

Министерство образования и науки Украины  
Государственное высшее учебное заведение  
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»



И.А. Таран, А.В. Новицкий

ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА ШАХТНЫХ ЛОКОМОТИВОВ

Монография

Днепропетровск  
НГУ  
2014

УДК 622.625.28  
ББК 33.16  
Т19

Рекомендовано до друку  
вченою радою Державного ВНЗ «Національний гірничий університет»  
(протокол № 6 від 2 липня 2013 р.)

Рецензенти:

В.М. Старченко, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри автомобілів  
(Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля, м. Луганськ);

В.П. Надутий, д-р техн. наук, проф., завідувач відділу механіки машин і  
процесів переробки мінеральної сировини (Інститут геотехнічної механіки  
НАН України, м. Дніпропетровськ).

**Таран І.А.**

Т19 Тормозные устройства шахтных локомотивов: монографія / І.А. Таран,  
А.В. Новицький; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.:  
НГУ, 2014. – 205 с.

ISBN 978 – 966 – 350 – 454 – 4

Посвящена обоснованию параметров тормозной системы шахтного локомотива, обеспечивающих повышение значений реализуемой локомотивом тормозной силы и устойчивости движения в колее, а также разработке методических рекомендаций по выбору рациональных параметров тормозных устройств.

Для студентов, инженерно-технических работников, сотрудников высших учебных заведений, научно-исследовательских институтов и проектных организаций угольной промышленности.

Ил. 94. Библиогр.: 129 назв.

УДК 622.625.28  
ББК 33.16

© І.О. Таран, О.В. Новицький, 2014

© Державний ВНЗ «Національний гірничий  
університет», 2014

ISBN 978 – 966 – 350 – 454 – 4

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ .....	6
1.1 Конструкции тормозных систем шахтных локомотивов .....	6
1.2 Методы повышения тормозной эффективности локомотивного транспорта .....	10
1.3 Торможение с применением магниторельсовых систем .....	30
1.4 Взаимосвязь фрикционных и динамических параметров триботехнической системы .....	34
1.5 Анализ причин снижения эффективности работы секционного магнитного блока догрузателя .....	36
1.6 Тепловой расчет тормозных систем .....	39
1.7 Постановка задач исследования .....	43
2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА .....	44
2.1 Зависимость тормозного пути от параметров процесса торможения .....	44
2.2 Расчетная схема торможения шахтного поезда .....	49
2.3 Динамическая модель процесса торможения шахтного локомотива .....	54
2.4 Установление закономерностей изменения коэффициента трения скольжения магнитного блока догрузателя при нестационарной нагрузке .....	63
2.5 Выводы .....	67
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СЕКЦИЯХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ .....	68
3.1 Исследование влияния возмущающих воздействий на характеристики колебательного процесса в секциях рельсового тормоза .....	68
3.2 Исследование влияния возмущающего воздействия в виде единичного скачка на характеристики колебательного процесса в секциях догрузателя .....	70
3.3 Исследование влияния синусоидального возмущающего воздействия на характеристики колебательного процесса в секциях догрузателя .....	76
3.4 Исследование характеристик колебательной системы при ограничении перемещения массы секции фрикциона абсолютно жестким упором .....	81
3.5 Выводы .....	88
4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ПОЕЗДА И ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ .....	89
МАГНИТОРЕЛЬСОВОГО ДОГРУЖАТЕЛЯ .....	89
4.1 Исследование влияния работы магниторельсового догрузателя на процесс торможения шахтного поезда .....	89
4.2 Исследование эффективности применения магниторельсового догрузателя по сравнению с рельсовым магнитным тормозом .....	95
4.3 Сравнение эффективности работы магниторельсовых систем шахтных локомотивов с различными типами магнитных блоков .....	99
4.4 Исследование устойчивости движения шахтного локомотива в кривой малого радиуса .....	107

4.5 Проверка сходимости результатов математического моделирования с экспериментальными данными .....	110
4.6 Выводы .....	112
<b>5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ .....</b>	<b>114</b>
5.1 Общие сведения .....	114
5.2 Фрикционные свойств контакта «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды .....	115
5.3 Условия образования и реализации силы тяги при наличии в зоне контакта пары колесо-рельс промежуточной среды.....	141
5.4 Выводы .....	158
<b>6 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА И.....</b>	<b>159</b>
<b>ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ .....</b>	<b>159</b>
<b>ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА .....</b>	<b>159</b>
6.1 Общие положения .....	159
6.2 Влияние тепловых потоков на механические и фрикционные свойства пар трения.....	160
6.3 Распределение температуры поверхности тормозного блока при нестационарном источнике тепла .....	166
6.4 Экспериментальные исследования теплового режима рельсового тормоза.....	172
6.5 Исследования распределения удельного давления тормозной колодки на колесе при скользящем контакте.....	175
6.6 Структура расчета динамических и геометрических характеристик секций тормозной колодки .....	180
6.7 Обоснование рациональных геометрических параметров секционного магнитного блока магниторельсового догрузателя .....	183
6.8 Выводы .....	190
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>192</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....</b>	<b>195</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Увеличение провозной способности локомотивного парка может быть достигнуто за счет повышения весовой нормы и скорости движения поездов, что, в свою очередь, требует совершенствования тормозных систем локомотивов. Применяемые в настоящее время тормозные механизмы не гарантируют остановки шахтного поезда на нормируемом тормозном пути, т.к. тормозная сила колесно-колодочного тормоза определяется сцепным весом локомотива и коэффициентом сцепления колеса с рельсом. Перспективным направлением повышения тормозных характеристик является совместное применение колодочно-колесных и магниторельсовых тормозов. Новым этапом развития идеи о применении рельсовых тормозов является разработка и создание конструкций магниторельсовых догрузателей, существенным отличием которых является возможность передачи части силы магнитного притяжения тормозного блока на оси локомотива посредством системы наклонных тяг и балок. Догрузение осей позволяет без увеличения весовых и габаритных характеристик локомотива улучшить устойчивость движения в колее и расширить диапазон безопасных с точки зрения блокирования колеса тормозных нажатий на колодку колесно-колодочного тормоза, что дает возможность использовать магниторельсовые догрузатели для повышения эффективности служебного торможения.

Анализ научных работ показал, что имеющиеся методики проектирования тормозных систем шахтных локомотивов основаны на упрощенных представлениях о процессах формирования и передачи тормозных усилий, не учитывают влияние целого ряда эксплуатационных факторов, что не позволяет определять рациональные силовые и геометрические параметры тормозных механизмов. Также отсутствуют методики тормозных расчетов для шахтных локомотивов, оборудованных тормозными системами с магниторельсовыми догрузателями.

В качестве предмета исследования выбрана зависимость тормозных характеристик шахтного локомотива от геометрических и динамических параметров тормозных механизмов.

Объектом исследования является процесс торможения шахтного локомотива при совместном использовании колесно-колодочного тормоза и магниторельсового догрузателя с секционным магнитным блоком.

Монография посвящена обоснованию параметров тормозной системы шахтного локомотива, обеспечивающих повышение значений реализуемой локомотивом тормозной силы и устойчивости движения в колее, а также разработке методических рекомендаций по выбору рациональных параметров тормозной устройств.

# 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1 Конструкции тормозных систем шахтных локомотивов

Масса поезда на подземном локомотивном транспорте в большинстве случаев определяется не тяговыми способностями локомотива, а его тормозными свойствами [103]. Сложившейся конструкцией для подвижного состава рельсового транспорта является колесно-колодочный тормоз. В силу имеющихся особенностей эксплуатации рудничных поездов, прицепная часть которых формируется из вагонеток, представляется возможным оборудовать тормозом только локомотив. Наиболее важным в проблеме торможения является обеспечение требуемой правилами безопасности величины тормозного пути при экстренном торможении. Достижение этого условия при оборудовании локомотива существующими тормозными колодками не всегда осуществимо. Вес поезда и допустимую скорость его движения, рассчитанные по тяге и нагреву двигателей электровоза, часто приходится ограничивать по условию торможения состава, что эквивалентно уменьшению производительности на 15–30% [54]. Следовательно, технический прогресс на рудничном локомотивном транспорте сдерживается отсутствием эффективных средств торможения. Оснащение локомотива электродинамическим и электромагнитным тормозом направлено на создание надежной и эффективной тормозной системы. Однако применение этих тормозов, особенно электродинамического, предусматривает использование колодочного тормоза для окончательной остановки поезда, а также при аварийном торможении совместно с другими типами тормозов, и самостоятельно – в случае отказа последних [90]. Серийные отечественные локомотивы оснащаются колесно-колодочным тормозом (рисунок 1.1), в котором в качестве исполнительного органа используется тормозная колодка, образующая при взаимодействии с колесом фрикционную пару.

Тормозная колодка гребневая, унифицирована и представляет собой литую из чугуна СЧ 12-28 конструкцию. Применяют по две на каждую колесную пару. Торможение всех четырех колес одновременное. Опоры колодок разнесены. Привод ручной, передача приводного усилия к тормозным механизмам рычажная. Рычажная трапеция составлена из опор, рычагов подвески колодок и стяжек. Тормозные колодки располагаются ниже горизонтальной оси симметрии колес, обеспечивая прямой угол между осями колодки и рычага подвески [125]. Дополнительно к ручному применяют механизированный привод: пневматический на контактных электровозах и гидравлический на аккумуляторных. Привод неавтоматический, прямодействующий. Аккумуляторные электровозы типоразмерного ряда оснащают по заказу потребителя рельсовым электромагнитным тормозом, с силой примагничивания от 60 до 70 кН/м.

Для получения высоких показателей контакта, повышения износостойкости и надежности элементов колодочного тормоза применяют специальные материалы с повышенными фрикционными свойствами. И хотя материалы, применяемые для тормозных колодок, и их конструкции постоянно совершенствуются, они остаются одним из наиболее уязвимых мест тормозной системы.

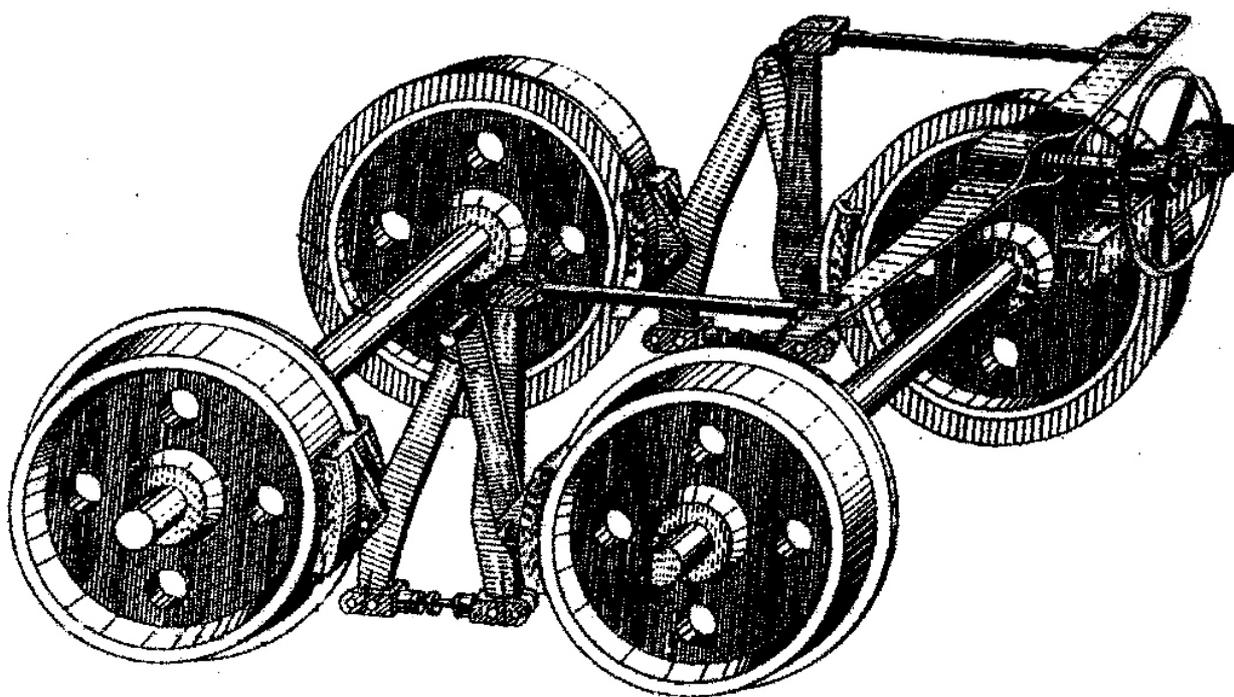


Рисунок 1.1. Колодочно-колесный тормоз шахтного локомотива.

На подавляющем большинстве магистрального и промышленного подвижного состава железных дорог мира применяют чугунные тормозные колодки. Фрикционно-тормозные свойства чугунных колодок описаны в работах [29, 38, 47, 50, 53, 89, 111]. Существенный недостаток чугунных колодок – значительное увеличение коэффициента трения с уменьшением скорости, в результате чего эффективность торможения резко падает. Несмотря на многочисленные исследования и испытания, получить чугун, не имеющий указанных недостатков, еще не удалось. Чтобы стабилизировать тормозной момент применяют специальные регуляторы, однако эти устройства сравнительно дороги и поэтому не получили большого распространения [89]. Кроме этого, износ чугунных тормозных колодок с увеличением удельного давления возрастает, причем имеются критические сочетания величины силы нажатия и скорости, при которых происходит недопустимо большой износ.

Для повышения износостойкости тормозных колодок с одновременным улучшением характеристики коэффициента трения, ЦНИИ МПС совместно с рядом научно-исследовательских организаций были проведены работы по изысканию новых, более совершенных материалов для тормозных колодок. Известна тормозная колодка с применением чугуна с повышенным содержанием фосфора (1,0 – 1,4 %), предусматривающая применение стального каркаса [50]. Такие тормозные колодки при удельных давлениях до  $68,1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$  обладают примерно вдвое повышенной износостойкостью по сравнению с типовыми, однако при больших удельных давлениях во время торможения износостойкость их значительно снижается и наблюдается сильное искрение. Такие тормозные колодки не пригодны для применения в шахтных условиях, так как повышают пожаро- и взрывоопасность эксплуатации.

Применяемые в настоящее время композиционные колодки, изготовлен-

ные из асбокаучукового материала 8-1-66 (химический состав в %: асбест – 15; каучук – 20; барид – 47,5; сажа – 15 и вулканизирующий состав – 2,5) или 328-303 методом напрессовывания его на металлический или сетчато-проволочный каркас имеют мало зависящий от скорости коэффициент трения (рисунок 1.2) и обладают примерно в три раза большей износостойкостью по сравнению с чугунами [113].

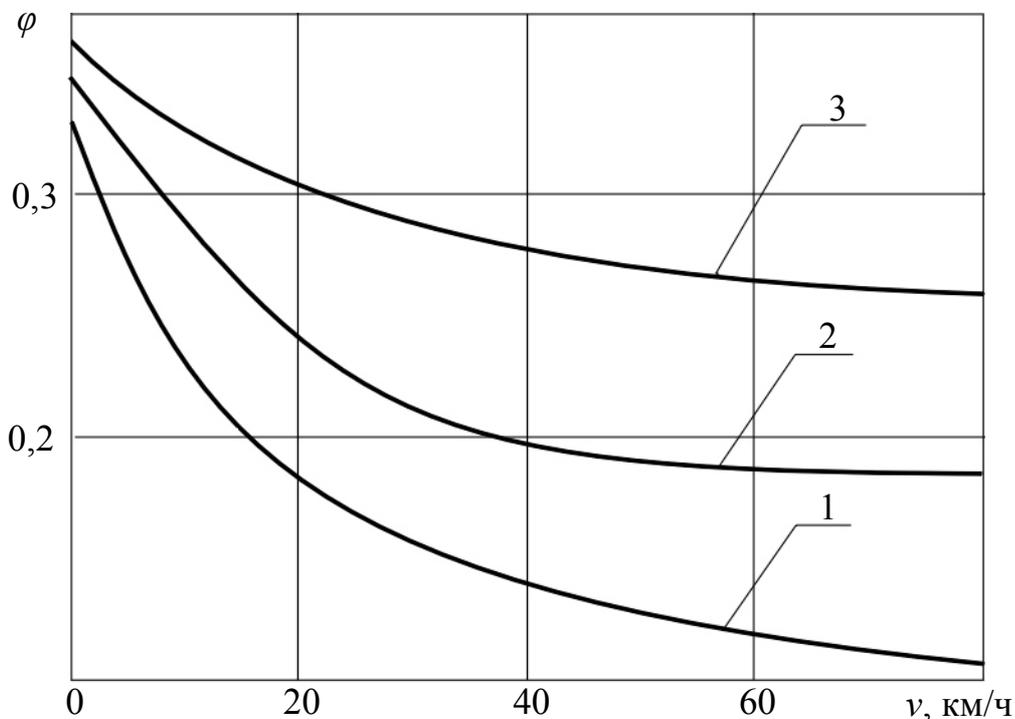


Рисунок 1.2. Изменение коэффициента трения различных колодок в зависимости от скорости скольжения: 1 – чугуновых стандартных; 2 – чугуновых с повышенным содержанием фосфора; 3 – композиционных.

Главным недостатком композиционных колодок является то, что при скоростях 4,5 м/с и ниже реализуемая тормозная сила в 2 раза меньше, чем при применении чугуновых колодок. Как отмечалось в работе [101], композиционные колодки отличаются от чугуновых низкой теплопроводностью. Термическое воздействие от поверхностного трения колодки передается в верхние слои колеса, создавая локальный нагрев, достигающий при длительном торможении температуры 600 – 700°С [48]. Применение композиционных тормозных колодок на подвижном составе рельсового транспорта шахт, эксплуатирующегося при среднеходовых скоростях поездов от 0 до 5 м/с малоэффективно [111].

Стремление повысить коэффициент трения и уменьшить износ чугуновых тормозных колодок было причиной появления ряда конструкций, давших положительные результаты. Сравнительный анализ различных конструкций тормозных колодок приведен в работах [53, 55, 91, 111 53÷ 113].

Развитие науки о трении и износе повлекло за собой совершенствование конструкций тормозных колодок. К особым типам тормозных колодок относятся колодки, имеющие очертания в поперечном сечении соответствующие про-

филю бандажа. Такая колодка скользит по поверхности катания бандажа, а после некоторой сработки и по гребню, так как в такой колодке делается предварительный зазор между гребнем и фасонной частью ее, чтобы обеспечить с самого начала соприкосновение по поверхности катания. Применение таких колодок недопустимо при высоких скоростях движения, так как может повлечь образование термических трещин на гребнях колес.

Благоприятным условием для работы тормозной колодки считалось увеличение площади трущейся поверхности, что может быть выполнено за счет увеличения дуги обхвата. Чем больше рабочая площадь, тем меньше удельное давление, следовательно, должна проявляться стабилизация коэффициента трения и меньший износ. Разработанная И.В. Крагельским молекулярно-механическая теория трения [56] позволила вскрыть несостоятельность этих взглядов. Такая тормозная колодка не обеспечивает равномерного прижатия ее к поверхности катания колеса, так как кривизна поверхности колеса и колодки, в общем случае, имеет разные радиусы и, кроме того, такая колодка обуславливает динамический характер ее взаимодействия с колесом, что снижает величину тормозного момента. Для избежания этого применяют секционные тормозные колодки, т.е. в одном башмаке размещают две или три малые колодки. Тормозной путь при применении секционных колодок на 10 – 15 % короче, чем при применении серийных [53].

Износ тормозных колодок в эксплуатации значительно зависит от работы тормозной рычажной передачи и положения колодки относительно поверхности катания колеса в заторможенном и отпущенном состояниях. Структура тормозной рычажной передачи шахтных локомотивов рассмотрена в работе [47]. Изменение реакций колодок происходит непрерывно в результате износа пары трения, а периодически – под действием геометрии колес и колебаний рессорных узлов, что является причиной нестабильности входных (тормозное нажатие) и выходных (тормозная сила, скорость и др.) характеристик тормозных механизмов. Эта нестабильность усугубляется применяемым в настоящее время тормозным механизмом с жесткими звеньями, обуславливающим геометрический характер замыкания. При силовом замыкании постоянное прижатие должно обеспечиваться действием упругого элемента, давлением жидкости и т.д. Применяемые рычажные тормозные системы с пневмо- и гидроприводом не соответствуют данному условию. Для реализации силового замыкания в конструкцию тормозного механизма должны быть введены звенья с упруго-диссипативными свойствами, тогда значение силы прижатия будет определяться упругостью прижимающего звена. Сила прижатия в этом случае слабо зависит от геометрии колеса, несовершенств и подвижности буксового узла, податливости рычагов. Большая жесткость тормозной колодки и звеньев механизма тормоза не позволяет при геометрических несовершенствах поверхностей колодки и колеса обеспечить равномерное прижатие колодки к колесу, и реализовать при снижении удельного давления требуемую тормозную силу.

Поэтому, при проектировании вновь создаваемых тормозных устройств, конструкции тормозных колодок и (или) механизма тормоза должны гарантировать равномерное прижатие фрикционных элементов и за счет этого создать

условия, обеспечивающие реализацию соответствующей тормозной силы, несмотря на несовершенство бандажа.

## **1.2 Методы повышения тормозной эффективности локомотивного транспорта**

Несмотря на широкое применение конвейеров, роль локомотивной откатки при перевозке людей и грузов в горизонтальных горных выработках угольных шахт на сегодняшний день остается значительной, поэтому вопрос совершенствования конструкций рудничных локомотивов является актуальным.

Условием увеличения производительности рудничного локомотивного транспорта является повышение скорости и весовой нормы поезда. В силу сравнительно малых расстояний транспортирования и значительной продолжительности конечных операций повышение скорости движения поезда не дает существенного увеличения производительности откатки. Повышение весовой нормы поезда ограничивается возможностями тормозной системы локомотива по остановке состава на нормированном тормозном пути. Поэтому основной резерв увеличения производительности откатки состоит в совершенствовании тормозных систем локомотивов.

Тормозные средства серийных локомотивов (колесно-колодочные, дисковые, системы электродинамического торможения) реализуют тормозную силу в точках контакта колес с рельсами, что ограничивается предельной силой сцепления. Повышение сцепного веса локомотивов требует значительных затрат, связанных с удорожанием оборудования и проведением выработок большего сечения, а также отрицательно сказывается на состоянии рельсового пути. Предложения по увеличению тормозной силы шахтного поезда путем применения колодочных пневмотормозов на прицепной части, по аналогии с тормозами подвижного состава магистрального транспорта [102] не получили развития в силу технической сложности и значительных затрат на переоборудование и последующее обслуживание парка вагонеток.

Для обеспечения безопасности движения, локомотив рудничного поезда оборудуют, как правило, колодочными тормозами, параметры и системы управления которыми должны обеспечить требуемый режим торможения, то есть максимальную силу торможения по сцеплению. В основу одного из важнейших расчетов тяги поездов положено определение предельной тормозной силы локомотива, рассчитываемой через силу прижатия колодок к поверхности катания колеса и коэффициент трения, которая ограничивается силой сцепления колеса с рельсом. Исследования, связанные с формированием тормозной силы в магистральных и промышленных локомотивах, освещены в работах: Н.П. Петрова, С.А. Чаплыгина, Ф.М. Бабичкова, В.Ф. Егорченко, Б.Л. Карвацкого, Л.М. Пыжевича, А.В. Чичинадзе, В.А. Лазаряна, В.П. Есаулова, С.Ф. Редько, С.Е. Блохина. Значительный вклад в изучение вопросов реализации тормозной силы шахтными локомотивами внесли А.О. Спиваковский, С.А. Волотковский, Н.С. Поляков, Б.А. Кузнецов, П.С. Шахтарь, Е.Е. Новиков, А.А. Ренгевич, В.В. Мишин и последова-

тели их научных школ.

В технике наиболее доступным способом получения тормозных сил является увеличение сопротивления движению посредством трения, то есть фрикционный вид торможения. Процесс трения характеризуется тремя явлениями [56]: взаимодействием поверхностей трения; изменениями, происходящими в материалах пары трения при взаимодействии; разрушением поверхностей. Для характеристики взаимодействия пар трения используется коэффициент трения –  $\varphi$ . Эффективность действия тормозного узла характеризует коэффициент трения фрикционной пары, позволяющий представить процесс трения как взаимодействие на трущейся поверхности нормальных и тангенциальных сил. Структура аналитического выражения  $\varphi$  представляет простое соотношение этих сил, но физическая закономерность показателя неясна по причине сложности контактного взаимодействия. В настоящее время наука о трении не располагает строгими зависимостями, позволяющими определить коэффициент трения одновременно от влияния давления, скорости и других факторов. Именно невыясненностью природы трения можно объяснить преобладание эмпирических методов исследований при решении многих практических задач.

Накопленный обширный научный материал по исследованиям торможения освещен в работах [10] и [28]. Первой эмпирической формулой, устанавливающей зависимость коэффициента трения от скорости при торможении, была формула, предложенная французским инженером Боше в 1861 году:

$$\varphi = \frac{\alpha - \beta}{1 + \gamma \cdot v} + \beta, \quad (1.1)$$

где  $\varphi$  – коэффициент трения;

$v$  – скорость поезда, км/ч;

$\alpha, \beta, \gamma$  – коэффициенты.

Гальтон преобразовал формулу (1.1) к виду:

$$\varphi = \varphi_0 \frac{1 + av}{1 + bv}, \quad (1.2)$$

где  $a, b$  и  $\varphi_0$  – постоянные для данных материалов фрикционной пары коэффициенты.

Приведенные формулы не раскрывают природы взаимодействия элементов, образующих фрикционную пару, не указывают направлений для управления процессом взаимодействия, особенности его формирования и др.

Н.П. Петров на основании проведенных им в 1877 г. опытов уточнил формулу (1.2), выразив коэффициент трения через скорость скольжения колеса:

$$\varphi = \frac{0,304 - 0,104V}{1 + 0,17V} + 0,104, \quad (1.3)$$

где  $v$  – скорость скольжения колеса по колодке, принимаемая равной скорости поезда, м/с.

Он отмечал, что на величину параметров, входящих в формулу, интегрально влияют давление, шероховатость и прочие факторы, что отмечал также и Боше. В 1882 г. немецкий инженер Франке, обработав данные различных исследователей, предложил следующую формулу коэффициента трения в зависимости от скорости:

$$\varphi = \varphi_0 e^{-cV} \quad (1.4)$$

где  $\varphi_0$  – коэффициент трения покоя;

$c$  – константа.

При скорости скольжения, равной нулю,  $\varphi = \varphi_0$ , что не противоречит представлению о том, что максимальное значение коэффициента трения соответствует покоящимся элементам фрикционной пары. Разложив функцию  $e^{-cV}$  в степенной ряд, Вильемин преобразовал формулу (1.4) к виду:

$$\varphi = \varphi_0 + aV - bV^2. \quad (1.5)$$

В 1878 г. проф. Н.П. Петров предложил теорию торможения [85], которой была завершена теория тяги поездов. Согласно закону движения центра масс системы, поезд может быть остановлен только при наличии внешних сил, которыми являются реакция железнодорожного полотна и сопротивление воздуха. На основании этого закона Н.П. Петров получил силу нажатия тормозных колодок, необходимую для возбуждения заданных тормозных сил сцепления колес с рельсами, обеспечивающих затормаживание поезда в заданное время или на заданном пути без скольжения. Разработанная теория торможения позволила Н.П. Петрову предложить критерий для оценки эффективности тормозных устройств посредством сравнения их с идеальным тормозом. Предложенный им критерий позволяет вскрыть низкие эксплуатационные свойства применяемой тормозной техники. Однако из этой работы не очевидно, как можно повысить эффективность и стабильность силы трения и какими средствами можно управлять ею.

Дальнейшее развитие работ по совершенствованию колодочных тормозов отражено в трудах Б.Л. Карвацкого и В.Ф. Егорченко, на основании которых были предложены конструкция и материал тормозной колодки. Наиболее важные результаты этих работ представлены на рисунках 1.3 и 1.4.

Как видно из приведенных графиков коэффициент трения существенно зависит от скорости, увеличиваясь с уменьшением последней. Кроме этого, коэффициент трения зависит и от удельного давления, с уменьшением которого также увеличивается. Как видим, эти зависимости не раскрывают природы трения, а носят иллюстрационный характер.

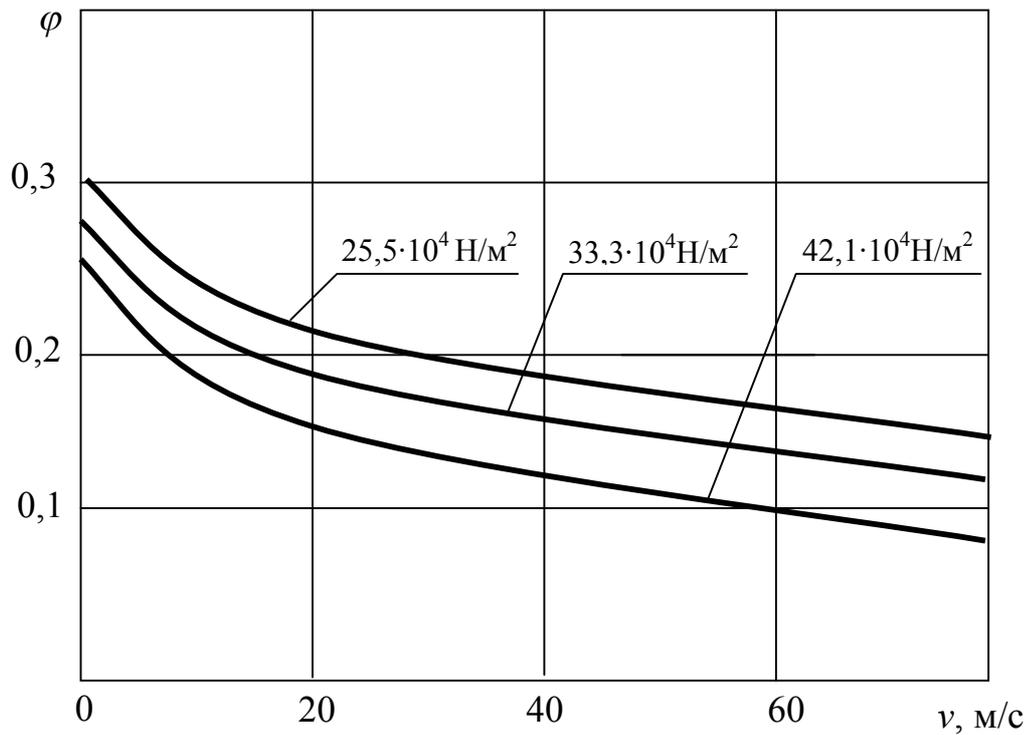


Рисунок 1.3 Коэффициенты трения чугунных тормозных колодок на стальных колесах по американским данным

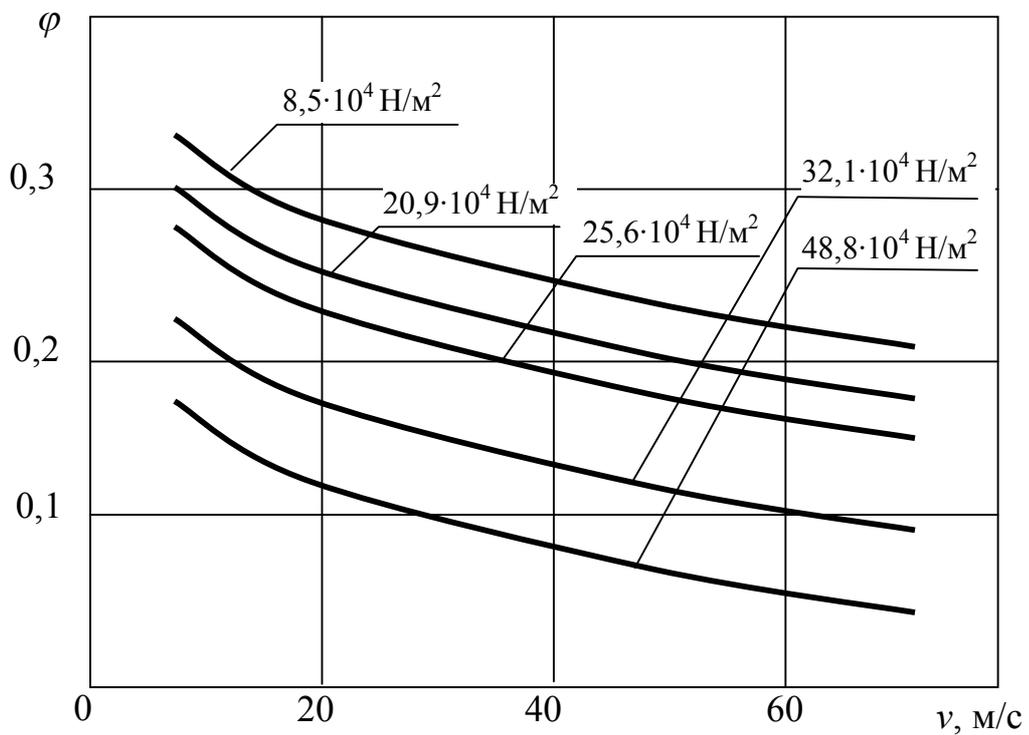


Рисунок 1.4 Коэффициент трения стандартной тормозной колодки по опытам ЦНИИ МПС

Основополагающие экспериментальные исследования коэффициента трения тормозной колодки на железнодорожном подвижном составе были проведены и в других странах [29, 111]. Ценный научный материал был получен исследованиями [6], проведенными на эксплуатирующемся поезде в реальных условиях движения. На основании этого материала выведены зависимости коэффициента трения стандартной чугунной колодки от скорости движения и силы нажатия, которые используются в тормозных расчетах и в настоящее время. На определенных этапах развития подвижного состава эти результаты уточняются для изменившихся условий [55]. Зависимость коэффициента трения от скорости и свойств материала колодок выражается формулой вида:

$$\varphi = A \frac{K + B}{K + C} \cdot \frac{v + D}{v + E}, \quad (1.6)$$

где  $A, B, C, D, E$  – экспериментальные коэффициенты, значения которых изменяются в зависимости от применяемого материала колодок;

$K$  – тормозное нажатие, Н;

$v$  – скорость движения, км/час.

С 1858 по 1947 гг. было предложено 13 эмпирических соотношений между коэффициентом трения и скоростью скольжения.

Детальный анализ работ, посвященных изучению физической картины взаимодействия фрикционных пар «колес – рельс» и «колесо – тормозная колодка» представлен в работе Старченко В.Н. [111]. Физической основой движения рельсового подвижного состава является внешнее трение при взаимодействии колеса и рельса, под которым понимается явление сопротивления относительному перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения их поверхностей по касательным к ним. По наличию относительного движения различают трение покоя, при котором наблюдается только микросмещение без макросмещения, и трение движения – трение двух тел находящихся в относительном движении. По характеру относительного движения различают трение скольжения, качения и качения с проскальзыванием. В первом случае скорости соприкасающихся тел в точках касания различны по значению и (или) направлению, во втором – скорости соприкасающихся тел одинаковы по значению и направлению, по крайней мере, в одной точке зоны контакта, в третьем – в зоне контакта одновременно происходит трение качения и скольжения.

При приложении к колесу крутящего или тормозного момента в контактной зоне его взаимодействия с рельсом из-за наличия внешнего трения возникает сила сцепления, под которой понимается реактивная касательная сила со стороны рельса. Сила сцепления, имеющая природу сил трения, определяется физико-химическими свойствами материалов бандажа и рельса, размерами и очертаниями фактической площади контакта, величиной нормального давления и скоростью взаимного относительного перемещения. Кроме того, поскольку сила сцепления является следствием внешнего трения и имеет ту же природу, то на её величину оказывают влияние все те факторы, которые определяют и

силы внешнего трения. В общем случае при безотрывном движении колеса по рельсу в контакте может наблюдаться три вида трения: трение качения, качение с проскальзыванием и скольжение.

Чистое скольжение колеса по рельсу реализуется только в случаях боксования и юза, то есть в тех не частых режимах движения, которые не допускаются правилами эксплуатации подвижного состава. В соответствии с основным законом локомотивной тяги величина тягового или тормозного усилия на обода ведущих или тормозных колёс не должна превышать силу сцепления колёс с рельсами, следовательно, увеличение этих касательных сил на обода колеса ограничено предельно возможным и потенциально достижимым сцеплением по условиям фрикционного взаимодействия пары трения «колесо – рельс». При этом требования к показателям взаимодействия колёс и рельсов в разных зонах контактирования противоречивы, с одной стороны сцепление колёс с рельсами должно быть таким, чтобы обеспечивалось малое сопротивление движению поезда, а с другой – для реализации тягового или тормозного усилия необходимо обеспечить высокий и стабильный уровень сцепления локомотивных колёс с той же поверхностью.

Кроме того, для предотвращения вкатывания колеса на головку рельса, снижения износа гребня колеса и боковой поверхности головки рельса, а также снижения сопротивления движению поезда в кривых участках пути требуется уменьшение трения между гребнем колеса и боковой поверхностью головки внешнего рельса и на контактной поверхности между колесом и внутренним рельсом. При этом интенсивность изнашивания и скорость развития усталостных дефектов должны быть такими, чтобы обеспечивалась экономическая целесообразность эксплуатации подвижного состава и пути.

Актуальность исследований взаимодействия подвижного состава и пути обусловлена тем, что, кроме экономического аспекта (потери энергетических ресурсов, износ колес, рельсов и т. п.), эта проблема тесно связана с безопасностью движения на железнодорожном транспорте.

На разных этапах развития железнодорожного транспорта возникали проблемы, которые представляли угрозу функционированию железных дорог, к наиболее важным из них относятся: сходы подвижного состава с рельсов; контактная усталость колёс и рельсов; повышенный износ колёс и рельсов.

Системный подход к этой проблеме предусматривает учёт множества факторов, оказывающих влияние на взаимодействие колеса и рельса, которые рассматриваются как сложная трибодинамическая система (рисунок 1.5).

Движение подвижного состава по рельсовой колее всегда сопровождается проскальзыванием колёс и появлением сил трения скольжения, поэтому исследования зависимости силы трения от проскальзывания имеют большое значение для теории и практики взаимодействия пути и подвижного состава.

Эта зависимость необходима при расчётах сцепления колеса с рельсом, режимов тяги и торможения, условий схода колёсных пар с рельсов, а также при определении боковых сил и скорости изнашивания при движении в прямых и кривых участках пути. Теоретическое решение по определению этой зависимости впервые приведено в работах Картера (Carter F.W.), несколько позже

опубликованы другие решения тангенциальной контактной задачи в работах Фромма (Fromm H.) и Лоренца (Lorenz R.).



Рисунок 1.5 – Факторы, влияющие на взаимодействие колеса и рельса

Результаты экспериментальных исследований в реальных условиях на локомотивах и стендовые испытания на цилиндрических роликах, полученные Хоббсом и Мюллером, указывали на определённое расхождение с теоретическим решением Картера.

В работах [41, 116] вводится понятие реальной контактной области между взаимодействующими телами, величина которой зависит от микротопографии каждой из поверхностей. Реальная контактная область ( $a$ ) всегда меньше номинальной ( $a_0$ ), определяемой по теории Герца, что предлагается учитывать коэффициентом в виде отношения  $\varphi = a/a_0$ , при этом только в случае контакта идеально гладких поверхностей величина этого коэффициента может быть принята

равной единице. Используя коэффициент  $\varphi$  и вводя понятие нормализованного крипа в виде  $v_n = \varphi \cdot v_x / v_0$ , авторы получили достаточно близкое согласование расчётных результатов с теорией Картера. Следует, однако, отметить, что микротопография контактных поверхностей (колесо – рельс) непрерывно меняется с каждым оборотом колеса, вследствие чего определение реальной области контакта представляется затруднительным в практическом плане.

Кроме того, многочисленные опыты по экспериментальному изучению деформаций упругих тел в местах контакта – опыты самого Герца (Hertz Н.), Штрибека, А.Н. Динника, И.М. Павлова, Я.С. Галай, позволили установить, что теоретические зависимости для определения площадки контакта и сближения соприкасающихся тел справедливы с совершенно достаточной степенью точности, пока нагрузки, приложенные к соприкасающимся телам, не приводят к возникновению в зоне контакта остаточных деформаций.

В локомотивной практике также неоднократно проводились замеры фактической площади контакта колеса с рельсом как для новых профилей (или после обточки), так и при условиях взаимодействия изношенных профилей. Установлено, что фактическая (измеренная) площадь контакта всегда больше номинальной (расчётной), причём коэффициент  $K_\phi = \overline{\sigma}_{изм} / \overline{\sigma}_{расч}$ , учитывающий разницу между фактической площадью контакта и расчётной, принимает для новых (обточенных) колёс значение 1,52 и 1,30, а для колёс с прокатом порядка 2...3,5 мм увеличивается до значений 2,02 и 1,99.

Таким образом, можно утверждать, что взаимодействие колеса с рельсом может теоретически рассматриваться с использованием теории упругости и контактной механики в виде следующих случаев: качение с проскальзыванием двух сжатых цилиндров с взаимно-перпендикулярными осями и разными по величине радиусами кривизны ( $R_k$  и  $R_p$ ); те же цилиндры, но с равными радиусами ( $R_p = R_k$ ); качение цилиндров с параллельными осями и качение цилиндра по плоскости. Радиусы кривизны контактных поверхностей в процессе эксплуатации непрерывно изменяются вследствие пластичности материалов и износа профилей колеса и рельса.

Площадь контакта колеса с рельсом является обобщенной геометрической характеристикой, которая оказывает значительное влияние не только на формирование тяговых и тормозных усилий на ободу колеса, но и на динамику экипажа.

Основными взаимосвязанными параметрами, определяющими взаимодействие колеса и рельса, являются трение (сцепление) крип и износ.

Для обеспечения безопасности движения и приемлемого тормозного пути величина коэффициента трения скольжения колодки по колесу принимается не менее 0.2 ( $\varphi_{k,min} \geq 0.2$ ), а из условия [112] следует ограничение по верхнему предельному значению коэффициента трения.

Таким образом, величина коэффициента трения скольжения фрикционного сопряжения «колодка – колесо» должна находиться в пределах

$$\varphi_{k,\min} \leq \varphi_k \leq \psi \cdot N_{\min} / K_k, \quad (1.7)$$

где  $N_{\min}$  - минимальная вертикальная нагрузка на колесо;

$K_k$  - максимальная сила прижатия тормозной колодки к колесу.

Из приведенного следует, что колесо является общим телом, поверхность трения которого обуславливает взаимодействие двух других тел - тормозной колодки и рельса, что и позволяет рассматривать данную совокупность конечного числа элементов как систему «колесо – колодка – рельс». Особенно очевидно это проявляется в процессе торможения при перераспределении тепловых потоков, которые одновременно поступают в тело колеса и от рельса и от тормозных колодок. Схема взаимодействия элементов системы и образования тормозной силы при колодочном торможении показаны на рисунке 1.6.

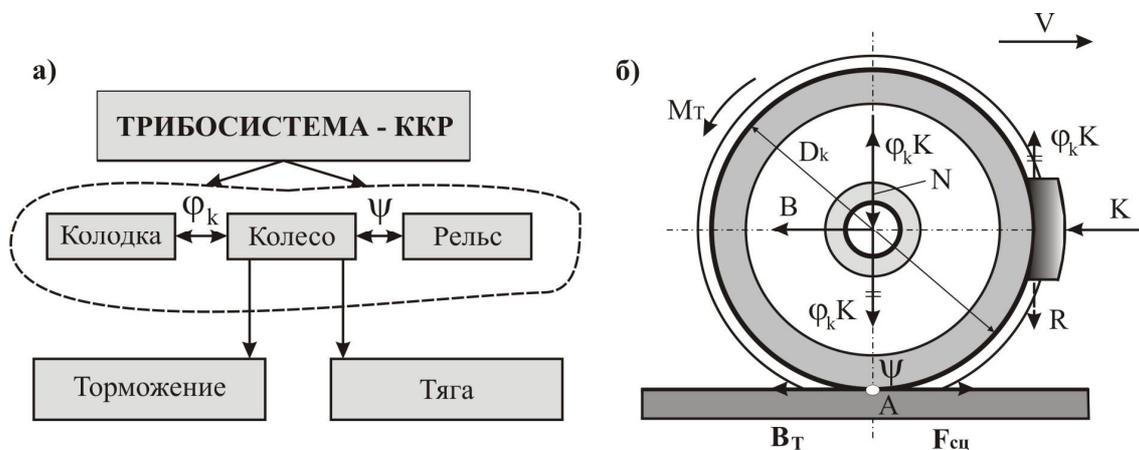


Рисунок 1.6 – Схема взаимодействия элементов трибосистемы (а) и образования тормозной силы при колодочном торможении (б)

Допустимая величина скорости скольжения колеса относительно рельса может быть определена по эмпирической зависимости, которая была предложена проф. Иноземцевым В.Г.

$$V_{ск} = 100 \cdot [(0.5 + 0.014 \cdot N^2 \cdot V)^{0.5} - 0.7] / N, \quad (1.8)$$

где  $V$  – скорость движения состава, м/с;

$N$  – вертикальная нагрузка, тс.

Тогда из анализа скоростей относительного движения в каждой из фрикционных пар трения можно записать

$$V_{kk} = V - V_{kp}, \quad (1.9)$$

где  $V_{kk}$  – скорость скольжения колеса относительно колодки;

$V_{кр} = V_{ск}$  - скорость скольжения колеса относительно рельса (может достигать значений в 12...15% от  $V$ , пороговое значение для противоюзных систем составляет 9...12%).

Основой для решения прикладных контактных задач методами теории упругости являются классические работы Ляме (Lamè G.), Черрути (Cerruti V.), Буссинеска (Boussinesq J.), Лява (Love A.E.H.), Герца (Hertz H.), Картера (Carter F.W.), С.П. Тимошенко, Гудьера (Goodier J.N), Миндлина (Mindlin R.D.), Каттенао (Cattaneo C.) и др. Значительный вклад в теорию качения колеса по рельсу внесли работы Калкера (Kalker J.J), на основании которых разработаны программные продукты DUVOROL и CONTACT, обеспечивающие высокую точность решения стационарной и нестационарной задач качения, но требующих больших затрат машинного времени и поэтому не нашедших широкого применения. Упрощённая теория Калкера, в основу которой положено линейное соотношение между касательными перемещениями и касательными усилиями, позволила создать алгоритм FASTSIM для решения касательной контактной задачи, который нашёл широкое применение в программах компьютерного моделирования динамики железнодорожных экипажей.

По упрощённой теории Калкера проф. Д.Ю. Погорелов предложил более быстрые алгоритмы решения контактной задачи колеса и рельса, которые реализованы в программном комплексе "Универсальный механизм".

Несмотря на то, что алгоритм FASTSIM является довольно быстрым, его реализация требует значительного числа арифметических операций и, кроме того, сам алгоритм представляет собой численное решение системы обыкновенных дифференциальных уравнений по методу аналогичному методу Эйлера, который имеет низкую точность и требует разбиения полос на большое количество элементов. К тому же известные допущения, принимаемые при приближённом методе решения нормальной контактной задачи, при котором контактное пятно находится как область внедрения, полученная смещением поверхностей на величину жёсткого внедрения, умноженного на коэффициент меньший единицы (0.65 по Калкеру), снижают точность получаемых результатов.

В связи с этим, и так считают многие исследователи, весьма актуальной является разработка аналитических методов определения касательных усилий в пятне контакта, что возможно после аналитического решения интегральных уравнений нормальной контактной задачи, к которым приводится точное решение задач такого типа методами классической теории упругости.

Математическое моделирование движения железнодорожных экипажей позволяет выполнить анализ, выбрать рациональные параметры и принять эффективные конструктивные решения не только с целью улучшения динамических качеств, но для повышения тяговых и тормозных свойств подвижного состава.

Решение задач такого высокого уровня стало возможным благодаря исследованиям А.И. Беляева, И.В. Бирюкова, Е.П. Блохина, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинского, А.М. Годыцкого-Цвирко, А.Л. Голубенко, С.М. Голубятникова, В.Д. Дановича и др., а также работам зарубежных исследователей Калкера, Картера, Креттека, Мюллера и др.

Однако сложность явлений, происходящих в контактной зоне взаимодействия колеса с рельсом и колеса с тормозной колодкой, продолжает привлекать внимание исследователей и не только в направлении моделирования с учётом всё большего числа факторов, но и в углублении изучения трибологических закономерностей взаимодействия колеса с колодкой и рельсом.

В работах проф. Когана А.Я. [32] даётся попытка нового объяснения явления упругого проскальзывания колеса и рельса (явления псевдоскольжения, или крипа), при этом не используется обычно принятое предположение о том, что область контакта подразделяется на две зоны – зона проскальзывания и зона сцепления, а относительная скорость продольного псевдоскольжения, если в точке контакта есть проскальзывание, представляется в виде суммы

$$u_x = \varepsilon_x + u_x^* , \quad (1.10)$$

где  $\varepsilon_x$  – составляющая относительной скорости продольного псевдоскольжения, обусловленная упругими деформациями многоугольника в зоне мгновенного центра вращения (относительное продольное псевдоскольжение);

$u_x^*$  – составляющая относительной скорости продольного псевдоскольжения, обусловленная неупругим проскальзыванием многоугольника относительно рельса.

