу для вычисления тормозного пути.

15. Изобразите расчетную схему подвижного состава для исследования процесса его торможения.

16. Как при исследованиях на математических моделях процесса торможения подвижного состава тяговым электрическим двигателем вводится изменение его тормозного момента?

17. При каком скольжении колеса достигается максимальная тормозная сила на сухом асфальте? Почему при скольжении более 15 % тормозная сила колеса уменьшается?

18. Объясните почему нецелесообразно доводить тормозящее колесо до полного скольжения. Передние или задние колеса двухосного троллейбуса, электробуса должны блокироваться первыми? Объясните почему.

19. Изобразите расчетную схему взаимодействия трамвайного поезда при торможении. Назовите, из каких составляющих складывается суммарная тормозная сила трамвайной тележки. Как определяется тормозная сила тележки при исследовании торможения трамвайного поезда?

20. Назовите основные конструктивные особенности устройств сочленения подвижного состава. Поясните работу трамвайного сцепного устройства при торможении.

21. Как определяются нормальные нагрузки на мосты и тележки при торможении? Как определяются нормальные нагрузки колесных пар тележки, если известна нормальная нагрузка на тележку?

22. Назовите обобщенные координаты, применяемые для исследования взаимодействия звеньев трамвайного поезда при торможении. Напишите уравнения относительного движения звеньев трамвайного поезда при торможении.

23. Как влияют тормозные свойства подвижного состава на его среднюю скорость движения по маршруту?

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузьмич, В. Д. Теория локомотивной тяги : учебник для вузов железно-дорожного транспорта / В. Д. Кузьмич, В. С. Руднев, С. Я. Френкель; под ред. В. Д. Кузьмича. – М. : Издательство «Маршрут», 2005. – 448 с.
2. Осипов, С. И. Теория электрической тяги : учебник для вузов / С. И. Осипов, С. С. Осипов, В. П. Феоктистов. – М. : Маршрут, 2006. – 436 с.
3. Розенфельд, В. Е. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд [и др.]; под ред. И. П. Исаева. – М. : Транспорт, 1995. – 294 с.
4. Щуров, Н. К. Теория электрической тяги : учебное пособие / Н. К. Щуров. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2004. – 100 с.
5. Пушков, П. М. Основы электрической тяги. Тяговые расчеты. Частотно-регулируемый асинхронный тяговый привод : учебное пособие для студентов специальности 7.092.202 «Электрический транспорт» : в 2 ч. / П. М. Пушков. – Харьков : ХГАГХ, 2001. – 103 с.
6. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2006. – 363 с.
7. Фираго, Б. И. Теория электропривода : учебное пособие / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – 2-е изд. – Минск : Техноперспектива, 2007. – 585 с.
8. Фираго, Б. И. Расчеты по электроприводу производственных машин и механизмов / Б. И. Фираго. – Минск : Техноперспектива, 2012. – 639 с.
9. Красовский, А. Б. Основы электропривода : учебное пособие / А. Б. Красовский. – М. : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. – 405 с.
10. Атаманов, Ю. Е. Теория подвижного состава городского электрического транспорта : учебно-методическое пособие для специальности 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт» / Ю. Е. Атаманов, В. Н. Плищ. – Минск : БНТУ, 2013. – 267 с.
11. Кравец, В. Н. Проектирование автомобиля / В. Н. Кравец. – Нижний Новгород, 1992. – 230 с.
12. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин : учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

13. Селифонов, В. В. Теория автомобиля / В. В. Селифонов, А. Ш. Хусаинов, В. В. Ломакин. – М. : МГТУ «МАМИ», 2007. – 102 с.
14. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ=Петербург, 2006. – 478 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Аварийное торможение, 13
- Активная безопасность, 11
- Антиблокировочная система, 118
- Асинхронность времени срабатывания, 127
- Время запаздывания, 15
- Время нарастания замедления, 15
- Время срабатывания тормозного привода, 21
- Вспомогательная тормозная система, 25
- Запасная тормозная система, 12
- Идеальная тормозная характеристика, 108
- Идеальное динамическое регулирование тормозных сил, 112
- Идеальное статическое регулирование тормозных сил, 112
- Коэффициент прижатия тормозных колодок, 148
- Коэффициент распределения тормозных моментов, 102
- Коэффициент совместимости, 126
- Коэффициент сцепления, 148, 160, 167, 176, 181
- Коэффициент эффективности тормозной системы, 107
- Максимальное замедление, 69
- Механический тормоз, 13
- Начало торможения, 21
- Остановочная тормозная система, 12
- Остановочный путь, 22, 70, 73, 187
- Рабочая тормозная система, 12
- Рабочая характеристика регулятора, 113
- Расчетный коэффициент трения, 143
- Расчетный тормозной коэффициент, 145
- Регулятор тормозных моментов, 111
- Рельсовый тормоз, 13
- Служебное торможение, 13
- Среднее замедление, 74
- Статические регуляторы, 112
- Стояночная тормозная система, 12
- Торможение, 10
- Тормоз, 10, 13
- Тормозная диаграмма, 20
- Тормозная сила, 10

Тормозная характеристика, 20
Тормозной путь, 22, 70
Тормозной режим, 11
Тормозные механизмы, 9, 12
Тормозные свойства, 10
Тормозная система, 11
Требования к системам электрического торможения, 44
Удельная тормозная сила, 102

Учебное издание

АТАМАНОВ Юрий Евгеньевич
ПЛИЩ Владимир Николаевич

**ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА
ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА
ПРИ ТОРМОЖЕНИИ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-37 01 05
«Электрический и автономный транспорт»

Редактор *Е. И. Бенищевич*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 04.02.2022. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 11,33. Уч.-изд. л. 8,86. Тираж 100. Заказ 583.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.