Автор обосновывает гипотезу о возможности разделения относительной скорости псевдоскольжения на упругую и неупругую составляющие, что даёт возможность оценивать работу, производимую в контакте колеса и рельса, и связанные с ней износы пары колесо – рельс и сопротивление движению. Кроме того, показано, что неупругие псевдоскольжения могут возникать в любой точке контактной площадки, а упругие псевдоскольжения определяются деформациями сжатия и сдвига на переднем фронте границы пятна контакта.

Численная оценка коэффициентов продольного и поперечного крипов при малых относительных псевдоскольжениях и равных условиях даёт результаты достаточно близкие к полученным экспериментальным путём.

Ранее принятая гипотеза упругого крипа в последние годы всё чаще заменяется гипотезой пластического крипа, которая объясняет возникновение сил трения и крип при качении колеса по рельсу следствием пластического смятия неровностей. Вероятно, что в контактной зоне наблюдается одновременно упругий и пластический крип, однако точное математическое описание такого состояния представляет определенные трудности.

К сожалению, множество известных работ не дают чёткого объяснения физики явлений, происходящих в контакте рельса и движущегося по нему колеса. Как нет до сих пор и удовлетворительной теории кинетического трения, о чём упоминает в своих работах проф. Крагельский И.В., несмотря на известные теории (гипотезы) трения: деформационная, молекулярная, молекулярно-механическая, энергетическая и новая – фононная.

Полученные новые результаты и гипотезы, вследствие большой значимости рассматриваемой проблемы для теории и практики железнодорожного дела, требуют дополнительных исследований и тщательной проверки.

В последние годы для решения контактных задач используется метод конечных элементов (МКЭ), который является эффективным способом решения задач механики деформируемого твёрдого тела.

При решении задач с использованием МКЭ наиболее сложной является проблема генерации приемлемых КЭ сеток колеса и рельса, поскольку рассмотрение дополнительных областей требует увеличения количества конечных элементов и сгущения КЭ сетки в приконтактной области, что приводит к увеличению степеней свободы задачи. К тому же подобные задачи решаются в нелинейной постановке и требуют итерационного подхода, поэтому любые задачи контактного взаимодействия решаются на пределе возможностей современной вычислительной техники.

Наиболее усовершенствованная версия программного продукта для исследования контактных задач – MSC.Visual NASTRAN for Windows 2003, которая имеет возможности решения задач подобного типа. Однако для полного использования возможностей программных продуктов рекомендуется использовать непосредственно MSC.MARC 2003, при этом предварительную подготовку модели проводить в NASTRAN for Windows с последующим её экспортом.

При исследовании контактных напряжений для различных положений колёсной пары относительно рельсовой колеи, а также действия различных контактных нагрузок, определения влияния профилей взаимодействующих тел и т. д., КЭ модель должна быть по возможности упрощена, однако принятые упрощения не должны приводить к искажению физических явлений и значительной погрешности результатов расчёта. Поэтому обычно применяется тестирование расчётной методики на известных задачах, к примеру, путём сравнения численного решения и полученного по теории Герца.

В качестве примера на рисунках 1.7 и 1.8 показано применение МКЭ для исследования контактных напряжений при взаимодействии колеса с рельсом в условиях Германских железных дорогах (DBAG). Результаты получены при исследованиях для скоростного подвижного состава сотрудниками Берлинского университета и Технического университета Дрездена.

Следует отметить, что для решения контактных задач могут быть использованы различные методы и при этом определяющим фактором является проблема выбора между точностью решения и скоростью расчётов. На первый взгляд может показаться очевидным использование МКЭ. Выполняя деление тел на конечное число элементов, и принимая перемещения и напряжения в каждом элементе в простой форме, - постоянными или линейными, а затем, соединяя элементы посредством установленных вычислительных соотношений, определяются напряжения и деформации в исследуемых телах [75].

Метод конечных элементов успешно используется при работе с телами сложной конфигурации, а результаты имеют достаточно высокую степень точности, однако скорость вычислений существенно снижается, а затраты машинного времени столь же значительно увеличиваются при решении задач, в кото-

рых выполняется оценка многочисленных последовательных контактных ситуаций. В то же время при математическом моделировании процессов динамического взаимодействия пути и подвижного состава требуется быстрое и, по возможности, точное решение.

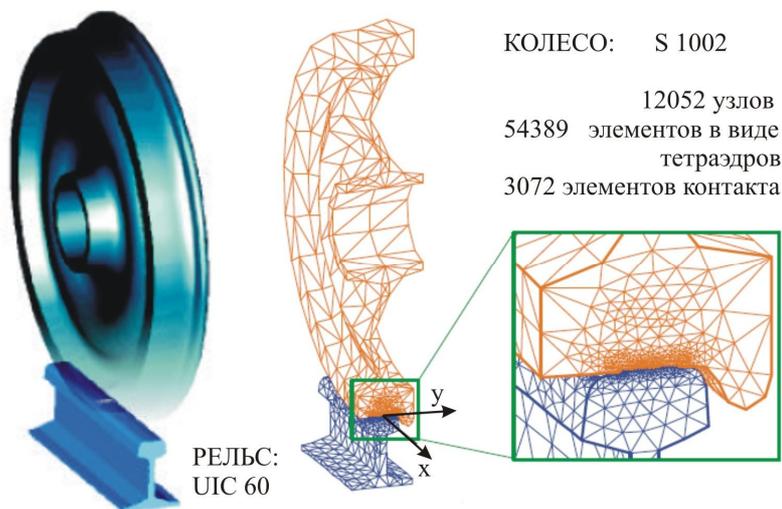


Рисунок 1.7 – Конечно-элементная модель для решения нормальной контактной задачи и дискретизация области контакта

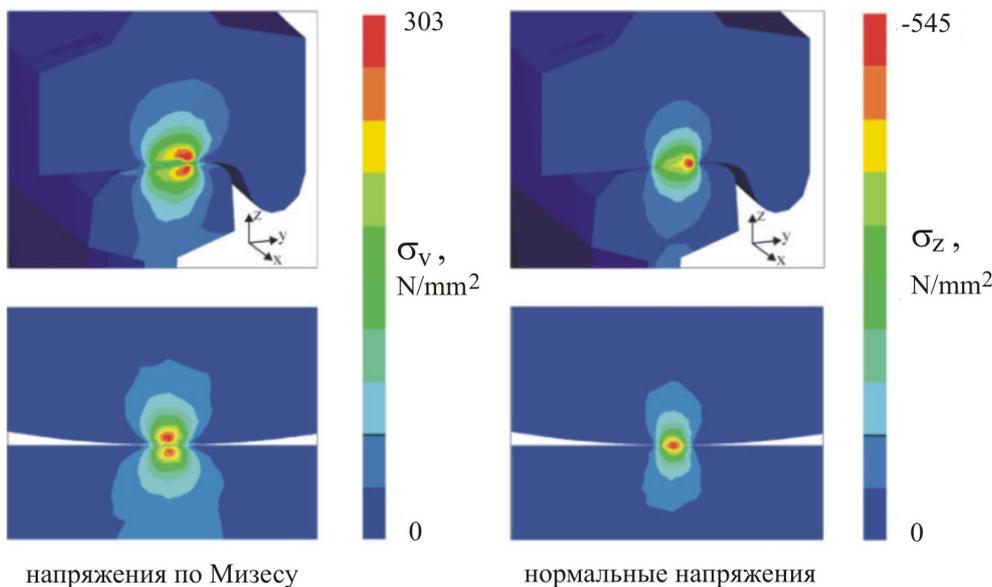


Рисунок 1.8 – Распределение напряжений в приконтактной зоне взаимодействия колеса с рельсом

Наиболее эффективным, точным и полным для исследования проблемы контакта «колесо – рельс» является метод упругого полупространства на основе классической теории упругости.

Расчётный коэффициент сцепления для процесса торможения также определяется по эмпирической формуле в функции скорости движения, осевой нагрузки и типа подвижного состава [47], причём его величина принимается примерно в два раза меньше, чем при тяговых расчётах. До недавнего времени

на рельсовом рудничном транспорте отсутствовала направленность в прогнозировании фрикционных свойств тормоза. С.А. Волотковский предлагал определять коэффициент трения колодки о бандаж по формуле М.В. Ломоносова:

$$\varphi = 0,2 - 0,0015v, \quad (1.11)$$

где  $v$  – начальная скорость торможения, км/час.

Для рудничных поездов скорость движения 6 – 18 км/ч, в среднем – 12 км/ч, следовательно  $\varphi = 0,18$ . В последующих публикациях коэффициент трения чугунной колодки о бандаж колесной пары рудничных локомотивов рекомендуется принимать постоянным в пределах 0,18 – 0,20 (все эти рассуждения сделаны при допущении, что коэффициент сцепления колеса и рельса не изменяется). В тоже время В.П. Есаулов отмечает, что во всех исследуемых им чугунах “значительное снижение коэффициента трения приходится на скорости от 2 до 10 м/с, при скорости выше 10 м/с он уменьшается гораздо медленнее”.

Экспериментальные исследования коэффициента трения чугунной колодки о стальной бандаж в условиях рудничной откатки впервые проведены Э.М. Шляховым [129]. Им получены статистические линейные зависимости  $\varphi$  ( $v, K$ ) для следующих состояний покрытия рельсового пути:

рельсы сухие:

$$\varphi = 0,557 - 0,784 \cdot 10^{-4} K - 0,513 \cdot 10^{-1} V, \quad (1.12)$$

рельсы мокрые или покрытые грязью:

$$\varphi = 0,384 - 0,498 \cdot 10^{-4} K - 0,2 \cdot 10^{-1} V. \quad (1.13)$$

Эти зависимости получены в условиях кратковременного торможения на остановку. Коэффициент трения автор оценил по суммарному тормозному усилию локомотива, что не позволяет определить фактическое значение коэффициента трения между колодкой и колесом. В известной работе А.Н. Коптовца [53] приведена аналогичная (1.12) и (1.13) формула, имеющая другие значения коэффициентов, что является результатом статистической обработки данных, полученных возможно, в других условиях эксплуатации. Эта формула физического смысла коэффициента трения не отражает, справедлива для стационарных режимов в области изменения  $K$  до 12 кН и  $v$  до 3 м/с. Также доказано, что тормоз с имеющей место скоростной характеристикой трения обладает низкой эффективностью и нестабильной тормозной силой при торможении на остановку. В более поздней работе Коптовца А.Н. [54] решена научная проблема обоснования методов управления силой трения в рабочем процессе тормоза по величине и в функции скорости скольжения, показателями эффективности тормоза и торможения подвижного состава рельсового транспорта шахт на основе идентификации совместного возбуждения кинематически вынужденных колеба-

ний за счёт дискретности и конструктивных связей контакта трения с фрикционными колебаниями, применения адаптивного механизма переменной структуры тормоза и вариационной формулировки в виде квазивариационного неравенства нелинейной динамической задачи с трением. Разработаны основные положения теории тормозной колодки для определения структуры и параметров динамической модели тормозного механизма, измерительного и обрабатывающего комплекса аппаратуры, а также математическая модель тяги и движения шахтных поездов с учетом неравнозамедленного движения при торможении. Разработаны динамические модели тормоза с учетом дискретности контакта поверхности трения тормозной колодки, конструктивных связей и распределения усилий по шероховатым поверхностям, установившихся и неустановившихся режимов движения. Вариационная формулировка в виде квазивариационного неравенства колебательной системы при использовании разностных схем позволяет получить при определенных значениях весовых коэффициентов решения нелинейной динамической задачи с трением. Предложен алгоритм и программное обеспечение моделирования фрикционных колебаний в тормозе для управления силой трения по величине и в функции скорости движения, что позволяет получить рабочие характеристики в соответствии с его назначением, повысить КПД и надежность тормоза.

Теоретические предпосылки процесса передачи движения трением в горно-транспортных машинах и экспериментальное определение коэффициента трения контактирующей пары при сверхмалой скорости скольжения, освещенные в работах [70, 76]. Таким образом, исследованиями многих авторов экспериментально подтверждена известная зависимость коэффициента трения от скорости скольжения, при этом значительное изменение коэффициента трения имеет место в интервале скорости от 0 до 5 м/с. Все известные формулы являются эмпирическими и получены на основании, как правило, статистической обработки опытных данных, что при отсутствии описания принятых моделей трения при взаимодействии колодки с поверхностью катания колеса и формализации условий испытаний не позволяет сопоставление полученных результатов и раскрыть природу формирования тормозной силы в поезде.

Процесс формирования тормозной силы при механическом торможении в современном виде представлен в работе [91].

Тормозной силой считают силу  $F_T$ , приложенную к ободу колеса, равную

$$F_T = K\varphi, \quad (1.14)$$

где  $K$  – сила прижатия тормозной колодки к колесу;

$\varphi$  – коэффициент трения тормозной колодки и колеса.

Для обеспечения вращения тормозной колесной пары без скольжения по рельсу указанная сила не должна превышать силу сцепления колес с рельсами, т.е.

$$F_{T \max} \leq P\psi, \quad (1.15)$$

где  $P$  – сила нажатия колесной пары на рельсы;  
 $\psi$  – коэффициент сцепления колес с рельсами.

Силу нажатия тормозных колодок принимают такой, чтобы максимально использовать силу сцепления колес с рельсами. При этом должны быть выполнены условия, исключающие возможность скольжения колес (юз) при торможении. Скольжение колес по рельсам юзом при торможении – вредное и недопустимое явление. Образующиеся при скольжении местные выбоины (ползуны) на поверхности катания колес создают большие динамические нагрузки на рельсы, а, следовательно, и перенапряжение в них. Кроме того, при скольжении колеса по рельсу уменьшается тормозной эффект по сравнению с катящимся заторможенным колесом, реализующим при помощи тормозных устройств возможную силу сцепления с рельсом. Оценка эффективности торможения шахтных поездов дана в работе [93].

Отсутствие работ, иллюстрирующих достаточно полную картину взаимодействия колодки с поверхностью катания колеса и одновременно колеса с рельсом и описывающих физическую сущность указанных явлений, не позволяет построить достоверную модель физических процессов, протекающих в этих фрикционных парах, и разработать мероприятия по повышению качества торможения.

Описанные в технической литературе способы повышения тормозных характеристик локомотива без увеличения его собственной массы можно разделить на четыре направления:

- введение дополнительной передачи в кинематическую цепь привода локомотива параллельно кинематической паре «колесо – рельсовый путь»;
- применение устройств для улучшения сцепления колеса с рельсом;
- обеспечение одинаковых параметров взаимодействия всех ведущих колес с рельсами за счет совершенствования выполнения сопряжения кузова с ходовой частью;
- оборудование локомотивов системами внеколесного торможения.

Первое направление связано с размещением зубчатого колеса на оси колесной пары и зубчатой рейки или цепи вдоль рельсового пути. Известна конструкция рудничного локомотива [84], в центре рамы которого установлен тяговый электродвигатель со звездочкой и шестерней. Электродвигатель с помощью цепной передачи передает вращающий момент на колесные пары, а если этого момента недостаточно при движении локомотива по пути с большим уклоном, то вращающий момент передается на шестерню, входящую в зацепление с зубчатой рейкой. В последнем случае ограничениями по силе тяги и торможения являются характеристики двигателя. Установка зубчатой рейки на верхнем строении пути предполагает хорошее состояние почвы и самого рельсового пути, постоянный контроль за её состоянием, что ограничивает применение такого решения в горных выработках при их проведении, в обводненных выработках и в выработках с пучащей почвой. Передача с цепью, прикрепленной к рельсу, менее прихотлива в эксплуатации, чем зубчатая передача с рейкой, однако оба технических решения имеют низкую надежность, так как сложно контролировать положение локомотива в момент входа звездочки или зубчатого колеса в зацепление.

Второе направление предусматривает разработку и применение устройств, улучшающих сцепление колес с рельсами. В работе [83] для повышения коэффициента сцепления предлагается вводить в зону контакта колеса с рельсом зерна абразивного материала, разрушающие гидрогрязевые пленки. Брикет, состоящий по массе от 50 % до 80 % из зерен твердого металла диаметром от 0,075 мм до 0,6 мм, от 5 % до 15 % из полиэтилена, от 5 % до 10 % из асбеста прижимается к поверхности катания бандажа. Подобное решение реализовано на электровозе типа 951 Японских национальных железных дорог, где для очистки бандажей колес применяли два типа блоков – из серого чугуна и специального композиционного материала с улучшенными абразивными свойствами. Недостатком данного решения является то, что параметры устройств, повышающих коэффициент сцепления, зависят в значительной степени от состояния поверхностей обода катания и рельса, что затрудняет получение стабильных значений сил торможения.

Третье направление предусматривает разработку решений, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки по осям локомотива. К таким решениям можно отнести установку одной из колесных пар относительно рамы с помощью балансира [125]. Это устройство равномерно распределяет вертикальные нагрузки между колесами и более полно использует сцепной вес локомотива при реализации сил тяги и торможения. Технические решения этого направления требуют принципиальных изменений в конструкции локомотива, а их эффективность ограничена максимальной силой сцепления.

В основу четвертого направления положены технические решения по оборудованию локомотивов магниторельсовыми тормозами. Увеличение тормозной силы в этом случае достигается за счет возникновения дополнительной силы трения между поверхностями рельса и полюсных наконечников тормоза. Главным достоинством магниторельсовых тормозов является то, что величина реализуемой тормозной силы не зависит от условий взаимодействия колеса с рельсом, то есть магниторельсовый тормоз может работать при полном отказе штатных тормозных механизмов. Магниторельсовые тормоза успешно применяются на подвижном составе магистрального, промышленного и городского транспорта в качестве аварийного и стояночного тормоза. Имеющийся опыт использования магниторельсовых тормозов на шахтных локомотивах также позволяет говорить об их высокой эффективности [4, 15, 49, 54].

Проведенный сопоставительный анализ описанных способов и решений для улучшения тормозных характеристик шахтного локомотива позволяет выделить следующие достоинства магниторельсовых тормозных систем по сравнению с другими техническими решениями:

- не требуется переоборудование верхнего строения рельсового пути;
- минимизируются потери мощности в кинематической цепи механизма передачи тормозной силы;
- обеспечивается периодичность действия;
- конструктивная простота.

Однако в процессе эксплуатации магниторельсовых тормозов были выявлены и такие проблемы:

- снижение фактических значений показателей эффективности (силы магнитного притяжения, тормозной силы, времени срабатывания) по сравнению с расчетными значениями при работе в выработках с проявлениями горного давления;
- сложность регулирования реализуемой тормозной силы, и как следствие, невозможность использования в режиме служебного торможения.

Основной причиной снижения эффективности магниторельсовых тормозов является наличие неровностей рельсового пути, при прохождении которых между полюсными наконечниками и поверхностью рельса возникает воздушный зазор, вследствие чего возрастает сопротивление магнитной цепи, а значения реализуемой силы магнитного притяжения снижаются.

Для уменьшения негативного влияния неровностей разработано большое количество конструкций магниторельсовых тормозных систем, включающих кроме магнитного блока различные устройства слежения за положением магнита на рельсе и механизмы для передачи тормозного усилия на локомотив. Дальнейшим развитием идеи является создание магниторельсового догрузателя, принципиальное отличие которого от рельсового тормоза заключается в возможности передачи на локомотив не только тормозной силы, но и силы догружения осей [43, 80, 93, 108].

Принцип действия магниторельсового догрузателя заключается в следующем. Магнитный блок соединен с жесткой балкой, опирающейся на буксы локомотива с помощью передаточного механизма в виде наклонных шарнирных тяг, как показано на рисунке 1.9.

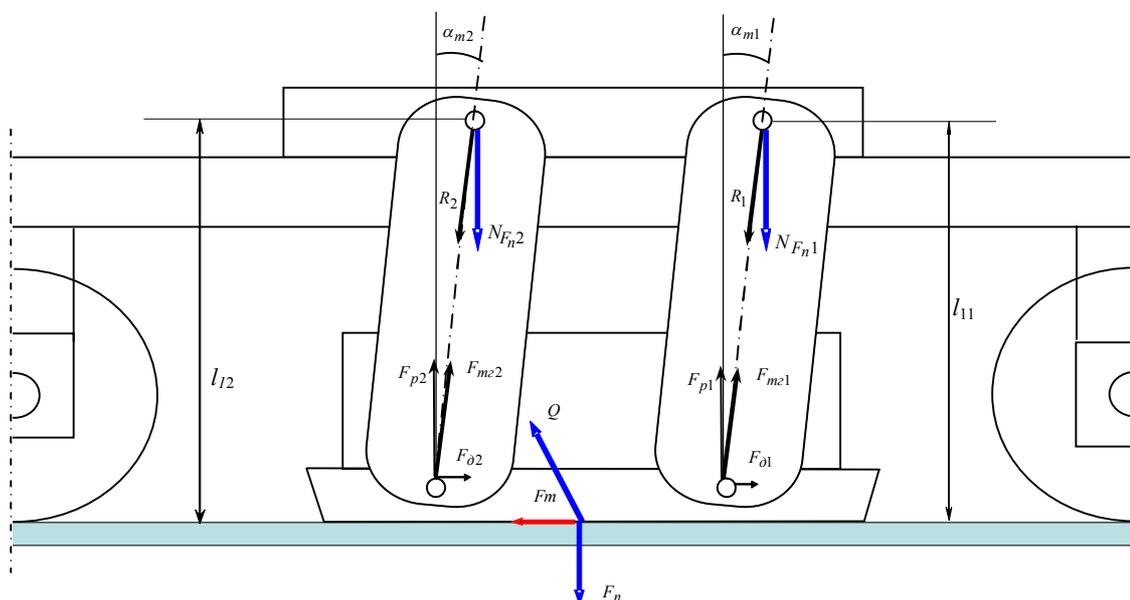


Рисунок 1.9 – Принцип действия магниторельсового догрузателя

При взаимодействии тормозного блока с рельсом возникает сила магнитного притяжения  $F_n$ . Действие связей заменим силами реакций связей:  $R_i$  – реакция тяги,  $Q_i$  – реакция рельса. Реакция  $R_i$  направлена вдоль тяги, реакция  $Q_i$  отклонена на угол трения. Проекция реакции тяги на нормаль к поверхности рельса представляет собой силу догружения осей  $N_{F_n}$ , а горизонтальная проекция реакции  $Q_i$  – силу торможения магнитного блока  $F_m$ . Из силового треугольника видно, что при увеличении угла наклона тяги  $\alpha_m$

тормозная сила увеличивается, а сила догружения уменьшается. Изменяя угол  $\alpha_m$ , можно обеспечивать перераспределение усилий в системе передачи тормозного усилия.

При движении по идеально ровному рельсовому пути расстояния от точки крепления тяг на опорной балке до поверхности рельса  $l_1$  и  $l_2$  равны между собой и постоянны по величине, за счет чего обеспечивается безотрывное скольжение магнитного блока. Однако при наезде колеса локомотива на неровность рельсового пути расстояние  $l_1$  становится больше, чем  $l_2$ , вследствие чего происходит отрыв магнитного блока от рельса, как это видно из рисунка 1.10.

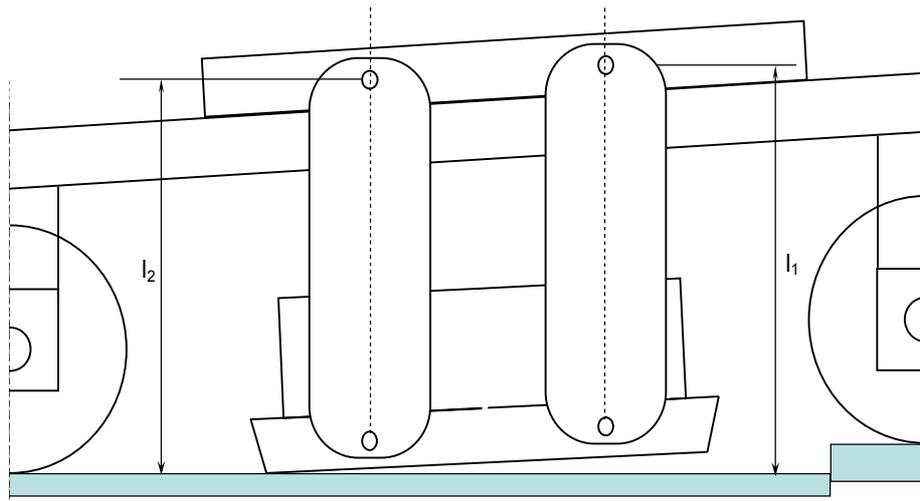


Рисунок 1.10 – Отрыв магнитного блока догружателя при прохождении рельсового стыка

Плотное прилегание поверхности трения магнита к рельсу обеспечивает конструкция магниторельсовой системы, содержащей тормозной блок, две секции которого связаны между собой поступательной в продольной плоскости парой (рисунок 1.11). Секции соединены с жесткой опорной балкой посредством наклонных шарнирных тяг. При наезде колеса на неровность рельсового пути или изменения диаметра круга катания колеса изменяется расстояния от поверхности рельса до точки крепления наклонной тяги на опорной балке  $l_{11}$  (рисунок 1.12). Сила  $F_{m211}$  получает приращение  $\Delta F_{m211}$ , соответственно увеличиваются и её проекции  $F_{p11}$  и  $F_{o11}$ .

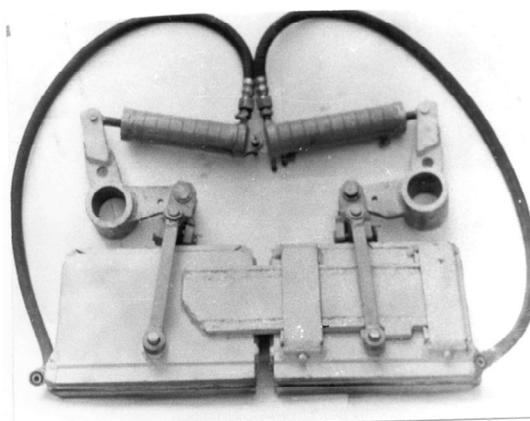
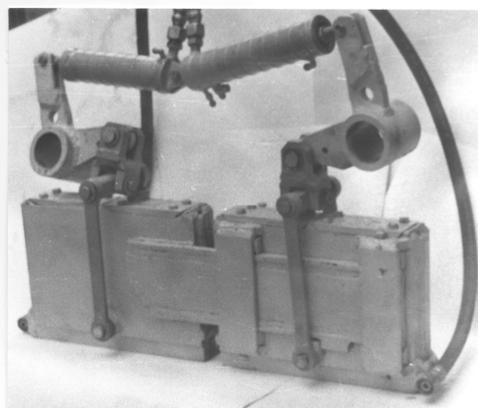


Рисунок 1.11 – Секционный магнитный блок магниторельсового догружателя

При этом первая секция под совместным действием сил  $F_{\partial 11}$  и  $\Delta F_{\partial 11}$  перемещается вперед, компенсируя увеличение расстояния  $l_{11}$ , вследствие чего отрыв секции от рельса не происходит. За счет относительного перемещения секций в вертикальной продольной плоскости обеспечивается более плотное прилегание тормоза к рельсу, а также стабильное значение силы прижатия.

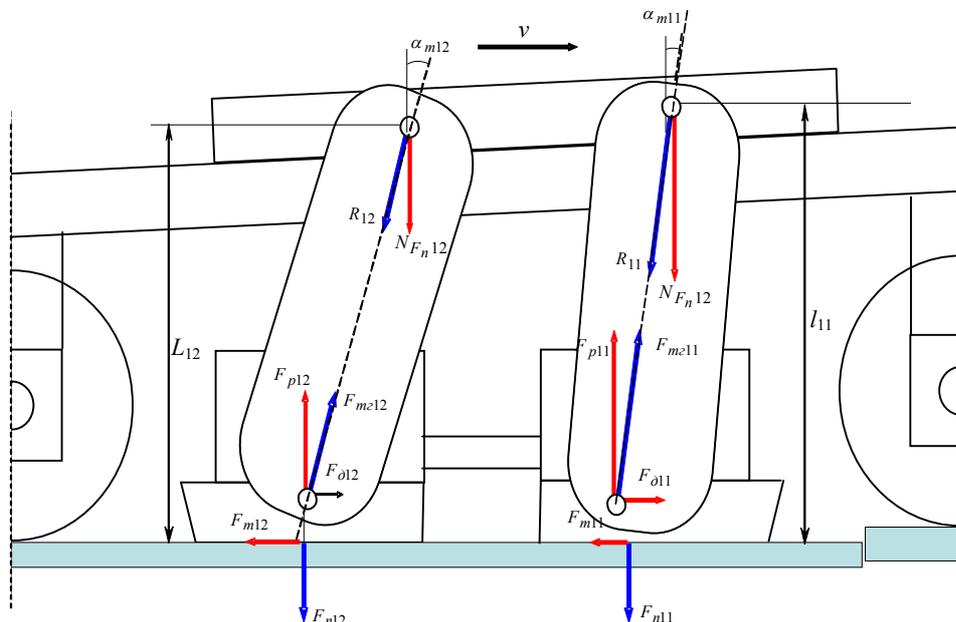


Рисунок 1.12 – Магниторельсовая система с секционным магнитным блоком

Данное техническое решение реализовано при создании средств рельсового транспорта нового технического уровня. В частности, секционный магнитный блок был установлен на экспериментальном кабельном электровозе ЭШК – 10, а проведенные испытания в шахтных условиях показали работоспособность магниторельсовой тормозной системы [126].

Вместе с тем были выявлены проблемы при работе на участках рельсового пути с геометрическими и динамическими несовершенствами, заключающиеся в отрывах тормоза от рельса при углах наклона тяг менее  $40^\circ$ .

Анализ результатов экспериментальных исследований и натурных испытаний магниторельсовых догрузателей показал, что совместное применение колесно-коловочного и магниторельсового тормозов в режиме экстренного торможения позволяет уменьшить тормозной путь шахтного поезда на 10 – 35 % в зависимости от условий эксплуатации, что свидетельствует о эффективности данного технического решения [54]. Также в работе [49] было высказано предположение о возможности повышения устойчивости движения локомотива в кривой малого радиуса.

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод о перспективности применения магниторельсового догрузателя для повышения тормозных характеристик шахтного локомотива.

### 1.3 Торможение с применением магниторельсовых систем

На подвижном составе городского, промышленного и магистрального рельсового транспорта широко применяются рельсовые электромагнитные тормоза. Имеется опыт применения электромагнитных тормозов и на шахтных локомотивах.

В бывшем СССР первые работы по исследованию и проектированию рельсовых электромагнитных тормозов выполнены в начале тридцатых годов прошлого века. Авторами проектов были ученые А.Б. Лебедев, В.Е. Розенфельд, Ю.Е. Рывкин, Д.К. Бондаревский, А.В. Поросятников, Х.Я. Быстрицкий и др. Большой вклад в исследование магниторельсовых тормозов внесли Л.В. Балон, О.В. Бесценная, А.А. Ренгевич, В.А. Салов, В.И. Серов, В.П. Тюрин, Г.М. Широков, Н.С. Шляхов, И.Г. Штокман, М.Д. Фокин, В.П. Абрамов, В.Н. Дорожкин, В.В. Процив, Л.М. Краплин, В.Д. Елманов, Ю.А. Курников, В.Б. Шашкин. Исследования и проектирование рельсовых магнитных тормозов для промышленного и рудничного транспорта начались почти одновременно.

Среди зарубежных ученых, работавших над исследованием рельсовых магнитных тормозов, следует отметить В. Хендрикса, М. Баермана, Ч. Кретера, Е. Конбека, О. Боде, Е. Мюллера, Р. Фетхенгауэра и других.

В странах бывшего СССР исследование и проектирование рельсовых тормозов проводились одновременно несколькими организациями: АКХ им. К.О. Памфилова – для городского транспорта, ВНИИЖТ и его КБ – для магистрального железнодорожного транспорта, РИИЖТ – для промышленного транспорта карьеров, ДГИ (ныне ГВУЗ «НГУ») – для рудничного транспорта.

Все исследования, посвященные исследованию процесса торможения средств рельсового транспорта, можно разделить на две группы. К первой группе относятся работы по исследованию магнитных, фрикционных, кинематических параметров тормозных механизмов. Ко второй группе – работы по изучению динамических процессов, возникающих при торможении поезда. При этом остаются недостаточно изученными вопросы взаимодействия рельсового пути, экипажа и рельсового магнитного тормоза в рамках одной механической системы.

В работах В.И. Серова [109], В.П. Тюрина [118], О.В. Бесценной [22, 23], М.Д. Фокина [122], В.Я. Ауза [13], Л.В. Вукулова [35], В.Ф. Криворудченко [57] и других исследователей представлены результаты исследований магнитной системы рельсового тормоза, сравнительный анализ эффективности тормозов с продольным и поперечным замыканием потока, методики проектирования магнитных блоков применительно к условиям работы магистрального, промышленного и городского рельсового транспорта. В работе Л.В. Балона [18] проведены исследования электромагнитной, нагрузочной и тормозной характеристик нескольких отечественных и зарубежных образцов рельсовых магнитных тормозов, установлена зависимость изменения эквивалентного воздушного зазора по мере износа рельса, а также исследованы изменения силы притяжения рельсового тормоза при движении по рельсам разных типов и в

кривых различного радиуса. В перечисленных работах электромагнитная сила притяжения тормоза к рельсу определялась расчетным путем, при допущении, что поток утечек равен нулю. В большинстве работ прослеживается мысль о том, что в силу зависимости значения силы притяжения от большого количества влияющих факторов оценить их совместное влияние не представляется возможным. Вопросы изучения влияния динамических процессов на магнитные и фрикционные параметры тормозов в этих исследованиях не рассматривались.

Результаты, полученные в указанных работах, не могут быть использованы при проектировании магниторельсовых систем для шахтных локомотивов, т.к. условия, для которых выполнялись исследования (жесткие требования к рельсовому пути, одинаковые типы рельсов, скорость движения от 7 до 28 м/с и выше, большие колебания климатических условий, большие радиусы закруглений), существенно отличаются от подземных (скорость до 5 м/с, тип рельсов Р34, более стабильные климатические условия, наличие взрывоопасной атмосферы, менее жесткие требования к рельсовому пути, малые радиусы закруглений). По этим же причинам не могут быть использованы многочисленные результаты математического моделирования процесса движения рельсового экипажа, хотя при разработке математической модели процесса торможения шахтного поезда могут быть заимствованы методология и инструментарий, апробированные для условий магистрального транспорта. Так, в работе [18] рассматривались колебания рельсового тормоза подвижного состава магистрального транспорта. В качестве источника возмущающего воздействия принималась неровность в виде обособленной синусоиды. Были получены дифференциальные уравнения движения тормоза в поперечной плоскости для транспортного положения. Однако исследования движения тормозного блока после включения не производились.

Особый интерес представляют работы по исследованию процесса торможения шахтного поезда рельсовыми магнитными тормозами. В подземных условиях рельсовые электромагнитные тормоза впервые были применены в Японии, а затем в США, Германии. Впервые вопрос об использовании рельсовых тормозов на рудничных электровозах в СССР был поставлен в 1950 году А.А. Ренгевичем. В работе [103] предложено ввести в состав рудничного поезда тормозные платформы или вагонетки, оборудованные рельсовыми магнитными тормозами. Согласно результатам расчетов, рельсовыми тормозами достаточно оборудовать локомотив и пять вагонеток в составе, чтобы увеличить производительность откатки в 1,12 – 2,7 раза на уклонах от 0,010 до 0,050. Однако при реализации данного технического решения возникают те же проблемы, что и при оборудовании прицепной части поезда колодочно-колесными тормозами с пневмоприводом – сложность переоборудования вагонеток и организации работ по выполнению конечных операций, значительные капитальные затраты.

В работах А.А. Ренгевича, В.В. Климова, В.А. Мурзина впервые применительно к шахтному транспорту рассмотрены вопросы расчета и конструирования рельсовых электромагнитных тормозов с поперечным замыканием магнитного потока. В расчете были приняты следующие допущения: магнитная индукция в рабочем зазоре равна индукции насыщения рельсовой стали, поток

утечек составляет 20 % полного потока, коэффициент сцепления тормоза с рельсом равен 0,2. Исследования проводились на лабораторных стендах. Предложено ширину поверхности скольжения рельсового магнитного тормоза делать на 10 мм больше ширины головки рельса, однако с точки зрения поперечной динамики экипажа это предложение не было обосновано.

В работах В.А. Салова, Г.М. Широкова и Е.И. Рогова [104, 105, 127,] рассмотрены вопросы разработки методики расчета и создания конструкции рельсовых тормозов во взрывобезопасном исполнении с поперечным и продольным замыканием магнитного потока для шахтного подвижного состава. В работе [105] впервые указывается на необходимость учета неоднородности магнитного поля в зоне контакта тормоза и рельса при определении электромагнитной силы. Электромагнитная сила притяжения рассчитывалась по формуле Максвелла с учетом экспериментально полученной картины поля в зоне контакта тормоза с рельсом при их относительном покое и непосредственно измерялась динамометром при отрыве тормоза от рельса. Здесь же впервые описано влияние вихревых токов и циклического перемагничивания рельса на величину силы притяжения тормоза.

В работе [46] предложена методика расчета магнитной системы и пружин низкой подвески тормоза, представлены результаты экспериментальных исследований зависимости тормозной силы от скорости движения, давления тормоза на рельс, радиусов закруглений и величины поперечного смещения тормоза относительно оси рельса.

В работах А.П. Абрамова [4, 5] разработана математическая модель магнитной системы рельсового тормоза на постоянных магнитах с компенсатором, получены зависимости для определения геометрических параметров магнитной системы с продольным замыканием потока, составлена математическая модель магнитного сопротивления рельса, учитывающая распределение рабочего потока тормоза по всему сечению рельса, рассчитаны параметры системы отключения тормоза методом нейтрализации магнитного потока. Таким образом, можно сделать вывод о том, что в настоящее время решены основные проблемы, связанные с проектированием магнитных систем рельсовых тормозов для шахтных электровозов.

Значительный вклад в исследование движения шахтного локомотива внесли С.Е. Блохин [25], В.В. Говоруха [39], А.Н. Коптовец [57], В.В. Процив [93], П.С. Шахтарь [125]. Исследованию процесса торможения локомотива с применением магниторельсовых систем посвящены работы В.Н. Дорожкина [43], В.В. Зия [46], Н.П. Балабана [15], а также ряд отчетов о научно-исследовательских работах, выполненных в ДГИ (ныне ГВУЗ «НГУ») в период с 1974 г. по 2010 г. Предложенные в данных работах математические модели создавались с целью определения динамических и кинематических параметров магнитного блока. В работе В.Н. Дорожкина [43] впервые разработана математическая модель, учитывающая воздействие на магнитный блок неровностей рельсового пути. Определены условия устойчивости тормозного блока при передаче тормозного усилия на раму локомотива. Воздействие перемещений ходовой части локомотива на эффективность тормозного блока не учитывалось.

Предложенная в работе [17] математическая модель достаточно полно описывает процесс торможения локомотива, однако не учитывает ряд факторов, существенно влияющих на результаты исследования, в частности, не учтено влияние на процесс формирования тормозной силы наличие прицепной части поезда.

Наиболее полная постановка задачи моделирования процесса торможения шахтного поезда с использованием магниторельсовой системы выполнена в работах В.В. Процива [91, 93, 94]. Предложена математическая модель процесса торможения шарнирно – сочлененного локомотива с помощью магнитного и гравитационного рельсовых тормозов, в которой учитывались обусловленная колебаниями ходовой части локомотива нестационарность нагрузок на тормозные блоки, а также снижение силы магнитного прижатия при прохождении стыковой неровности. Разработана методика определения рациональной длины тормозного блока по условию вписывания в кривую. Однако применение полученных В.В. Процивым результатов при проектировании магниторельсовых систем для локомотивов традиционной компоновки не представляется возможным в силу значительных конструктивных отличий шарнирно – сочлененного локомотива. Предложенное в работе конструктивное решение по секционированию тормозного блока обеспечивает безотрывное скольжение по рельсу только при прохождении неровностей с незначительной амплитудой.

Не отражены в научной литературе результаты теоретических исследований торможения локомотива с применением устройств для увеличения нагрузки на оси экипажа. Впервые идея о возможности повышения тягово-сцепных свойств шахтного локомотива путем передачи части силы магнитного притяжения с магнитного блока на экипаж предложена В.А. Саловым. Экспериментальные исследования различных конструкций догрузателей, выполненные на кафедре рудничного транспорта ДГИ (ныне кафедра транспортных систем и технологий ГВУЗ «НГУ») и в промышленных условиях подтвердили предположение о возможности увеличения реализуемой тормозной силы, позволили обосновать рациональную компоновку магнитного блока и системы подвешивания [49, 102]. Однако теоретическое исследование механизма влияния догружения осей на эффективность торможения, обоснование параметров магниторельсового догрузателя и методики его проектирования отсутствуют.

Анализ научных публикаций, посвященных математическому моделированию процесса торможения рельсового экипажа, позволяет сделать следующие выводы:

- имеющиеся математические модели достаточно полно описывают динамические процессы, возникающие в механической системе «рельсовый путь – локомотив» при движении в режиме разгона и установившегося движения;

- моделирование процесса торможения в основном выполнялось для вариантов динамического торможения, а также торможения колесно-колодочным и дисковым тормозом;

- работы по моделированию торможения поезда с помощью рельсовых

тормозов носят единичный характер и не отражают особенностей совместного использования штатных тормозных механизмов и магниторельсовых тормозов;

- в литературе отсутствуют модели процесса торможения шахтного локомотива, учитывающие передачу части силы магнитного притяжения на оси локомотива. При разработке подобной модели необходимо опираться на имеющиеся разработки с внесением необходимых корректив.

#### **1.4 Взаимосвязь фрикционных и динамических параметров триботехнической системы**

Ключевым параметром, характеризующим эффективность любой триботехнической системы, в том числе и тормозного механизма, является коэффициент трения скольжения. Под действием различных факторов его значения могут изменяться в широких пределах, что отмечено многими исследователями [7, 9, 11, 24, 28, 76, 111 и др.]. Так, еще в 1963 г. А.С. Ахматов отмечал, что зависимость сил трения от условий взаимодействия элементов фрикционного узла является одним из наиболее сложных вопросов триботехники, поскольку эта зависимость определяется не только природой фрикционных сил, но и условиями взаимодействия поверхностей трения. Также отмечено, что в первую очередь, триботехнические показатели определяются динамическим характером контактирования поверхностей трения. Однако, несмотря на большое количество работ по исследованию коэффициента трения, вопрос о влиянии динамических и конструктивных факторов на триботехнические характеристики взаимодействия трущихся поверхностей остаётся до конца не изученным.

Целый ряд исследований, в том числе и применительно к тормозным системам машин и механизмов, указывают на падающий характер зависимости коэффициента трения от скорости скольжения, однако нет четкого теоретического обоснования этого явления. В то же время в работах [11, 24, 31] высказывается предположение о том, что сила трения относится к категории сил, по своей природе прямо не зависящих от скорости скольжения. Согласно приведенным результатам экспериментальных исследований, при демпфировании колебаний в нормальном к поверхности трения направлении снижение силы трения с увеличением скорости скольжения не наблюдается.

В работе [31] отмечено, что значения коэффициента трения, определенные в процессе эксплуатации фрикционного узла, при тех же условиях взаимодействия (нормальная нагрузка, скорость скольжения, поверхностная температура, реологические характеристики) существенно меньше значений, полученных на образцах. Это объясняется тем, что конструктивные параметры узлов трения для лабораторных условий существенно отличаются от реальных тормозных механизмов, для которых определяют коэффициенты трения. Конструктивное отличие узлов трения машин от узлов трения испытательного оборудования существенно влияет на все основные характеристики режима трения.

Зависимость силы трения от частоты колебаний фрикционного узла исследовалась в работе [68]. Результаты экспериментальных исследований показали, что минимумы сил сопротивления движению близки по спектру к собственным частотам нормальных колебаний ползуна. В.М. Андриевский в своей работе [11] сделал вывод о том, что на величину силы трения существенное влияние оказывает не только амплитуда колебаний, но и фазово-частотное соотношение между колебаниями в нормальном и тангенциальном направлении.

В работе [37] для количественной оценки влияния параметров динамического взаимодействия на коэффициент трения скольжения предложена зависимость:

$$f = f^* \left( 1 - \frac{mA\omega^2}{f^* F_{np}} \right), \quad (1.16)$$

где  $m$  – масса тела;

$A$  – амплитуда колебаний;

$\omega$  – частота колебаний;

$F_{np}$  – нормальная нагрузка;

$f^*$  – коэффициент трения для данной фрикционной пары без учета влияния вибрации.

Выражение (1.16) описывает поведение системы под влиянием гармонических колебаний в плоскости скольжения. При этом нормальная нагрузка принята постоянной, что не позволяет оценить изменение коэффициента трения в условиях нестационарного нагружения.

В литературе представлены многочисленные исследования процесса формирования тормозной силы в зоне контакта магнитного блока с рельсом [22, 30, 49, 55, 102, 104], содержащие в том числе и результаты измерений коэффициента трения скольжения. Все исследователи отмечали уменьшение значения коэффициента трения при увеличении скорости, однако аппроксимированные зависимости в виде многочленов не учитывают изменения в процессе торможения сил прижатия, влияние колебаний нормальной нагрузки, что вносит существенные погрешности в результаты вычислений, вследствие чего предложенные зависимости не могут быть использованы при математическом моделировании процессов формирования сил торможения и догрузки при работе магниторельсового догрузателя с секционным магнитным блоком.

На основании проведенного обзора результатов исследований можно сделать следующие выводы:

– наличие связи между фрикционными и динамическими параметрами процесса трения не вызывает сомнения; также можно считать вполне обоснованным утверждение о том, что величина коэффициента трения зависит от

конструктивных особенностей фрикционного узла, определяющих условия динамического взаимодействия пары трения;

– имеющиеся зависимости коэффициента трения магнитного блока от скорости скольжения, полученные на основании аппроксимации результатов экспериментов, могут быть использованы для количественной оценки результатов моделирования, однако не раскрывают механизма изменения коэффициента трения, реализуемого секционным блоком при движении локомотива по рельсовому пути с существенными несовершенствами. Для этого необходима аналитическая зависимость, отражающая влияние на коэффициент трения изменение скорости скольжения и силы прижатия магнитного блока к рельсу.

### **1.5 Анализ причин снижения эффективности работы секционного магнитного блока догрузателя**

Как показали результаты экспериментов и опыт эксплуатации магнито-рельсовых систем в шахтных условиях, основной причиной снижения показателей эффективности являются отрывы магнитного блока от рельса. Отрыв может произойти как при прохождении неровностей рельсового пути самим магнитным блоком, так и при увеличении расстояния от поверхности рельса до точки крепления наклонной тяги на опорной балке вследствие изменения диаметра круга катания колеса, наезде на препятствие и т.д (см. рисунок 1.12). Для снижения негативного влияния перечисленных факторов предложена конструкция устройства для повышения нагрузки на оси локомотива [2], отличительной чертой которого является секционный магнитный блок, состоящий из двух секций, соединенных поступательной парой (рисунок 1.13).

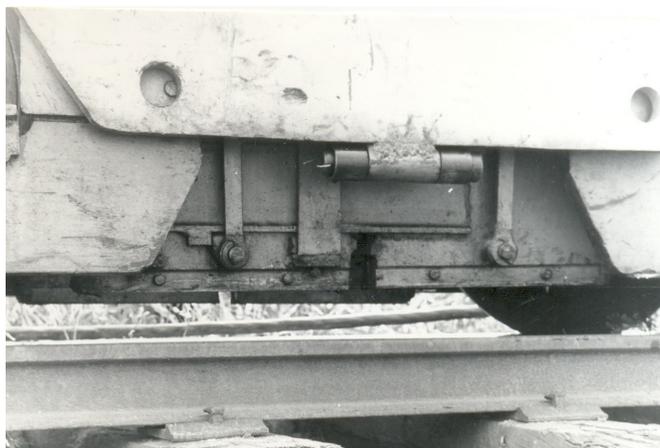


Рисунок 1.13 – Магнито-рельсовый догрузатель с секционным магнитным блоком

Условием работоспособности предложенной конструкции являются минимальные значения сил сопротивления относительным перемещениям

секций. В ходе испытаний оборудованного магниторельсовым догрузателем экспериментального кабельного электровоза ЭШК – 10 установлено, что снижение фактического значения силы магнитного притяжения по сравнению с расчетным значением составило от 15 до 25 % [126]. Анализ осциллограмм испытаний показал, что при прохождении неровностей рельсового пути с длиной меньше длины магнитного блока наблюдались заклинивания ступенчатой пары, в результате чего секции не совершали относительных перемещений и секционный магнитный блок работал так же, как и тормоз традиционной компоновки. Значительное влияние на процесс формирования силы магнитного притяжения оказывают неровности рельсового пути. Наличие дующей (пучащей) почвы, неравномерность толщины балластного слоя (часто вообще его отсутствие), обводненность и другие факторы значительно усложняют условия эксплуатации рельсовых путей в шахтах. Вследствие этого рельсовое полотно в вертикальной плоскости имеет, как правило, сложно деформированный профиль. Деформации рельсов в значительной степени способствует также появление расстроенных стыковых соединений. Основным дефект рельсовых стыков – ослабление скреплений, что способствует появлению зазора между концами рельсов в плане и ступеньки в вертикальной плоскости. Ослабление стыков происходит вследствие несвоевременной подбивки стыковых шпал, слабой затяжки болтов, использования нестандартных деталей и т. п. При движении поезда расстроенные стыки, являясь источником динамических ударов на колеса локомотива и вагонеток, сами испытывают большие нагрузки, что приводит к дальнейшему более быстрому их разрушению. Агрессивные шахтные воды значительно интенсифицируют процессы расстройств стыков. Наличие перемещений при слабо затянутых болтах в начальный период эксплуатации пути приводит к фреттинг – коррозии мест соединения.

Анализ данных, приведенный в работе [93], показывает, что средние величины прогибов рельсового пути на шахтах Центрального Донбасса отличаются незначительно и составляют 7 мм при среднеквадратичном отклонении 1,8 мм. Жесткость стыков практически одинакова с жесткостью середины рельса и находится в диапазоне от  $5,5 \cdot 10^6$  до  $6,0 \cdot 10^6$  Н/м. На некоторых участках пути вследствие плохой балластировки наблюдались значительные просадки рельсов, величина которых достигала 20 мм и более. Статистический анализ нагруженного профиля пути показал, что он почти полностью копирует статический профиль.

Фактические поперечные профили рабочих поверхностей головки и подошвы рельса при эксплуатации пути могут заметно отличаться от номинальных. Даже при небольшом износе головки рельса радиусы кривизны ее рабочих поверхностей существенно изменяются [32], что сказывается на площади контакта полюсных наконечников рельсового тормоза с поверхностью трения (рисунок 1.14, а). На кривых участках пути малого радиуса наблюдается интенсивный износ боковой рабочей грани рельса (рисунок 1.14, б), а форма этой грани по мере изнашивания приближается к форме рабочей части изношенных гребней колес.

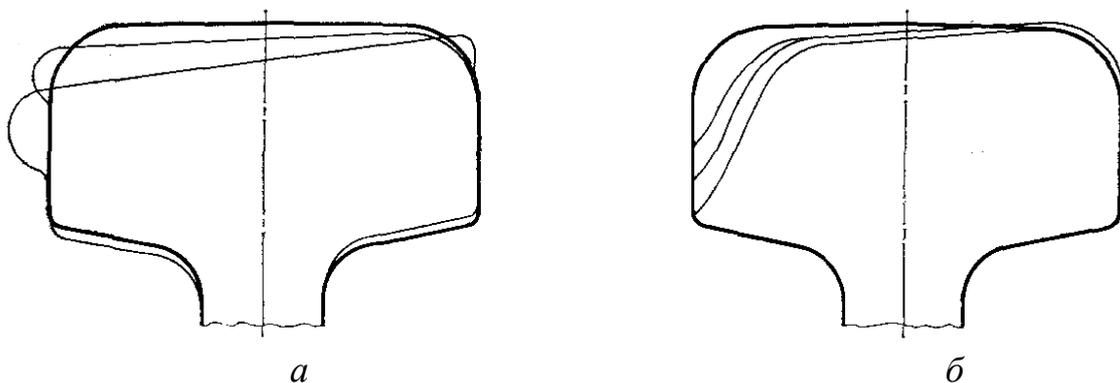


Рисунок 1.14 – Формы и стадии износа головки рельса: *a* – на прямолинейном участке; *б* – на закруглении

Кроме того, вблизи поверхности катания и боковой рабочей грани головки рельса наблюдаются локальные неровности, дефекты металла, а иногда и остаточные изгибы рельса в целом (рисунок 1.15). Анализ форм неровностей позволяет утверждать, что наиболее типичными воздействиями на магнитный блок со стороны рельсового пути можно считать единичный скачок и синусоидальную неровность.

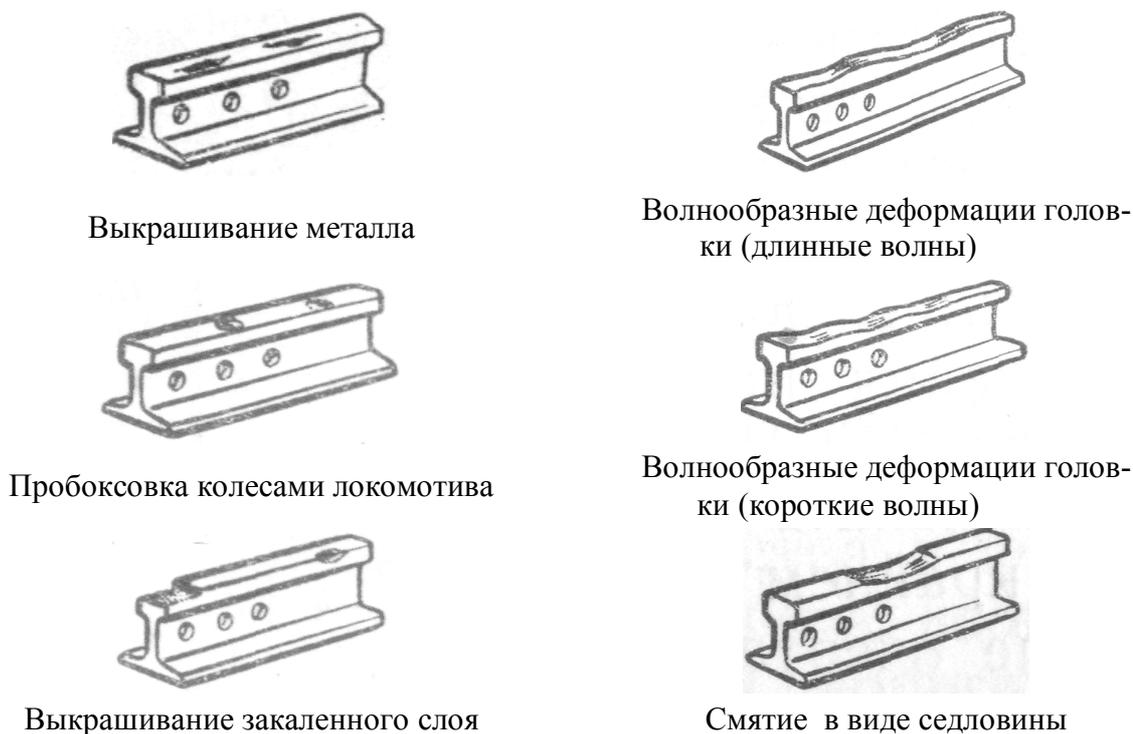


Рисунок 1.15 – Основные виды дефектов рельсов

Анализ конструктивных решений поступательных пар показал, что решением проблемы заклинивания секций может быть замена жесткой опоры – направляющей для штока секции подпружиненными фрикционами, что дает возможность уменьшить динамические нагрузки на поступательную пару и улучшить условия взаимодействия секций с рельсами, имеющими локальные неровности.

Основным конструктивным параметром, определяющим эффективность данного технического решения, является жесткость упругого элемента. На практике постановка подобной задачи сводится к установлению зависимости жесткости упругого элемента от влияющих факторов (нагрузки на поступательную пару, характер и величина возмущающего воздействия и т.д) с последующим обоснованием рационального диапазона значений, обеспечивающих максимальную эффективность магнитного блока.

## 1.6 Тепловой расчет тормозных систем

Качение колеса локомотива по рельсу, несмотря на кажущуюся простоту, представляет собой сложный динамический процесс. Несовершенство материала бандажа и рельса, постоянное изменение условий движения, воздействие многочисленных случайных факторов чрезвычайно затрудняют анализ процесса качения и действующих при этом сил сцепления колеса с рельсом. Независимо от вида привода колодочного тормоза – механического, гидравлического или пневматического – его эффективность определяется тем, насколько полно при данном режиме используется сила сцепления колес с рельсами. Сила сцепления при торможении имеет ту же молекулярно-механическую природу, что и при тяге. При этом следует иметь в виду различие в условиях протекания процессов сцепления при торможении и тяге. При торможении в результате интенсивного трения колодок о бандаж происходит большой нагрев, и поэтому физико-механические свойства поверхности бандажа изменяются сильнее, чем при тяге. Вследствие этого, во время торможения (особенно при экстренном) взаимодействие бандажа и рельса сопровождается существенным изменением характеристик сцепления колеса с рельсом.

Вопросам влияния тепловых потоков, генерирующихся в области касания тормозной колодки и колеса, на характер изменения механических свойств пар трения, в литературе уделено значительное место [21, 30, 48, 56, 74]. Это обусловлено требованиями трибологии и триботехники, связанными с необходимостью разработки и создания моделей оптимизации параметров фрикционных пар с позиций подбора материалов и осуществления наиболее рациональных конструкций на основе комплексных исследований физико-химических (в том числе теплофизических) процессов, протекающих при трении и изнашивании.

При дискретном контакте фрикционных материалов в области взаимодействия (фактической области касания) источниками формирования тепловых потоков при трении являются элементарные объемы, от которых теплота распространяется вглубь трущихся тел. При этом плотность теплового потока в местах контакта достигает больших величин, вызывающих вспышку температуры со свечением поверхности трения и переходом металла в пластическое состояние.

Как показано в работах [66, 124] к основным теплофизическим характеристикам процесса формирования тепловых полей при трении, кроме плотности теплового потока, следует отнести коэффициент распределения тепловых

потоков  $\alpha_{ТП}$  и температурный градиент  $\partial\Theta/\partial z$  ( $z$  – координата в направлении нормали к поверхности трения).

Экспериментальные исследования, связанные с определением зависимости коэффициента трения скольжения  $f_{ТС}$  от температуры, позволили установить, что данную функциональную зависимость можно аппроксимировать многочленом [62]:

$$f_{ТС} = \left( c \frac{\partial\Theta}{\partial z} + A \right) \Theta^{m-n}, \quad (1.17)$$

где  $c, A, m, n$  – эмпирические коэффициенты.

В общем случае с ростом температуры возможно снижение, рост или переход коэффициентов трения через максимум или минимум в зависимости от величины эмпирических коэффициентов. Обширный материал экспериментальных и теоретических исследований по определению тепловых потоков средней (объемной и поверхностной) температуры, а также температуры вспышки систематизирован и широко освещен в работах [48, 65, 72]. В этих работах по методам тепловых расчетов получены решения уравнений теплопроводности как для одномерного, так и для двумерного случаев с однородными и неоднородными граничными условиями с дальнейшей интерпретацией результатов необходимых для осуществления инженерных расчетов полей температур, реализующихся в зависимости от скорости вращения колеса и тормозных усилий [70, 72].

Однако в этих исследованиях при постановке теплофизических задач формирование тепловых полей во фрикционных парах упущен ряд существенных обстоятельств, влияющих не только на качество полученных решений, но и не позволяющих интерпретировать результаты исследований с позиций современных воззрений механики контактных взаимодействий. Это прежде всего относится к интерпретации задания теплового потока и коэффициента распределения тепловых потоков  $\alpha_{ТП} = q_{1,2}/q$  (где  $q_{1,2}$  – тепловой поток, поступающий в одно из контактирующих тел,  $q$  – общий тепловой поток). В большинстве исследований плотность теплового потока задавалась величиной постоянной, не зависящей от координат и времени и рассчитывалась при максимальной скорости движения, как функция тормозной силы и коэффициента распределения тепловых потоков по формуле [38]:

$$q = \frac{\alpha_{ТП} F(t) V_{MAX}}{S}, \quad (1.18)$$

где  $F(t)$  – тормозное усилие;

$V_{MAX}$  – максимальная скорость движения;

$S$  – площадь контакта.

Оценки, произведенные по формуле (1.18), показывают, что в условиях тормозных режимов рудничных локомотивов реализуются тепловые потоки в

диапазоне величин  $q = (0,5...2) \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$ , при максимальной скорости движения  $V_{MAX} = 5 \text{ м/с}$ .

Тот факт, что величина теплового потока есть функция координаты и времени зарегистрирован в ряде исследований, на рисунке 1.6 представлены области миграции тепловых полей по площади тормозной колодки. Как видно из рисунка 1.16, область нагрева колодки формируется преимущественно на выходе колеса из контакта с тормозной колодкой. Ряд исследователей связывают этот эффект со спецификой распределения удельного давления на колесо. Авторы многих работ, посвященных изучению распределения удельного давления принимают неизменным распределение удельного давления в процессе трения по функциям  $\sin \alpha$ ,  $(\sin \alpha)^{1/2}$ ,  $(\sin \alpha)^{2/3}$  и т.д. Так автор работы [54] исходя из предположения синусоидального распределения удельных давлений распространяет теорию расчета колодочных тормозных механизмов для конструкций, где положение мгновенного центра вращения колодки не является заранее известным. Большинство авторов предполагали наличие синусоидального распределения давления априори, без рассмотрения механизма процесса взаимодействия трущихся поверхностей, что естественно снижало научную ценность гипотетических предположений.

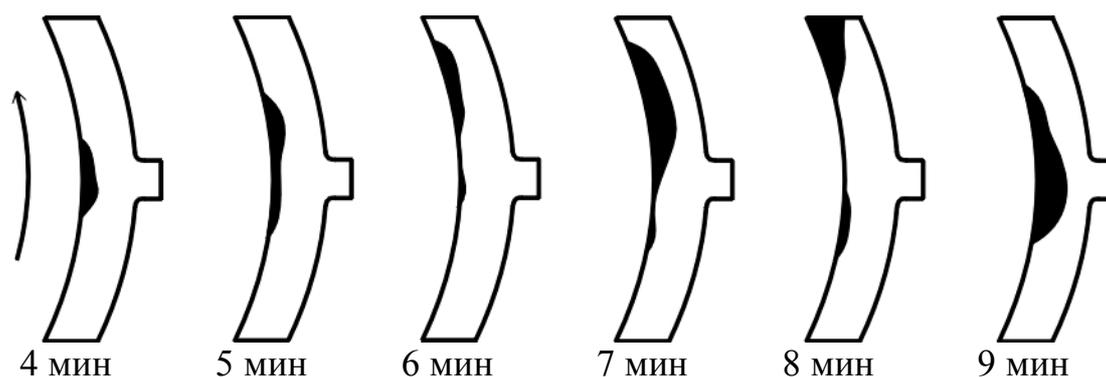


Рисунок 1.16. Распределение локального нагрева до ярко-красного свечения на скользящем контакте от трения колодки (стрелкой указано направление вращения колеса).

Одной из основных теплофизических величин, характеризующих количественную сторону формирования тепловых полей во фрикционных парах, является критерий перераспределения тепловой энергии в материалах с различными коэффициентами теплопроводности. Обычно в инженерных расчетах используют в качестве такого критерия эмпирический коэффициент  $\alpha_{ТП}$  ( $\alpha_{ТП}$  – коэффициент распределения тепловых потоков между материалами фрикционной пары) линейно зависящий от температуры [21]:

$$\alpha_{ТП} = \frac{\beta}{\rho} (T - T_{НОР}), \quad (1.19)$$

где  $\beta = F/F_{ТР}$  ( $F$  – наружная поверхность охлаждения колодки,  $F_{ТР}$  – реальная поверхность скольжения);

$\rho = q/\alpha$  ( $q \approx Q/F_{\text{ТР}}$  – удельный тепловой поток;  $\alpha$  – усредненный по поверхности коэффициент теплоотдачи);

$T$  – средняя по поверхности температура теплоотдающей поверхности колодки.

В работе [123] рекомендуется для расчетов  $\alpha$  использовать отношения теплофизических величин:

$$\alpha_{\text{ТП}} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1}}{\lambda_2 \rho_2 c_2}. \quad (1.20)$$

Крагельский И.В. и Чичинадзе А.В. [56, 123] рекомендуют коэффициент распределения тепловых потоков  $\alpha$  при трении с полным взаимным перекрытием при малых размерах контакта или кратковременном режиме тепловыделения определять по приближенной формуле:

$$\alpha_{\text{ТП}} = \frac{\sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2}}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2}} \quad (1.21)$$

Ряд авторов рекомендуют для инженерных расчетов распределения тепловых потоков применять формулу:

$$Q_1 = \frac{Q}{1 + \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1} \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}}. \quad (1.22)$$

Трение, теплообразование, температурное деформирование, коробление и износ фрикционных элементов – это сложные процессы, взаимовлияющие друг на друга и образующие единый многообразный процесс работы узла трения. Как видим, большинство авторов связывают распределение теплового потока с теплофизическими коэффициентами, однако взаимное влияние отдельных факторов на эти коэффициенты увеличивает сложность решения. Разноречивость факторов не позволяет без доказательств использовать предлагаемые зависимости, которые без теоретического обоснования не могут быть применены при расчетах влияния параметров тепловых процессов на коэффициент трения, и отражает только эмпирическую основу экспериментальных исследований.

Совершенствование методов тепловых расчетов тормозов вызывается стремлением повысить точность решения температурной задачи фрикционного нагрева. Но всякий раз ее решение не является исчерпывающим, так как современный уровень науки не располагает средствами, позволяющими решить ее в общем виде. Поэтому методы, виды и результаты решений изменяются в зависимости от практических запросов, постановки задач и объема накопленного экспериментального материала.

## 1.7 Постановка задач исследования

На основании анализа и обобщения описанных в литературе способов повышения тормозных характеристик средств рельсового транспорта, а также исследований процесса торможения шахтного поезда с использованием колесно-колодочных тормозов и магниторельсовых систем сформулированы следующие задачи.

1) Аналитическое определение параметров процесса торможения на величину тормозного пути.

2) Разработка расчетной схемы механической системы «рельсовый путь – магниторельсовый догрузатель – локомотив» и математической модели процесса торможения шахтного локомотива колесно-колодочным тормозом с одновременным догрузением осей при движении по рельсовому пути с динамическими и геометрическими несовершенствами.

3) Установление характера зависимости коэффициента трения магнитного блока от условий взаимодействия с рельсом, в частности, от скорости скольжения и амплитуды колебания остаточной силы прижатия догрузателя к рельсу.

4) Определение характера влияния возмущающих факторов, обусловленных наличием неровностей рельсового пути, на работоспособность секционного магнитного блока магниторельсового догрузателя.

5) Установление закономерностей влияния эффекта догрузки осей на тормозные характеристики шахтного локомотива.

6) Установление характера зависимости коэффициента трения качения фрикционной пары «колесо – рельс» при наличии в зоне контакта промежуточной среды

7) Обоснование возможности применения магниторельсового догрузателя с секционным магнитным блоком в шахтах, опасных по пыли и газу.

8) Обоснование параметров тормозной системы шахтного локомотива, обеспечивающих повышение значений реализуемой локомотивом тормозной силы и устойчивости движения в колее, а также разработка методических рекомендаций по выбору рациональных параметров тормозной устройств.

## 2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА

### 2.1 Зависимость тормозного пути от параметров процесса торможения

Одним из основных параметров движения рудничного локомотива в условиях торможения является величина тормозного пути. В ряде работ [18, 33, 49] величину тормозного пути  $S$  вычисляют по эмпирическим формулам как функцию скорости движения и тормозного усилия.

Обычно при расчетах тормозного пути принимают следующие допущения: массу состава считают материальной точкой, к которой приложена тормозная сила; возрастание тормозной силы в период торможения условно заменяют мгновенным скачком до максимальной расчетной величины. При этом тормозной путь условно разделяют на две части: подготовительный тормозной путь  $S_{II}$ , проходимый локомотивом за время подготовки  $t_{II}$  и остальная часть тормозного пути до остановки – действительный тормозной путь  $S_{Д}$  [87].

$$S = S_{II} + S_{Д}.$$

Действительный тормозной путь есть функция, зависящая от скорости движения, тормозных усилий и силы сопротивления движению. В работе [32] приводится эмпирическая формула расчета общей величины действительного тормозного пути в предположении постоянства действия всех сил в интервале скоростей  $V_0 + dV$ :

$$S_{Д} = \sum_1^n \frac{k(V_0^2 - V_1^2)}{\xi(b_T + \omega_0 + i_c)}, \quad (2.1)$$

где  $k$  – численный коэффициент, учитывающий размерность входящих в формулу величин;

$\xi$  – замедление от единичной удельной силы, принимаемое с учетом инерции вращающихся масс;

$\omega_0$  – основное удельное сопротивление движению локомотива;

$i_c$  – уклон пути;

$b_T$  – коэффициент, учитывающий время подготовки тормозов.

Как видно из этой формулы коэффициенты трения и скольжения в эту формулу непосредственно не входят. Кроме того, зависимость (2.1) не учитывает диссипацию кинетической энергии движения, связанную с выделением количества тепла в фрикционных парах. Отсутствие учета диссипации энергии тепла, как показано в работе [91], приводит к значительным погрешностям в оценке величины тормозного пути. Попытка учета части кинетической энергии, идущей на диссипацию и ее влияние на величину тормозного пути была пред-

принята в работе [111]. В этой связи, для учета диссипации энергии, запишем теорему об изменении кинетической энергии системы материальных точек в виде [47]:

$$\Delta T = \sum_{k=1}^n A(F_k^e) + \sum_{k=1}^n A(F_k^i), \quad (2.2)$$

где  $\Delta T = T_2 - T_1$  – кинетическая энергия системы в конечном и начальном состоянии;

$\sum_{k=1}^n A(F_k^e)$  – сумма работ внешних сил;

$\sum_{k=1}^n A(F_k^i)$  – сумма работ внутренних сил.

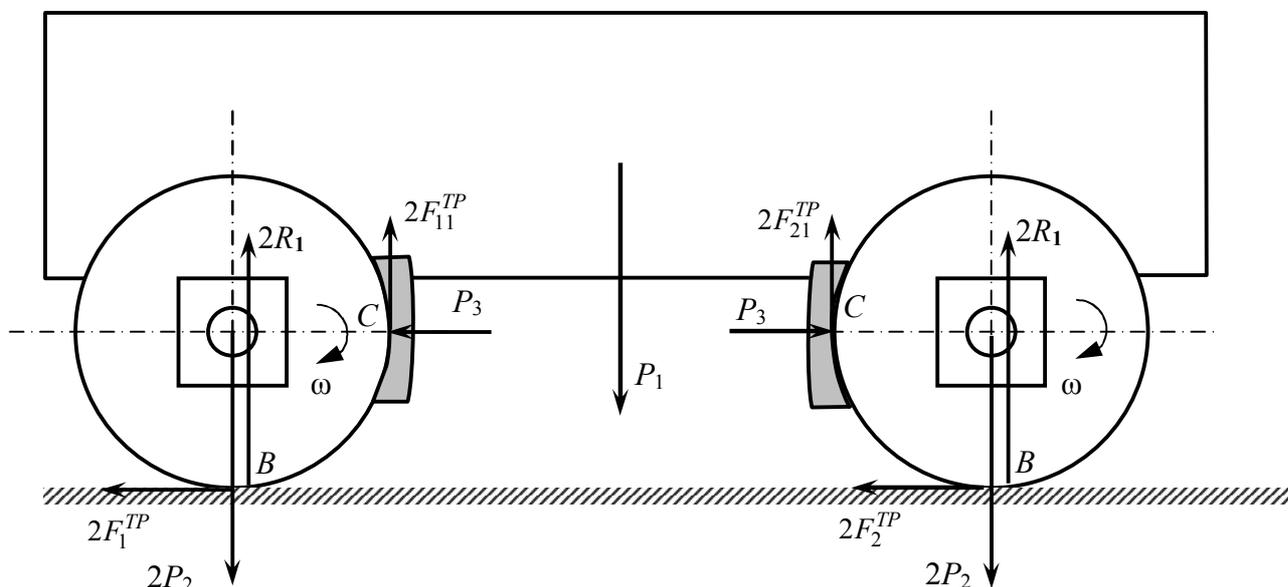


Рисунок 2.1 – Расчетная схема для определения длины тормозного пути.

Внешние силы, приложенные к локомотиву, в соответствии с расчетной схемой 2.1 распределяются следующим образом:  $P_1$  – вес локомотива;  $4P_2$  – вес колес;  $2R_1$  и  $2R_2$  – нормальные силы реакции, смещенные относительно центров тяжести колес в сторону движения локомотива на величину коэффициента трения качения  $f_K$ ;  $2F_1^{TP}$  и  $2F_2^{TP}$  – силы трения колес о рельсы, направленные в сторону противоположную движению;  $2F_{11}^{TP}$  и  $2F_{21}^{TP}$  – силы трения колес о тормозную колодку;  $4P_3$  – силы нажатия тормозной колодки на колеса.

Сумма работ всех внешних сил системы на перемещение  $S$  при скорости  $V$  равна:

$$\sum_{k=1}^n A(F_k^e) = A(P_1) + 4A(P_2) + 4A(F_1^{TP}) + 4A(F_{11}^{TP}) + 4A(M_{TK}), \quad (2.3)$$

Коэффициент 4 соответствует числу колес локомотива.

В целях упрощения задачи считаем, что разность высот  $\Delta h$  при перемещении приложения сил  $P_1$  и  $4P_2$  равна нулю (отсутствие рессор), тогда  $A(P_1) = 4A(P_2) = 0$ . Кроме того, пренебрегаем суммой работ внутренних сил, т.е.

$$\sum_{k=1}^n A(F_k^i) = 0.$$

При качении колес без скольжения их мгновенные центры скоростей находятся в точках касания колес с рельсами. Необходимо отметить, что максимальная величина тормозной силы ограничивается условиями сцепления колес с рельсами. Торможение, как показано в [96], происходит с допустимым проскальзыванием колес по рельсам (от 2 до 3%), если момент тормозных сил, действующих на колесную пару, меньше или равен моменту сил сцепления и инерции колесной пары и сопряженных с ней масс. При этом условие безюзового торможения имеет вид [93]:

$$B_{TP} \leq f_{CK} q, \quad (2.4)$$

где  $B_{TP}$  – тормозная сила, действующая на колесо;

$f_{CK}$  – коэффициент трения скольжения;

$q$  – нагрузка колеса на рельс.

Несмотря на то, что фактическая величина коэффициентов сцепления колеблется в больших пределах (от 0,04 до 0,3 в зависимости от состояния и загрязненности пути, типа подвижного состава и т.д.) будем считать, что условие (2.4) в нашем случае выполняется. Силы трения качения приложены к колесам в точках, совпадающих с мгновенными центрами скоростей  $B$ , а силы трения скольжения колес о тормозные колодки в точках  $C$ .

Тогда мощность сил трения качения вычисляемая по формуле  $N = F^{TP} V_B$  – равна нулю, т.к.  $V_B = 0$ . Следовательно, работа сил трения качения тоже равна нулю, т.е.  $4A(F^{TP}) = 0$ .

Нормальное давление колес и локомотива на рельсы равно  $N = P_1 + 4P_2$  и, учитывая, что коэффициент трения качения  $f_K$  является плечом пары сил трения качения, момент пары трения качения в этом случае равен:  $M_{TK} = N f_K = (P_1 + 4P_2) f_K$ . Элементарная работа трения качения будет равна:

$$4\delta A(M_{TK}) = -M_{TK} d\varphi = -(P_1 + 4P_2) f_K d\varphi. \quad (2.5)$$

В данном случае работа отрицательна, так как направление момента пары сил трения качения противоположно направлению угла поворота колес  $\varphi$ , а  $d\varphi$  – элементарное угловое перемещение колеса вокруг мгновенного центра скоро-

стей  $d\varphi = dS/r$  (где  $dS$  – элементарное (линейное) перемещение центра тяжести колеса,  $r$  – радиус колеса).

Суммарная работа пары сил трения качения на конечном перемещении центра тяжести будет равна определенному интегралу зависимости (2.5) в пределах интегрирования от 0 до  $S$ :

$$4A(M_{TK}) = -(P_1 + 4P_2)f_K S/r. \quad (2.6)$$

При этом работа сил трения скольжения  $4A(F_{11}^{TP})$  будет равна:

$$4\delta A(F_{11}^{TP}) = -4F_{11}^{Tp} r d\varphi = -f_{CK} P_3 r d\varphi = 4P_3 f_{CK} dS. \quad (2.7)$$

Одним из основных упрощений задачи является условие наличия постоянной силы действия тормозной колодки на колеса и отсутствие функциональной зависимости коэффициента трения скольжения от приложенной тормозной силы (т.е. отсутствие связи  $f_{CK} = f(V, P)$ ).

При этом необходимо учитывать, что работа сил трения скольжения колеса по тормозной колодке есть аддитивная величина, равная сумме механической работы  $4P_3 f_{CK} S$  и диссипативной энергии выделения тепла в месте контакта тормозной колодки и колеса  $q = f(P_3, t)$ . И тогда работа сил трения будет равна:

$$4A(F_{11}^{TP}) = -(4P_3 f_{CK} S + 4q(P_3, t)). \quad (2.8)$$

В конечном положении, т.е. в момент остановки, скорость всех точек системы равна нулю и при этом кинетическая энергия  $T_2 = 0$ .

Кинетическая энергия системы  $T_1$  есть сумма энергий кинетической энергии самого локомотива, совершающего поступательное движение и кинетической энергии колес:

$$T_1 = T_1^{(1)} + 4T_1^{(2)}. \quad (2.9)$$

Кинетическая энергия локомотива будет равна:

$$T_1^{(1)} = \frac{1}{2} \frac{P_1}{g} V^2. \quad (2.10)$$

Колеса совершают сложное движение, которое должно учитывать поступательное и вращательное движение центра масс:

$$4T_1^{(2)} = 4 \left( \frac{1}{2} \frac{P_2}{g} V_C^2 + \frac{1}{2} I_C \omega^2 \right). \quad (2.11)$$

Так как  $V_C = V$ , момент инерции  $I_C = \frac{P_2}{g} \rho^2$ , а  $\omega = V/r$ , то формуле (2.11) принимает вид:

$$4T_1^{(2)} = 2 \frac{P_2}{g} \left( 1 + \frac{\rho^2}{r^2} \right) V^2, \quad (2.12)$$

где  $\rho$  – радиус инерции колеса относительно оси, проходящей через его центр инерции.

Кинетическая энергия  $T_1$ , таким образом, будет равна:

$$T_1 = \frac{V^2}{2g} \left( P_1 + 4P_2 \left( 1 + \frac{\rho^2}{r^2} \right) \right). \quad (2.13)$$

Подставим значения для кинетической энергии (2.13) и значения суммы работ внешних сил  $\sum_{k=1}^n A(F_k^e)$  в уравнении (2.1):

$$-\frac{V^2}{2g} \left( P_1 + 4P_2 \left( 1 + \frac{\rho^2}{r^2} \right) \right) = - \left[ \frac{(P_1 + 4P_2) f_{CK} S}{r} + 4(P_3 f_{CK} S + q(P_3, t)) \right].$$

Отсюда тормозной путь локомотива  $S_D$  равен:

$$S_D = \frac{V^2 r \left( P_1 + 4P_2 \left( 1 + \frac{\rho^2}{r^2} \right) \right) - 8gq(P_3, t)r}{2g[(P_1 + 4P_2) f_K + 4P_3 f_{CK} r]}. \quad (2.14)$$

Обозначим  $r \left( P_1 + 4P_2 \left( 1 + \frac{\rho^2}{r^2} \right) \right) = a$ ,  $8gr = b$ ,  $2g(P_1 + 4P_2) = c$ ,

$$8P_3gr = d.$$

Тогда формула (2.14) примет вид:

$$S_{Д} = \frac{V^2 a - q(P_3, t)b}{cf_K + df_{СК}}. \quad (2.15)$$

Отсюда видно, что для уменьшения величины тормозного пути необходимо соблюдать равенство:

$$cf_K + df_{СК} + bq(P_3, t) \gg aV^2. \quad (2.16)$$

Из неравенства (2.16) следует, что темп увеличения коэффициента трения в процессе торможения и диссипации тепловой энергии должен значительно превышать темп уменьшения скорости торможения, и уменьшение величины тормозного пути обусловлено выделением значительной тепловой энергии. В реальных условиях это означает, что темп увеличения тепловой энергии должен ограничиваться качественным теплоотводом из зоны взаимодействия колеса и тормозной колодки. Этим условиям удовлетворяет фрикционная металлопластмасса при нагреве которой коэффициент трения остается величиной постоянной.

Кроме того, качественное сравнение формул (2.1) и (2.16) показало, что не учет в формуле (2.1) диссипации тепловой энергии приводит к увеличению реального тормозного пути по сравнению с расчетным.

Оценка величины тормозного пути позволила установить, что для увеличения массозагруженности подвижного состава при существующих нормах величин тормозного пути (40 м при транспортировании грузов и 20 м при перевозке людей) необходима разработка нового типа тормозной системы, обладающей качественным теплоотводом и стабильной величиной коэффициента трения в зависимости от скорости при нестационарном усилии прижатия тормозной колодки к колесу.

## 2.2 Расчетная схема торможения шахтного поезда

Эффективность работы магниторельсового догрузателя шахтного локомотива определяется характеристикой магнитной цепи и источников магнитного потока, а также работоспособностью системы подвешивания магнитного блока. Величина магнитной силы притяжения тормоза к рельсу зависит от значения магнитной индукции в рабочем зазоре и площади пятна контакта полюсных наконечников с рельсом. Величины сил торможения и догрузки осей влияют на перераспределение нагрузок в системе подвешивания магнитного блока. При этом на все основные характеристики работы магниторельсового догрузателя оказывают влияние возмущающие факторы, обусловленные наличием геометрических и динамических несовершенств рельсового пути, колебаниями элементов ходовой части и т.д. Поэтому при исследовании процесса

торможения локомотив, догрузатель и рельсовый путь должны рассматриваться как единая механическая система.

Проведенный анализ научных работ по данному вопросу [43, 46, 49, 103] показывает, что исследования динамических характеристик системы «рельсовый путь – магниторельсовый догрузатель – локомотив» проводились в основном экспериментальным путем, а полученные результаты не могут быть использованы для проектирования магниторельсовых систем с улучшенными характеристиками. Теоретические исследования выполнялись при существенных допущениях и не учитывали реальных условий эксплуатации рельсового транспорта в шахтах. В связи с этим в данной главе предлагается математическая модель пространственных колебаний системы «рельсовый путь – магниторельсовый догрузатель – локомотив», учитывающая особенности условий эксплуатации рельсового транспорта в подземных условиях, а также конструктивного исполнения магнитного блока и системы подвешивания.

При торможении шахтных поездов наиболее широко применяется торможение с реализацией тормозной силы в точке контакта колеса локомотива с рельсом. Для этого используют колесно-колодочные тормоза, дисковые осевые (расположенные на оси колесной пары) и трансмиссионные (расположенные на валу тягового двигателя), а также динамическое торможение двигателем. Определение динамических параметров двухосного локомотива в режиме тяги выполнялось и ранее [25, 32, 33, 113, 119], но в режиме торможения это делалось только для торможения дисковыми или колесно-колодочными тормозами. Представленные в работах [17, 22, 35, 46] модели торможения при совместном использовании колодочно-колесного и магниторельсового тормоза не учитывали возможности передачи части силы магнитного притяжения последнего на ось локомотива.

При разработке расчетной схемы использовались параметры перспективного шахтного электровоза АРП10РВ [92], который имеет две тормозные системы, реализующие тормозную силу в точках контакта колес с рельсами – систему динамического торможения двигателем и колесно-колодочный тормоз. Расчетная схема торможения локомотива АРП10РВ с составом груженых вагонеток на рельсовом пути приведена на рисунке 2.2. Шахтный локомотив можно представить как дискретную нелинейную механическую систему, состоящую из кузова, двух колесных пар и двух магнитных блоков, каждый из которых состоит из двух секций. Считаем, что все тела абсолютно жесткие, так как коэффициенты, характеризующие жесткость колесных пар, кузова и рельсовых тормозов значительно выше соответствующего показателя для системы рессорного подвешивания. Поскольку экипаж и тормозные блоки взаимодействуют с рельсовым путем, механическую систему «рельсовый путь – магниторельсовый догрузатель – локомотив» следует рассматривать с учетом упруго-диссипативных характеристик пути.

К сцепке локомотива через упруго-диссипативные связи присоединен состав груженых вагонеток. Колеса с полуосями и зубчатое колесо осевого редуктора (с приведенными к нему массами и моментами инерции остальных элементов трансмиссии) вращаются вокруг собственных осей.

Здесь и далее для обозначения переменных приняты следующие основные нижние индексы, определяющие принадлежность переменной к объекту математической модели:

$in$  – к расположенным на осях колесам, упругим и демпфирующим элементам; ( $i = 1, 2$ ), причем 1 обозначена первая по направлению к голове поезда колесная пара; к колесам ( $n = 1, 2$ ), причем 1 обозначены левые по ходу движения колеса;

$mij$  – к секциям магниторельсового догрузателя; ( $i = 1, 2$ ), причем 1 обозначена ближняя к голове поезда секция; ( $j = 1, 2$ ), причем 1 обозначены левые по направлению движения поезда секции;

$s in$  – к колесно-колодочному тормозу, установленному на  $i$ -ой колесной паре  $n$ -го колеса;

$o$  – к основанию (рельсовый путь);

Индексы  $i, n, j$  могут употребляться в математических выражениях самостоятельно как коэффициенты и показатели степени, обозначающие количество соответствующих элементов локомотива.

Для определения основных параметров торможения поезда с применением колесно-колодочного тормоза и догрузателя, установленного на локомотиве АРП10РВ, перемещающегося по реальному пространственно описанному шахтному рельсовому пути с несовершенствами, в программном комплексе Wolfram Mathematica 8 разработан файл *5dkp.nb* [93].

Рельсовый путь предполагается упруговязким в горизонтально-поперечной и вертикальной плоскостях.

При описании движения рельсового экипажа по участку рельсового пути используется неподвижная система координат  $O'\xi\eta\zeta$ , а для каждого твердого тела экипажа – по две подвижные системы координат, естественная  $Oxyz$  и связанная с твердым телом  $Cx'y'z'$  ( $Cx', Cy', Cz'$  – главные центральные оси инерции) [60, 100]. Все системы координат примем правыми, причем будем считать, что оси  $O'\xi, Ox, Cx'$  направлены слева направо, а оси  $O'\zeta, Oz, Cz'$  – вниз (рисунок 2.2).

Для описания сферического движения твердого тела используем угловые координаты  $\tilde{\psi} = \psi + \gamma, \varphi, \tilde{\theta} = \theta + \theta_h$ , определяющие направления осей  $Cx', Cy', Cz'$  относительно неподвижной системы координат. Очередность поворотов следующая: первый поворот (на угол  $\tilde{\psi}$ ) производится вокруг вертикальной оси, второй – вокруг поперечной, повернутой в горизонтальной плоскости на угол  $\tilde{\theta}$ , третий – вокруг продольной, повернутой на углы  $\tilde{\psi}$  и  $\varphi$ . Положение твердого тела относительно естественной системы координат описывается величинами  $x, y, z, \psi, \varphi, \theta$ . Поступательные перемещения  $x, y, z$  и углы поворота  $\psi, \varphi, \theta$  описывают соответственно подергивание, боковой относ, подпрыгивание и виляние, галопирование, боковую качку экипажа [32].

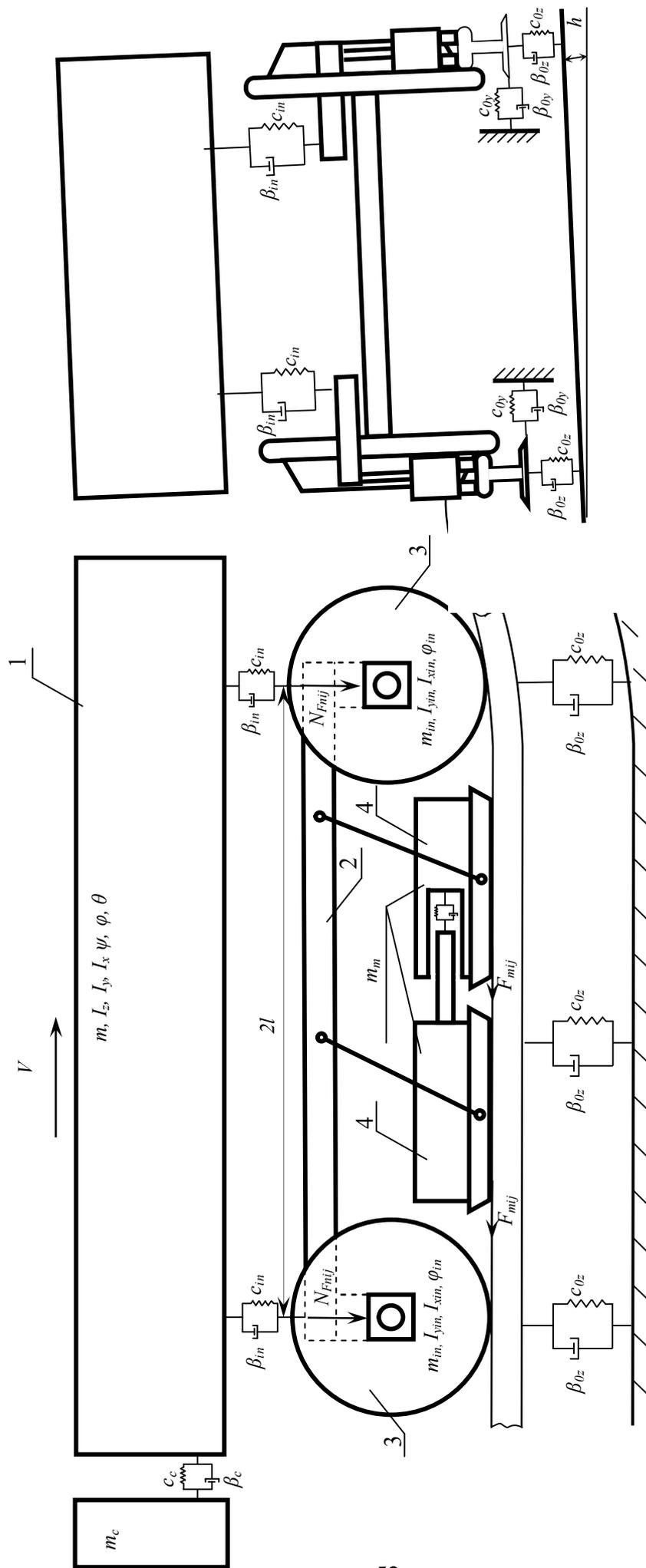


Рисунок 2.2 – Расчетная схема шахтного локомотива с магниторельсовым догрузателем: 1 – кузов; 2 – опорная балка; 3 – колесные пары; 4 – секции магниторельсового догрузателя; 5 – рельсовый путь

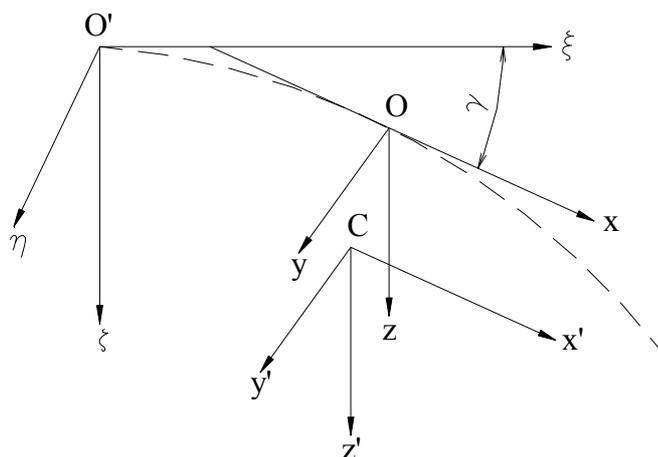


Рисунок 2.3 – Система координат, используемая при составлении математической модели

Уравнения связи между естественными системами координат тел, принадлежащих рассматриваемой механической системе, можно записать в следующем виде [32]

$$S_{in} = S_i - (-1)^n \frac{s_b}{2}$$

$s_b$  – длина жесткой базы (межосевого расстояния колесных пар) локомотива, м.

Для секций магниторельсового догрузателя уравнение связи примет такой вид:

$$S_{mij} = S_i + (-1)^i [a_m + (m - 1)(L + l)]$$

где  $a_m$  – расстояние от точки середины базы локомотива до середины первой (ближней к кабине) секции магниторельсового догрузателя, м;

$L$  – длина секции магниторельсового догрузателя, м;

$l$  – расстояние между соседними секциями магниторельсового тормоза, м.

Рельсовый путь представлен в виде двух балок бесконечной длины, лежащих на упругом основании, которое подчиняется гипотезе Виклера – Фусса.

При составлении математической модели торможения шахтного поезда приняты следующие допущения:

- все жесткости и рассеивания элементов системы линейны;
- состав прикрепленных к сцепке локомотива вагонеток представлен в виде одного тела с суммарной массой;
- продольные перемещения рельсовых нитей и основания пути не учитываются;
- нагрузки, перемещающие одну нить рельсового пути, не оказывают влияния на вторую, а взаимные перемещения рельсов и основания на контактной поверхности отсутствуют;
- под каждой колесной парой путь имеет постоянные радиус кривизны,

продольный и поперечный уклоны, а также уширение колеи;

– передача части силы магнитного притяжения на оси локомотива не приводит к изменению основных параметров взаимодействия колеса с рельсом.

Определение жесткостных параметров колес выполнялось в программном комплексе АРМ WinMachine по известной методике [87, 119]. При торможении двигателем момент передается через оси на левые (имеющие индекс 1) и правые (имеющие индекс 2) колеса. При этом их приведенные массы и моменты инерции, а также крутильные жесткости и коэффициенты диссипации будут различны из-за асимметричного размещения зубчатого колеса на оси колесной пары.

При торможении колесно-колодочным тормозом все приведенные массы и моменты инерции колесной пары распределяются поровну между ее колесами, а упруго-диссипативные параметры принимаются равными друг другу.

### 2.3 Динамическая модель процесса торможения шахтного локомотива

Для решения задачи исследования движения локомотива с составом вагонов в режиме торможения по участку пути, имеющему переменные по величине и знаку кривизну в плане, а также продольный и поперечный уклоны, необходимо составить систему дифференциальных уравнений, для чего воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i; \quad (2.17)$$

$$i = 1, 2, \dots, \nu,$$

где  $\nu$  – число степеней свободы, для рассматриваемой системы равно 33;

$T, \Pi, \Phi$  – кинетическая, потенциальная энергия и функция рассеивания системы;

$Q_i, q_i$  – обобщенные силы, не имеющие потенциала, и обобщенные координаты системы.

В качестве обобщенных координат  $q_i$  ( $i = 1, 2, \dots, \nu$ ) выберем следующие независимые между собой величины  $x, x_{in}, \varphi_{in}, x_c, z_c, y_c, z, z_{in}, z_{oin}, \theta, \varphi, \psi, y, y_{oin}, x_{mij}$ .

Составим выражения для определения кинетической и потенциальной энергии, а также функции рассеивания энергии по условным направлениям перемещений. Выражение для определения кинетической энергии элементов рассматриваемой механической системы, исходя из расчетных схем по теореме Кенига, имеет вид

$$\begin{aligned}
T = & \frac{1}{2} \left[ \left( m - \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{in} \right) \dot{x}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{in} \dot{x}_{in}^2 \right] + \frac{1}{2} \left( \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_m \dot{x}_{mij}^2 \right) + \\
& + I_x \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_c \dot{x}_c^2 + \frac{1}{2} \left[ \left( m - \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{in} \right) \dot{z}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{in} \dot{z}_{in}^2 + \right. \\
& \left. + I_z \dot{\psi}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{oz} \dot{z}_{oin}^2 \right] + \\
& + \frac{1}{2} m_c \dot{z}_c^2 + \frac{1}{2} \left[ \left( m - \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{in} \right) (-\dot{y})^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{oy} \dot{y}_{oin}^2 + \right. \\
& \left. + I_y \dot{\phi}^2 + I_{yin} \dot{\phi}_{in}^2 \right] + \frac{1}{2} m_c \dot{y}_c^2,
\end{aligned} \tag{2.18}$$

где  $m$  – масса локомотива, кг;

$m_{in}$  – приведенные массы соответствующих колес, кг;

$m_{oz}$ ,  $m_{oy}$  – соответственно массы пути, приведенные к колесу в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях, кг;

$I_x$ ,  $I_y$ ,  $I_z$  – моменты инерции относительно главных центральных осей рамы локомотива, кг·м<sup>2</sup>;

Потенциальная энергия системы запишется согласно теореме Клайперона как сумма упругих деформаций тел, входящих в систему, и как потенциальная энергия, обусловленная подъемом или опусканием центров тяжести тел при их поперечных перемещениях вследствие возвышения одного рельса над другим, а также вследствие движения по продольному уклону пути, как

$$\begin{aligned}
\Pi = & \frac{1}{2} \left[ c_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (x - x_{in})^2 + \sum_{i=1}^2 c_{\phi} \phi^2 + c_{xm} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (x_i - x_{mij})^2 \right] + \\
& + mgx \sin(\arctg i_p) + m_c g x_c \sin(\arctg i_{p6}) + \frac{1}{2} c_{cx} (x_2 - x_c) + \\
& + \frac{1}{2} \left[ c_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \left( z - (-1)^n a_p \operatorname{tg} \varphi + (-1)^j b_p \operatorname{tg} \theta \right)^2 + \right. \\
& \left. + c_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 z_{in}^2 + c_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 z_{oin}^2 \right] + \frac{1}{2} c_{cz} (z_2 - z_c)^2 + \\
& + \frac{1}{2} \left[ c_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (-y)^2 + c_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 y_{oin}^2 \right] - \\
& - mg y \sin(\arctg i_s) - \sum_{i=1}^2 m_i g y \sin(\arctg i_s) + \frac{1}{2} c_{cy} (y_2 - y_c)^2,
\end{aligned} \tag{2.19}$$

где  $c_x, c_y, c_z$  – коэффициенты жесткости упругих элементов подвески колеса в направлении соответствующих осей, Н/м;

$c_{oz}, c_{oy}$  – коэффициенты жесткости рельсовых путей вдоль соответствующих осей, приведенные к колесу, Н/м;

$c_{\varphi in}$  – коэффициенты крутильной жесткости соответствующих колесных пар, Н/рад;

$c_{cx}, c_{cy}, c_{cz}$  – продольная, поперечная и вертикальная жесткость присоединения прицепной части поезда, определяемая согласно результатам исследований [91], МН/м;

$c_{xm}$  – коэффициент жесткости упругих элементов подвески секции магниторельсового тормоза в направлении оси  $x$ , Н/м.

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$a_p, b_p$  – расстояние между вертикальными упорами подвески локомотива в продольном и поперечном направлениях, м;

$i_p, i_{pv}$  – продольный уклон пути под локомотивом и средний продольный уклон пути под вагонетками прицепной части состава, положительный знак соответствует подъему;

$i_s, i_{sin}$  – поперечный уклон пути под локомотивом и его колесами, положительный знак соответствует возвышению левого по ходу движения поезда колеса;

Функция диссипации системы может быть представлена в виде

$$\begin{aligned}
 \Phi = & \frac{1}{2} \left[ \beta_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (\dot{x} - \dot{x}_{in})^2 \right] + \frac{1}{2} \beta_{cx} (\dot{x}_2 - \dot{x}_c)^2 + \\
 & + \frac{1}{2} \left[ \beta_{xm} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (\dot{x} - \dot{x}_{mij})^2 \right] + \\
 & + \frac{1}{2} \left[ \beta_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (\dot{y}_i - \dot{y}_{in})^2 + \beta_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \dot{y}_{oin}^2 \right] - \frac{1}{2} \beta_{cy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_c)^2 \\
 & + \frac{1}{2} \left[ \beta_z \sum_{i=1}^2 (\dot{z} + \dot{z}_i)^2 + \right. \\
 & \left. + \beta_z \sum_{i=1}^2 \left( \dot{z} - \left( (-1)^i a_p \operatorname{tg} \varphi \right)' \right)^2 \right. \\
 & \left. + \beta_z \sum_{n=1}^2 \left( \dot{z} - \left( (-1)^n b_p \operatorname{tg} \theta \right)' \right)^2 \right. \\
 & \left. + \beta_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 z_{oin}^2 \right] + \frac{1}{2} \beta_{cz} (z_2 - z_c)^2,
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

где  $\beta_x, \beta_y, \beta_z$  – коэффициенты диссипации упругих элементов подвески колеса в направлении соответствующих осей, Н/м;

$\beta_{xm}$  – коэффициенты вязкого сопротивления подвески секции магнито-рельсового тормоза в направлении оси  $x$ , Н·с/м.

$\beta_{cx}, \beta_{cz}, \beta_{cy}$  – коэффициенты вязкого сопротивления продольным колебаниям прицепной части состава в направлении соответствующих осей, Н·с/м, определяется в соответствии с [39];

$\beta_{oz}, \beta_{oy}$  – коэффициенты вязкого сопротивления перемещениям рельсового пути в соответствующих направлениях, приведенные к колесу, Н·с/м. Для шахтного рельсового пути принимают по данным [39].

Обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам, определяются как коэффициенты при вариациях обобщенных координат в выражениях для возможных работ от приложенных сил. Размерности обобщенных сил зависят от размерностей соответствующих обобщенных координат и дополняют их до размерности работы. Они могут быть записаны как

$$\begin{aligned}
 Q_x &= 0; \\
 Q_{xin} &= (-F_{in} - W_{xin} - W_{pin} - Y_{in} \sin \gamma_{in}) \cos \lambda_{in}; \\
 Q_{\varphi in} &= r(F_{in} - W_{xin}) - M_{sin}; \\
 Q_{xc} &= m_c (-w_{\beta} - w_{\beta R}); \\
 Q_{zc} &= 0; \\
 Q_{yc} &= 0; \\
 Q_z &= 0; \\
 Q_{zin} &= G_{in} + N_{Fnin} - N_{in} - N_{\partial in}; \\
 Q_{zoin} &= N_{in} + N_{\partial in} - N_{Fnin}; \\
 Q_{\theta} &= 0; \\
 Q_{\varphi} &= 0; \\
 Q_{\psi} &= 0; \\
 Q_y &= 0; \\
 Q_{yo in} &= -(Y_{in} \cos \gamma_{in} - W_{yin} + P_{in}) \cos \varphi_{in}; \\
 Q_{xm ij} &= -F_{m ij},
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

где  $F_{in}$  – тормозная сила, возникающая в точке контакта дорожек катания рельса и  $in$ -го колеса, Н;

$W_{xin}$  – сила продольного скольжения  $in$ -го колеса в точке контакта с рельсом, связанная с преодолением трения качения колеса по рельсу и моментов трения во вращающихся частях, приведенная к дорожке катания колеса, Н;

$W_{pin}$  – сила продольного скольжения набегающего колеса, возникающая при трении реборды о рельс при движении в криволинейном участке пути, Н;

$W_{yin}$  – сила поперечного скольжения колеса в точке контакта с рельсом при движении в криволинейном участке пути, Н;

$Y_{in}$  – направляющая сила, действующая под углом  $\gamma_{in}$  со стороны рельса на реборду колеса при движении в криволинейном в плане участке пути, Н;

$P_{in}$  – направляющая сила, действующая под углом  $\sigma_{inj}$  со стороны рельса на дорожку катания колеса из-за коничности колесных бандажей, Н;

$N_{F\pi in}$  – сила догрузки колеса от действия магниторельсового догрузателя, Н;

$N_{\partial in}$  – динамическая сила, возникающая при ударах колеса об рельс при прохождении неровностей, Н;

$M_{sin}$  – тормозной момент на колесно-колодочном тормозе, Н·м;

$m_c = n_g m_g$  – масса прицепной части состава, кг;

$n_g$  – число вагонеток в составе, шт;

$m_g$  – масса груженой вагонетки, кг;

$w_g$  – удельное сопротивление движению груженой вагонетки на прямой, для вагонеток типа ВГЗ,3-900 по данным [60] равно 0,07 Н/кг;

$w_{gR}$  – среднее дополнительное удельное сопротивление движению груженой вагонетки по кривой радиуса  $R$ , Н/кг;

Тормозную силу секции магниторельсового догрузателя определяют как

$$F_{mij} = Z_{ij} F_{npj} f_m, \quad (2.22)$$

где  $Z_{ij}$  – сигнофункция, признак включения конкретной секции магниторельсового догрузателя, равна нулю при отключении, и единице при включении;

$F_{npj}$  – сила прижатия секции магниторельсового догрузателя к рельсу, Н;

$f_m$  – коэффициент трения скольжения полусных наконечников магниторельсового догрузателя по рельсу [115].

Для определения сил реакций рельсов в точке контакта с колесом при применении магниторельсового догрузателя рассмотрим колесную пару в рав-

новесном состоянии (рисунок 2.4). На нее действуют статические силы  $G_{in}$ , динамические силы  $N_{\partial in}$ , обусловленные колебаниями наддрессорного строения и колесных пар, и силы догрузки осей от действия магниторельсового догрузителя  $N_{Fnin}$ .

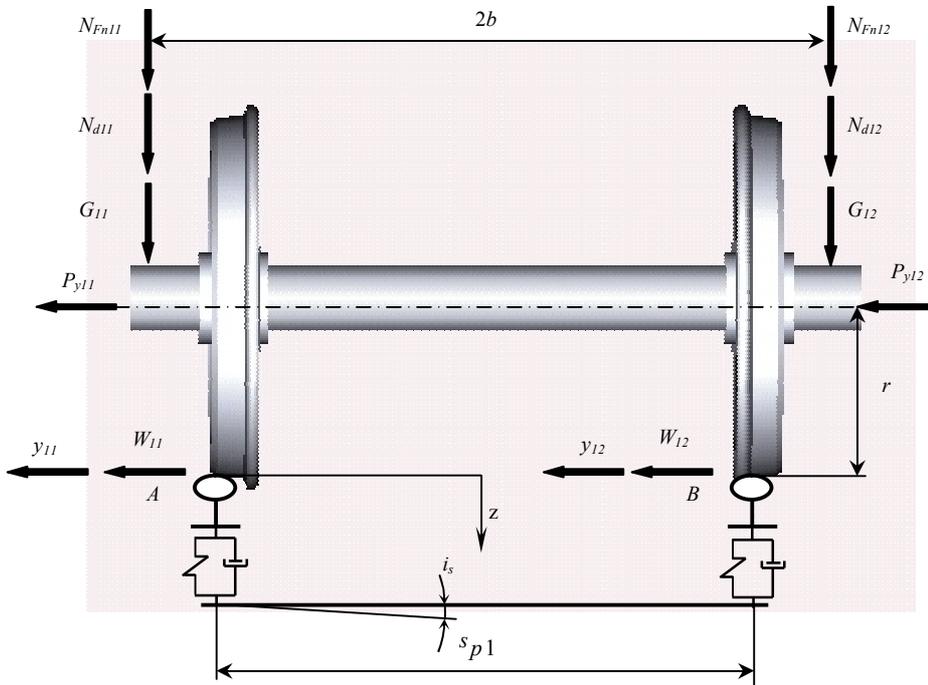


Рисунок 2.4 – Силы, действующие на колесную пару

Из условия равенства нулю моментов всех сил относительно точек контакта  $A$  и  $B$  колес с рельсами можно получить выражения для определения сил  $P_{in}$  ( $n=1, 2$ ) [113]

$$P_{11} = \frac{1}{2} m_i g \cos i_s + P_{u11} + \frac{1}{2s_{p11}} \left[ \begin{array}{l} (G_{11} + N_{\partial 11} + N_{Fn11})(b + s_{p1}) - \\ -(G_{12} + N_{\partial 12} + N_{Fn12})(b + s_{p2}) - \\ (P_{y12} + P_{y11})r \end{array} \right];$$

$$P_{12} = \frac{1}{2} m_i g \cos i_s + P_{u12} + \frac{1}{2s_{p12}} \left[ \begin{array}{l} (G_{12} + N_{\partial 12} + N_{Fn12})(b + s_{p2}) - \\ -(G_{11} + N_{\partial 11} + N_{Fn11})(b - s_{p1}) - \\ -(P_{y11} + P_{y12})r \end{array} \right], \quad (2.23)$$

где  $m_i$  – масса колесной пары;

$b$  – половина расстояния между осями букс колесной пары в поперечном направлении;

$s_{pin}$  – фактическая ширина рельсовой колеи под колесной парой;

Величина силы догрузки осей  $N_{F_{\Pi ij}}$  зависит от силы магнитного притяжения полюсных наконечников к рельсу, коэффициента трения магнитного блока и угла наклона тяг системы подвешивания. Для описания зависимости силы  $N_{F_{\Pi ij}}$  от перечисленных факторов составлена расчетная схема (рисунок 2.5) и векторные уравнения в проекциях на оси  $Oz$  и  $Ox$ :

$$R \cos \alpha_m - F_{n ij} - N_{n ij} = 0;$$

$$R \sin \alpha_m - F_{m ij} = 0.$$

где  $R$  – реакция в тяге, Н.

Учитывая, что  $F_{m ij} = f_m F_{n ij}$ , а  $N_{F_{\Pi ij}} = R \cos \alpha_m$ , реакцию тяги можно определить из выражения

$$R = \frac{f_m F_{n ij}}{\sin \alpha_m}.$$

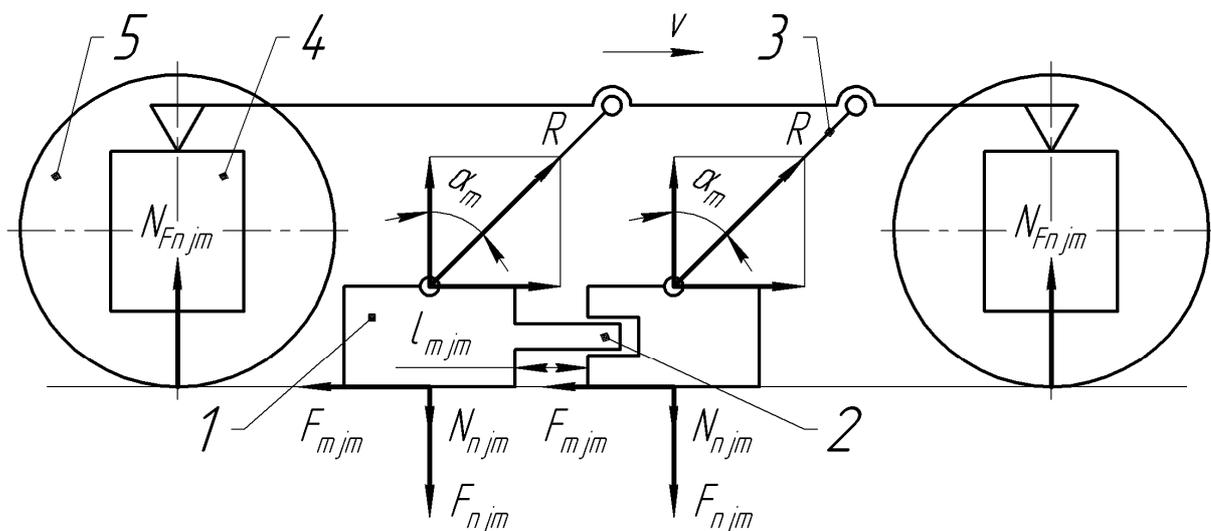


Рисунок 2.5 – Расчетная схема работы магниторельсового догрузателя: 1 – секция магниторельсового догрузателя; 2 – поступательная пара; 3 – тяга; 4 – буксы колесных пар; 5 – колесные пары

Тогда реакция рельса под секцией тормоза

$$N_{\Pi ij} = F_{\Pi ij} - R \cos \alpha_m = F_{\Pi ij} - f_m F_{\Pi ij} \operatorname{ctg} \alpha_m, \quad (2.24)$$

а выражение для определения реакции рельса от действия догрузателя примет вид

$$N_{F\Pi ij} = f_m F_{\Pi ij} \operatorname{ctg} \alpha_m \quad (2.25)$$

где  $\alpha_m$  – угол наклона тяги системы подвешивания, град;

$F_{\Pi ij}$  – остаточная сила прижатия секции магнитного блока к рельсу, Н.

Выполнив необходимые подстановки в (2.23), (2.24), (2.25) получим следующую систему из 33 дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} m_{11}\ddot{z}_{11} + \beta_z(\dot{z} + \dot{z}_{11}) + c_z z_{11} &= G_{11} - N_{11}; \\ m_{12}\ddot{z}_{12} + \beta_z(\dot{z} + \dot{z}_{12}) + c_z z_{12} &= G_{12} - N_{12}; \\ m_{21}\ddot{z}_{21} + \beta_z(\dot{z} + \dot{z}_{21}) + c_z z_{21} &= G_{21} - N_{21}; \\ m_{22}\ddot{z}_{22} + \beta_z(\dot{z} + \dot{z}_{22}) + c_z z_{22} &= G_{22} - N_{22}; \\ m_{oy}\ddot{y}_{o11} + \beta_{oy}\dot{y}_{o11} + c_{oy}y_{o11} &= W_{y11} - Y_{11} \cos \gamma_{11} - P_{11}; \\ m_{oy}\ddot{y}_{o12} + \beta_{oy}\dot{y}_{o12} + c_{oy}y_{o12} &= W_{y12} - Y_{12} \cos \gamma_{12} - P_{12}; \\ m_{oy}\ddot{y}_{o21} + \beta_{oy}\dot{y}_{o21} + c_{oy}y_{o21} &= W_{y21} - Y_{21} \cos \gamma_{21} - P_{21}; \\ m_{oy}\ddot{y}_{o22} + \beta_{oy}\dot{y}_{o22} + c_{oy}y_{o22} &= W_{y22} - Y_{22} \cos \gamma_{22} - P_{22}; \\ (m - m_{11} - m_{12} - m_{21} - m_{22})\ddot{x} + \frac{g_0 m i_p}{\sqrt{i_p^2 + 1}} + \\ + \frac{1}{2} \left( -\frac{4I_y \dot{x} \dot{R}_p}{R_p^3} + \frac{2I_y \ddot{x}}{R_p^2} - \frac{4I_z \dot{x} \dot{R}}{R^3} + \frac{2I_z \ddot{x}}{R^2} \right) + \\ + \beta_c(\dot{x} - \dot{x}_c) + c_c(x - x_c) &= 0; \\ 2(m_{11}\ddot{z} + m_{12}\ddot{z} + m_{21}\ddot{z} + m_{22}\ddot{z} + 4G_{11} + 4G_{12} + 4G_{21} + 4G_{22}) &= \\ = 2m\ddot{z} + 16\beta_z\dot{z} + 2\beta_z\dot{z}_{11} + 2\beta_z\dot{z}_{12} + 2\beta_z\dot{z}_{21} + 2\beta_z\dot{z}_{22} + 8c_z z; \\ I_{y11}\ddot{\phi}_{11} + \beta_{\phi 11}(\dot{\phi}_{11} - \dot{\phi}_1) + c_{\phi 11}(\phi_{11} - \phi_1) &= r(F_{11} + W_{x11}) - M_{s11}; \\ I_{y12}\ddot{\phi}_{12} + \beta_{\phi 12}(\dot{\phi}_{12} - \dot{\phi}_1) + c_{\phi 21}(\phi_{12} - \phi_1) &= r(F_{12} + W_{x12}) - M_{s12}; \\ I_{y21}\ddot{\phi}_{21} + \beta_{\phi 21}(\dot{\phi}_{21} - \dot{\phi}_2) + c_{\phi 21}(\phi_{21} - \phi_2) &= r(F_{21} + W_{x21}) - M_{s21}; \\ I_{y11}\ddot{\phi}_{22} + \beta_{\phi 22}(\dot{\phi}_{22} - \dot{\phi}_2) + c_{\phi 22}(\phi_{22} - \phi_2) &= r(F_{22} + W_{x22}) - M_{s22}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (m - m_{11} - m_{12} - m_{21} - m_{22})\ddot{y} + \frac{1}{2}\beta_y(2(\dot{y} - \dot{y}_1) + 2(\dot{y} - \dot{y}_2)) + \\
& + 4c_y y - \frac{g_0 m i_s}{\sqrt{i_s^2 + 1}} = 0; \\
& m_{11}\ddot{x}_{11} - \beta_x(\dot{x} - \dot{x}_{11}) - c_x(x - x_{11}) = \\
& = -F_{11} - W_{11} - W_{x11} - Y_{11} \sin \gamma_{11}; \\
& m_{12}\ddot{x}_{12} - \beta_x(\dot{x} - \dot{x}_{12}) - c_x(x - x_{12}) = \\
& = -F_{12} - W_{12} - W_{x12} - Y_{12} \sin \gamma_{12}; \\
& m_{21}\ddot{x}_{21} - \beta_x(\dot{x} - \dot{x}_{21}) - c_x(x - x_{21}) = \\
& = -F_{21} - W_{21} - W_{x21} - Y_{21} \sin \gamma_{21}; \\
& m_{22}\ddot{x}_{22} - \beta_x(\dot{x} - \dot{x}_{22}) - c_x(x - x_{22}) = \\
& = -F_{22} - W_{22} - W_{x22} - Y_{22} \sin \gamma_{22}; \\
& m_c \ddot{z}_c - \beta_{cz}(\dot{z} - \dot{z}_c) - c_{cz}(z - z_c) = 0; \\
& m_c \ddot{y}_c - \beta_{cy}(\dot{y} - \dot{y}_c) - c_{cy}(y - y_c) = 0; \\
& m_c \ddot{x}_c + \frac{1}{2} \left( -\frac{4I_{z\beta} \dot{x}_c \dot{R}_\beta}{R_\beta^3} + \frac{2I_{z\beta} \ddot{x}_c}{R_\beta^2} - \frac{4I_{y\beta} \dot{x}_c \dot{R}_{p\beta}}{R_{p\beta}^3} + \frac{2I_{y\beta} \ddot{x}_c}{R_{p\beta}^2} \right) + \\
& + \frac{g_0 m_c i_{p\beta}}{\sqrt{i_{p\beta}^2 + 1}} + \beta_{cx}(\dot{x} - \dot{x}_c) - c_{cx}(x - x_c) = -m_c w_\beta; \\
& b_p^2 \sec^4 \theta (\beta_z \dot{\theta} + c_z \sin 2\theta) + I_x \ddot{\theta} = 0; \\
& a_p^2 \sec^4 \varphi (\beta_z \dot{\varphi} + c_z \sin 2\varphi) + I_y \ddot{\varphi} = 0; \\
& \frac{1}{2} \left( 2 \sin \psi c_z a_p^2 + 2 \sin \psi c_z b_p^2 \right) + I_z \ddot{\psi} = 0; \\
& m_{oz} \ddot{z}_{o11} + \beta_{oz} \dot{z}_{o11} + c_{oz} z_{o11} = N_{11}; \\
& m_{oz} \ddot{z}_{o12} + \beta_{oz} \dot{z}_{o12} + c_{oz} z_{o12} = N_{12}; \\
& m_{oz} \ddot{z}_{o21} + \beta_{oz} \dot{z}_{o21} + c_{oz} z_{o21} = N_{21}; \\
& m_{oz} \ddot{z}_{o22} + \beta_{oz} \dot{z}_{o22} + c_{oz} z_{o22} = N_{22};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_m \ddot{x}_{m11} - \beta_{xm} (\dot{x} - \dot{x}_{m11}) - c_{xm} (x - x_{m11}) &= Z_{11} (-F_{m11}); \\
m_m \ddot{x}_{m12} - \beta_{xm} (\dot{x} - \dot{x}_{m12}) - c_{xm} (x - x_{m12}) &= Z_{12} (-F_{m12}); \\
m_m \ddot{x}_{m21} - \beta_{xm} (\dot{x} - \dot{x}_{m21}) - c_{xm} (x - x_{m21}) &= Z_{21} (-F_{m21}); \\
m_m \ddot{x}_{m22} - \beta_{xm} (\dot{x} - \dot{x}_{m22}) - c_{xm} (x - x_{m22}) &= Z_{22} (-F_{m22}). \quad (2.26)
\end{aligned}$$

Таким образом, система дифференциальных уравнений (2.26) представляет собой математическую модель, достаточно полно описывающую торможение шахтного локомотива при использовании магниторельсового догрузателя на участках рельсового пути с геометрическими неровностями в плане и профиле. Решение данной системы позволит определить как кинематические характеристики (перемещения, скорости, ускорения) элементов шахтного локомотива, так и динамические (значения вертикальных и поперечных нагрузок, действующих на кузов, колесные пары и секции магнитного блока). Это позволит на стадии проектирования установить закономерности изменения исследуемых параметров и сформулировать основные критерии качества движения шахтного локомотива для определения параметров магниторельсовой системы.

#### **2.4 Установление закономерностей изменения коэффициента трения скольжения магнитного блока догрузателя при нестационарной нагрузке**

Для корректного решения системы уравнений (2.26) необходимо иметь зависимость коэффициента трения скольжения магнитного блока догрузателя от условий взаимодействия элементов рассматриваемой механической системы, которая бы адекватно учитывала особенности работы секционного магнитного блока.

Анализ научных публикаций по исследованию коэффициента трения скольжения на малых скоростях [11, 16, 24, 37, 61] позволяет сделать вывод о том, что на величину коэффициента трения скольжения кроме трибологических факторов существенное влияние оказывает и конструктивные параметры фрикционного узла. Сравнение результатов расчетов динамических характеристик секционного магнитного блока и результатов испытаний в подземных условиях показало расхождение результатов от 30 до 35 %, что свидетельствует о недостатках существующих методик расчета [78].

Основной причиной значительного расхождения теоретически и экспериментально полученных результатов является использование при расчетах зависимостей коэффициента трения от скорости, полученных либо для магнитных блоков традиционной конструкции, либо для условий магистрального или городского рельсового транспорта. Данные зависимости не учитывают влияния на коэффициент трения скольжения условий эксплуатации магнитного блока, в первую очередь, амплитуды колебания силы прижатия и скорости скольжения. На формальном уровне задача исследования влияния на коэффициент трения скольжения условий взаимодействия магнитного блока догрузателя с рельсом

поставлена следующим образом: получить представление о функции отклика, определяющей взаимодействие тормозного блока с поверхностью скольжения рельса при различных значениях скорости скольжения и амплитуды колебания силы прижатия. Количественной характеристикой цели исследований является значение коэффициента трения.

Для решения поставленной задачи были использованы результаты экспериментальных исследований работы рельсового магнитного тормоза, выполненные на кафедрах рудничного транспорта ДГИ (ныне ГВУЗ «НГУ») в период с 1977 по 1980 г [49]. На осциллограммах фиксировались следующие показатели: реакция в наклонной тяге, угол наклона тяги, сила трения, магнитная индукция. Температура в зоне контакта, как и прочие неуправляемые параметры, исключается рандомизацией условий эксперимента. Фрагмент осциллограммы процесса торможения представлен на рисунке 2.6.

Обработка результатов экспериментов проводилась по следующей методике. Поскольку на процесс формирования силы магнитного притяжения оказывают влияние большое количество факторов, определение ее величины непосредственно по теоретическому значению индукции в рабочем зазоре может привести к значительным погрешностям. Поэтому сила магнитного притяжения определялась по экспериментальным картинкам поля исходя из следующих соображений.

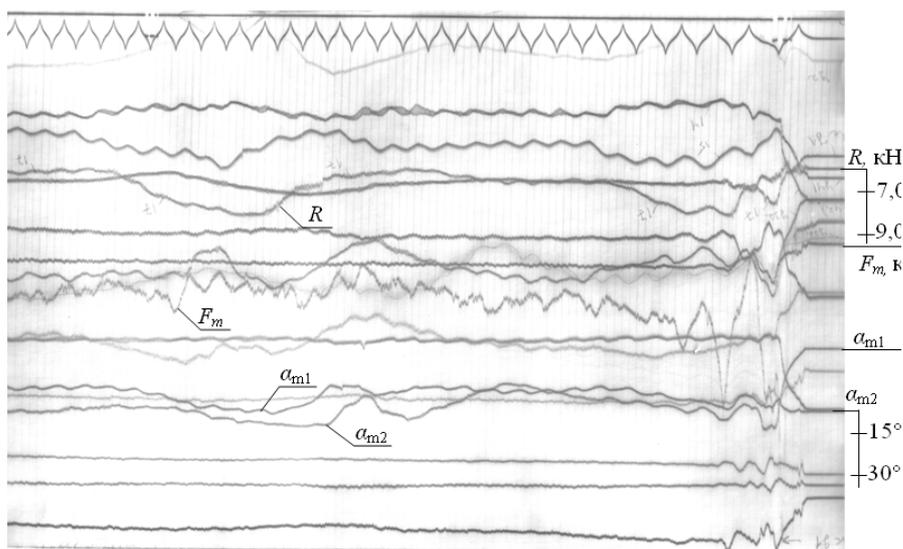


Рисунок 2.6 – Фрагмент осциллограммы процесса торможения:  $R$  – реакция тяги;  $F_m$  – тормозная сила магнитного блока;  $\alpha_{m1}$ ,  $\alpha_{m2}$  – углы наклона тяг

При скольжении тормоза по участку рельса, оборудованному измерительным контуром, в последнем индуцируется электродвижущая сила, пропорциональная скорости изменения магнитного потока. Измерительный виток замкнут на гальванометр осциллографа, следовательно

$$iR = \frac{d\Phi}{dt}.$$

Отношение известного значения силы тока, протекающего в цепи, к отклонению луча, представляет собой масштаб тарировки, т.е.

$$m = \frac{i}{h},$$

где  $i$  – сила тока контура, А.  
Тогда

$$d\Phi = \frac{QmhdI}{\dot{x}_{mij}},$$

где  $d\Phi$  – приращение магнитного потока, Вб;  
 $Q$  – сопротивление измерительной цепи, Ом;  
 $m$  – масштаб тарировки силы тока, А/мм;  
 $h$  – отклонение луча по осциллограмме, мм;  
 $dI$  – элемент длины тормоза, м;  
 $\dot{x}_{mij}$  – скорость движения, м/с.

Таким образом, осциллограмма тока измерительного витка является картиной изменения магнитной индукции по длине рабочей поверхности тормоза. Тогда магнитная индукция может быть выражена в виде

$$B = \frac{d\Phi}{adI} = \frac{Qm}{a} \frac{h}{\dot{x}_{mij}},$$

Выражение для определения силы магнитного притяжения примет вид

$$F_{nij} = 0,4 \cdot 10^6 \left( \frac{Qm}{a} \frac{h}{\dot{x}_{mij}} \right)^2 S.$$

Так как при движении локомотива по рельсовому пути часть силы магнитного притяжения передается на оси локомотива, в зоне контакте секции с рельсом действует остаточная сила притяжения магнитного блока, величина которой определяется выражением

$$F_{приj} = F_{nij} - N F_{nij} = 0,4 \cdot 10^6 \left( \frac{Qm}{a} \frac{h}{\dot{x}_{mij}} \right)^2 S - R \operatorname{ctg} \alpha_m.$$

Выражение для определения коэффициента трения скольжения запишется в виде

$$f_m = \frac{F_{mij}}{F_{npj}} = \frac{F_{mij}}{0,4 \cdot 10^6 \left( \frac{Qm}{a} \frac{h}{\dot{x}_{mij}} \right)^2 S - R_T \operatorname{ctg} \alpha_m}.$$

Исключение грубых ошибок в измерениях производилось с помощью статистической обработки экспериментальных данных [6]. Для оценки влияния конструктивных параметров магниторельсового догрузателя на величину коэффициента трения данные экспериментов были обработаны по методике, изложенной в работе [69].

Аппроксимация результатов экспериментальных исследований проводилась методом, описанным в работе [44]. В результате получено уравнение

$$f_m = f_{m0} \left( 1 - k_1 \exp \left( -k_2 \frac{c_{fjk}}{\Delta F_{npj} \dot{x}_{mij}} \right) \right), \quad (2.27)$$

где  $f_{m0}$  – коэффициент трения скольжения фрикционной пары в условиях покоя;

$k_1, k_2$  – коэффициенты аппроксимации;

$c_{fj}$  – жесткость упругих элементов в поступательной паре, Н/м;

$\Delta F_{npj}$  – амплитуда изменения силы прижатия секции догрузателя к рельсу, Н;

$c_{fjk}$  – скорость скольжения секции по рельсу.

Значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  определялись методом наименьших квадратов для рассматриваемых условий торможения. При величине отношения  $\Delta F_{npj} / F_{npj} = 0,25$  коэффициент  $k_1$  принимается равным 1,35, при  $\Delta F_{npj} / F_{npj} = 0,375$  коэффициент  $k_1 = 1,3$ , при  $\Delta F_{npj} / F_{npj} = 0,5$  коэффициент  $k_1 = 1,225$ . Коэффициент  $k_2$  для рассматриваемой системы принимает значения от 0,01 до 0,012 [78].

На основании расчетов, проведенных по формуле (2.27), а также выполненного сравнительного анализа полученных экспериментальных данных и результатов, приведенных в работе [49], построены графики зависимости коэффициента трения от скорости скольжения для различных условий торможения (рисунок 2.7).

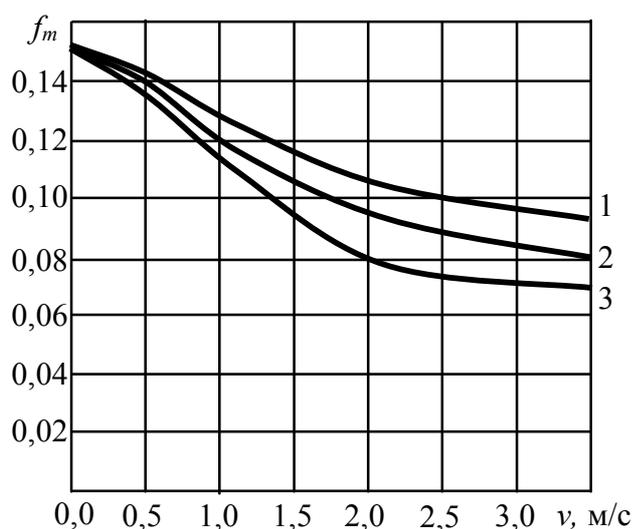


Рисунок 2.7 – Графики зависимости коэффициента трения магниторельсового догрузателя от скорости скольжения: 1 – при амплитуде изменения силы прижатия 2000 Н; 2 – при амплитуде изменения силы прижатия 2500 Н; 3 – при амплитуде изменения силы прижатия 3500 Н

В результате были сделаны следующие выводы:

- с увеличением амплитуды колебаний силы прижатия при одинаковых скоростях движения коэффициент трения скольжения уменьшается, причем тем быстрее, чем меньше скорость трения. При увеличении амплитуды изменения силы прижатия падающий характер зависимости  $f(\dot{x}_{mij})$  более заметен;

- при увеличении скорости и нормальной нагрузки значение коэффициента трения снижается, причем в большей степени при увеличении амплитуды колебания нормальной нагрузки.

Полученная зависимость в отличие от ранее известных позволяет определять значение коэффициента трения не только в зависимости от скорости скольжения магнитного блока, но и при изменении конструктивных и технологических параметров, таких как угол наклона тяг догрузателя и жесткость упругих элементов.

## 2.5 Выводы

1) Получила дальнейшее развитие математическая модель процесса торможения шахтного локомотива колесно-колодочными тормозами с догрузением осей магниторельсовым догрузателем, учитывающая влияние динамических и геометрических несовершенств рельсового пути.

2) Получена зависимость коэффициента трения скольжения секционного магнитного блока магниторельсового догрузателя, позволяющая, в отличие от ранее известных, определять текущее значение коэффициента трения не только в зависимости от скорости скольжения магнитного блока, но и при изменении конструктивных и технологических параметров, таких как угол наклона тяг догрузателя, жесткость упругих элементов.

### **3 ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СЕКЦИЯХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

#### **3.1 Исследование влияния возмущающих воздействий на характеристики колебательного процесса в секциях рельсового тормоза**

Для обеспечения относительных перемещений секций в магнитных блоках известных конструкций обычно используется жесткая связь в виде поступательной кинематической пары. На идеально ровных участках рельсового пути подобное техническое решение обеспечивает надежную работу догрузателя при незначительных возмущающих воздействиях на магнитный блок. В шахтных условиях эффективность догрузателей с поступательной парой резко снижается. Основными причинами являются динамические нагрузки на поступательную пару и увеличение сил сопротивления перемещениям секций. Анализ причин снижения работоспособности секционных магнитных блоков позволяет выделить такие три группы факторов:

- 1) геометрические неровности рельсового пути с длиной, меньшей, чем длина магнитного блока;
- 2) возмущающие воздействия со стороны системы подвешивания;
- 3) загрязнения, проникающие в зону фрикционного контакта поступательной пары.

Негативное воздействие перечисленных факторов выражается в том, что секционный магнитный блок теряет свое главное преимущество – подвижность секций, за счет чего и достигается стабильный контакт догрузателя с рельсом.

Анализ литературных источников показал, что проблема снижения реализуемых значений силы трения под действием возмущающих воздействий характерна для многих фрикционных узлов. Решением данной проблемы может быть использование упругих элементов в креплениях фрикционных поступательной пары, что и было предложено в работе. Однако отсутствие научно обоснованных методик выбора параметров упругих элементов не позволяет в полной мере реализовать данное решение.

На параметры динамического взаимодействия элементов поступательной пары оказывают влияние, с одной стороны, характер и величина внешнего возмущающего воздействия, а с другой – силы сопротивления перемещениям штока секции, причем необходимо рассматривать два режима работы догрузателя – состояние относительного покоя и переходной процесс, характеризуемый дополнительным внешним воздействием. Для полной постановки задачи исследования взаимодействия фрикциона со штоком необходимо решить две системы уравнений движения фрикциона, для установившегося режима и для переходного со сшивкой решений на границах перехода одного вида движения в другой, которая учитывала бы наличие упругих элементов (рисунок 3.1).

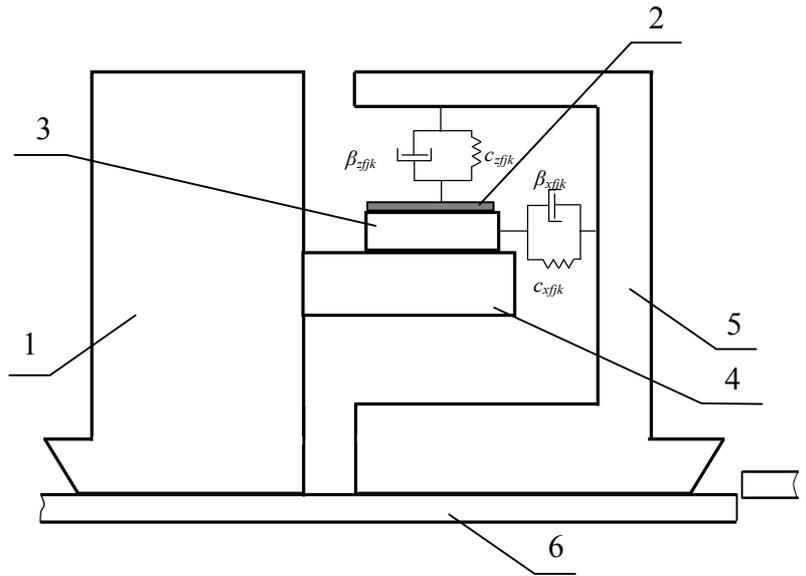


Рисунок 3.1 – Расчетная схема взаимодействия фрикциона со штоком при прохождении неровности рельсового пути: 1, 5 – секции рельсового тормоза; 2 – упругий элемент; 3 – фрикцион; 4 – шток; 6 – рельс

Для установившихся процессов система уравнений, описывающих перемещение фрикциона, имеет вид [14]

$$\begin{cases} m_{fjk} \ddot{x}_{fjk} + \beta_{xfjk} \dot{x}_{fjk} + c_{xfjk} x_{fjk} = f_{\phi} F_{fjk} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{fjk} - \dot{x}_{mij}); \\ m_{fjk} \ddot{z}_{fjk} + \beta_{zfjk} \dot{z}_{fjk} + c_{zfjk} z_{fjk} = N_{Fnij} - F_{\text{пр}ij}. \end{cases} \quad (3.1)$$

Для переходных процессов система имеет вид:

$$\begin{cases} m_{fjk} \ddot{x}_{fjk} + \beta_{xfjk} \dot{x}_{fjk} + c_{xfjk} x_{fjk} = f_{\phi} F_{fjk} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{fjk} - \dot{x}_{mij}) - F_{\text{в}xij} \\ m_{fjk} \ddot{z}_{fjk} + \beta_{zfjk} \dot{z}_{fjk} + c_{zfjk} z_{fjk} = N_{Fnij} - F_{\text{пр}ij} + F_{\text{в}zij} \end{cases} \quad (3.2)$$

где  $m_{fjk}$  – масса фрикциона, кг;

$c_{xfjk}$ ,  $c_{zfjk}$  – жесткости упругого элемента в продольном и вертикальном направлении, Н/м;

$\beta_{xfjk}$ ,  $\beta_{zfjk}$  – коэффициенты диссипации упругого элемента продольном и вертикальном направлении, Н·с/м;

$x_{fjk}$ ,  $z_{fjk}$ ,  $\dot{x}_{fjk}$ ,  $\dot{z}_{fjk}$ ,  $\ddot{x}_{fjk}$ ,  $\ddot{z}_{fjk}$  – обобщенные координаты, скорости и ускорения фрикциона;

$f_{\phi}$  – коэффициент трения скольжения пары «фрикцион – шток»;

$F_{fjk}$  – результирующая сила прижатия фрикциона к штоку, Н;

$\dot{x}_{mij}$  – скорость секции догрузателя, м/с;

$F_{exij}$ ,  $F_{ezij}$  – возмущающая сила, действующая на фрикцион в продольном и вертикальном направлении, Н;

$F_{npj}$  – сила прижатия секции догрузателя к рельсу, Н.

Решение систем (3.1) и (3.2) сопряжено с определенными трудностями по причине наличия существенных нелинейностей упругости вследствие «мягкой» характеристики, однако для оценочных расчетов по аналитическим зависимостям решений уравнений можно предположить, что сила прижатия фрикциона к штоку для небольших перемещений  $\Delta x$  и времени  $\Delta t$  подчиняется закону Гука [41].

Наиболее характерные возмущающие воздействия для магниторельсового догрузателя возникают при прохождении рельсового стыка (единичный скачок, величина воздействия пропорциональна скорости движения) и периодических неровностей рельсового пути (закон изменения вида  $F_0 \sin \omega t$ , величина определяется скоростью, амплитудой и частотой изменения воздействия). Поэтому в первую очередь необходимо рассмотреть именно эти случаи.

### **3.2 Исследование влияния возмущающего воздействия в виде единичного скачка на характеристики колебательного процесса в секциях догрузателя**

При прохождении рельсового стыка между полюсным наконечником и рельсом происходит удар, основной силовой характеристикой которого является единичный импульс  $S$ . Представление о мгновенности акта соударения, принимаемое в предложенной Ньютоном упрощенной схеме удара, не позволяет определить силы взаимодействия между соударяющимися твердыми телами – формально эти силы получаются бесконечно большими. Для того чтобы найти основные параметры ударного взаимодействия, воспользуемся следующей схемой. Поскольку соударяющиеся тела имеют выступы, считаем, что деформации при ударе возникают только в зоне этих выступов, а так как соответствующие объёмы материала относительно малы, то можно пренебречь массой деформируемых объёмов [81]. Если начальное касание тел происходит в одной точке, а расстояние между поверхностями тел вблизи этой точки описывается уравнением второго порядка, то связь между силой  $F_{exij}$  и сближением соударяющихся тел  $x$  описывается формулами статической теории упругости, а именно формулой Герца как

$$F_{exij} = \beta x^{3/2}.$$

Данное равенство отражает нелинейную зависимость между силой и сближением тел

$$\beta = \frac{2}{3(1-\mu)} E \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}},$$

где  $E$  – модуль упругости рельсовой стали;

$\mu$  – коэффициент Пуассона;

$R_1, R_2$  – геометрические характеристики взаимодействующих тел.

При таком подходе к решению задача приобретает полную определенность, а дополнительное соотношение, необходимое для составления полной системы уравнений, формулируется с помощью уравнений деформации.

Будем отсчитывать координаты центров поверхностей  $x_1$  и  $x_2$  от состояния, соответствующего моменту первого контакта, и совместим начало отсчета времени с этим моментом.

Уравнения движения обоих тел в этом процессе имеют вид [81]

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -F(x); \\ m_2 \ddot{x}_2 = F(x). \end{cases}$$

При интегрировании выберем за начало отсчета времени момент контакта поверхностей, когда сближение  $x$  и относительная скорость сближения  $v_{сбл}$  равны нулю. Первое интегрирование дает следующий результат:

$$\frac{1}{2} \dot{x}^2 = -\frac{1}{m} \int_0^x F(x) dx + C. \quad (3.3)$$

Выражение (3.3) представляет собой закон сохранения энергии. В левой части стоит кинетическая энергия, потерянная при соударении, а в правой – потенциальная энергия, накопленная при сближении.

Постоянную  $C$  определяем по начальным условиям: при  $t=0$  относительная скорость тел будет равна  $v_0 = v_{20} - v_{10}$ . Отсюда находим, что постоянная интегрирования равняется  $C = \frac{v_0^2}{2}$  и, следовательно,

$$\dot{x}^2 - v_0^2 = -\frac{2}{m} \int_0^x F(x) dx.$$

Из данного выражения можно определить наибольшее сближение тел и наибольшую ударную силу. Для этого нужно учесть, что в момент наибольшего сближения относительная скорость равна нулю ( $\dot{x} = 0$ ), значит,

$$\dot{v}_0^2 = -\frac{2}{m} \int_0^{\dot{x}_{\max}} F(x) dx.$$

Следовательно, максимальная скорость сближения тел равна

$$\dot{x}_{\max} = \left( \frac{5mv_0^2}{4\beta} \right)^{\frac{2}{5}}.$$

Соответствующее наибольшее значение ударной силы составляет

$$F_{\text{max}}^{\text{exij}} = \beta^{2/5} \left( \frac{5mv_0^2}{4} \right)^{3/5}.$$

Рассмотрим одномерную задачу взаимодействия подпружиненного фрикциона и штока (система «пружина – буфер») при условии, что возмущающее воздействие представляет собой единичный импульс  $S$ . Тогда дифференциальное уравнение движения фрикциона примет вид:

$$\ddot{x}_{\text{fjk}} + 2n\dot{x}_{\text{fjk}} + k^2 x_{\text{fjk}} = h, \quad (3.4)$$

где  $2n$ ,  $k^2$ ,  $h$  – упрощающие обозначения:

$$2n = \frac{\beta}{m_{\text{fjk}}}, \quad k^2 = \frac{c}{m_{\text{fjk}}}, \quad h = \frac{S}{m_{\text{fjk}}}.$$

Начальные условия в общем виде

$$x_{\text{fjk}}(0) = x_0, \quad \dot{x}_{\text{fjk}}(0) = \dot{x}_0.$$

В настоящее время в большинстве случаев решение уравнений для переходных процессов вида (3.4) осуществляется не классическим методом интегрирования дифференциальных уравнений, а методами функциональных преобразований [42, 75]. Такие функции, как единичный скачок, не являются абсолютно интегрируемыми. Применение преобразований Лапласа обусловлено тем, что начальные условия учитываются автоматическим образом и операция вычисления произвольных постоянных отпадает. Аналогичный метод использован в работах [7, 28]

Воспользуемся теоремой об изображении производных [42]:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{fjk} \leftarrow p^2 X(p) - p(x_0) - \dot{x}_0; \\ 2n\dot{x}_{fjk} \leftarrow 2n[nX(p) - x_0]; \\ k^2 x_{fjk} \leftarrow k^2 X(p); \\ h \leftarrow \frac{1}{p}. \end{cases} \quad (3.5)$$

Подставим (3.5) в (3.4), тогда получим изображение дифференциального уравнения:

$$(p^2 + 2np + k^2)X(p) - (p + 2n)x_0 - \dot{x}_0 = \frac{h}{p}. \quad (3.6)$$

При нулевых начальных условиях ( $x_0 = \dot{x}_0 = 0$ ) уравнение (3.6) запишется в виде:

$$(p^2 + 2np + k^2)X(p) = \frac{h}{p}. \quad (3.7)$$

Неизвестная функция  $X(p)$  выразится в виде

$$X(p) = \frac{h}{p} \frac{1}{(p^2 + 2np + k^2)}. \quad (3.8)$$

Рассмотрим чаще всего встречающийся случай  $n < k$ . Разложив дробь, стоящую в правой части уравнения (3.8) на простейшие, получим [42]

$$\frac{1}{p(p^2 + 2np + k^2)} = \frac{A}{p} + \frac{Bp + C}{(p^2 + 2np + k^2)}. \quad (3.9)$$

Тогда  $A(p^2 + 2np + k^2) + (Bp + C)p = 1$ .

При  $p = 0$   $1 = Ak^2$  и  $A = \frac{1}{k^2}$ .

При  $p = 1$   $1 = A(1 + 2n + k^2) + B + C$ . (3.10)

При  $p = -1$   $1 = A(1 - 2n + k^2) + B - C$ .

Подставим в (3.10) значение  $A = \frac{1}{k^2}$  и получим, что  $B = -\frac{1}{k^2}$ ,  $C = -\frac{2n}{k^2}$

и после выделения в знаменателе полного квадрата получим

$$X(p) = \frac{h}{k^2} \left[ \frac{1}{p} - \frac{p+n}{(p+n)^2 + k^2 - n^2} - \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \frac{\sqrt{k^2 - n^2}}{(p+n)^2 + k^2 - n^2} \right]$$

С помощью таблиц изображения и теоремы смещения [75] находим оригинал:

$$x(t) = \frac{h}{k^2} \left[ 1 - e^{-nt} \left( \cos(\sqrt{k^2 - n^2}) t \right) + \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \sin(\sqrt{k^2 - n^2}) t \right]. \quad (3.11)$$

Анализ уравнения (3.11) показывает, что второй и третий члены описывают затухающие колебания системы положения статического равновесия, т.е. описывают переходной процесс. Поскольку возникновение единичного скачка обусловлено наличием рельсового стыка, тогда

$$x(t) = \eta(t),$$

где  $\eta(t)$  – величина неровности, м.

Теперь уравнение (3.11) переписется в виде:

$$c_{fjk} = \frac{h \cdot m}{\eta(t)} \left[ 1 - e^{-nt} \left( \cos(\sqrt{k^2 - n^2}) t \right) + \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \sin(\sqrt{k^2 - n^2}) t \right], \quad (3.12)$$

где  $c_{fjk}$  – жесткость упругого элемента секции, Н/м.

При  $k^2 = n^2$

$$c_{fjk} = \frac{hm_{fjk}}{\eta(t)} \left[ 1 - e^{-nt} \right]. \quad (3.13)$$

Можно сделать вывод, что жесткость упругой среды определяется градиентом возмущающей силы  $c_{fjk} = \frac{\partial F_{xij}}{\partial \eta(t)}$  и затуханием колебаний, пропорциональным величине  $n$ . При  $\alpha = \pi/2$  выражение (3.12) переписется в виде

$$c_{fjk} = \frac{hm_{fjk}}{\eta(t)} \left[ 1 - \frac{e^{-nt} n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \right]. \quad (3.14)$$

Решая данное уравнение относительно  $k$  с учетом  $k \gg n$ , получим кубическое уравнение [27]:

$$k^3 \eta(t) - hk - he^{-nt} n = 0. \quad (3.15)$$

Число действительных решений уравнения (3.15) зависит от знака дискриминанта  $D$ . Если изменение положения фрикциона связано только с одной элементарной возмущающей силой, то  $D = 0$  и корни уравнения будут следующими [27]:

$$\begin{aligned} k_1 &= -2r \cos \frac{\varphi}{3}, \\ k_2 &= 2r \cos \left( 60^\circ - \frac{\varphi}{3} \right), \\ k_3 &= 2r \cos \left( 60^\circ + \frac{\varphi}{3} \right), \end{aligned}$$

где  $\cos \varphi = \frac{q}{r^3}$ ,  $r = \pm \sqrt{|p|}$ .

Таким образом, перейдя к первоначальным переменным, получим следующие выражения зависимости жесткости системы:

$$\begin{aligned} c_{fjk} &= 2 \frac{S}{3\eta(t)} \cos^2 \left( \frac{\varphi}{3} \right); \\ c_{fjk} &= 2 \frac{S}{3\eta(t)} \cos^2 \left( 60^\circ - \frac{\varphi}{3} \right); \\ c_{fjk} &= 2 \frac{S}{3\eta(t)} \cos^2 \left( 60^\circ + \frac{\varphi}{3} \right). \end{aligned} \quad (3.16)$$

Подставив в эти уравнения выражения для коэффициента трения, получим:

$$f_f = \frac{m_{fjk} \ddot{x}_{fjk}}{c_{fjk} \eta(t)}. \quad (3.17)$$

Можно сделать вывод, что для создания условий стабильности коэффициента трения при постоянном значении жесткости упругого фрикциона отношение  $\frac{m_{fjk}\ddot{x}_{fjk}}{\eta(t)}$  должно быть постоянными, любое пространственное изменение конфигурации рельса должно отслеживаться и адекватно передаваться действующей силой притяжения. Таким образом, упругая среда должна обладать свойством малой инерционности, т.е. мгновенно передавать информацию об изменении положения штока.

### 3.3 Исследование влияния синусоидального возмущающего воздействия на характеристики колебательного процесса в секциях догрузателя

Рассмотрим колебательную систему, аналогичную предыдущей, на которую воздействует возмущающая сила, изменение которой описывается выражением  $F_{\varrho} \sin \omega t$ .

Дифференциальное уравнение движения фрикциона примет вид [14]:

$$\ddot{x}_{fjk} + 2n\dot{x}_{fjk} + k^2 x_{fjk} = h \sin \omega t, \quad (3.18)$$

где  $h = \frac{F_{\varrho}}{m_{fjk}}$ .

При нулевых начальных условиях решение уравнения (3.18) представим в виде:

$$x(t) = \frac{h}{\sqrt{4n^2\omega^2 + (k^2 - \omega^2)^2}} \times \left[ \sin(\omega t + \gamma) + \frac{e^{-nt}}{\sqrt{k^2 - n^2}} \sin\left(\left(\sqrt{k^2 - n^2}\right)t\right) \right]. \quad (3.19)$$

При начальных условиях  $x_0 = \dot{x}_0 = 0$  закон изменения  $x(t)$  можно представить в виде [14]:

$$x(t) = e^{-nt} \left( \frac{x_0 + x_0 h}{\sqrt{k^2 - n^2}} \sin t \sqrt{k^2 - n^2} + x_0 \cos \sqrt{k^2 - n^2} \right) -$$

$$- e^{-nt} \left( \frac{A}{\sqrt{k^2 - n^2}} (n \sin \gamma + \omega \cos \gamma) \sin t \sqrt{k^2 - n^2} + \right.$$

$$\left. + A \sin \gamma \sin t \sqrt{k^2 - n^2} + A \sin(\omega t + \gamma) \right)$$

где  $A$  – амплитуда вынужденных колебаний:

$$A = \frac{h}{\sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}.$$

Рассмотрим колебания системы, учитывая, что амплитуда изменения перемещения фрикциона  $x(t)$  ограничена максимальной величиной относительных перемещений фрикциона.

При  $k \gg \omega$ ,  $k \gg n$  уравнение (3.19) переписывается в виде:

$$\sqrt{4n^2 \omega^2 + k^4} = \frac{h}{\eta(t)} \sin \omega t \left[ 1 + \frac{2e^{-nt} \omega}{k} \sin kt + \frac{2e^{-nt} \omega^2}{k^2} \sin^2 kt \right]. \quad (3.20)$$

Анализ решений уравнения (3.18) при начальных условиях  $x_0 = \dot{x}_0 = 0$  показывает, что колебания фрикциона представляют собой результат сложения трех колебательных движений:

- затухающих колебаний, зависящих от начальных условий;
- затухающих колебаний, имеющих частоту собственных, но возникших вследствие действия возмущающей силы;
- вынужденных колебаний.

Первые два из указанных колебательных движений являются затухающими. Наибольший практический интерес представляют вынужденные колебания с амплитудой  $A$ , определяемые формулой (3.20) и частотой возмущающей силы, которые рассмотрены в данном параграфе при нулевых начальных условиях [31].

Пределы слагаемых  $\frac{2e^{-nt}\omega}{k} \sin kt$  и  $\frac{2e^{-nt}\omega^2}{k^2} \sin^2 kt$  равны

$$\lim_{kt \rightarrow 0} \left( 2e^{-nt} \omega t \right) \frac{\sin kt}{kt} = 2e^{-nt} (\omega t),$$

$$\lim_{n \rightarrow 0} 2(\omega t) e^{-nt} = 2\omega t.$$

Следовательно,

$$k^2 = \frac{h}{\eta(t)} \sin^2 \omega t e^{2\omega t}. \quad (3.21)$$

Анализ выражения (3.21) показывает, что жесткость связана с градиентом возмущающей силы зависимостью:

$$\frac{F\theta}{\eta(t)} = \frac{c_i}{e^{2\omega t} \sin^2 \omega t}.$$

Для определения закона движения фрикциона подставим граничные условия в общее решение (3.19)

$$x(t) = \frac{a \cos \varphi}{\cos \frac{\pi l k}{\omega}} \cos \left( \frac{(\omega t - \pi l) k}{\omega} \right) + a \cos (\omega + \varphi),$$

где  $l$  – кратность, определяемая отношением периода собственных колебаний фрикциона к периоду возбуждения [16];

$a$  – амплитуда вынужденных колебаний фрикциона

$$a = \frac{h}{k^2 \left| 1 - \left( \frac{\omega}{k} \right)^2 \right|}.$$

Для получения оценки соотношения параметров колебаний в работе [116] предложена зависимость жесткости упругого элемента от массы фрикциона и величины возмущающего воздействия

$$c_{fjk} = \frac{hm_{fjk}}{(\pi l)^2 \eta(t)}. \quad (3.22)$$

Полученная зависимость использована при определении закона изменения коэффициента трения скольжения секционного магнитного блока от скорости скольжения (рисунок 3.2). Анализ результатов показал, что использование зависимости коэффициента трения от скорости (2.27) с учетом выражения (3.22) позволяет получить более адекватную картину, нежели при использовании ранее полученных зависимостей изменения коэффициента трения от скорости, поскольку они не учитывали конструктивные особенности секционного магнитного блока.

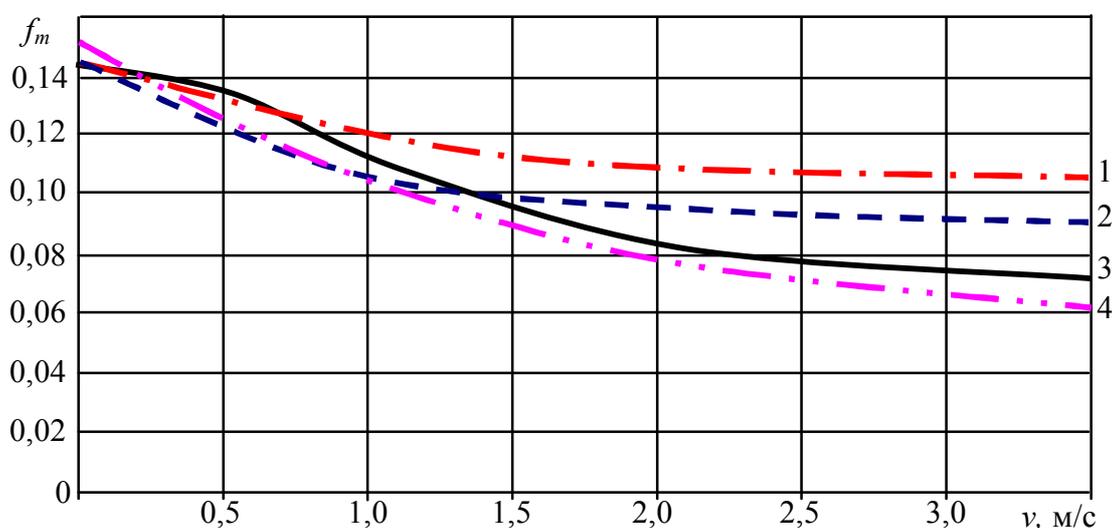


Рисунок 3.2 – График зависимости коэффициента трения скольжения полюсных наконечников магнитного блока по рельсу от скорости скольжения: 1 – по результатам В.А. Салова; 2 – по результатам Г.М. Широкова; 3 – по результатам автора; 4 – по результатам испытаний

Так, расхождение величины коэффициента трения, полученной по формуле (2.27) с учетом выражения (3.22) с экспериментальными результатами [105, 127], при скорости скольжения 1 м/с составляет 5,3 %, при скорости скольжения 3 м/с – 10,1 %. Для зависимости, аппроксимированной в работе [105], расхождение составляет 11,5 % при скорости скольжения 1 м/с и 34,2 % при скорости скольжения 3 м/с.

Для определения диапазона величин жесткости упругих элементов, при которых бы обеспечивалась максимальная эффективность секционного магнитного блока, были проведены численные решения системы уравнений (2.26) при различных значениях  $c_{fjk}$ . В результате были получены графики изменения тормозной силы секции магнитного блока догрузателя при жесткости упругих элементов (рисунок 3.3).

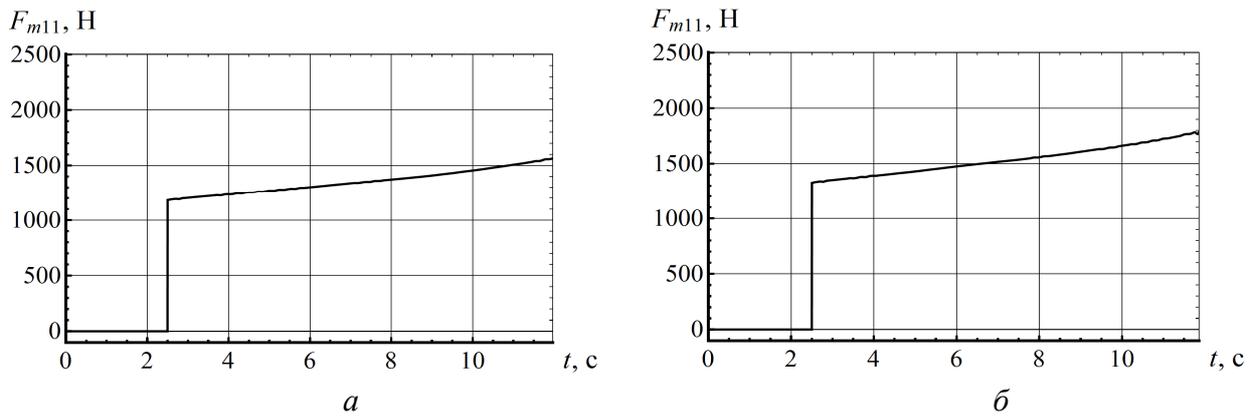


Рисунок 3.3 – Графики изменения тормозной силы секции магнитного блока догрузителя от времени при жесткости упругих элементов: *a* – при жесткости упругих элементов  $2,4 \cdot 10^5$  Н/м; *б* – при жесткости упругих элементов  $1,8 \cdot 10^5$  Н/м

Как видно из графиков, изменение жесткости упругих элементов оказывает влияние на величину реализуемой тормозной силы, причем при уменьшении жесткости тормозная сила также уменьшается. Однако также установлено, что при увеличении жесткости тормозная сила увеличивается до определенного момента, после которого происходит падение. Это объясняется тем, что при увеличении жесткости упругих элементов до значения  $1,9 \cdot 10^5$  Н/м система достаточно эффективно отслеживает и гасит наиболее характерные возмущения.

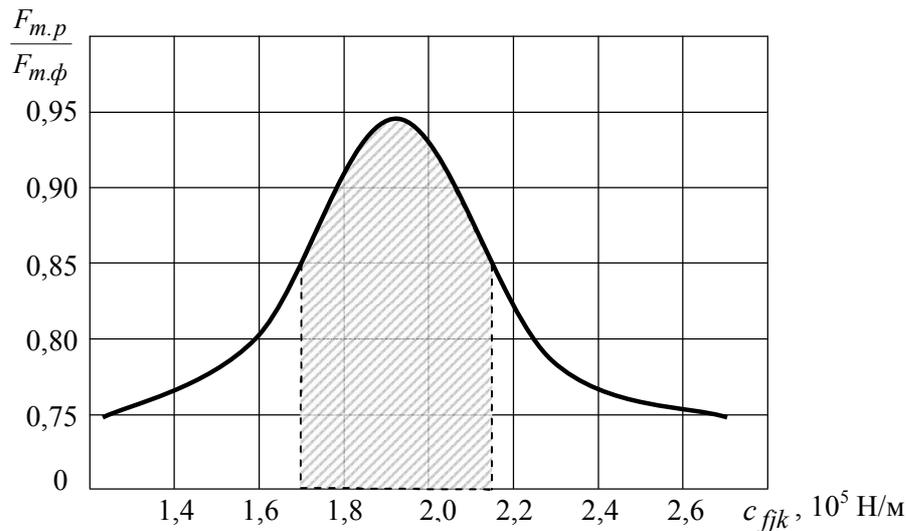


Рисунок 3.4 – Изменение показателя снижения фактического значения тормозной силы по сравнению с расчетным при изменении жесткости упругих элементов поступательной пары

При дальнейшем увеличении жесткости возмущающие воздействия передаются практически без демпфирования, в результате чего и происходит уменьшение тормозной силы.

В результате сравнения результатов численного решения систем уравнений (2.26) установлено, что наименьшее снижение фактического значения тормозной силы по сравнению с расчетным (в пределах 6 %) наблюдается при жесткости  $1,9 \cdot 10^5$  Н/м.

Учитывая определенную погрешность вычислений и ряд допущений,

принятых при составлении математической модели, можно считать, что допустимым снижением является 15 %. Для реализации не менее 85 % от расчетного значения тормозной силы необходимо иметь жесткость упругих элементов поступательной пары от  $1,7 \cdot 10^5$  до  $2,15 \cdot 10^5$  Н/м.

### **3.4 Исследование характеристик колебательной системы при ограничении перемещения массы секции фрикциона абсолютно жестким упором**

Исследованиям динамической модели колебательной системы при ограничении перемещения массы абсолютно жестким упором посвящено значительное количество работ, применительно к теории виброударных систем [14, 41, 70, 81]. Вместе с тем в настоящее время практически отсутствуют работы, в которых представлены результаты исследований виброударных взаимодействий применительно к фрикционным системам. Это связано с тем фактом, что в современной триботехнике используют фрикционные пары, динамика которых, в основном, определяется скоростью принудительно-подвижного элемента (тормозной колодки), и фрикционные колебания рассматриваются с позиций механических релаксационных автоколебаний по форме близких к гармоническим.

Экспериментальные исследования, проведенные в НГА Украины на кафедре рудничного транспорта [49], и посвященные динамике “подпружиненных” секций тормозной колодки, позволили установить необходимость теоретического рассмотрения взаимодействия отдельных секций с колесом, с позиций изучения процессов систематических соударений (тормозной колодки и колеса). Следует отметить, что в проблемах механики контактного взаимодействия процессы систематических соударений, возникающие в колебательной системе при ограничении перемещения массы абсолютно жестким упором (колесом с геометрическими несовершенствами) являются предельным случаем триботехнических задач.

В отличие от классического рассмотрения поведения механических систем (фрикционных пар), т. е. изучения поведения систем, в которых возбуждаются колебания по форме близкие к гармоническим и систем, в которых колебания имеют вид разрывных или релаксационных, в теории виброударных систем исследуются частоты соударений соизмеримые с собственными частотами взаимодействующих упругих систем, что является принципиально новым подходом к изучаемой проблеме.

В этой связи рассмотрим собственные колебания системы представленной на рисунке 3.5, *а* состоящей из тормозной колодки 1, упругого элемента 2, колеса 3 с геометрическим несовершенством 4, начальное расстояние между колесом с несовершенством и тормозной колодкой –  $\delta$ . Закон изменения  $\delta(t)$  представлен на рисунке 3.5, *б*.

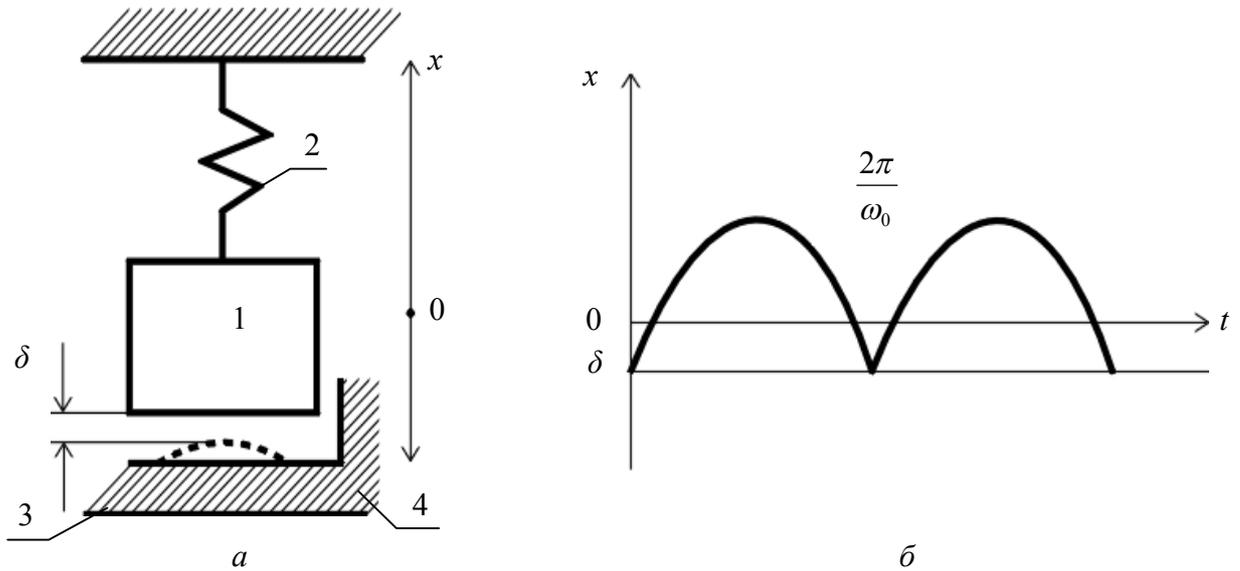


Рисунок 3.5 – Расчетная схема колебательной системы: фрикцион – колесо

Считая осциллятор консервативным, а удар тормозной колодки о неидеальную поверхность колеса (выпуклость 4, обусловленную геометрическими несовершенствами колеса) упруго-пластичным: (с коэффициентом восстановления  $R = 0,5$ ), запишем уравнение осциллятора в виде:

$$m\ddot{x} + cx = F_0 \cos(\omega t + \varphi), \quad (3.23)$$

с краевыми условиями в виде:

$$\begin{array}{ll} \text{при } t = 0 & \begin{array}{l} x = \delta \\ \dot{x} = \dot{x}_+ \end{array} \\ \text{при } t = \frac{2\pi}{\omega_0} t = 2\pi/\omega_0 & \begin{array}{l} x = \delta \\ \dot{x} = \dot{x}_- \end{array} \end{array} \quad (3.24)$$

Перепишем уравнение (3.23) в виде неоднородного дифференциального уравнения:

$$\ddot{x} + k^2 x = a_p \cos(\omega t + \varphi), \quad (3.25)$$

где  $a_p = \frac{F_0}{m}$ ,  $k^2 = \frac{c}{m}$ ,  $\omega$  – собственная частота осциллятора.

Общее решение неоднородного линейного уравнения (3.23) запишется в виде [14]:

$$x = c_1 \cos kt + c_2 \sin kt + a \cos(\omega t + \varphi), \quad (3.26)$$

$$\text{где } a = \frac{a_p}{k^2 |1 - \eta^2|}; \eta = \frac{\omega}{k}$$

В силу нелинейности уравнения (3.26), наряду с гармоническими частотами  $\omega$ , в системе возможно существование субгармонических режимов с периодом, кратным периоду возбуждения ( $\ell$  – кратность режима,  $\dot{x}_-$  и  $\dot{x}_+$  – скорости до и после удара). Скорости  $\dot{x}_-$  и  $\dot{x}_+$  связаны соотношением

$$\dot{x}_+ = R\dot{x}_-$$

Коэффициент восстановления  $R$  определяется общей совокупностью параметров, отражающих условия соударения тел. Его нахождение расчетным путем связано с трудновыполнимыми вычислениями. Достаточно простым является экспериментальное определение этой величины. Экспериментальные определения коэффициента восстановления при взаимодействии колесной стали с чугуном тормозной колодки показали, что величина  $R = 0,543 \pm 0,004$ .

Подставляя граничные условия (3.24) в решение (3.26) определим произвольные постоянные  $c_1$  и  $c_2$ :

$$\begin{aligned} c_1 &= a \cos \varphi & \sin \varphi &= \frac{B \cdot D}{k \cdot a} \dot{x}_- \\ c_2 &= c_1 \operatorname{tg} \frac{\pi \ell}{\eta} & \cos \varphi &= \left( 1 - \frac{D}{k \delta} \dot{x}_- \right) \frac{\delta}{a} \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\text{где } B = \operatorname{tg} \frac{(\pi \ell / \eta)}{3\eta};$$

$$D = \frac{3}{4} \operatorname{ctg} \left( \frac{\pi \ell}{\eta} \right)$$

Исключая тригонометрические функции в равенствах (3.27) выразим величину скорости  $\dot{x}_-$  через параметры системы:

$$\dot{x}_- = \frac{\left( 1 \pm \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{a^2}{\delta^2} \right) (1 + B^2)} \right) k \delta}{D(1 + B^2)}. \quad (3.28)$$

Условия существования области действительных значений  $\dot{x}_-$

$$\frac{|\delta|}{a} \leq \sqrt{1 + \frac{9\omega^2}{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi\ell}{\eta}\right)^2 k^2}}. \quad (3.29)$$

Отсюда видно, что виброударные режимы могут осуществляться не только при  $(0 < |\delta| < a)$ , но и вне этой зоны, когда  $|\delta| > a$ .

На рисунке 3.6 показаны фазовые портреты исследуемой системы для различных величин геометрических несовершенств (положительная величина  $\delta$  соответствует зазору между секцией тормозной колодки и несовершенством, отрицательная – положению при сжатии пружины).

Из рисунка 3.6 следует, что при наличии соударений, период колебаний системы  $T = 2\pi/\omega_0$  в общем случае зависит от размаха колебаний и не превышает периода собственных колебаний линейного осциллятора, т.е.  $K/\omega_0 \leq 1$ . Причем, в случае  $\delta > 0$ , с увеличением размаха колебаний их частота увеличивается и нелинейность, вносимая ударом тормозной колодки о выступ колеса, имеет «жесткий» характер, а в случае  $\delta < 0$ , увеличение размаха снижает частоту колебаний и имеет место «мягкая» нелинейность. В граничном случае  $\delta = 0$ , нелинейный характер колебаний сохраняется.

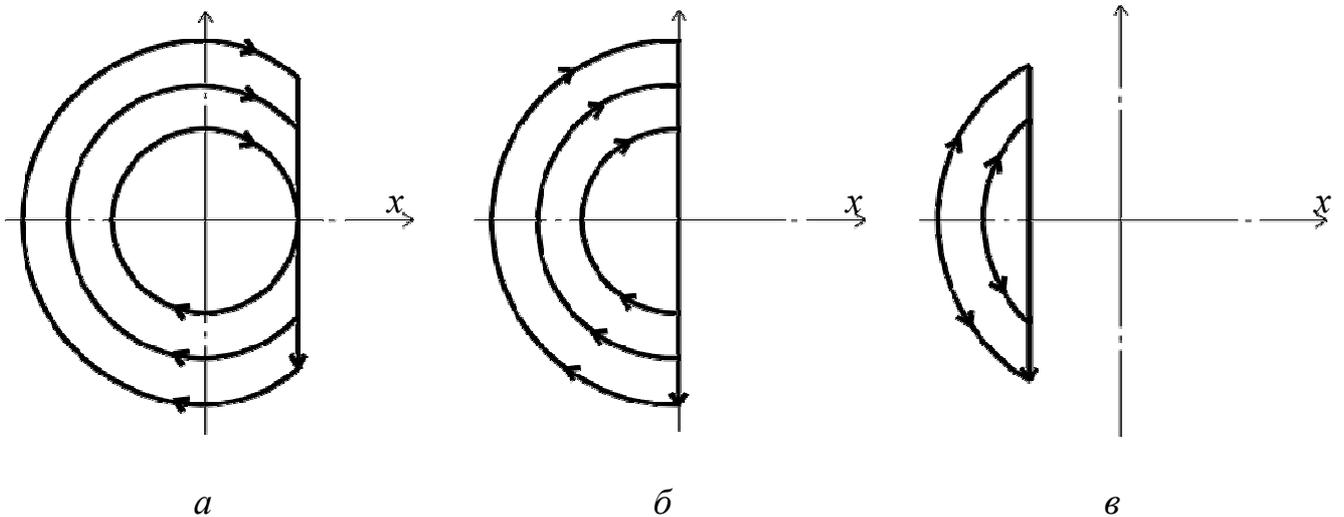


Рисунок 3.6 – Фазовые портреты исследуемой системы для условий: а)  $\delta > 0$ ; б)  $\delta = 0$ ; в)  $\delta < 0$

Для определения закона движения “подпружиненной” секции тормозной колодки подставим граничные условия (3.27) в общее решение нелинейного уравнения (3.26):

$$x(t) = \frac{\delta - a \cos \varphi}{\cos \pi\ell/\eta} \cos\left(\frac{\omega t - \pi\ell}{\eta}\right) + a \cos(\omega + \varphi), \quad (3.30)$$

где  $\ell$  – кратность, которая определяется отношением периода движения

системы к периоду возбуждения.

Для получения оценки соотношения параметров колебаний, при которых реализуются режимы разной кратности  $\ell$ , подставим  $a = a_p / K^2 |1 - \eta^2|$  в выражение (3.29) и запишем выражение, с учетом (3.27) при  $R = 0,5$  в виде:

$$C \leq \frac{\frac{a_p}{|\delta|} \left[ 1 + 9\eta^2 \left( \operatorname{ctg} \frac{\pi\ell}{\eta} \right)^2 \right]^{1/2}}{|1 - \eta^2|} \cdot m_i. \quad (3.31)$$

Используя правило Лопиталья и переходя к пределу при  $\eta \rightarrow \infty$ , получим из выражения (3.31) оценку жесткости упругого элемента “подпружиненной” секции тормозной колодки:

$$C_i \leq \frac{3a_p \cdot m_i}{(\pi\ell)^2 |\delta|}, \quad (3.32)$$

Полученные выражения (3.31) и (3.32) позволяют производить оценку величины жесткости (рисунки 3.7, 3.8, 3.9), гарантирующей подавление нежелательных виброударных процессов, обусловленных биением геометрических несовершенств поверхности катания колеса о секцию тормозной колодки.

Для получения аналитической зависимости  $C_i = f(m)$  рассмотрим выражение (3.32), отражающее условия существования области действительных значений  $\dot{x}_- / \dot{x}_+ = 0,5$ . Разложив подкоренное выражение в ряд Тейлора и приближенно для малых углов считая  $\operatorname{tg} \frac{\pi\ell}{\eta} \approx \frac{\pi\ell}{\eta}$  получим зависимость жесткости от массы секции фрикциона в виде:

$$C_i = \frac{2}{9} \left| \left( \frac{\delta}{a} - 1 \right) \right| \omega^2 \pi^2 m_i, \quad (3.33)$$

где  $a$  – амплитуда вынужденных колебаний осциллятора без ограничений;  
 $m_i$  – масса отдельной секции тормозной колодки.

Из формулы видно, что жесткость нелинейно зависит от частоты осциллятора и линейно – от массы секции тормозной колодки. График зависимости жесткости от единичной массы тормозной колодки приведен на рисунке 3.10.

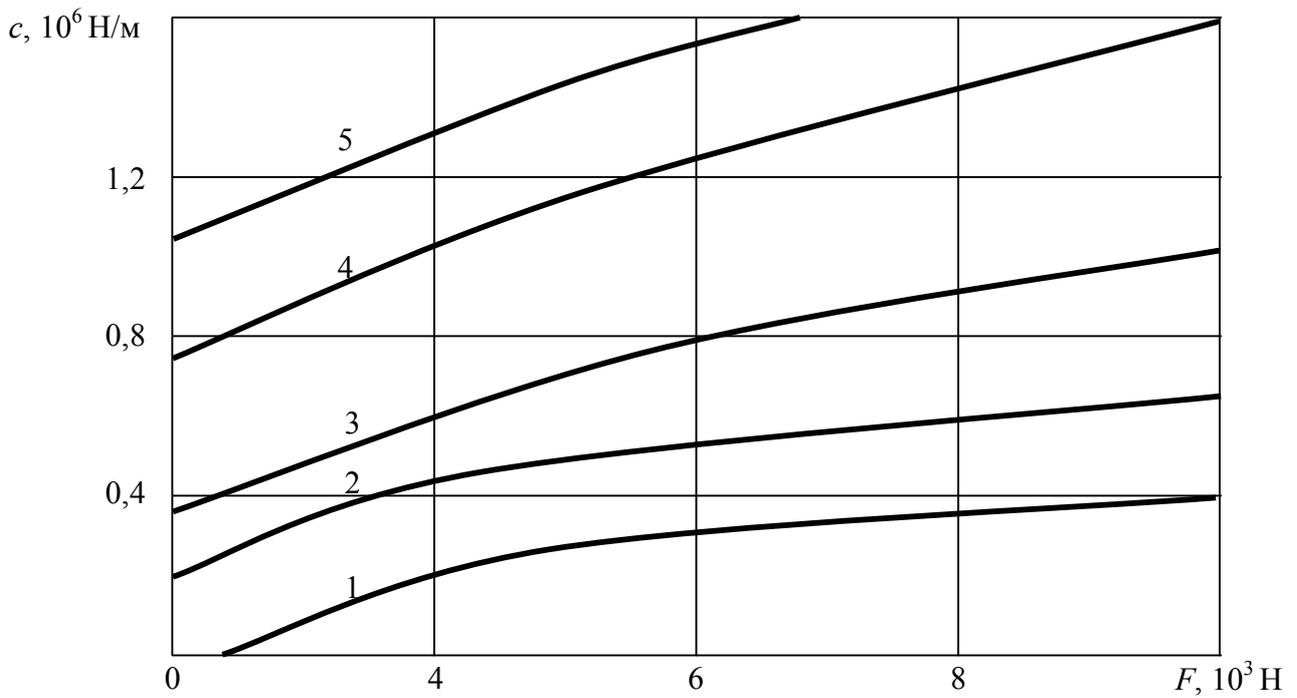


Рисунок 3.7 – Зависимость величины жесткости от усилия прижатия для несовершенств в высотой: 1 –  $5 \cdot 10^{-3}$  м; 2 –  $4 \cdot 10^{-3}$  м; 3 –  $3 \cdot 10^{-3}$  м; 4 –  $2 \cdot 10^{-3}$  м; 5 –  $1 \cdot 10^{-3}$  м

..

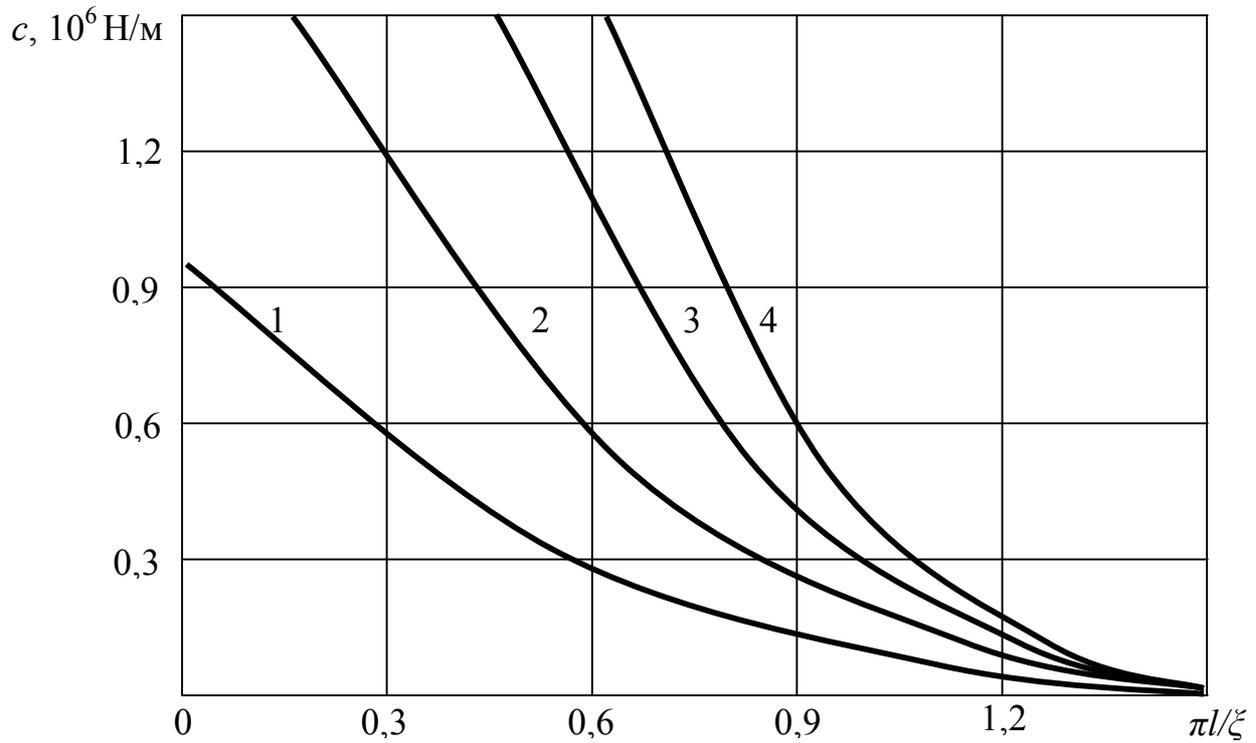


Рисунок 3.8 – График зависимости жесткости упругого элемента тормозной колодки от кратности колебаний для различных значений тормозных нажатий: 1 –  $2 \cdot 10^3$  Н; 2 –  $4 \cdot 10^3$  Н; 3 –  $8 \cdot 10^3$  Н; 4 –  $12 \cdot 10^3$  Н

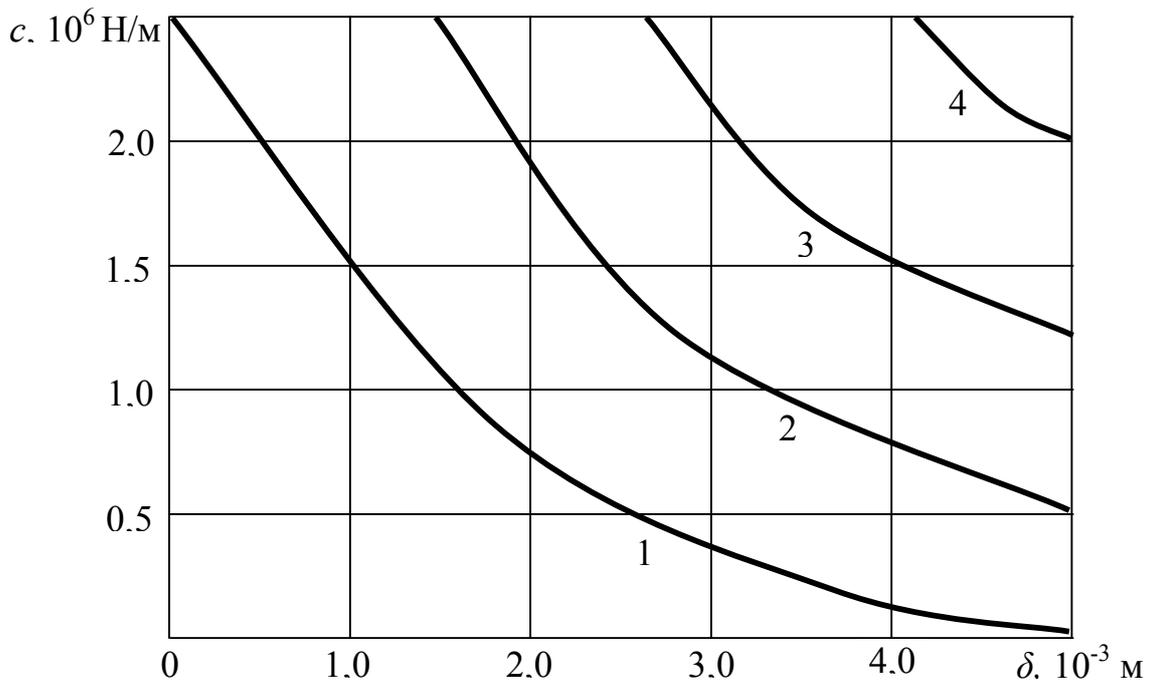


Рисунок 3.9 – График зависимости жесткости упругого элемента тормозной колодки от величины эксцентриситета колеса для различных значений тормозных нажатий: 1 –  $2 \cdot 10^3$  Н; 2 –  $4 \cdot 10^3$  Н; 3 –  $8 \cdot 10^3$  Н; 4 –  $12 \cdot 10^3$  Н

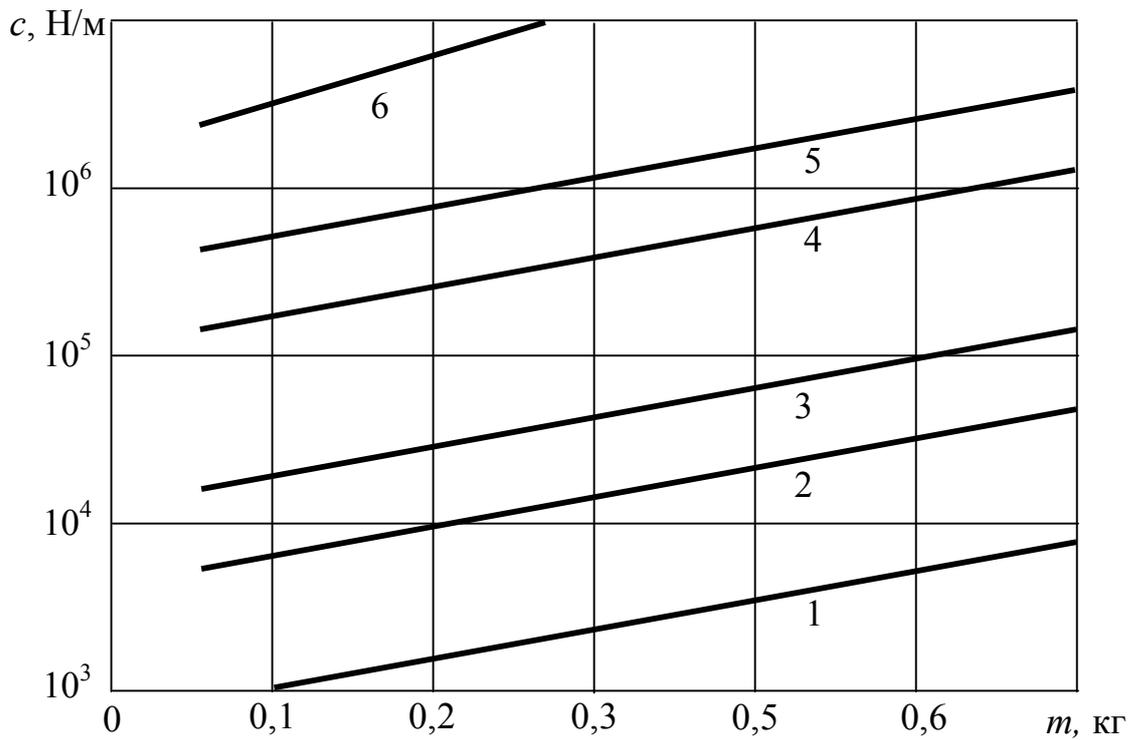


Рисунок 3.10 – Зависимость жесткости от массы единичной секции тормозной колодки, при различных значениях частоты собственных колебаний: 1 – 200 Гц; 2 – 500 Гц; 3 –  $10^3$  Гц; 4 – 200 Гц; 5 – 500 Гц; 6 –  $10^3$  Гц

Из рисунка видно, что в зависимости от величины эксцентриситета колеса диапазон жесткости единичной секции тормозной колодки лежит в диапазоне величин ( $10^4 - 10^6$ ) Н/м. Таким образом, исследования характеристик колебаний отдельных секций тормозной колодки при ограничении перемещения массы секции фрикциона жестким упором колеса показали перспективность подхода изучения параметров осциллятора методами, применяемыми в теории виброударных систем. Перспективность подхода обусловлена тем фактом, что результаты исследований динамики фрикционных пар методом точного анализа позволяют выявить целый ряд характерных свойств, приобретаемых колебательной системой (на основе упрощенной модели) вследствие соударений тормозной колодки и колеса.

Кроме того, исследования параметров колебаний фрикционных пар методами, применяемыми в теории виброударных систем, позволили получить относительно простые аналитические зависимости жесткости упругой среды секций тормозной колодки от массы секции и величины эксцентриситета, которые могут лечь в основу качественной оценки изучаемых явлений при разработке методики расчета узлов секций тормозной колодки.

### 3.5 Выводы

1) Исследования характеристик колебаний отдельных фрикционов секции рельсового тормоза при ограничении перемещения фрикциона жестким упором тормозного блока показали перспективность расчета параметров фрикционных пар методами, применяемыми в теории виброударных систем, которые позволяют получить относительно простые аналитические зависимости жесткости упругого элемента секций рельсового тормоза от характеристик колебательного режима секции и величины динамического воздействия от геометрических несовершенств.

2) Получены аналитические зависимости, позволяющие определять жесткость упругих элементов поступательной пары секционного магнитного блока. Установлено, что жесткость зависит не только от величины возмущающего воздействия, но и от его характера. В результате установлено, что для стабилизации тормозной силы магнитного блока путем подавления нежелательных колебаний жесткость упругого элемента единичного фрикциона должна находиться в диапазоне величин от  $1,7 \cdot 10^5$  до  $2,15 \cdot 10^5$  Н/м.

## 4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ПОЕЗДА И ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАГНИТОРЕЛЬСОВОГО ДОГРУЖАТЕЛЯ

### 4.1 Исследование влияния работы магниторельсового догрузателя на процесс торможения шахтного поезда

Магниторельсовые тормоза давно и успешно применяются на подвижном составе магистрального, промышленного и городского рельсового транспорта, имеется опыт эксплуатации магниторельсовых тормозов на шахтных локомотивах, где основной сферой их применения было аварийное и стояночное торможение [60]. Попытки применения рельсовых тормозов для служебного торможения не увенчались успехом в силу специфики процесса формирования и передачи тормозного усилия, заключающейся в скачкообразном возрастании тормозной силы при контакте тормоза с рельсом от нуля до максимального значения, которое определяется характеристиками магнитной цепи и площадью контакта полюсных наконечников с рельсом. Устройства для регулирования тормозной силы магниторельсового тормоза также не получили широкого применения в силу сложности и ненадежности.

Развитием идеи увеличения тормозной силы локомотива путем применения рельсовых магнитных тормозов является создание конструкции магниторельсового догрузателя, отличительной чертой которого является возможность передачи части силы магнитного притяжения тормозного блока на оси экипажа через систему тяг и балок, при этом величина дополнительной нагрузки на оси регулируется путем изменения угла наклона тяг [2]. Экспериментальные исследования процесса торможения локомотива с применением магниторельсового догрузателя подтвердили эффективность предложенного технического решения, однако фактические показатели эффективности работы в реальных условиях эксплуатации были ниже расчетных значений, что объясняется отсутствием научно обоснованных методик расчета параметров магниторельсовых догрузателей. В частности, недостаточно изучены вопросы формирования тормозного усилия на колесе локомотива при различных режимах торможения и совместном использовании колодочно-колесного тормоза и магниторельсового догрузателя.

Тормозная сила, реализуемая колодочно-колесным тормозом в точке контакте колеса с рельсом, равна силе трения колодки и определяется по формуле

$$F_{in} = K_{in} f_s,$$

где  $K_{in}$  – тормозное нажатие на колодку, Н;

$f_s$  – коэффициент трения скольжения колодки колодочно-колесного тормоза по поверхности катания колеса.

Максимальная тормозная сила на колесе шахтного локомотива по условию сцепления ограничивается значением, величина которого пропорциональна реакции рельса под колесом

$$F_{in}^{\max} = N_{in}\psi,$$

где  $N_{in}$  – реакция рельса под колесом, Н;

$\psi$  – коэффициент сцепления колеса с рельсом.

Следовательно, условие работоспособности колесно-колодочного тормоза можно представить в виде

$$K_{in}f_s \leq N_{in}\psi,$$

а максимальное значение усилия нажатия на колодку может быть определено из соотношения

$$K^{\max} = \frac{N_{in}\psi}{f_s}.$$

При блокировании колеса тормозная сила будет определяться из выражения

$$F'_{in} = N_{in}f_{in},$$

где  $f_{in}$  – коэффициент трения скольжения колеса по рельсу.

Физический смысл эффекта догружения заключается в том, что срыв сцепления в этом случае произойдет при большей величине тормозного нажатия, чем при торможении без догружения, поскольку реакция рельса под колесом будет определяться суммарной нагрузкой от действия сцепного веса локомотива, приходящегося на колесо, и действия силы догружения:

$$K_{in}^{\max} = \frac{N_{in}^{\partial}\psi}{f_s} = \frac{(P_{cu} + N_{Fnin})\psi}{f_s},$$

где  $N_{Fnin}$  – сила догружения осей, Н.

Для моделирования процесса торможения шахтного поезда использована динамическая модель, созданная и рассчитанная в файле *5dkp.nb* программного комплекса Wolfram Mathematica 8 [93]. Условия моделирования следующие: тип электровоза АРП10РВ, масса поезда 58 т, уклон пути 35 ‰, начальная скорость торможения 3 м/с, состояние рельсов – покрытые грязью.

Методика моделирования предусматривает расчет основных параметров процесса торможения при изменении величины тормозного момента, возникающего от силы нажатия на колодку колесно-колодочного тормоза. Срыв сцепления определялся по величине относительного скольжения колеса, остановка поезда фиксировалась при скорости  $\dot{x}$ , равной нулю. В результате получены графики, отражающие изменение параметров процесса торможения шахтного поезда при использовании колесно-колодочного тормоза и магниторельсового догрузателя (рисунок 4.1 и 4.2).

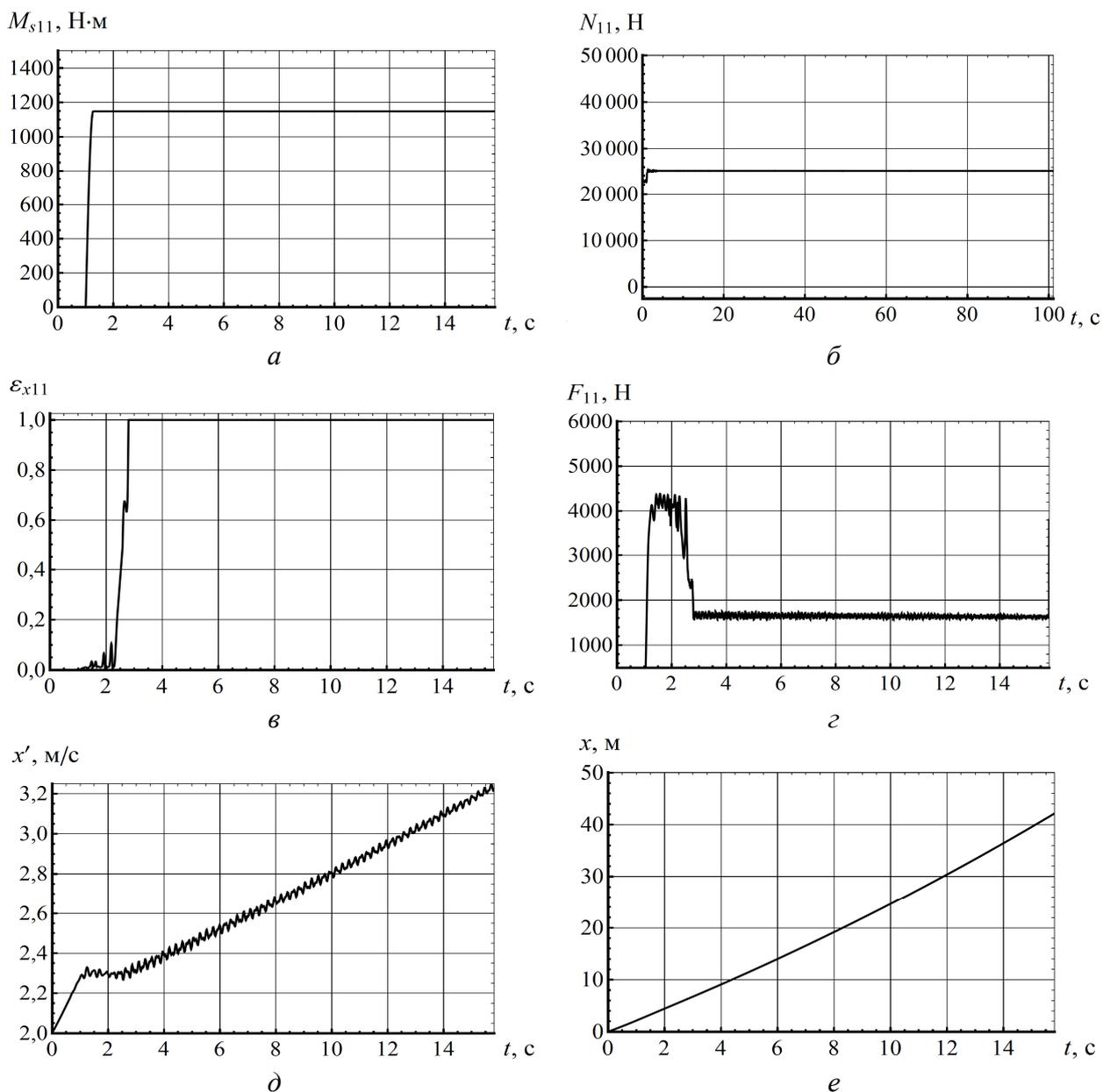


Рисунок 4.1 – Изменение параметров процесса торможения шахтного поезда при использовании колесно-колодочного тормоза: *a* – тормозной момент на колесе; *б* – реакция рельса под колесом; *в* – относительное скольжение колеса; *г* – тормозная сила на колесе; *д* – скорость локомотива; *е* – тормозной путь локомотива

При торможении шахтного поезда колесно-колодочным тормозом локомотива АРП10РВ срыв сцепления, определяемый по величине относительного скольжения левого колеса первой по ходу движения колесной пары колеса  $\varepsilon_{x11}$ , равного единице (рисунок 4.1, в), зафиксирован при величине тормозного момента  $M_{s11}$ , равного 1,147 кН·м, который создается нажатием на тормозную колодку с усилием  $K_{11}$  величиной 14,15 кН. Тормозная сила на колесе возрастает в течение 2 с до максимального значения  $F_{11}$  равного 4,45 кН; блокирование колеса приводит к резкому снижению тормозной силы до значения 1,64 кН (рисунок 4.1, г). Вследствие снижения тормозной силы локомотив начинает двигаться равноускоренно (рисунок 4.1, д), а тормозной путь в итоге существенно превышает нормированное значение в 40 м (рисунок 4.1, е).

При опускании магнитного блока магниторельсового догрузателя на рельс на колесо передавалась дополнительная вертикальная нагрузка  $N_{Fin}$  величиной 2 кН (угол наклона тяг догрузателя  $\alpha_{mjm}$  равен  $15^\circ$ ), что привело к увеличению вертикальной реакции под колесом (рисунок 4.2, б). К колодке прикладывался тот же тормозной момент (рисунок 4.2, а), что и в предыдущем случае, однако это не вызвало блокирования колес, поскольку относительное скольжение колеса  $\varepsilon_{x11}$  составило 0,008 (рисунок 4.2, в). Тормозная сила на колесе за весь период торможения осталась постоянной, что позволило остановить поезд на тормозном пути, равном 30 м (рисунок 4.2, е).

На основании результатов математического моделирования построен график зависимости реализуемой колесом шахтного локомотива тормозной силы от тормозного усилия на колодке при различных условиях взаимодействия колеса с рельсом (рисунок 4.3).

Анализ графика показывает, что при торможении только колодочно-колесным тормозом реакция рельса под колесом определяется суммой величин вертикальной нагрузки на колесо от сцепного веса локомотива и динамических составляющих от перемещений подрессоренных масс экипажа. В этом случае, при увеличении усилия нажатия на колодку, тормозная сила на колесе  $F_{11}$  возрастает (участок I). При  $K_{11}$ , равном  $K^{\max}$ , происходит срыв сцепления, заблокированное колесо начинает скользить по рельсу (участок II), а увеличение силы нажатия на колодку после блокирования не приводит к увеличению тормозной силы.

При использовании магниторельсового догрузателя часть силы магнитного притяжения тормозного блока передается на оси локомотива, вследствие чего реакция рельса под колесом увеличивается на величину силы догрузки. На участке I догрузка колесной пары не приводит к изменению тормозной силы  $F_{11}$ , эффект выражается в повышении устойчивости экипажа в колее. На участке II закон изменения тормозной силы также будет определяться произведением сцепного веса локомотива на коэффициент трения скольжения колеса по

рельсу, однако реакция рельса под колесом в этом случае будет больше на величину  $N_{Fnin}$ , следовательно, сила трения колеса по рельсу также будет выше.

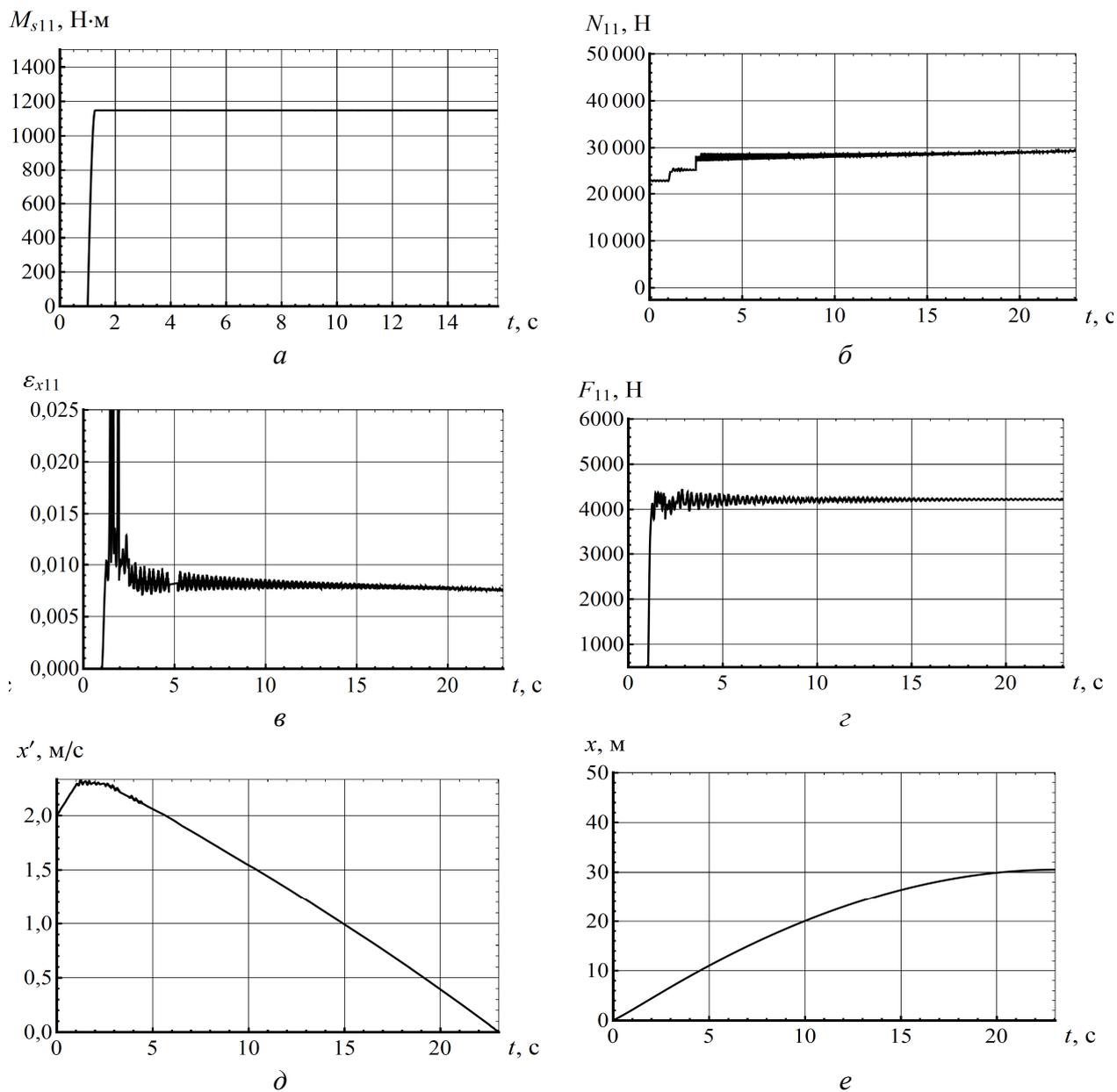


Рисунок 4.2 – Изменение параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесно-колодочного тормоза и магниторельсового догрузателя: *a* – тормозной момент на колесе; *б* – реакция рельса под колесом; *в* – относительное скольжение колеса; *з* – тормозная сила на колесе; *д* – скорость локомотива; *е* – тормозной путь

Анализ результатов расчетов показал, что при торможении колесно-колодочным тормозом блокирование колеса произойдет при значении  $K^{\max}$ , равном 10,6 кН, максимальная тормозная сила на колесе составит 4,2 кН. При догрузении колеса величина  $K^{\max}$  зависит от угла наклона тяг догрузателя. Так, при угле наклона  $30^\circ$  к колодке можно приложить максимальное нажатие

$K_{30^\circ}^{\max}$ , равное 13,9 кН, что позволяет получить тормозную силу на колесе  $F_{11}$  в размере 5,86 кН, а при угле наклона  $15^\circ$   $K_{15^\circ}^{\max}$  составит 16,8 кН, тормозная сила  $F_{11}$  будет равна 7,72 кН. Увеличение тормозной силы локомотива при использовании магниторельсового догрузателя составит 24 % при угле наклона тяг  $30^\circ$  и 42 % при угле наклона тяг в  $15^\circ$ .

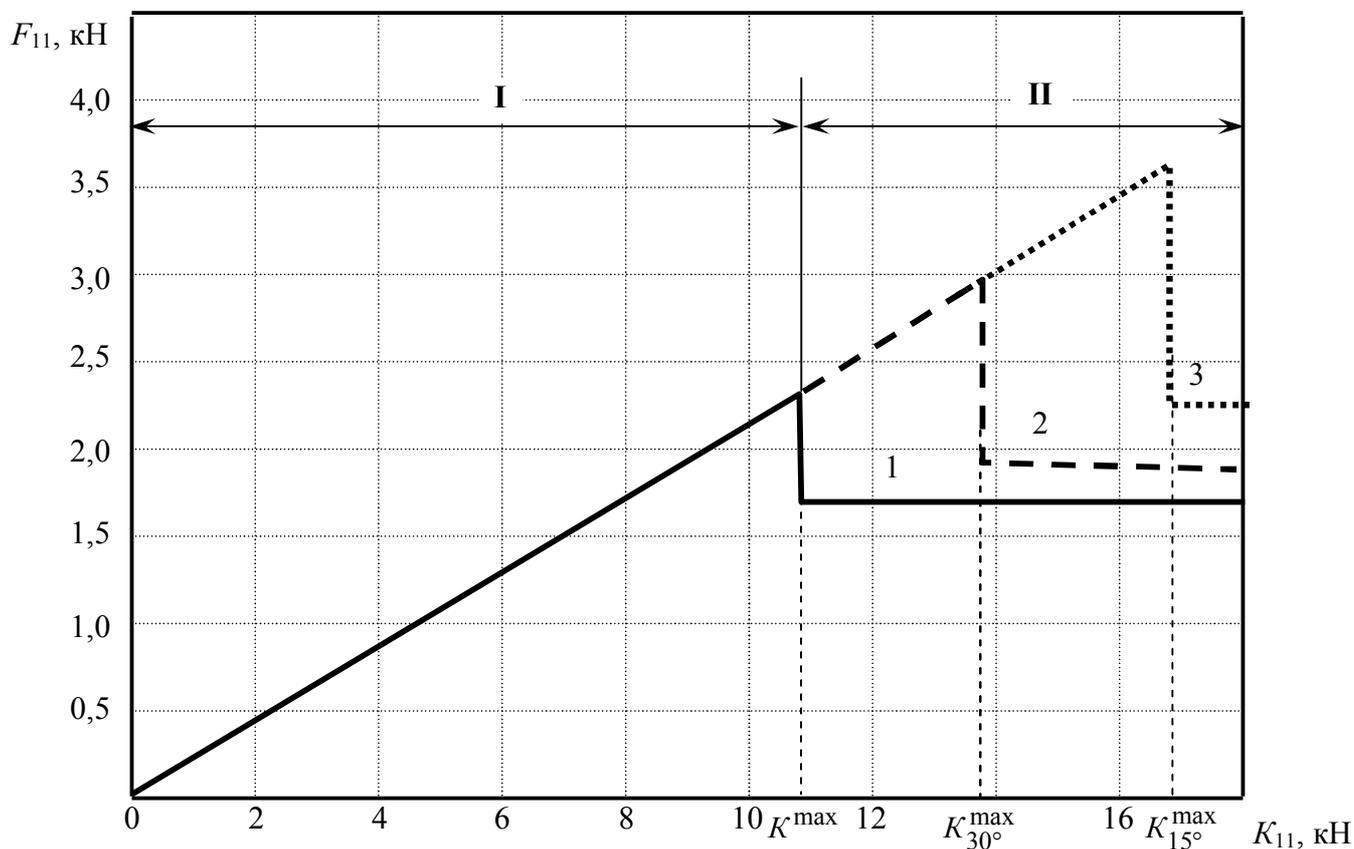


Рисунок 4.3 – График зависимости тормозной силы на колесе локомотива от величины тормозного нажатия: 1 – для торможения колесно-колодочным тормозом без догружения; 2 – для торможения колесно-колодочным тормозом с догружением (угол наклона тяг  $30^\circ$ ); 3 – для торможения колесно-колодочным тормозом с догружением (угол наклона тяг  $15^\circ$ )

За счет повышения тормозной силы локомотива создаются условия для увеличения допустимой по торможению массы поезда (рисунок 4.4). Так, при торможении локомотива колодочно-колесным тормозом с одновременным догружением осей (угол наклона тяг  $30^\circ$ ) допустимая масса поезда на уклоне рельсового пути в 10 ‰ составит 27 т, при уклоне пути 40 ‰ – 17 т. При установке тяг догрузателя на угол  $15^\circ$  допустимая масса поезда составит соответственно 34 т и 22 т. При торможении только колесно-колодочным тормозом допустимая масса поезда будет равна лишь 19 т и 12 т для тех же условий движения. Рост допустимой по торможению массы поезда при установке тяг догрузателя на угол  $15^\circ$  составит 45 %, при установке тяг догрузателя на угол  $30^\circ$  – 30 %.

В результате математического моделирования процесса торможения шахтного поезда с использованием магниторельсового догрузателя впервые

исследован механизм влияния догрузки осей локомотива на величину тормозного пути и производительность локомотивной откатки.

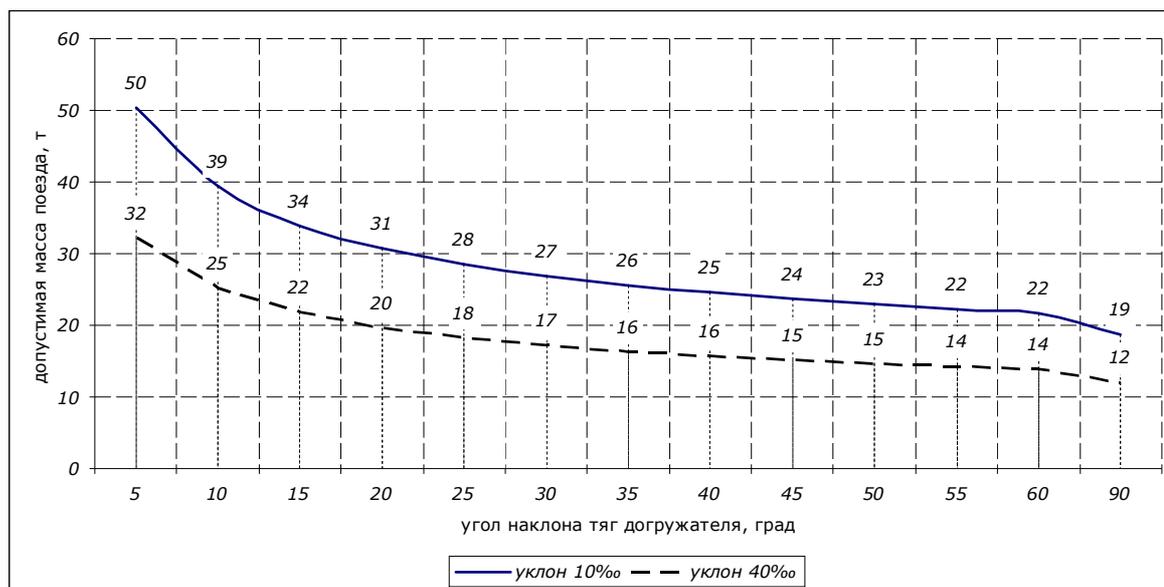


Рисунок 4.4 – График зависимости допустимой по торможению массы поезда от угла наклона тяг магниторельсового догрузателя

Установлено, что передача части силы магнитного притяжения магниторельсового догрузателя на оси локомотива позволяет расширить диапазон безопасных с точки зрения блокирования колес значений усилий, прилагаемых к тормозной колодке колесно-колодочного тормоза, что позволяет увеличить реализуемую локомотивом тормозную силу от 28 до 42 %, и, в свою очередь, дает возможность повысить допустимую по условию торможения массу шахтного поезда от 30 % до 45 %, а также безопасность шахтного рельсового транспорта.

#### 4.2 Исследование эффективности применения магниторельсового догрузателя по сравнению с рельсовым магнитным тормозом

Как показано выше, магниторельсовые системы шахтных локомотивов могут применяться в двух режимах:

- режим «чистого торможения», при котором магнитный блок прижимается к рельсу с усилием, равным силе магнитного притяжения;
- режим догрузки, при котором часть силы магнитного притяжения с помощью системы наклонных тяг и опорных балок передается на оси локомотива.

Несмотря на значительное количество работ по исследованию процесса торможения с использованием рельсовых магнитных тормозов применительно к магистральному [17, 18, 30, 128], городскому [23, 122] и рудничному рельсовому транспорту, недостаточно изученными остаются многие вопросы, касающиеся режима догрузки. В первую очередь, отсутствует теоретическое обоснова-

ние целесообразности использование догрузателей, не разработаны критерии сравнения различных конструкций магнитных блоков.

Главной задачей любого тормозного механизма является реализация максимальной тормозной силы. Для шахтных поездов ключевым показателем эффективности является тормозной путь, который не должен превышать нормированных значений, поэтому при сравнении эффективности работы магниторельсовых систем на различных режимах целесообразно пользоваться именно этим критерием.

Для определения динамических показателей работы магниторельсовых систем выполнено численное решение системы уравнений (2.26) в программе Wolfram Mathematica 8. Разработанная динамическая модель позволяет определять параметры процесса торможения для различных комбинаций использования тормозных механизмов и режимов их работы. Изменение режима работы магниторельсовой системы осуществлялось путем изменения значения угла наклона тяг. Для режима «чистого» торможения значения  $\alpha_{m11}$  и  $\alpha_{m12}$  (углы между осью тяги и направлением нормали к рельсу) принималось равным  $90^\circ$ , для режима догрузки задавалось значение  $15^\circ$ .

Наибольший интерес представляет случай торможения поезда на уклоне, близкому к максимальному, поскольку в данном случае от тормозной системы локомотива требуется максимальная эффективность. Для моделирования принят участок рельсового пути без неровностей в профиле с рельсами типа Р34, дорожки катания которых сухие и чистые (коэффициент сцепления 0,165), продольный уклон рельсового пути равен 48 ‰, начальная скорость торможения составляет 2 м/с.

Ранее выполненные расчеты показали, что остановить в таких условиях поезд с применением только колесно-колодочного тормоза невозможно [80]. Скатывающая составляющая силы тяжести в этом случае превышает тормозную силу, вследствие чего поезд начинает двигаться с положительным ускорением. Увеличение тормозного момента на колодке выше критического значения, равного для данных условий 1 270 Н·м, приводит к блокированию колес, что только усугубляет ситуацию.

На первом этапе моделировался процесс торможения с одновременным включением колесно-колодочных тормозов и магниторельсовой системы в режиме «чистого» торможения. Обе тормозные системы, работая одновременно, не оказывают взаимного влияния друг на друга, поэтому параметры работы колесно-колодочного тормоза аналогичны соответствующим параметрам торможения без включения магниторельсовой системы. Тормозная сила секции магниторельсового тормоза, представляющая собой функцию скорости скольжения, изменялась в диапазоне от 1 370 Н до 2 050 Н (рисунок 4.5, а). Средняя за период торможения суммарная тормозная сила локомотива составила 22 400 Н, что на 26 % больше, чем при торможении только колесно-колодочным тормозом. При увеличении тормозного момента до значения 1 270 Н·м произошло блокирование колеса, что зафиксировано на графике изменения относительного скольжения (рисунок 4.6, б).

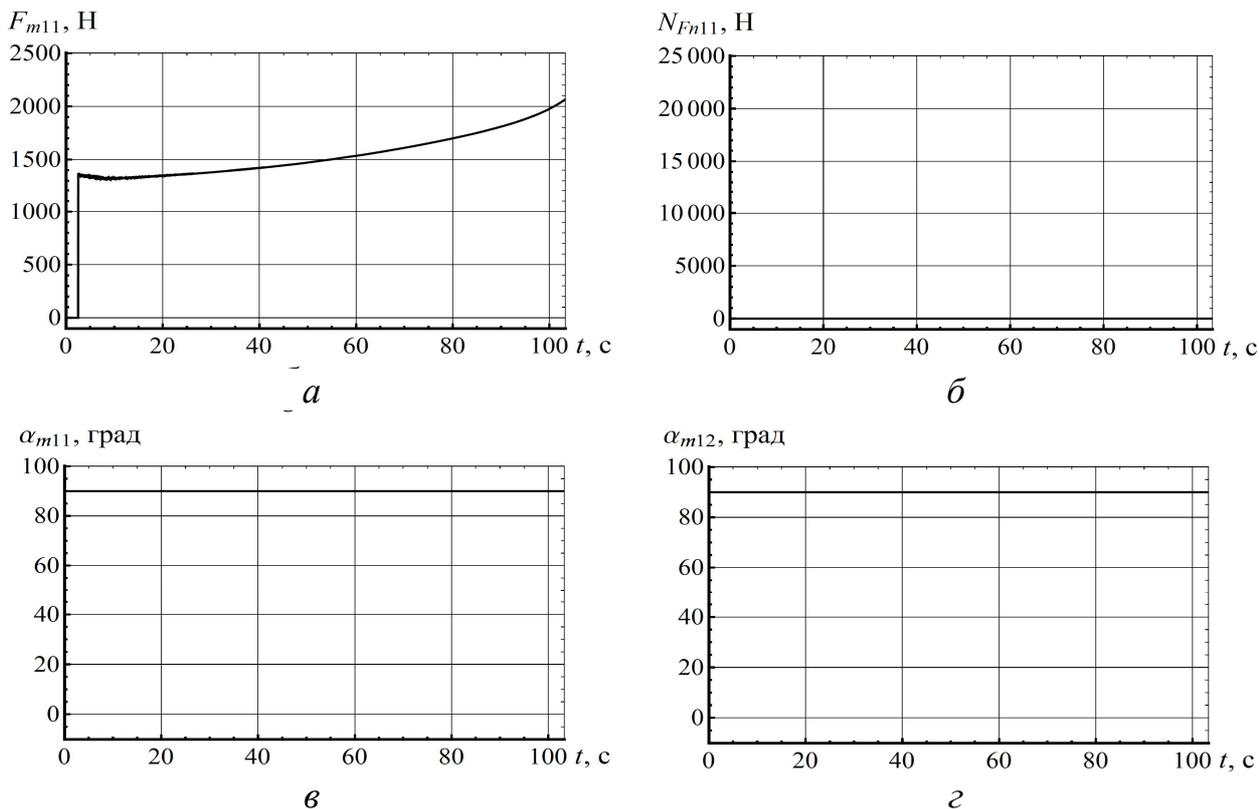


Рисунок 4.5 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда колесно-колодочными тормозами при использовании магниторельсовых тормозов в режиме торможения: *а* – тормозная сила на первой левой секции; *б* – догружающая сила от действия первой левой секции; *в*, *г* – углы наклона тяг первой и второй секций левого магнитного блока

Вследствие увеличения тормозной силы локомотива поезд даже при заблокированных колесах двигался с замедлением, а тормозной путь составил 163 м. Полученные результаты подтверждают ранее высказанное предположение о том, что применение магниторельсовых тормозов без колесно-колодочных не может гарантировать остановку тяжелых поездов на уклонах, близких к максимальным.

На втором этапе моделировался процесс торможения с одновременным включением колесно-колодочных тормозов и магниторельсовой системы в режиме догрузки. На каждое колесо локомотива передавалась догружающая сила, которая за период торможения изменялась от 4 000 до 5 900 Н (рисунок 4.7, б).

Значение реакции рельса под колесом увеличилось до 34 000 Н, блокировка колес при тормозном моменте 1 270 Н·м не наблюдалась. Увеличивая тормозной момент с шагом 10 Н·м, фиксировались значения относительного скольжения и скорости локомотива. В результате установлено, для остановки поезда на нормируемом тормозном пути к колесу необходимо приложить тормозной момент 1 580 Н·м (рисунок 4.8, а).

Таким образом, можно утверждать, что применение магниторельсовой системы в режиме догрузки осей позволяет увеличить реализуемую локомотивом суммарную тормозную силу на 20 % по сравнению с режимом торможения за счет возможности приложения к колесу большего тормозного момента без его блокирования.

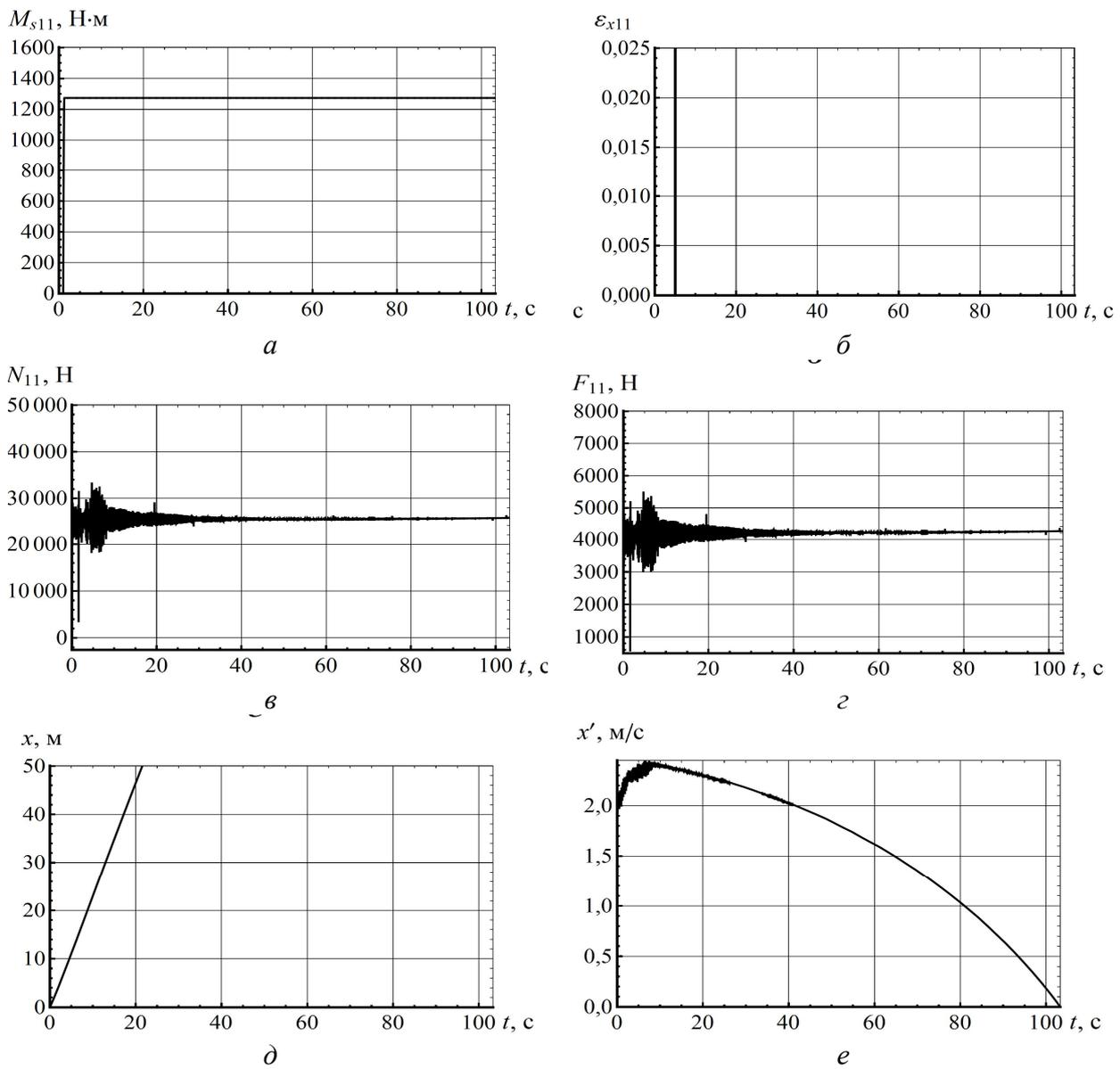


Рисунок 4.6 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда колесно-колодочными тормозами при использовании магниторельсовых тормозов в режиме торможения: *a* – тормозной момент на левом колесе первой колесной пары; *б* – относительное скольжение колеса; *в* – реакция рельса под колесом; *г* – тормозная сила на колесе; *д* – тормозной путь локомотива; *е* – скорость локомотива

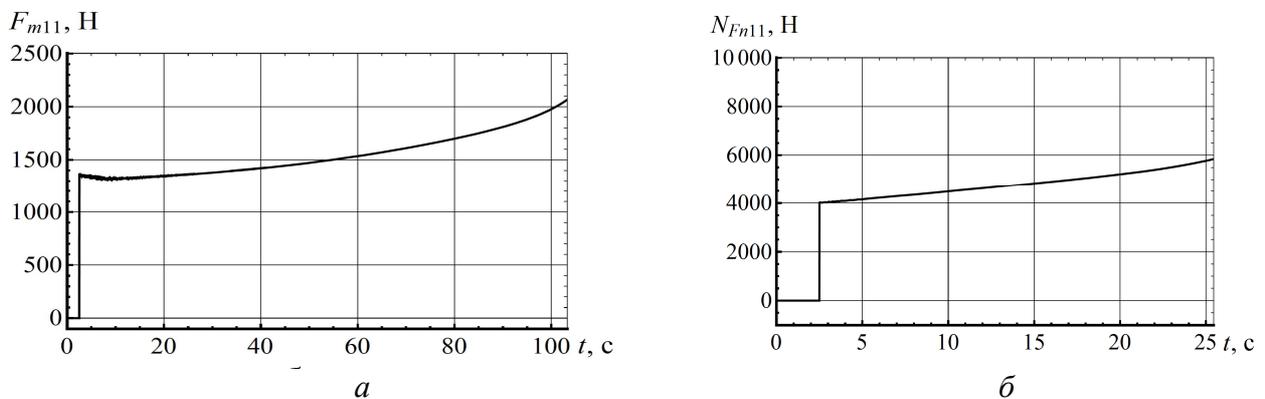


Рисунок 4.7 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда колесно-колодочными тормозами при использовании магниторельсовых тормозов в режиме торможения: *a* – тормозная сила на первой левой секции; *б* – догружающая сила

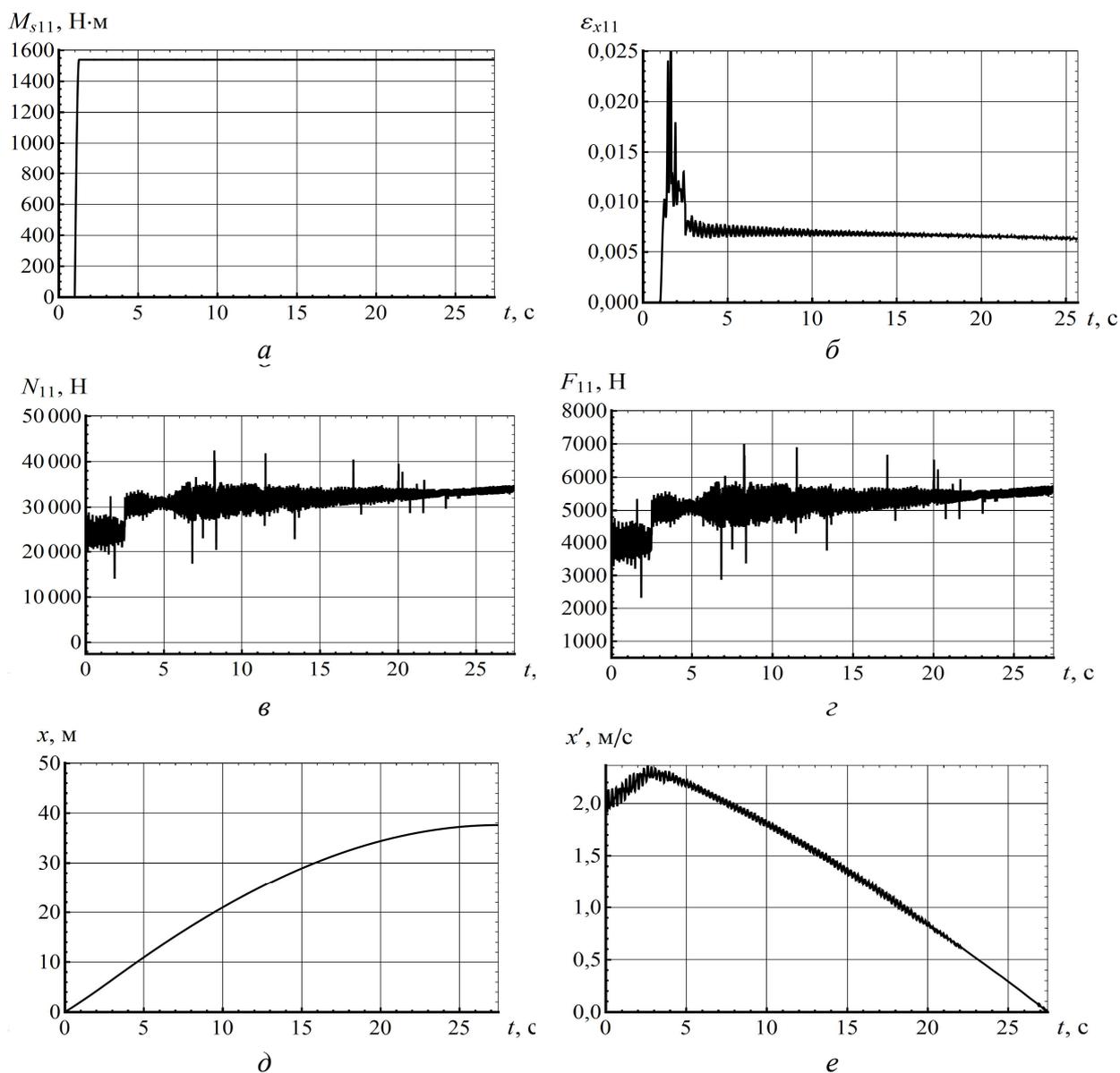


Рисунок 4.8 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда колесно-колодочными тормозами при догрузке осей: *а* – тормозной момент на колесе; *б* – относительное скольжение колеса; *в* – реакция рельса под колесом; *г* – тормозная сила на колесе; *д* – тормозной путь локомотива; *е* – скорость кузова локомотива

### 4.3 Сравнение эффективности работы магниторельсовых систем шахтных локомотивов с различными типами магнитных блоков

Опыт эксплуатации магниторельсовых систем в шахтных условиях показал, что фактические значения основных показателей эффективности работы магниторельсовых систем (сила магнитного притяжения и реализуемая тормозная сила) от 30 до 50 % ниже значений, полученных расчетным путем или в результате экспериментов в лабораторных условиях [4, 30, 43, 57]. Так, расчетный тормозной путь поезда в составе электровоза АРП10РВ и восьми груженых вагонеток ВГ3,3 общей

массой 58 т на участке рельсового пути с продольным уклоном 17 ‰ при применении магниторельсовых тормозов составил 27 м, а в результате шахтных испытаний – 36 м, что на 25 % больше расчетного [95].

Анализ результатов исследований процесса торможения шахтного локомотива магниторельсовыми тормозами показал, что основной причиной снижения силы магнитного притяжения является уменьшение площади контакта полюсных наконечников магнитного блока с рельсом и увеличение эквивалентного воздушного зазора между ними при прохождении локомотивом неровностей рельсового пути, наезде на препятствие. Расчеты, выполненные в работе [93], доказали, что при величине эквивалентного зазора, равной 0,1 мм (полное прилегание приработанных полюсных наконечников к рельсу) реализуемая сила магнитного притяжения составляет 97 % от теоретически возможной, а при зазоре 0,5 мм – только 72 %.

Решением данной проблемы может быть использование секционного магнитного блока, в котором секции имеют возможность относительного перемещения в продольном направлении. Перспективность этого технического решения подтверждена испытаниями в полигонных условиях [126], однако теоретическое обоснование эффективности его применения и методики проектирования магниторельсовых систем с секционным магнитным блоком, в научной литературе отсутствуют.

Основным показателем, определяющим эффективность работы магниторельсовой системы, является сила магнитного притяжения, величина которой прямо пропорциональна площади контакта полюсных наконечников с рельсом и величине эквивалентного зазора между ними. При движении по идеально ровным рельсам площадь контакта остается постоянной как для магнитного блока традиционной конструкции, так и для секционного блока.

Горизонтальная проекция реакции рельса представляет собой тормозную силу рельсового тормоза  $F_{m\ ij}$  (см. рисунок 1.4). В тяге возникает реакция тяги  $R_{in}$ , направленная под углом  $\alpha_{m\ in}$ . Вертикальная проекция силы  $F_{m\2\ in}$  представляет собой силу разгрузки тормоза  $F_{p\ in}$ , а вертикальная проекция реакции тяги  $N_{F_{п\ in}}$  через опорную балку нагружает оси экипажа. При наезде колеса на неровность рельсового пути или изменения диаметра круга катания колеса изменяются расстояния от поверхности рельса до точек крепления тяг на опорной балке, что при использовании тормозного блока традиционной конструкции приводит к возникновению воздушного зазора. В случае применения секционного тормоза в аналогичной ситуации сила  $F_{m\2\ in}$  получает приращение  $\Delta F_{m\2\ in}$ , соответственно увеличиваются и её проекции  $F_{p\ in}$  и  $F_{\partial\ in}$ . При этом первая секция под действием силы  $F_{\partial\1\1} + \Delta F_{\partial\1\1}$  перемещается вперед, компенсируя увеличение расстояния  $l_1$ , вследствие чего вероятность отрыва секции от рельса уменьшается.

Для исследования процесса торможения использована ранее составленная математическая модель. Геометрические характеристики неровностей пути задавались в дополнительном файле *Path Parametrs.xls* [93].

Первый этап исследований предусматривал моделирование процесса торможения шахтного поезда в составе электровоза АРП10РВ и пяти груженых вагонеток ВГЗ,3 на участке идеально ровного рельсового пути с продольным уклоном 15 ‰.

Общая длина магнитного блока магниторельсовой системы принималась равной 0,6 м, а к каждому колесу локомотива прикладывался постоянный тормозной момент  $M_{s\ in}$ , равный 1 287 Н. В результате установлено, что при идентичных условиях работы тормозной путь поезда составит 10,1 м (рисунок 4.9) как при использовании секционного магнитного блока, так и при применении магнитного блока традиционной конструкции. Результаты моделирования подтвердили предположение о том, что при отсутствии неровностей рельсового пути показатели работы магниторельсовых систем не зависят от типа магнитного блока, а определяется в первую очередь его длиной.

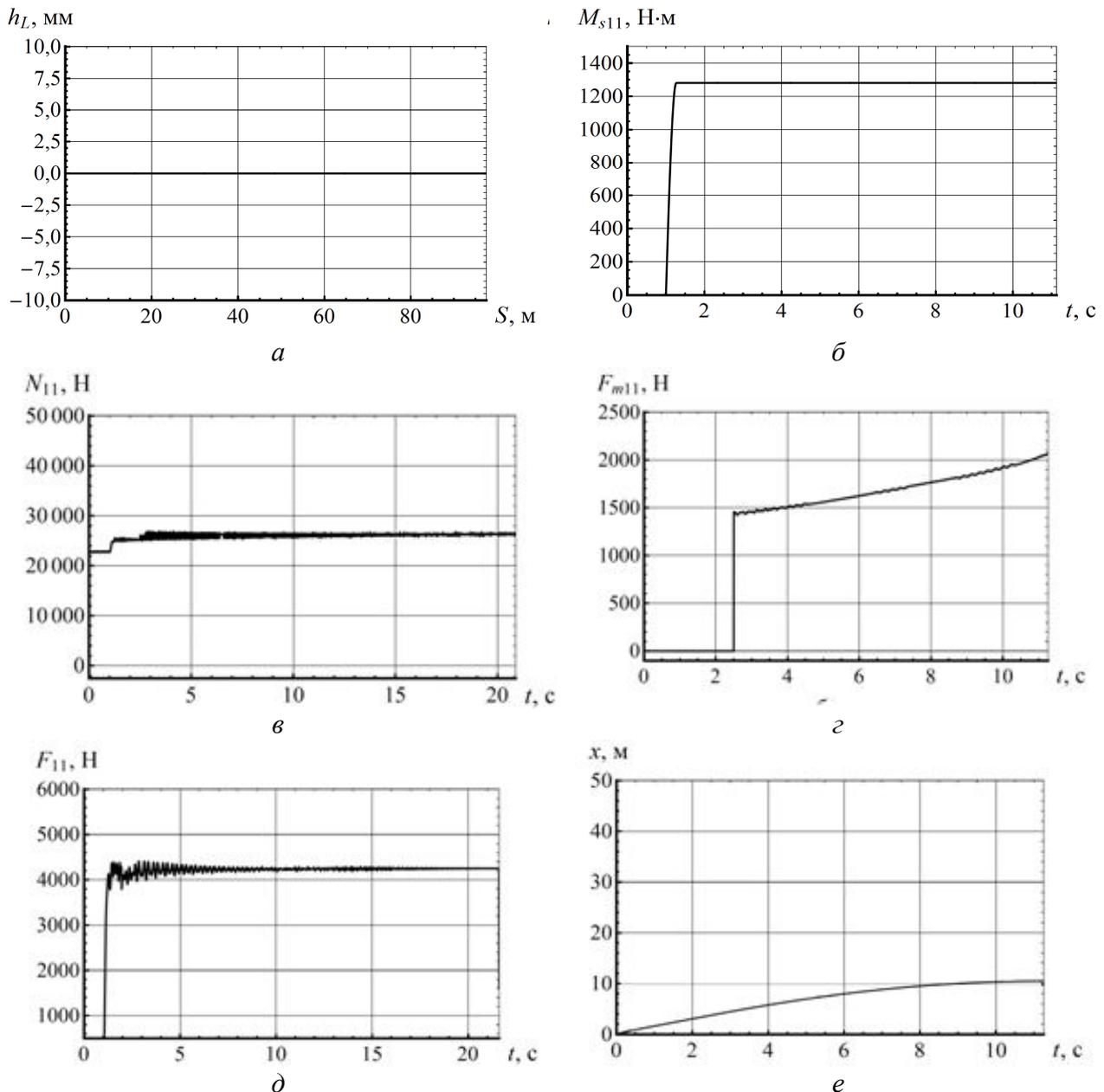


Рисунок 4.9 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесно-колодочных тормозов и магниторельсовой системы (идеально ровный рельсовый путь, уклон 15 ‰): *a* – высота ступеньки рельсового стыка на левом рельсе; *б* – тормозной момент на колесе; *в* – реакция рельса под колесом; *г* – тормозная сила, реализуемая магнитным блоком; *д* – тормозная сила на колесе; *е* – тормозной путь

Второй этап исследований предусматривал моделирование процесса торможения шахтного поезда на участке рельсового пути с одиночными короткими локальными неровностями в виде ступенек в местах стыков рельсов. Масса поезда, продольный уклон и прочие условия торможения принимались те же, что и на первом этапе. Как видно из графиков на рисунках 4.10 и 4.11, при прохождении неровностей рельсового пути вследствие отрыва магнитного блока от рельса значение тормозной силы  $F_{m11}$  скачкообразно снижается (рисунок 4.10, *з*), причем при применении магнитного блока традиционной конструкции значение указанной силы падает до нуля (рисунок 4.10, *з*), а при применении секционного магнитного блока падение составляет 45 % от начального значения (рисунок 4.11, *з*).

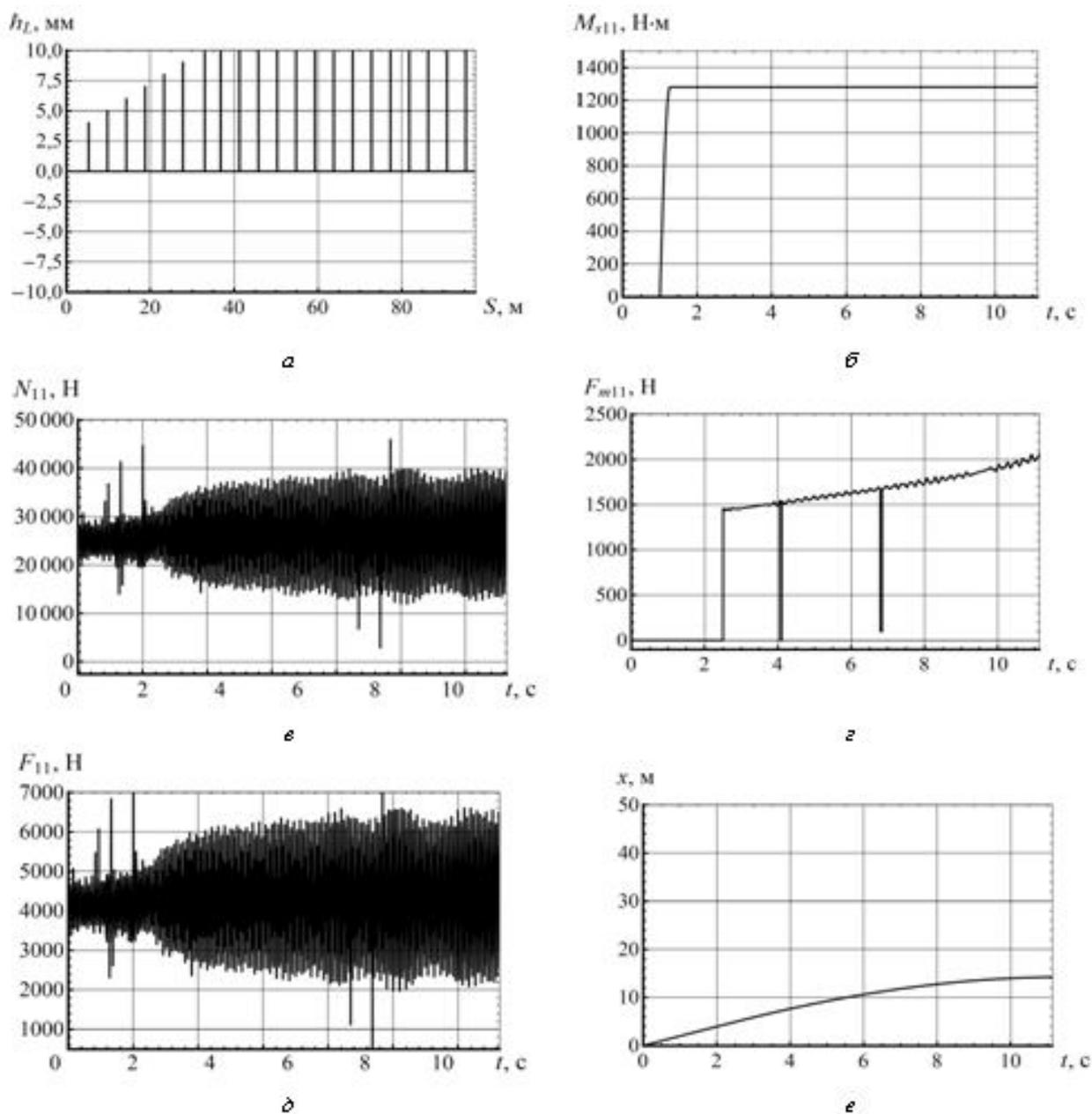


Рисунок 4.10 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесно-колодочных тормозов и магниторельсовой системы с магнитным блоком традиционной конструкции (уклон 15 %): *a* – высота ступеньки рельсового стыка; *б* – тормозной момент на колесе; *в* – реакция рельса под колесом; *г* – тормозная сила магнитного блока; *д* – тормозная сила на колесе; *е* – тормозной путь

Передача части силы магнитного притяжения на оси локомотива позволяет уменьшить негативное влияние неровностей рельсового пути, выражаемое в разгрузке колесных пар, что приводит к снижению тормозной силы, реализуемой в точке контакта колеса с рельсом. При обеспечении стабильной силы догружения колесных пар заметно уменьшается амплитуда колебания значений реакции рельса под колесом  $N_{11}$ , что позволяет получить большие значения тормозной силы на колесах локомотива (рисунок 4.10,  $\delta$  и 4.11,  $\delta$ ).

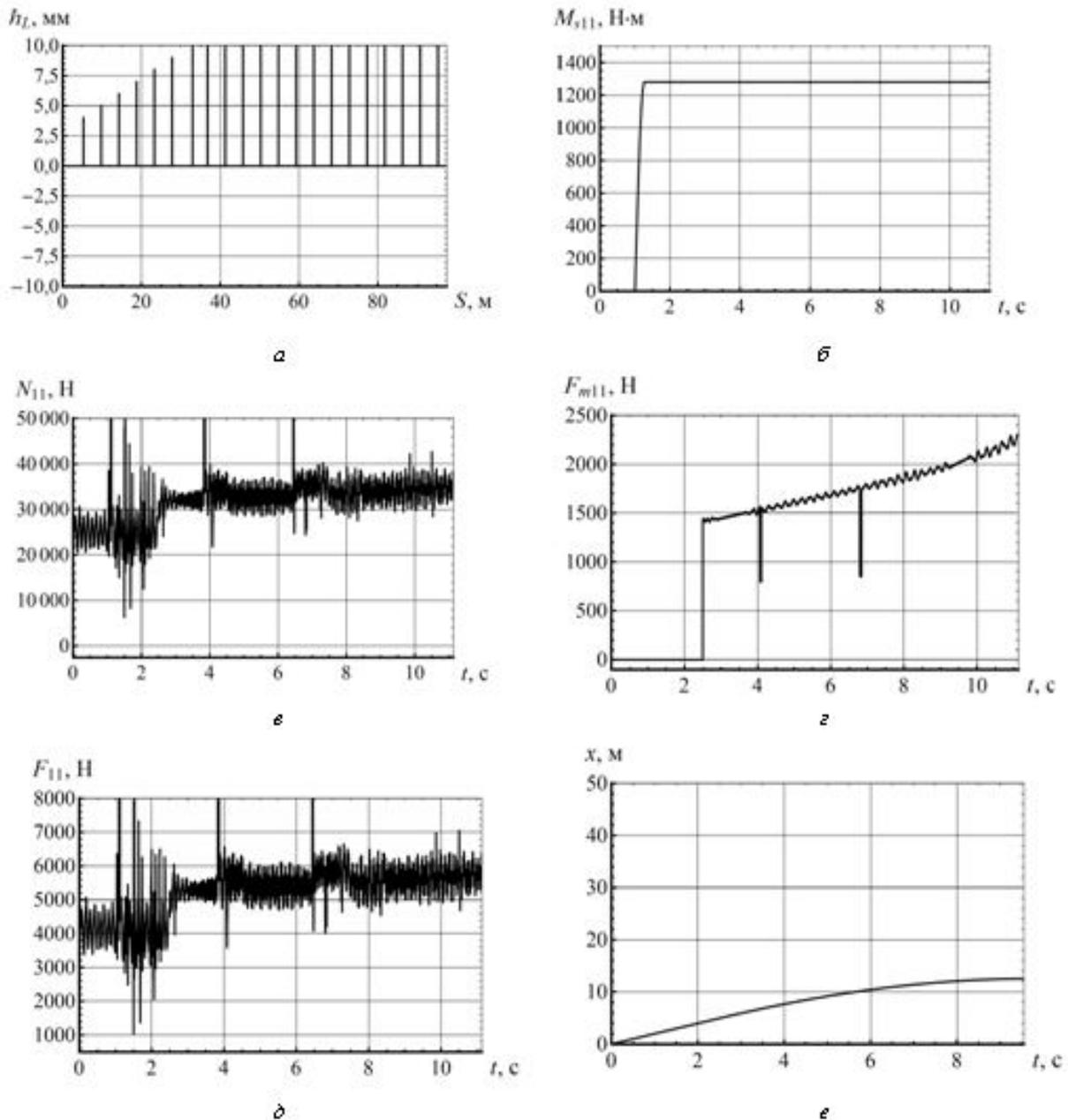


Рисунок 4.11 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесно-колодочных тормозов и магниторельсовой системы с секционным магнитным блоком (рельсовый путь с неровностями, уклон 15 %):  $a$  – высота ступеньки рельсового стыка на левом рельсе;  $б$  – тормозной момент на колесе;  $в$  – реакция рельса под колесом;  $г$  – тормозная сила, реализуемая магнитным блоком;  $д$  – тормозная сила на колесе;  $е$  – тормозной путь

Так, при применении магнитного блока традиционной конструкции амплитуда изменения мгновенного значения тормозной силы  $F_{11}$  достигают 76 % от среднего за период торможения, в то время как при применении секционного блока этот показатель составил 22 %. Вследствие этого средняя за период торможения тормозная сила, реализуемая локомотивом, увеличивается на 12 %, а тормозной путь уменьшается на 14 % (с 14,1 до 12,3 м). Более высокие показатели эффективности секционного магнитного блока обеспечиваются за счет возможности относительного перемещения секций. При прохождении колесом ступенек рельсовых стыков секции перемещаются относительно кузова локомотива (рисунок 4.12, *а*), при этом углы наклона тяг секций  $\alpha_{m11}$  и  $\alpha_{m12}$  уменьшаются, а силы догружения осей, создаваемые секциями, увеличиваются (рисунок 4.12, *б*). При прохождении передним колесом неровности рельсового пути передняя секция совершает перемещения в вертикальной продольной плоскости, тем самым препятствуя отрыву от рельса. Отклонения угла наклона тяг обусловлены изменением расстояний от поверхности рельса до точек подвески тяг на опорной балке, величина которых пропорциональна высоте неровностей рельсового пути.

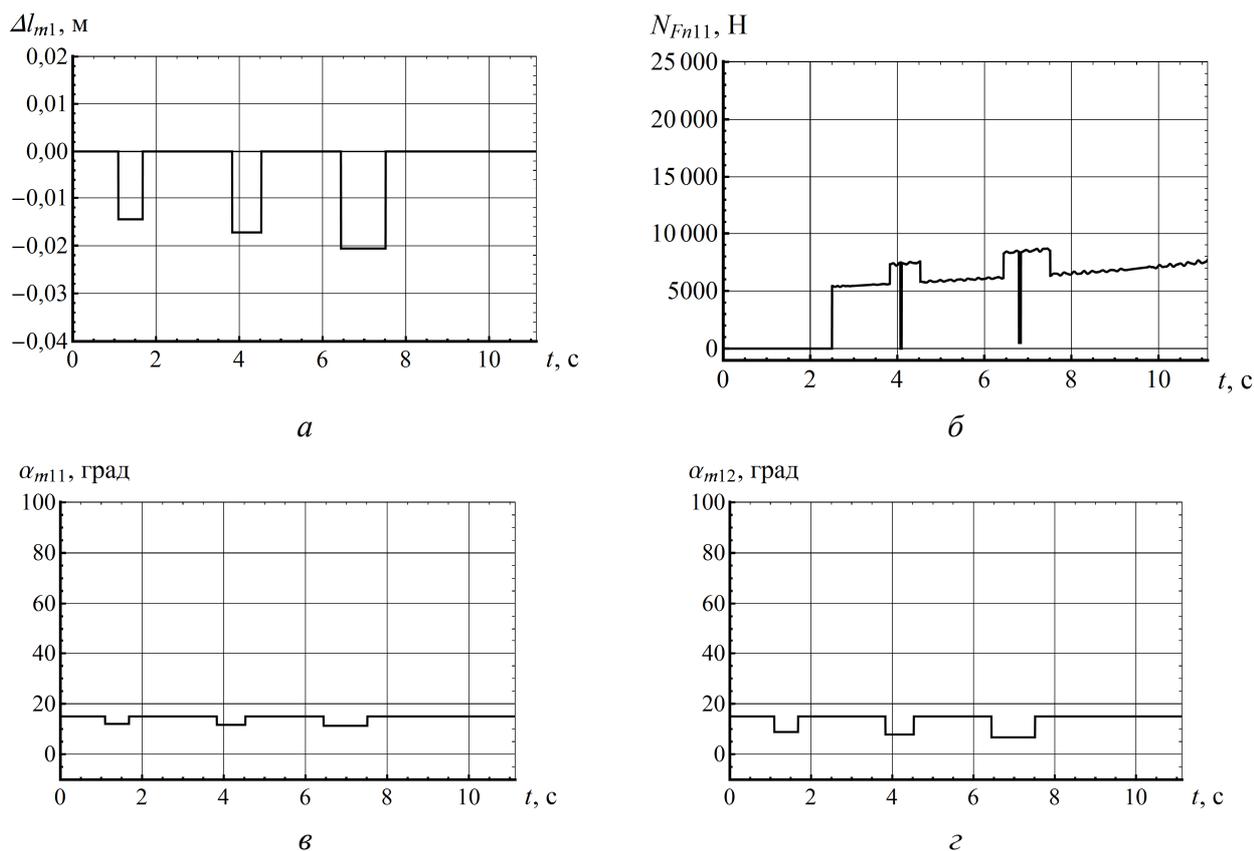


Рисунок 4.12 – Графики параметров работы магниторельсовой системы с секционным магнитным блоком при прохождении неровностей рельсового пути: *а* – относительное перемещение секций; *б* – сила догружения колеса; *в*, *г* – углы наклона тяг первой и второй по ходу движения поезда секции

Третий этап исследований предусматривал моделирование процесса торможения в наиболее тяжелых условиях эксплуатации локомотивного транспорта – при максимальном уклоне рельсового пути 50 ‰. Характеристики неровностей рельсового пути и прочие условия торможения принимались те же, что и на предыдущих этапах. Поскольку на всех этапах исследований использовались одни и те же тормозные механизмы, результаты расчетов тормозных сил  $F_{m11}$  и  $F_{11}$  равны, однако эффект от использования секционного магнитного блока более заметен (рисунок 4.13, 4.14). Так, если при торможении блоком традиционной конструкции тормозной путь поезда составил 55,4 м, то при использовании секционного блока тормозной путь поезда сократился до 33,6 м. Следовательно, можно сделать вывод о том, что применение секционного тормозного блока более целесообразно при больших значениях уклона рельсового пути.

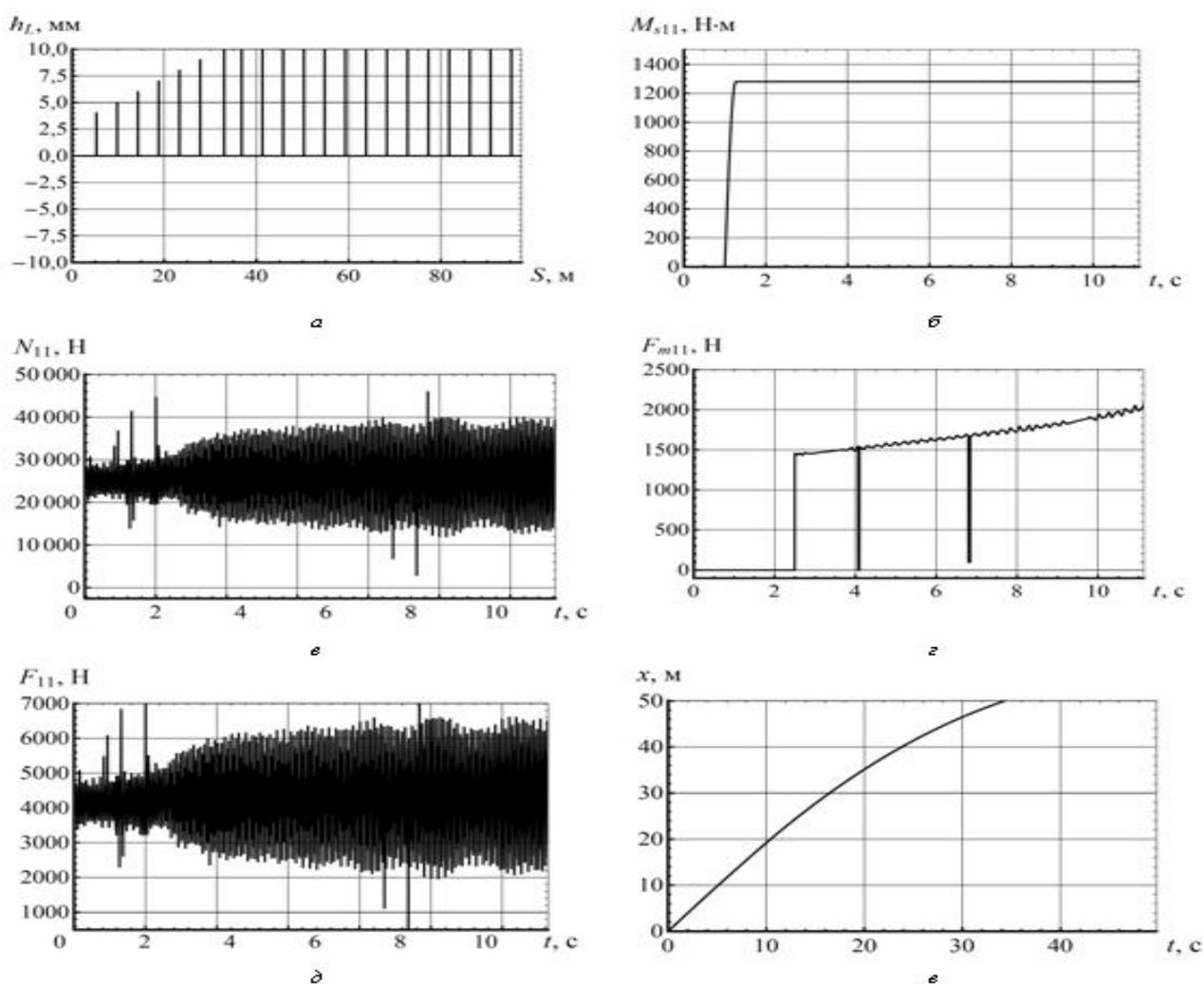


Рисунок 4.13 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесно-колодочных тормозов и магниторельсовой системы с магнитным блоком традиционной конструкции (рельсовый путь с неровностями, уклон 50 ‰): *a* – высота ступеньки рельсового стыка на левом рельсе; *б* – тормозной момент на колесе; *в* – реакция рельса под колесом; *г* – тормозная сила, реализуемая магнитным блоком; *д* – тормозная сила на колесе; *е* – тормозной путь

На основании результатов моделирования торможения поезда магнито-рельсовыми системами с различными типами магнитного блока установлено, что при работе на участках рельсового пути, имеющих геометрические несовершенства, секционный блок имеет существенные преимущества перед магнитным блоком традиционной конструкции, поскольку за счет возможности относительного перемещения секций обеспечиваются более стабильные значения сил торможения и догрузки осей, что в свою очередь позволяет улучшить тормозные характеристики шахтного локомотива.

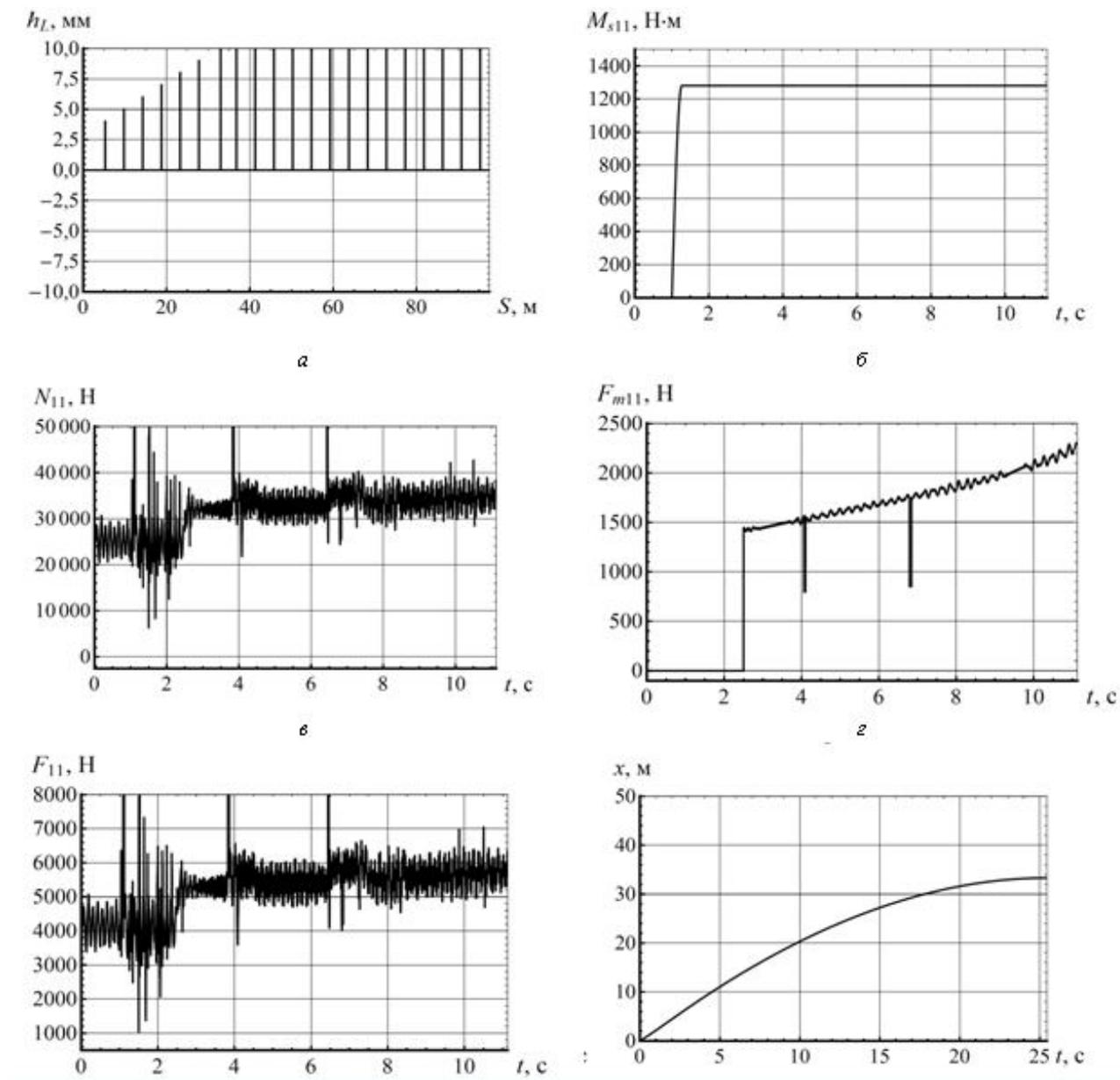


Рисунок 4.14 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесно-колодочных тормозов и магниторельсовой системы с секционным магнитным блоком (рельсовый путь с неровностями, уклон 50 ‰): а – высота ступеньки рельсового стыка на левом рельсе; б – тормозной момент на колесе; в – реакция рельса под колесом; г – тормозная сила, реализуемая магнитным блоком; д – тормозная сила на колесе; е – тормозной путь

Передача части силы магнитного притяжения на оси локомотива позволяет уменьшить амплитуду колебания вертикальной нагрузки на колесо, что положительно сказывается на эффективности работы колодочно-колесного тормоза. Применение секционных блоков целесообразно при работе в откаточных горных выработках с продольным уклоном рельсового пути от 15 до 50 ‰ и значительными несовершенствами рельсовой колеи, причем эффективность его применения при увеличении уклона возрастает.

#### 4.4 Исследование устойчивости движения шахтного локомотива в кривой малого радиуса

Одной из причин, снижающих производительность и надежность работы локомотивной откатки в подземных условиях, является частый сход локомотивов с рельсов, особенно при движении в кривых малого радиуса. Анализ производственной ситуации показал, что затраты времени на устранение последствий сходов состава с рельсов составляют в среднем от 0,5 до 1 час, а частота достигает в среднем 4,8 сходов в сутки по участку ВШТ.

Главной причиной схода локомотива с рельсов является потеря устойчивости против вползания колеса на рельс вследствие перераспределения сил, действующих на колесо при прохождении кривой малого радиуса [33]. На рисунке 4.15 представлена расчетная схема взаимодействия колеса с рельсом. Переднее наружное колесо локомотива при движении по кривым малого радиуса набегаем гребнем на боковую грань головки рельса. При этом гребень колеса воздействует на рельс с силой  $F_{\delta in}$ , под действием вертикальной составляющей этой силы  $R_{\delta in}$  колесо стремится переместиться вверх. Очевидно, что условием устойчивого движения является равенство вертикальных сил, действующих в точке контакта

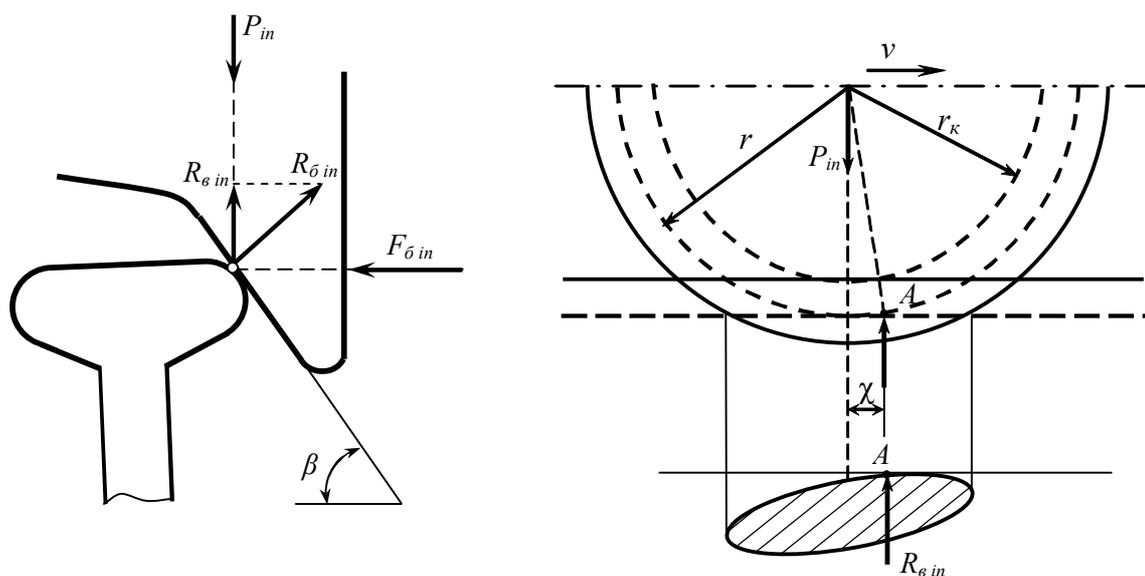


Рисунок 4.15 – Схема расчета устойчивости колес против вползания на рельс

При уменьшении вертикальной нагрузки на колесо  $P_{in}$  (например, вследствие разгрузки при колебаниях кузова локомотива) мгновенный центр его вращения переместится в точку  $A$ , при дальнейшем движении гребень накатится на головку рельса. Место контакта гребня с головкой рельса расположено впереди оси колесной пары на расстоянии

$$\chi = r \operatorname{tg} \gamma_{in} \operatorname{tg} \beta,$$

где  $\gamma_{in}$  – угол набегания реборды колеса на внутреннюю поверхность головки рельса, рад.

Исходя из условия равновесия сил, выражение для критического состояния имеет следующий вид [33]:

$$\left( \frac{P_{in}}{R_{\text{в in}}} \right)_{\text{крит}} = \frac{1 + \rho \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - \rho},$$

где  $\rho$  – коэффициент трения гребня колеса по головке рельса;

$\beta$  – угол заточки гребня колеса.

Для оценки устойчивости движения локомотива на кривой в работе [33] предложен в качестве критерия коэффициент устойчивости против всползания колеса на рельс, представляющий собой соотношение вертикальных сил, действующих в точке контакта колеса с рельсом

$$k_y = \left( \frac{P_{in}}{R_{\text{в in}}} \right) \frac{1 + \rho \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - \rho}.$$

Очевидно, что для обеспечения устойчивости движения необходимо либо поддерживать оптимальные геометрические параметры колесной пары (угол заточки гребня), либо увеличивать нагрузку на колесо. Поскольку при применении магниторельсовой системы на ось локомотива передается часть силы магнитного притяжения от магнитного блока, вертикальная нагрузка на колесо будет определяться выражением (2.26), т.е. ее абсолютное значение увеличится на величину  $N_{Fnij}$ . Сила догрузки  $N_{Fnij}$ , представляющая собой вертикальную составляющую в тяге подвески магнитного блока, может быть определена из выражения [77]

$$N_{Fnij} = f_m F_{\text{пр ij}} \operatorname{ctg} \alpha_m.$$

Соответственно, при догрузении колеса выражение для коэффициента устойчивости примет вид

$$k_y = \left( \frac{P_{in} + N_{F_{\text{пр}ij}}}{R_{\text{в}in}} \right) \frac{1 + \rho \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - \rho} \quad (4.1)$$

Для оценки влияния догружения на устойчивость движения локомотива в кривой решение системы уравнений (2.26) выполнено для различных значений радиуса кривизны рельсового пути, величина которого задавалась в диапазоне от 20 до 40 м. Полученные в результате значения сил подставлялись в выражение (4.1).

На основании результатов моделирования построены графики зависимости коэффициента устойчивости от угла наклона тяг и скорости движения локомотива (рисунок 4.16, 4.17). Уменьшение угла наклона тяг приводит к разгрузке магнитного блока и увеличению догружающей силы, что увеличивает значение коэффициента устойчивости. Вместе с тем, за счет уменьшения амплитуды колебания нагрузки на колесо увеличивается эффективность торможения колесно-колодочным тормозом (кривая 4), поэтому суммарная сила торможения, реализуемая локомотивом, возрастает (кривая 2). При увеличении угла наклона тяг сила догружения уменьшается, что приводит к снижению устойчивости движения.

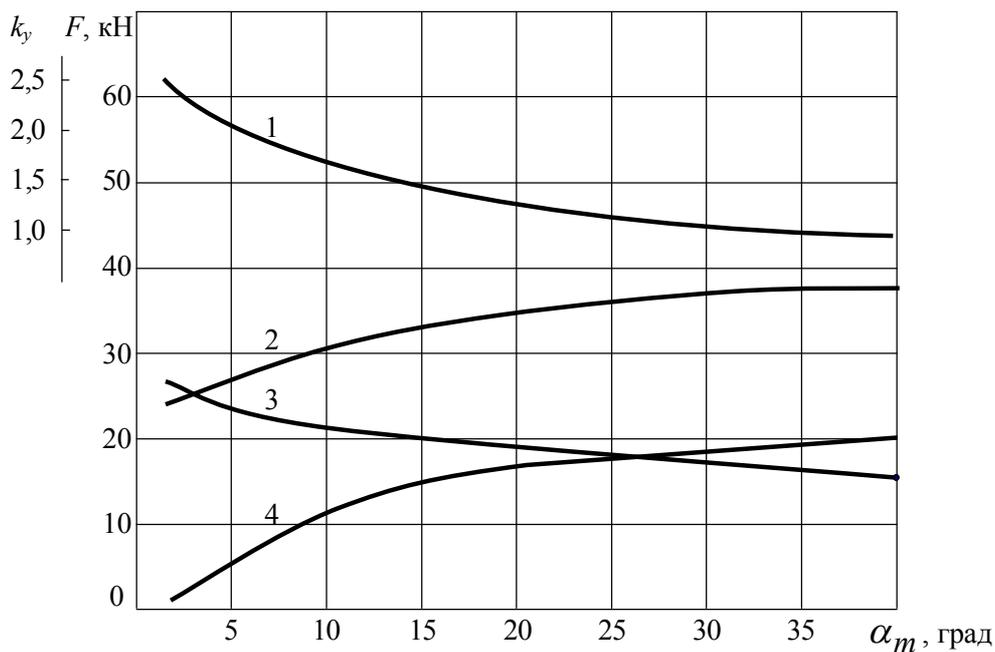


Рисунок 4.16 – График зависимости тормозной силы локомотива и коэффициента устойчивости против всползания колеса на рельс от угла наклона тяг догружателя: 1 – коэффициент устойчивости против всползания колеса на рельс  $k_y$ ; 2 – суммарная тормозная сила колесно-колодочного и рельсового магнитного тормоза; 3 – тормозная сила от действия рельсового магнитного тормоза; 4 – тормозная сила колесно-колодочного тормоза с учетом догружения осей

Эффект догружения наблюдается при углах наклона тяг от  $15^\circ$  до  $35^\circ$ . При меньших значениях ход секции значительно уменьшается, что приводит к

отрыва магнитного блока при наезде на препятствие высотой менее 10 мм. При значениях угла наклона тяг более 35 % на оси локомотива передается менее 10 % от силы магнитного притяжения, поэтому заметного увеличения устойчивости движения локомотива не наблюдается.

Графики зависимости изменения коэффициента устойчивости от скорости движения при прохождении кривой представлены на рисунке 4.17. Из графика видно, что в диапазоне эксплуатационных скоростей движения при углах наклона тяг догрузателя до 30° гарантируется устойчивое движение локомотива в колее (кривые 1 и 2).

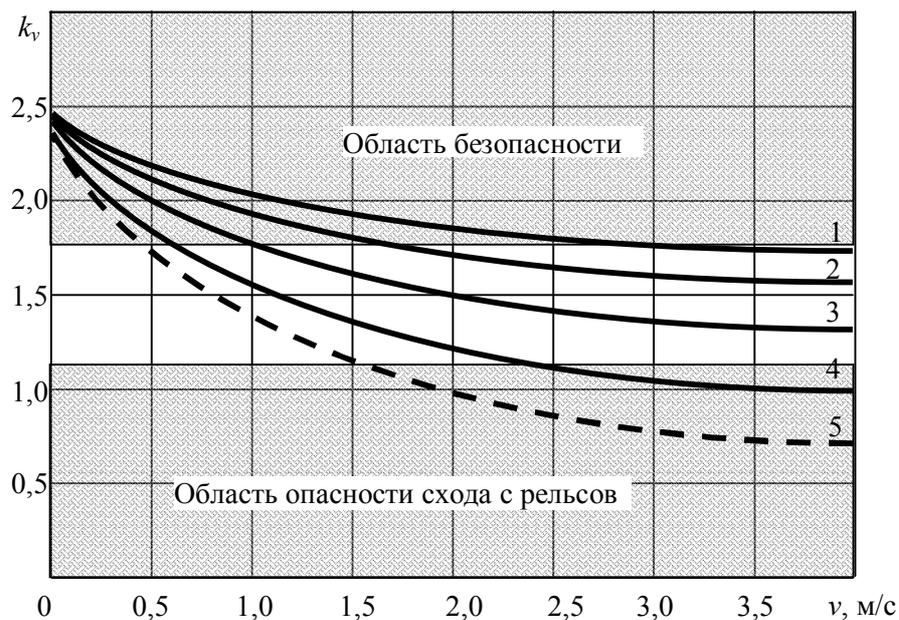


Рисунок 4.17 – График зависимости коэффициента устойчивости против вползания колеса на рельс от скорости движения: 1 – угол наклона тяг 10°; 2 – угол наклона тяг 20°; 3 – угол наклона тяг 30°; 4 – угол наклона тяг 40°; 5 – для локомотива, не оборудованного догрузителем

При увеличении угла наклона тяг до 40° нужно вводить ограничение скорости движения не более 2,5 м/с. Для локомотива, не оборудованного магниторельсовым догрузителем, возможность схода возникает при скорости, равной 1,5 м/с (кривая 4).

#### 4.5 Проверка сходимости результатов математического моделирования с экспериментальными данными

Для проверки адекватности предложенной математической модели и полученных результатов проведены испытания электровоза АРП10РВ, оборудованного тормозной системой с магниторельсовым догрузителем, в условиях поверхностного комплекса шахты «Степная» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь». Испытания проводились на участке рельсового пути длиной 180 м, состоящем из двух отрезков – прямой участок и закругление радиусом 26 м. Тип рельсов Р34, рельсы без видимых следов износа, состояние рельсов – влажные, чистые. Продольный уклон

рельсового пути составлял 14 %. Состав включал электровоз АРП10РВ и 8 грузовых породой вагонеток ВГ3,3, общая масса состава равнялась 56 т.

Программой испытаний предусматривалось торможение поезда с применением трех комбинаций включения тормозных систем:

- ККТ – торможение колесно-колодочным тормозом;
- ККТ+МРТ – торможение колесно-колодочным и магниторельсовым тормозами (угол наклона тяг системы подвешивания равнялся 75°);
- ККТ+МРД – торможение колесно-колодочным тормозом с одновременным догрузением осей (угол наклона тяг системы подвешивания равнялся 15°).

Режим динамического торможения двигателем не исследовался, т.к. по мере уменьшения скорости его эффективность снижается и остановить локомотив в этом режиме невозможно.

На каждом этапе измерялись начальная скорость торможения с помощью датчика скорости, установленного на первой колесной паре. Сигнал от датчика передавался на компьютерный USB осциллограф. Тормозной путь поезда фиксировался рулеткой. Время холостого хода для всех тормозных механизмов составляло от 1,5 до 2 с согласно [93].

Анализ результатов показал, что тормозной силы, реализуемой колесно-колодочным тормозом, недостаточно для остановки поезда на нормированном тормозном пути 40 м при начальной скорости торможения 1,87 м/с. Включение магниторельсовой системы в режиме торможения увеличивает тормозную силу локомотива, за счет чего тормозной путь уменьшается от 8 до 14 %. Однако даже этого увеличения недостаточно для гарантированной остановки поезда при начальной скорости торможения более 2,5 м/с. При использовании догрузителя тормозной путь поезда при начальной скорости торможения 3,8 м/с составил 39,2 м.

Таблица 4.1 – Результаты испытаний шахтного поезда при различных способах торможения

	Способ торможения	Начальная скорость торможения, м/с	Тормозной путь, м	
			расчетный	экспериментальный
Состояние рельсов: влажные, чистые	ККТ	0,9	18,3	21,4
		1,8	36,0	41,4
		3,1	46,5	55,3
	ККТ+МРТ	0,9	15,1	16,8
		2,1	29,7	33,9
		2,9	38,4	44,9
		3,6	43,7	53,4
	ККТ+МРД	1,2	13,1	14,6
		1,9	25,8	30,5
		3,1	33,4	37,0
		3,8	38,0	42,2

Среднее отклонение экспериментальных результатов от расчетных показателей составляет 18 %, что подтверждает адекватность разработанной математической модели процесса торможения шахтного поезда.

Кроме определения тормозного пути, в ходе каждого заезда фиксировались всползания колеса на рельс и скорость движения в момент всползания. Сравнение результатов 11 заездов при отсутствии догрузки осей показало, что сход с рельсов возможен при скорости 1,9 м/с. При включении догрузителя гарантировано устойчивое движение локомотива при скорости движения до 3,5 м/с. Проверка сходимости результатов решения математической модели выполнялась путем сравнения результатов численного решения системы уравнений (2.26) с исходными данными, близкими к условиям испытаний, с результатами эксперимента (таблица 4.2). Устойчивое движение обозначалось знаком «+», потеря устойчивости колеса против всползания на рельс – знаком «-».

Таблица 4.2 – Результаты исследований устойчивости движения шахтного поезда при различных способах торможения

	Способ торможения	Скорость движения, м/с	Характер движения	
			расчетный	экспериментальный
Состояние рельсов: влажные, чистые	ККТ	0,8	+	+
		1,9	+	-
		3,0	-	-
	ККТ+МРТ	0,7	+	+
		2,0	+	-
		2,5	-	-
		3,2	-	-
	ККТ+МРД	1,0	+	+
		1,6	+	+
		2,4	+	+
		3,2	+	+

Сравнительный анализ результатов показал, что в 9 случаях из 11 расчетные результаты совпали с экспериментальными, что свидетельствует о высокой степени сходимости результатов.

#### 4.6 Выводы

1) Впервые проведены теоретические исследования влияния догрузки осей на эффективность торможения шахтного поезда колесно-колодочным тормозом. Установлено, что дополнительное догружение колеса частью силы

магнитного притяжения позволяет увеличить значение безопасного с точки зрения блокирования колеса тормозного момента от 35 до 40 %.

2) Доказано, что применение магниторельсовой тормозной системы в режиме догрузки более эффективно по сравнению с режимом торможения, т.к. в этом случае реализуемая локомотивом тормозная сила выше на 20 %.

3) Впервые на основании сравнительного анализа результатов математического моделирования доказано, что при работе на участках рельсового пути с геометрическими и динамическими несовершенствами применение секционного магнитного блока позволяет получить большую силу магнитного притяжения по сравнению с магнитным блоком традиционной конструкции за счет более плотного прилегания полюсных наконечников к рельсу.

4) Доказано, что применение магниторельсового догрузателя позволяет увеличить устойчивость движения локомотива в кривой малого радиуса от 1,5 до 2 раз. Получена зависимость коэффициента устойчивости против всползания колеса на рельс от угла наклона тяг догрузателя. Установлено, что для обеспечения максимального эффекта догрузки угол наклона тяг должен составлять от 15° до 35°.

## 5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

### 5.1 Общие сведения

Существует три возможных направления экспериментальных исследований реализации силы сцепления в контакте колес с рельсами:

- на физических моделях в лабораторных условиях;
- на катковых стендах с натурным подвижным составом;
- в условиях реальной эксплуатации подвижного состава.

Использование лабораторных стендов позволяет выделить из большого количества факторов те, влияние которых на процесс сцепления можно проверить. Однако, идентифицировать полностью условия сцепления пары «колесо-рельс» с отображением реальной эксплуатационной картины их взаимодействия пока не удавалось.

Исследования, проводимые на катковых стендах, позволяют имитировать многие компоненты реальных процессов, возникающих при движении с разными скоростями, однако имитация рельсового пути с помощью катков не позволяет воссоздать достаточно полно процесс сцепления колеса с рельсом. Это связано с уменьшением номинальной площади контакта «колесо-каток» по сравнению с парой «колесо-рельс», увеличением эффективной конусности вогнутого профиля поперечного сечения бандажа. Основное препятствие – неясность условий подобия модели и натуры. Пока что при использовании опытов на моделях можно получить лишь качественную картину сцепления, например, распределение зон сцепления и скольжения, влияние режима приложения нагрузки на проскальзывание.

При исследовании сцепных свойств локомотивов на реальном рельсовом пути исключается неадекватность условий опыта и эксплуатации. Основной недостаток – значительные затраты средств, времени и, главное, трудность выделения для исследования влияния какого-либо одного фактора. В эксплуатационных условиях фрикционное состояние поверхностей колес и рельсов оценивают специальными приборами – трибометрами. Достоинством трибометров является простота конструкции и обслуживания, а также возможность проводить исследования непосредственно на пути, находящемся в эксплуатации. К сожалению, с помощью трибометра невозможно разделить влияние скорости скольжения и температуры на коэффициент трения скольжения. Кроме того колесо локомотива движется в режиме качения со скольжением, а трибометры замеряют коэффициент трения скольжения в режиме юза.

Таким образом, экспериментальные исследования процесса сцепления колес локомотива с рельсами, проводимые в настоящее время, как в лаборатории, так и на участках железных дорог, не позволяют судить о достоверном экспериментальном подтверждении проверяемых теорий и не дают однозначного ответа на многие важные для практики эксплуатации вопросы. Отметим, что значение зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения используется в качестве основной величины в обобщенной интегральной

системе критериев для оценки эффективности альтернативных вариантов трансмиссий в реальных условиях эксплуатации дизелевоза.

## **5.2 Фрикционные свойства контакта «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды**

Для экспериментального исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс», отображающего реальные условия контактирования, кафедрой железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета им. В. Даля (г. Луганск) создана автоматизированная измерительно-моделирующая установка «машина трения» (рисунок 5.1), позволяющая решать следующие задачи:

- измерять коэффициент трения колеса с рельсом с учетом реальных загрязнений;
- оценивать влияние активации поверхностей на реализуемый коэффициент трения;
- моделировать с помощью микроконтроллеров, процессы набора крутящего момента для срыва в буксование;
- определять коэффициент трения в режиме юза;
- получать зависимости коэффициента трения скольжения от удельного давления, скорости скольжения, температуры и других факторов.

Тележка машины трения (рисунок 5.2) содержит раму 1, систему рычагов и роликов 2, с помощью которой рама 1 крепится к рельсу 3 с возможностью линейного перемещения вдоль ее оси.

Ориентирующий узел содержит направляющие 4, сегменты 5, рычаги 6 и перекладину 7. Этот узел предназначен для ориентации рабочего ролика 8 измерительного узла по нормали к заданной точке поверхности качения рельса 3. Ориентирующий узел жестко фиксирует необходимое положение рабочего ролика 8.

Измерительный узел «машины трения» предназначен для передачи рабочему ролику 8 вертикального усилия и крутящего момента, а также для измерения вертикального усилия, угловой скорости рабочего ролика 8 и его силы трения о рельс 3.

Основой измерительного узла является две корпусные детали 9 и 10. Корпусная деталь 9 жестко соединена с осью 11. Последняя, связана с корпусной деталью 10 через подшипники. Такое соединение обеспечивает относительный поворот корпусных деталей 9 и 10 в плоскости, перпендикулярной оси рельса 3. На конце оси 11 с одной стороны жестко посажен рычаг 12, на который наклеены тензодатчики. Рычаг 12 служит датчиком вертикального усилия. Величина вертикального усилия, действующая на рабочий ролик 8, регулируется сжатием пружины 13, которая поворачивает рычаг 12 относительно детали 9, с помощью электромагнита 14.

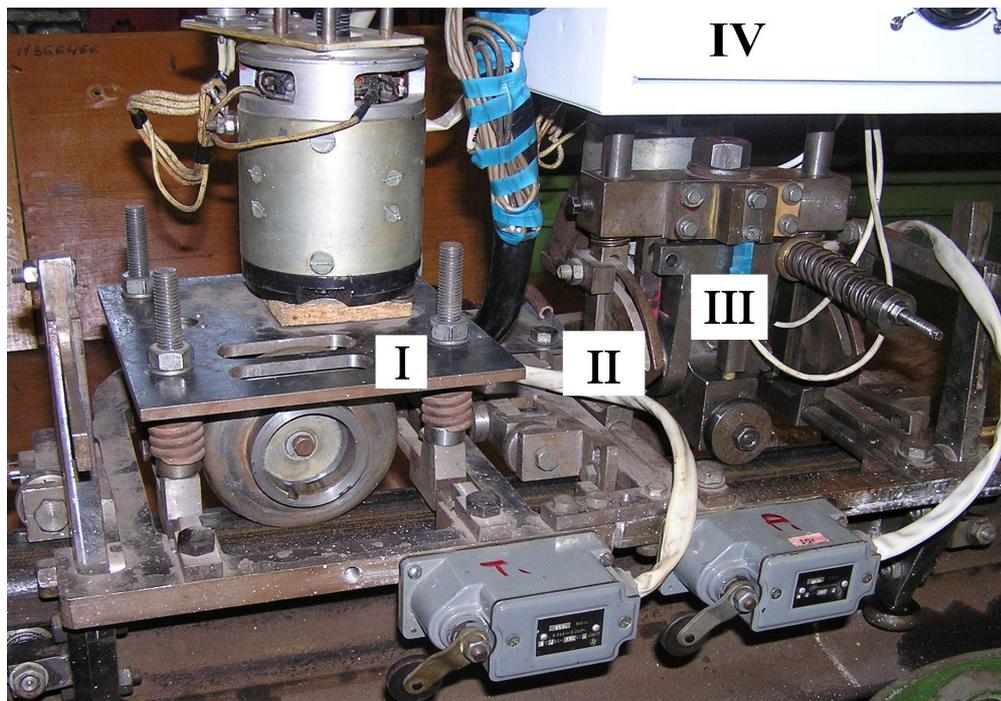


Рисунок 5.1 – Общий вид машины трения: I – разгонное устройство, II, III – ориентирующий и измерительный узлы, IV – микропроцессорный блок

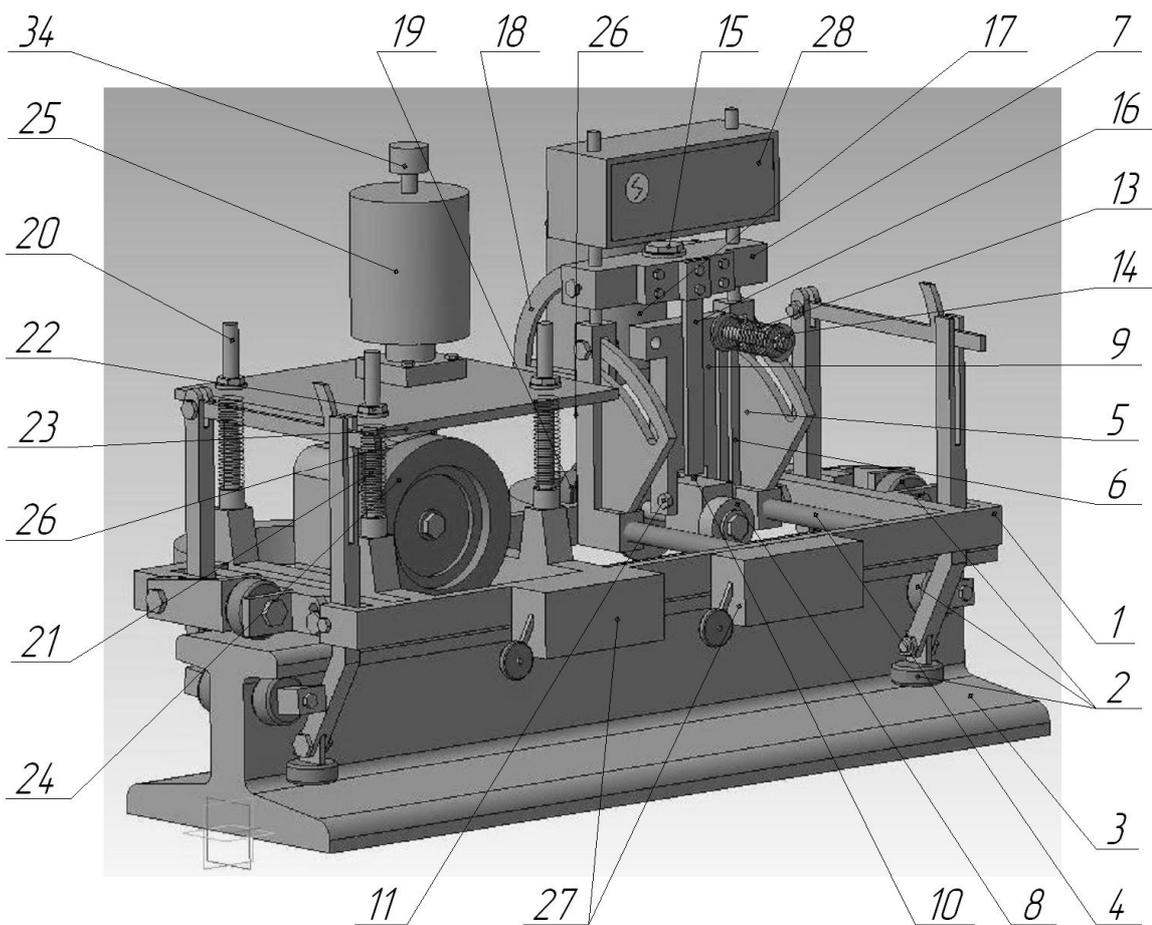


Рисунок 5.2 – Общая схема машины трения

Корпусная деталь 9 через подшипники насажена на ось 15, жестко закрепленную на перекладине 7. Это обеспечивает возможность корпусной детали 10 вместе с корпусной деталью 9 осуществлять угловые повороты в горизонтальной плоскости. Рычаг 16 предотвращает указанный поворот. Один конец рычага 16 жестко закреплен на перекладине 9 двумя болтами, а другой соединен с корпусной деталью 10 с возможностью ее угловых поворотов относительно корпусной детали 9 в плоскости, перпендикулярной к оси рельса 3. На рычаге 16 наклеены тензодатчики, как и на рычаге 12. Таким образом, рычаг 16 служит датчиком тангенциального усилия действующего от рабочего ролика 8 на рельс 3. Двигатель 17 закреплен на площадке 18, которая кронштейнами жестко связана с перекладиной 7. Угловой редуктор 19 двигателя связан с карданным валом (на рисунке не показан) и дальше через ось – с рабочим роликом 8. Вся конструкция измерительного узла и перекладины 7 ориентирующего узла держится на рычагах 6 и может перемещаться по ним вверх-вниз и фиксироваться на определенной высоте с помощью двух болтов на перекладине 7.

Для придания «машине трения» заданной поступательной скорости используется разгонное устройство, предназначенное для передачи тяговому ролику 24 вертикального усилия и крутящего момента, а также для измерения его угловой скорости. Двигатель 25 жестко закреплен на опорной плите 23. Крутящий момент от двигателя 25 к тяговому ролику 24 передается через червячный редуктор 26. Сила вертикального усилия тягового ролика 24 к поверхности рельса 3 регулируется сжатием пружин 21 в результате, опускания опорной плиты 23 с помощью гаек 22. Выбор червячного редуктора 26 тягового ролика 24 вызван тем, что линейная скорость задается частотой вращения двигателя 25 (червяка) и не зависит от силы тяги, которую развивает рабочий ролик 8. Для предотвращения схода машины трения с рельса 3, на внешней стороне рамы 1 тележки закреплены концевые выключатели 27, ролики которых при наезде на конечные лыжи (на рисунке не показаны) автоматически выключают двигатель 25 тягового ролика 24 и двигатель 17 рабочего ролика 8.

Электрическая часть машины трения представлена в виде силового блока, блока управления, микропроцессорного блока и пульта управления.

Силовой блок состоит из двух электродвигателей (тип МН-1), которые приводят во вращение рабочий 8 и тяговый 24 ролики. Схема силового блока представляет собой две независимые цепи, одна из которых приводит в движение тяговый ролик 24 с двигателем последовательного возбуждения (рисунок 5.3), другая рабочий ролик 8 с двигателем независимого возбуждения (рисунок 5.4).

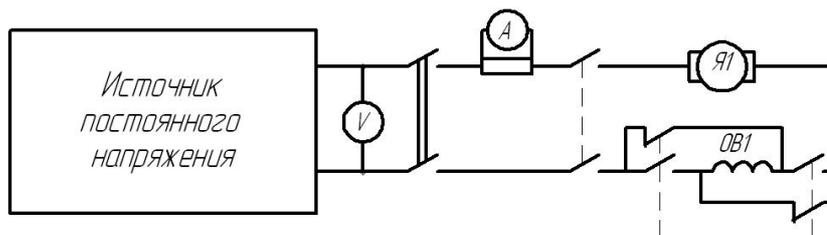


Рисунок 5.3 – Схема питания двигателя последовательного возбуждения

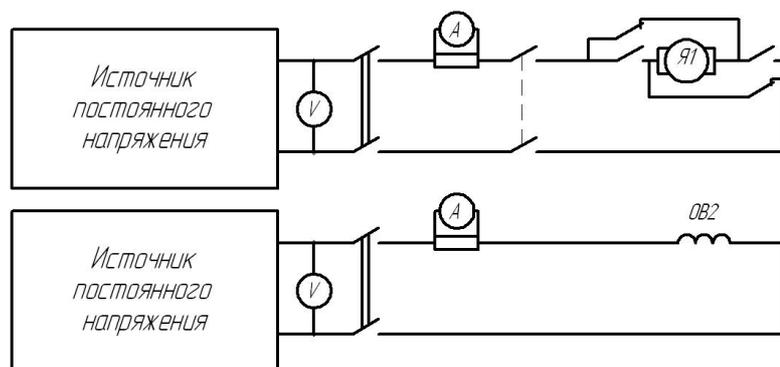


Рисунок 5.4 – Схема питания двигателя независимого возбуждения

Электрическая схема пульта управления машиной трения позволяет переключением соответствующих тумблеров задавать двигателям тягового 24 и рабочего ролика 8 как независимое, так и последовательное возбуждение. Возможно также раздельное включение двигателей 17 и 25, что позволяет исследовать режимы буксования на месте и юза.

На приборную панель (рисунок 5.5) вынесены: 1 – тумблер включения пульта в сеть; 2 – индикатор, который показывает включение пульта в сеть; 3 – тумблер включения двигателя 25 тягового ролика 24; 4 – тумблер включения двигателя 17 рабочего ролика 8; 5 – кнопка «Пуск» двигателя 25 тягового ролика 24; 6 – кнопка «Пуск» двигателя 17 рабочего ролика 8; 7 – кнопка «Стоп» двигателя 25 тягового ролика 24; 8 – кнопка «Стоп» двигателя 17 рабочего ролика 8; 9 – тумблер для указания направления движения тяговому ролику 24 (вправо/влево); 10 – тумблер для указания направления движения рабочему ролику 8 (вправо/влево); 11, 12 – вольтметры измеряющие напряжение двигателя 25 тягового ролика 24 и напряжение двигателя 17 рабочего ролика 8 соответственно; 13, 14 – амперметры измеряющие ток двигателя 25 тягового ролика 24 и ток двигателя 17 рабочего ролика 8 соответственно; 15, 16 – индикаторы измеряющий срабатывание конечного выключателя 27 двигателя 25 тягового ролика 24 и срабатывание конечного выключателя 27 двигателя 17 рабочего ролика 8 соответственно.

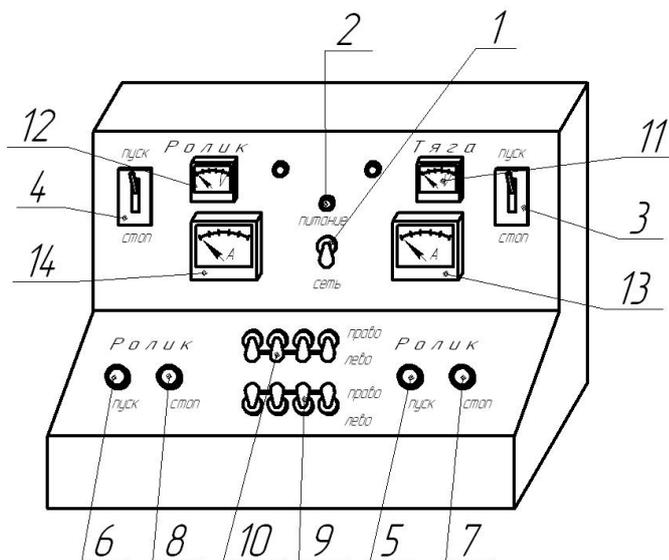


Рисунок 5.5 – Пульт управления

С помощью вольтметров 11, 12 и амперметров 13, 14 контролируется потребляемая двигателем мощность и скорость движения тягового 24 и рабочего ролика 8.

Техническая характеристика машины трения приведена в табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Техническая характеристика машины трения

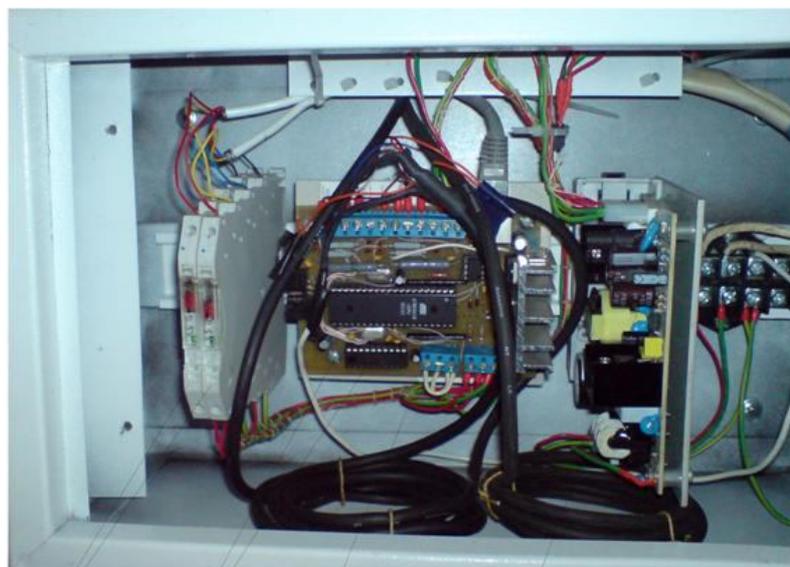
№ п/п	Наименование	Величина
1	Мощность двигателя тележки, кВт	1
2	Мощность двигателя лебедки, кВт	1
3	Тип потребляемого тока	Постоянный
4	Возбуждение	Независимое или последовательное
5	Диаметр рабочего ролика, мм	20...40
6	Нагрузка на рабочий ролик, Н	200...2000
7	Среднее удельное давление, МПа	200...1400
8	Диапазон изменения угловой скорости, с-1	0...70
9	Диапазон изменения поступательной скорости рабочего ролика, м/с	0...2

Блок управления позволяет регулировать крутящий момент на рабочем ролике 8 по заданной характеристике. Он состоит из силовой части и системы управления, которая имеет: оптопару с транзисторным выходом РС817, оптическую муфту МОС3063, микроконтроллер АТМЕГА8, приемопередатчик ST485.

Питание на блок управления подается из сети промышленной частоты 50 Гц 220V, через понижающий трансформатор TV1 220/5 и диодный мост Vr1, выпрямительное напряжение, через оптопару с транзисторным выходом РС817 на микроконтроллер АТМЕГА8. Управляющий сигнал подается с компьютера через СОМ-порт на микроконтроллер AVR АТМЕГА8, где обрабатывается сигнал управления и через гальваническую развязку силового блока и оптопару МОС3063 передается на блок управления двигателем 17 машины трения.

Оптопара РС817 предназначена для преобразования электрического сигнала в световой, его передачи по световому каналу и следующему преобразованию в электрический сигнал. Регулятор переменного напряжения управляет двигателем 17, что является индуктивной нагрузкой при токе якоря 50 А и напряжению 30 В. Главной задачей оптопары РС817 является гальваническая развязка выходных и входных цепей между собой.

На рычагах 6 крепится микропроцессорный блок 28, в котором размещены (рисунок 5.6) микропроцессорная плата с двумя микропроцессорами 29, блок питания 30, два модуля гальванической развязки (тензоусилителя) 31, вентилятор 32 для охлаждения и разъем 33 для подключения одного конца информационного кабеля СОМ-порт.



31                    29                    33                    30

Рисунок 5.6 – Микропроцессорный блок

Микропроцессорный блок принимает и усиливает сигналы от датчиков, вертикального и горизонтального усилий (рычаги 12 и 16 соответственно), а также обрабатывает сигналы инкрементальных энкодеров 34 типа E40S. Полученная информация передается в компьютер, где производится ее дальнейшая обработка.

Особенностью машины трения является довольно широкий диапазон измерения угловой ( $0...70$ )  $\text{с}^{-1}$  и линейной ( $0...2$ ) м/с скоростей рабочего ролика. Столь широкий диапазон изменения скоростей создает сложности при определении скорости скольжения ролика относительно рельса. Было решено определять линейную скорость рабочего ролика 8 по частоте вращения тягового ролика 24. Это упростило задачу, и она свелась к определению частот вращения роликов (рабочего и тягового) с приемлемой точностью (не ниже 1%). Обеспечить такую точность с помощью частотных или индукционных датчиков не представляется возможным, так как они имеют некоторую инерционность и, кроме того, плохо работают при малых скоростях вращения. Для определения скорости вращения был применен инкрементальный энкодер 34, лишенный указанных недостатков. Для управления машиной трения и обработки экспериментальных данных, разработано соответствующее программное обеспечение. Общий вид программы «FrictionMachine» изображен на рисунках 5.7 – 5.9. Как видно из рисунков, программа имеет ряд закладок, каждая из которых предназначена для определенного вида работы. Закладка «Общая» (рисунок 5.7) предназначена для настройки и отладки обмена информацией между программой и микропроцессорным блоком 28. Назначение закладки «Настройки» (рисунок 5.8) ясно из названия. Закладка «Тарировка» (рисунок 5.9) используется для тарирования датчика вертикальной нагрузки 12 на рабочий ролик 8 и датчика силы трения 16 ролика 8 о рельс 3.

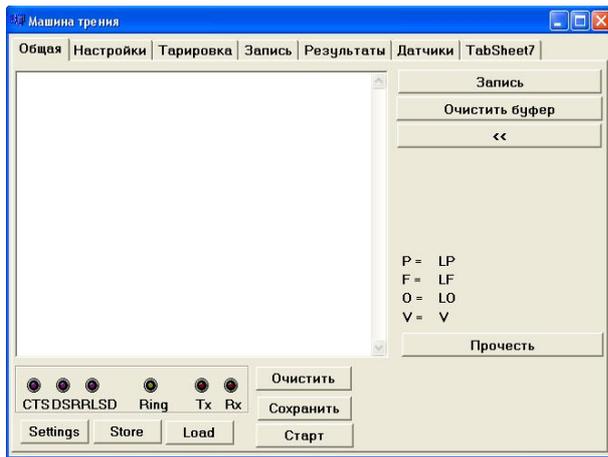


Рисунок 5.7 – Закладка «Общая»

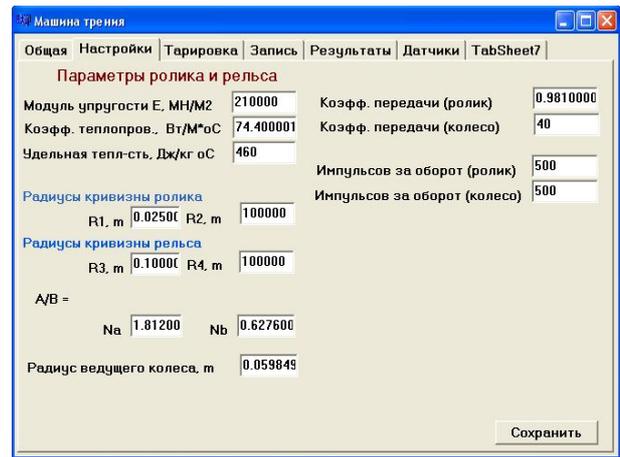


Рисунок 5.8 – Закладка «Настройки»

Образец записи измеряемых параметров, приведен на рисунке 5.10. Здесь различные параметры обозначены различными цветами: синий – вертикальная нагрузка на ролик; коричневый – линейная скорость машины трения; красный – сила трения ролика о рельс; зеленый – угловая скорость вращения рабочего ролика.

Датчики тарировались с помощью специального приспособления 1, которое крепится к раме тележки 2. Рабочий ролик заменяется тарировочным 3. К ролику прикреплен конец троса 4. Трос перебрасывается через систему блоков 5. На второй конец троса навешиваются грузы 6. На рисунок 5.11. показано положение приспособления, при котором производится тарировка датчика силы трения рабочего ролика о рельс.

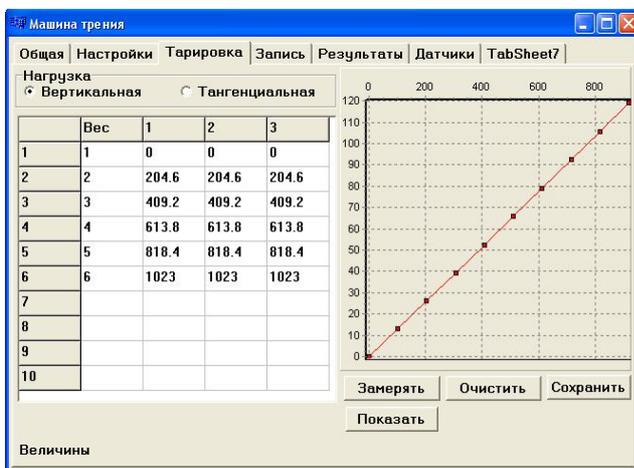


Рисунок 5.9 – Закладка «Тарировка»



Рисунок 5.10 – Образец записи

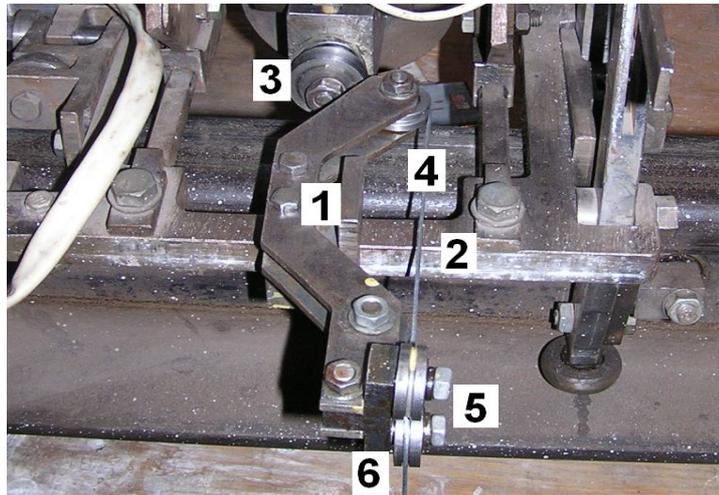


Рисунок 5.11 – Тарировочное приспособление

При тарировке датчиков усилия прижатия ролика к рельсу устройство поворачивается соответствующим образом. Показания, которые поступают из микропроцессорного блока 28 (см. рисунок 5.6) в программу заносятся в специальную таблицу и по окончании замеров аппроксимируются с использованием метода наименьших квадратов.

Для постановки задачи, требующей решение в экспериментальных исследованиях, рассмотрим условия, в которых находится каждая из точек зоны контакта колеса с рельсом (рисунок 5.12). Выберем некоторую точку А.

Точка А характеризуется набором параметров: в ней действует удельное давление  $\sigma_A$ ; поверхность колеса скользит относительно поверхности рельса со скоростью  $\vec{V}$ ; в течение времени  $t_A = aA/\vec{V}$  (где  $\vec{V}$  – скорость локомотива,  $aA$  – расстояние от набегающего края зоны контакта до точки А) поверхности колеса и рельса подвергаются прогреву за счет трения и демпфирования, в результате чего температура поверхности в точке становится равной  $\theta_A$ . В общем виде задача формулируется следующим образом – необходимо экспериментально определить величину коэффициента трения в точке А, т.е. получить зависимость  $f_A = f(\sigma_A, v_A, \theta_A)$ .

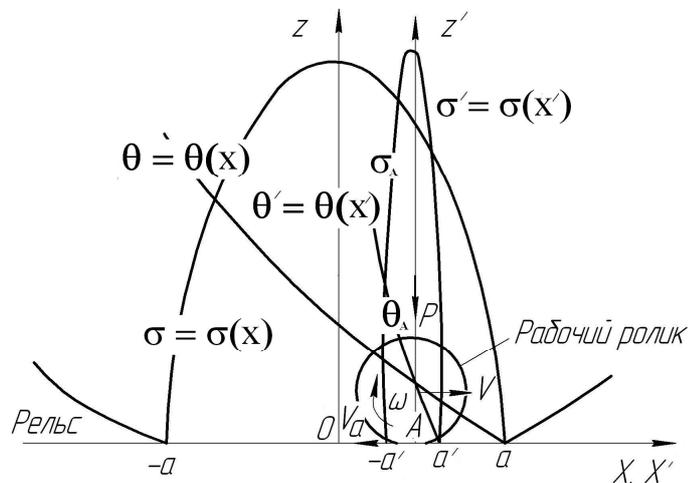


Рисунок 5.12 – Схема контактирования

Для получения зависимости коэффициента трения скольжения от удельного давления, скорости скольжения и температуры использован следующий метод. Рельс приводится в необходимое фрикционное состояние. Разгонным устройством машина трения разгоняется до заданной поступательной скорости. После этого на привод двигателя 17 рабочего ролика 8 подаётся напряжение, которое по заданному закону плавно повышается до тех пор, пока рабочий ролик не срывается в боксование.

Рабочий ролик (рисунок 5.12) нагружают вертикальным усилием  $P$  и тяговым моментом  $M$ . Величина усилия  $P$  и/или форма поверхности ролика подбирается такой, чтобы средние удельные давления в зоне контакта равнялись заданной величине (например,  $\sigma_A$  рисунок 5.14). Ролик приводится в движение с поступательной скоростью  $\vec{V}$  и угловой скоростью  $\vec{\omega}$ . Этому будет соответствовать скорость скольжения  $\vec{v}$ :

$$\vec{v} = \vec{\omega}R - \vec{V}. \quad (5.1)$$

За счет относительного трения поверхностей  $T$  произойдет разогрев контакта «ролик-рельс». Температура в зоне контакта (определяется расчетным путем) прямо пропорциональна силе трения между рабочим роликом 8 и рельсом 3 и обратно пропорциональна времени контактирования (поступательной скорости движения «машины трения»). Раздельно регулируя поступательную и угловую скорости рабочего ролика, можно исследовать влияние скорости скольжения и температуры в зоне контакта на коэффициент трения при качении со скольжением.

Утверждение о том, что в зоне контакта катящегося ролика с опорной поверхностью реализуется трение скольжения, обосновывается следующим образом. Как известно [32, 36], при взаимном перекатывании тел могут существовать зона скольжения и зона сцепления, что в значительной мере усложняет процесс взаимодействия. Оценим величину жесткого скольжения, при которой еще возможно существование зоны сцепления. Для этого воспользуемся формулой [112]:

$$\varepsilon = \frac{v}{V} = \frac{f \cdot a}{R} \left( \sqrt{1 + \frac{T}{P \cdot f}} - 1 \right), \quad (5.2)$$

- где  $\varepsilon$  – скольжение;  
 $v$  – величина жесткого скольжения;  
 $V$  – линейная скорость движения тела;  
 $f$  – коэффициент трения скольжения;  
 $a$  – полуширина линии контакта;  
 $P$  – нормальная нагрузка;  
 $R$  – радиус ролика;  
 $T$  – сила сцепления.

Подставив параметры рабочего ролика ( $R = 25$  мм;  $P = 300$  Н;  $f = 0,5$ ;  $a = 0,5$  мм), получим значение критического скольжения, равное 0,4 %.

Как показал дальнейший опыт проведения экспериментов, жесткое скольжение, превышение которого вызывало уменьшение силы трения рабочего ролика о рельс (критическое скольжение), во всех случаях значительно превосходило указанную величину и достигало нескольких тысяч процентов. Этот факт позволяет однозначно утверждать, что в зоне контакта рабочего ролика с рельсом реализуется трение скольжения.

Поскольку ролик имеет не только угловую, но и поступательную скорости, в дальнейшем, будем называть исследуемую величину коэффициентом трения скольжения при качении со скольжением.

Целью проведения экспериментов на машине трения являлось получение зависимости коэффициента трения при качении со скольжением от температуры в контакте рабочего ролика с рельсом. Экспериментальное определение этой температуры сталкивается с большими сложностями. К сожалению, в виду малости и кратковременности контакта, ни один из методов не может быть использован для пары «рабочий ролик-рельс». Поэтому использовалась хорошо апробированная расчетная методика [45, 46].

Скорость скольжения ролика о рельс вычислялась по формуле

$$V = R_p \omega_p - R_H \omega_H ; \quad (5.3)$$

где  $R_p$  и  $R_H$  – радиусы рабочего и тягового роликов;

$\omega_p$  и  $\omega_H$  – скорости вращения рабочего и тягового роликов.

Представим основание (рельс) полупространством, ограниченным плоскостью. По плоскости со скоростью  $V$  движется источник тепла интенсивностью  $q_1$  и протяженностью  $L_1$  (рисунок 5.13).

В интервале задаваемых величин поступательной скорости ролика и длины зоны контакта в продольном направлении числа Пекле  $Pe > 20$ . Это позволяет рассматривать полупространство под источником как набор стержней с теплоизолированной боковой поверхностью.

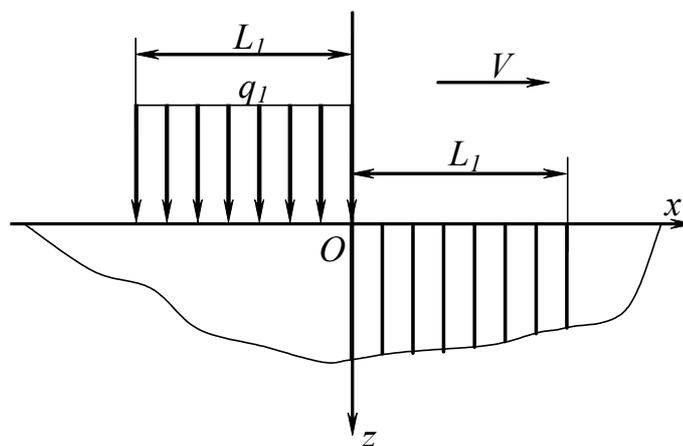


Рисунок 5.13 – Расчетная схема

Рассмотрим промежуток времени, за который источник пройдет расстояние, равное своей длине  $L_1$ . Продолжительность воздействия источника на точку полупространства будет равна:

$$t_x = (L_1 - x) / V. \quad (5.4)$$

Математически задача для точек полупространства запишется так :

$$\frac{a_1 d^2 \theta_1}{dz^2} = \frac{d\theta_1}{dt}; \quad \frac{\lambda_1 d\theta_1}{dz_{z=0}} = -q_1; \quad (5.5)$$

$$\theta_1 = 0, \quad \text{при} \quad z = \infty; \quad \theta_1 = (z, 0) = 0 \quad (5.6)$$

Используя преобразования Лапласа, получим решение уравнения (5.5) с граничными условиями (5.6) в виде:

$$\theta_1 = \frac{q_1}{p^{2/3} \sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1}} \exp\left(-\sqrt{\frac{p}{a_1}} z\right), \quad (5.7)$$

где  $\rho_1, \lambda_1, c_1, a_1$  – соответственно плотность, коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала полупространства.

По таблицам обратных преобразований находим:

$$\theta_1 = \frac{2q_1 \sqrt{t}}{\sqrt{\pi \lambda_1 \rho_1 c_1}} \left[ \exp\left(-\frac{z^2}{4a_1 t}\right) - \frac{z}{\sqrt{a_1}} \operatorname{Erfc}\left(\frac{z}{2\sqrt{a_1 t}}\right) \right], \quad (5.8)$$

где  $t$  – время, за которое источник пройдет расстояние, равное  $L_1$ .

Температура на поверхности трения будет:

$$\theta_1^*(0, t) = \frac{2q_1 \sqrt{t}}{\sqrt{\pi \lambda_1 \rho_1 c_1}}, \quad (5.9)$$

и с учетом (5.7) получим:

$$\theta_1^*(0, t) = \frac{2q_1 \sqrt{L_1 - x}}{\sqrt{V \pi \lambda_1 \rho_1 c_1}}. \quad (5.10)$$

По формуле (5.10) определится среднеинтегральная температура:

$$\theta_1^*(0,t)_{СИ} = \left( \int_0^{L_1} \frac{2q_1 \sqrt{L_1 - x}}{\sqrt{V \pi \lambda_1 \rho_1 c_1}} dx \right) / L_1 = \frac{4q_1}{3\lambda_1} \sqrt{\frac{L_1 a_1}{\pi V}}. \quad (5.11)$$

Если предположить, что за время проведения эксперимента (5-10 с.) материал ролика не прогревается, то аналогичные рассуждения можно провести и для него. Тогда выражение для среднеинтегральной температуры на поверхности ролика будет иметь вид:

$$\theta_2^*_{СИ} = \frac{4q_2}{3\lambda_2} \sqrt{\frac{L_1 a_2}{\pi \omega R}}, \quad (5.12)$$

где  $q_2$  – интенсивность источника тепла, действующего на ролик;  
 $\lambda_2, a_2$  – коэффициент теплопроводности и удельная теплоемкость материала ролика.

Сумма  $q_1$  и  $q_2$  равна общей интенсивности теплового потока:

$$q = TS/F, \quad (5.13)$$

где  $T$  – сила трения ролика и основания;  
 $F$  – площадь контакта.

Определим соотношение тепловых потоков  $q_1$  и  $q_2$ . Для этого воспользуемся понятием коэффициента распределения тепловых потоков:

$$q_1 = \alpha_1 q \quad (5.14)$$

$$q_2 = (1 - \alpha_1) q \quad (5.15)$$

где  $\alpha_1$  – доля общего теплового потока, идущая в первое тело (рельс).

Считая, что на контакте не происходит скачка температуры, т.е.

$$\theta_1^*_{СИ} = \theta_2^*_{СИ}, \quad (5.16)$$

приравняем правые части уравнений (5.11) и (5.12).

С учетом (5.14), (5.15) и положив, что  $\lambda_1 = \lambda_2, a_1 = a_2$  после соответствующих преобразований получим:

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{\omega R / V}} \quad (5.17)$$

Таким образом, экспериментально определив силу трения ролика о рельс, скорость вращения и поступательную скорость ролика, по формулам (5.11), (5.12), (5.13), (5.14), (5.15), а также (5.5) и (5.6) можно определить температуру в зоне контакта.

На рисунок 5.14 представлен результат обработки экспериментальных данных в программе «FrictionMachine» (закладка «Результаты»).

Закладка программы «Датчики» предназначена для просмотра результатов эксперимента в других интерпретациях.

При проведении экспериментов поверхности роликов тщательно контролировалась и при необходимости корректировалась (восстанавливалась) или же изношенный ролик заменялся другим.

Уровень средних удельных давлений определялся по формуле

$$\sigma_{cp} = P / F, \quad (5.18)$$

где  $P$  – нагрузка на ролик;

$F$  – площадь контакта ролика с рельсом.



Рисунок 5.14 – Программа «FrictionMachine» (закладка «Результаты»)

Попытки определить  $F$  с помощью метода печатающих пленок или других методов (омеднения, разрушающихся пленок) не дали желаемого результата, т.к. не было получено четких отпечатков (в виду малости площади контакта). Кроме того, такие методы, как метод омеднения или разрушающихся пленок, нарушают фрикционные условия контактирования.

Учитывая, что аналитические решения нормальной контактной задачи прошли многократную экспериментальную проверку площадь контакта рабочего ролика с рельсом определялась по формулам [83]:

$$F = \pi ab; \quad (5.19)$$

$$a = 1.397n_a \sqrt[3]{\frac{\frac{P}{E}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 + 1/R_4}}; \quad (5.20)$$

$$b = 1.397n_b \sqrt[3]{\frac{\frac{P}{E}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 + 1/R_4}}; \quad (5.21)$$

где  $E$  – модуль Юнга;

$R_1, R_2, R_3, R_4$  – радиусы кривизны контактирующих тел;

$n_a, n_b$  – коэффициенты, значение которых определяются по таблицам [41].

Перед каждой серией экспериментов производилась тарировка датчиков вертикальной нагрузки на рабочий ролик и силы трения ролика о рельс.

Все опыты проводились в условиях лаборатории. Относительная влажность измеренная соответствующим ТУ-25-08-809-70 психрометром аспирационным с электромотором М-34, заводской номер 10988, составляла 60...80%. Температура воздуха – 16...20°C. Применение метода катящегося ролика для исследования коэффициента трения при качении со скольжением предопределило методику проведения экспериментов: рельс приводился в надлежащее фрикционное состояние; на ось насаживался рабочий ролик и к нему прикладывалось вертикальное усилие 300 Н, что соответствует среднему удельному давлению в контакте 600 МПа; с помощью разгонного устройства машина трения разгонялась до заданной линейной скорости; после разгона машины на двигатель 18 подавалось напряжение питания (к ролику 8 прикладывался крутящий момент). Как было установлено, интенсивность приложения крутящего момента к рабочему ролику 8 оказывает существенное влияние на результаты экспериментов. Поэтому машина трения была оборудована блоком управления, который позволяет регулировать крутящий момент на рабочем ролике 8 по заданной характеристике. На рисунок 5.15 изображен общий вид программы «Burden», позволяющей задать параметры нагрузки на рабочий ролик. Эти параметры передаются блоку управления машиной трения по СОМ порту.

Условия эксплуатации, характерные для подземных выработок, не могут быть полностью воспроизведены на стенде. Имитировались условия с однозначными и воспроизводимыми характеристиками (удельное давление и линейная скорость). Поэтому исследовались случаи сухого трения и трения по смоченной и загрязненной поверхности. При измерениях на поверхность рельса наносили угольную или породную пыль с различной толщиной слоя, а также влажную и обводненную угольно-породную смесь. Пробы материалов были отобраны на шахте «Юбилейная» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь». Для каждого фрикционного состояния опыт повторялся 7-10 раз.

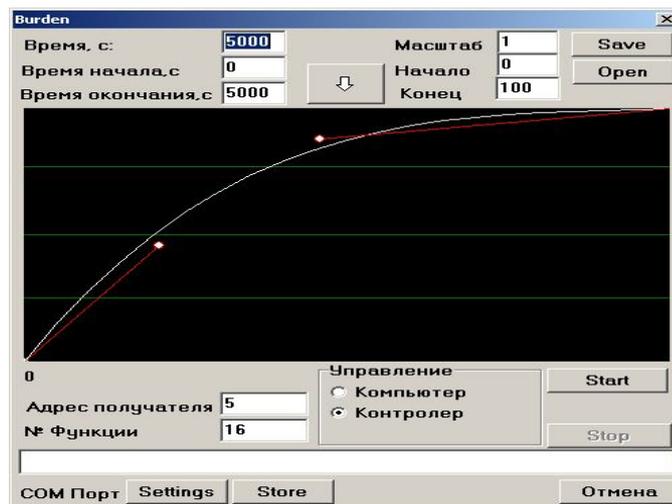


Рисунок 5.15 – Общий вид программы «Burden».

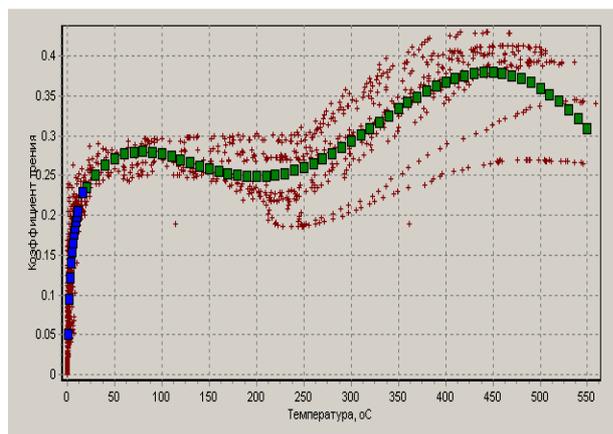
На рисунок 5.16 представлены результаты исследований коэффициента трения при качении со скольжением для различных фрикционных условий. Как видно из рисунков, изменение фрикционных условий меняет не только максимальное значение коэффициента трения, но и характер зависимости последнего от температуры в контакте.

Так, в «идеальных» условиях (рельс чистый, сухой – рисунок 5.16, а) коэффициент трения достигает своего первого максимума – 0,28 при температуре 75°C, дальнейшее увеличение температуры до 200°C вызывает незначительное снижение коэффициента трения до 0,24, после чего он повышается до значения 0,38 (второй максимум) при температуре – 450°C, дальнейшее увеличение температуры (550°C) приводит к уменьшению коэффициента трения до 0,3.

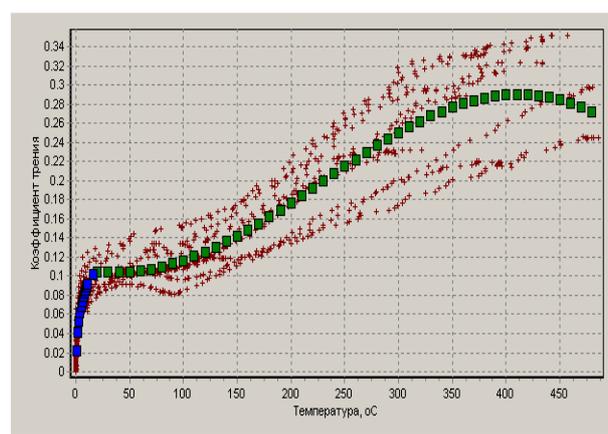
Особенный интерес представляет зависимость коэффициента трения от температуры при влажных рельсах (рисунок 5.16, б). Перед каждой поездкой вода наносилась на рельс с помощью пульверизатора, что может соответствовать переменной влажности, характерной для шахтных выработок. Этим объясняется большой разброс экспериментальных данных, полученных в ходе эксперимента. В начале эксперимента коэффициент трения сильно упал, а по мере его проведения начал расти, пока не достиг значений, сопоставимых со значениями, полученными на чистых рельсах (рисунок 5.16, а).

Полученные результаты подтверждаются результатами многочисленных исследований [71, 96] о влиянии влаги на фрикционные свойства контакта «колесо-рельс».

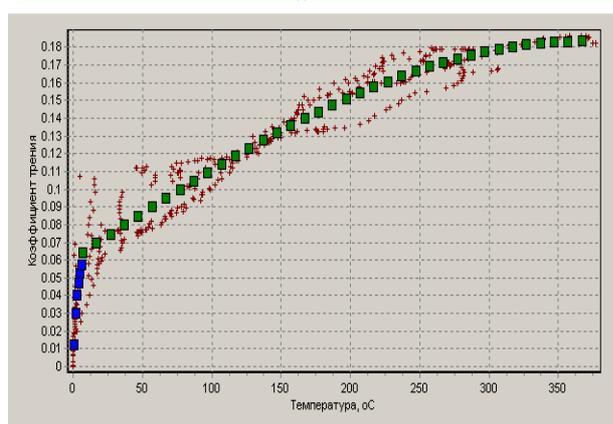
Совершенно иной характер зависимости коэффициента трения от температуры проявляется при ухудшении условий контактирования и появлении влажных и обводненных угольно-породных смесей (рисунок 5.18, в и г). Как видно из рисунков в диапазоне 0...10-15°C коэффициент трения линейно зависит от температуры и принимает значение 0,06...0,1 для различных условий – влажная угольно-породная смесь, обводненная угольно-породная смесь, вода. Далее до температуры 300...350°C коэффициент меняется в три раза до значений 0,18...0,28 и в зависимости от условий начинает снижаться.



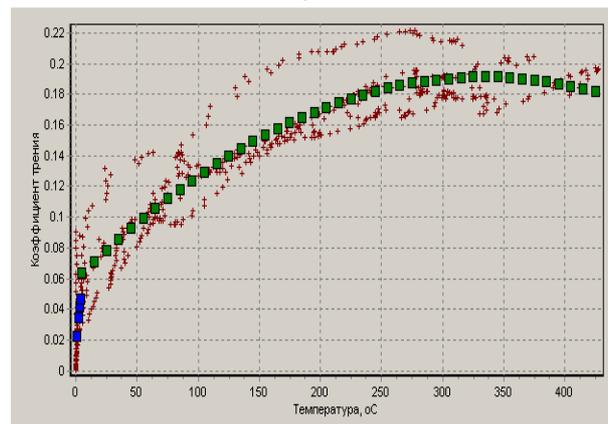
*a*



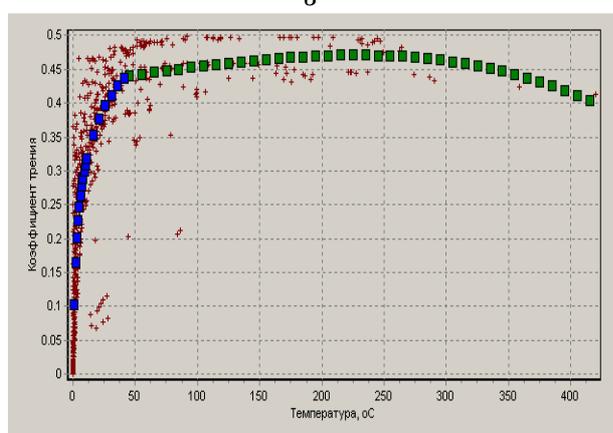
*б*



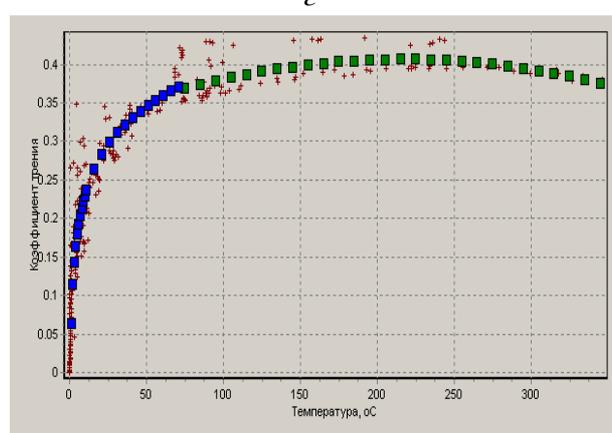
*в*



*г*



*д*



*e*

Рисунок 5.16 – Экспериментальные зависимости коэффициента трения при качении со скольжением от температуры в контакте при различных фрикционных состояниях поверхности рельса: *a* – рельс чистый, сухой; *б* – рельс покрыт водой; *в* – рельс покрыт влажной угольно-породной смесью; *г* – рельс покрыт обводненной угольно-породной смесью; *д* – рельс покрыт тонким слоем угольной пыли; *e* – рельс покрыт тонким слоем породной пыли.

Объяснение этому феномену можно найти в [52, 72], где приведены результаты исследования зависимости коэффициента трения от температуры. Авторы утверждают, что при определенной температуре, названной критической  $\theta_{кр}$ , происходит разрушение смазочного слоя (потеря несущей способности третьего тела) и возникновение металлического контакта. В результате коэффициент трения растет. Движение в этой зоне температур становится неустойчивым, что можно на-

блюдать, анализируя экспериментальные данные (рисунок 5.16, *в* и *г*). При достижении температуры химической модификации ( $\theta_{хм}$ ), в результате реакции между продуктами разложения третьего тела и металлом, на поверхности трения образуются слои с пониженной прочностью на сдвиг и выполняющие роль смазки. Этот вызывает уменьшение величины коэффициента трения.

Еще одним выводом, который следует из проведенных рассуждений, является тот факт, что именно температура в контакте является важнейшим фактором, который оказывает влияние на весь комплекс служебных свойств трущихся материалов.

Аналогично объясняются и результаты экспериментов, представленные на рисунках 5.16, *д* и *е*.

По результатам, экспериментов приведенных на рисунке 5.18, получены уравнения регрессии. Учитывая сложный характер зависимости коэффициента трения от температуры, экспериментальные точки аппроксимировались методом наименьших квадратов двумя функциями – логарифмической и полиномиальной:

$$f_1 = A0 + A1 \ln \theta$$

$$f_2 = A0 + A1\theta + A2\theta^2 + A3\theta^3 + A4\theta^4 + A5\theta^5.$$

Значения коэффициентов  $A0...A5$  и граница использования логарифмической и полиномиальной функций сведены в таблицу 5.2.

Утверждение А.А. Ренгевича о том, что «...решающее значение на величину коэффициента сцепления оказывает характер загрязнения рельсов...» подтверждают графики, полученные в ходе второй серии экспериментов, приведенные на рисунках 5.17 и 5.18. На рисунках представлены зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени при движении ролика машины трения по рельсу на который были нанесены порода, вода, обводненная угольно-породная смесь, уголь и масло. Загрязненные участки и сухой рельс чередовались в последовательности (рисунки 5.17 и 5.18).

Таблица 5.2 – Значения коэффициентов  $A0...A5$  и граница использования логарифмической и полиномиальной функций

Фрикционное состояние рельса	$\theta$ , °C	A0	A1	A2	A3	A4	A5	Максимальная температура, °C
Чистый, сухой	<20	0.05072	0.06421					558.71
	>20	0.18549	0.00305	3.29534e-5	1.37160e-7	-2.31159e-10	1.34028e-13	
Покрыт водой	<20	0.02163	0.02898					485.85
	>20	0.10868	-0.0002	3.49545e-6	3.57984e-10	-1.72472e-11	1.40194e-14	
Влажная угольно-породная смесь	<7	0.01251	0.01742					376.87
	>7	0.06071	0.02509	-1.18195e-7	-1.08430e-9			

Продолжение таблицы 5.2

Обвод. угол.- породная смесь	<5	0.02266	0.01742				427.53
	>5	0.05944	0.00079	-1.18290e-6			
Тонкий слой угольной пыли	<45	0.10155	0.09039				419.99
	>45	0.43055	0.00021	4.73380e-7	2.75943e-9		
Тонкий слой породной пы- ли	<75	0.06438	0.07184				346.40
	>75	0.31712	0.00082	-1.89917e-6			
Масло	<5	0.01517	0.02910				72.35
	>5	0.05595	0.00088	-1.29308e-5			

Измеренные значения коэффициента трения находятся в пределах 0,064-0,268 а относительного скольжения – в пределах 0,16-12,88 %, поэтому для визуального восприятия значения коэффициента трения увеличены в 50 раз.

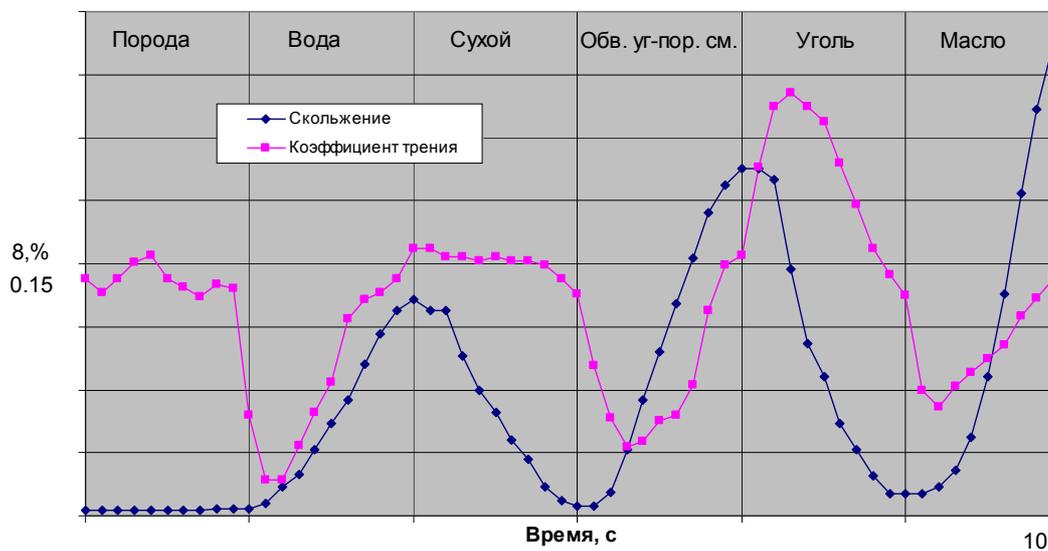


Рисунок 5.17 – Зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени движения ролика (первый заезд)

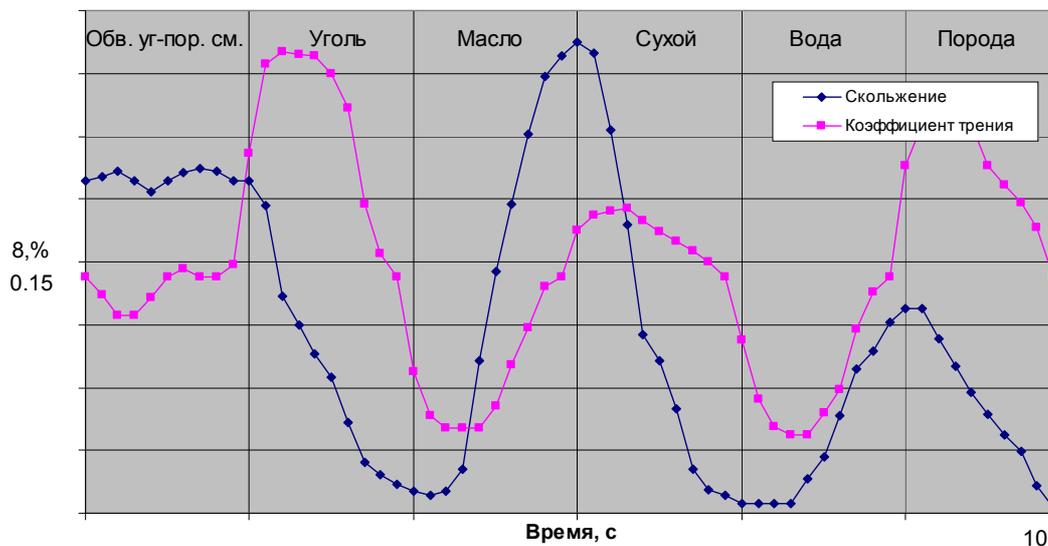


Рисунок 5.18 – Зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени движения ролика (второй заезд)

Как видно из рисунков при движении ролика происходит более или менее резкое снижение коэффициента трения, зависящее от состояния рельса. Наибольшие значения коэффициента сцепления реализуются на рельсах покрытых угольной и породной пылью, наименьшие – на увлажненных и покрытых маслом или жидкой угольной грязью. Следует отметить, что автора интересовала качественная картина влияния перечисленных загрязнений на реализацию коэффициента сцепления. Уход от количественной конкретизации фрикционных состояний поверхностей трения обуславливается неконтролируемым в шахтных условиях загрязнением колес и рельсов, изменяющимся от участка к участку, от шахты к шахте.

Для контроля достоверности получаемых результатов был проведен контрольный (эталонный) заезд ролика по рельсу покрытому маслом (рисунок 5.19). Результаты сопоставлялись с результатами классических работ [8, 70, 111], и имеют хорошую согласованность.

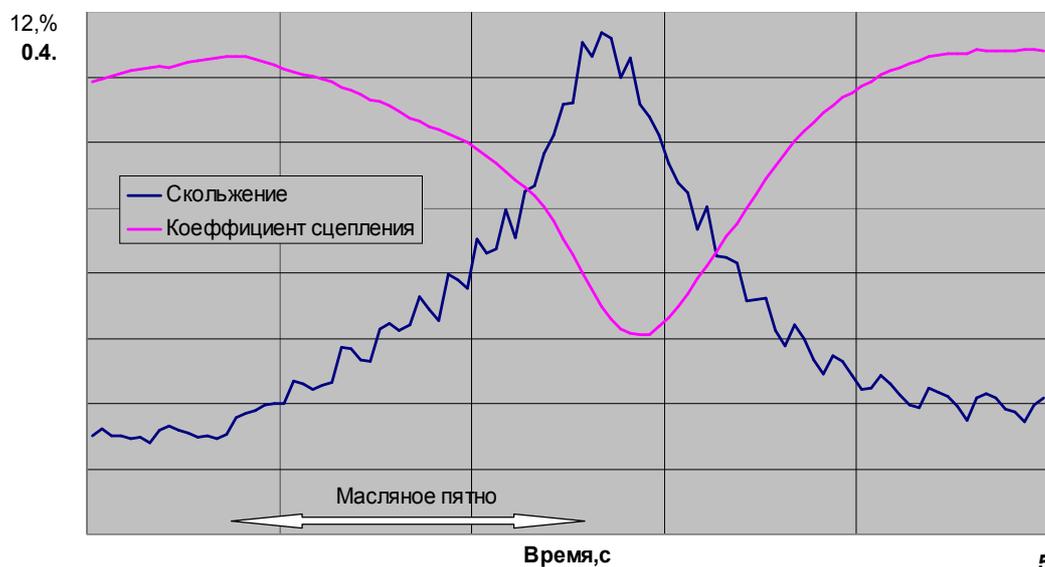


Рисунок 5.19 – Зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени движения ролика по рельсу покрытому маслом (контрольный заезд)

В работах [24, 72] решена задача определения коэффициента сцепления колеса локомотива с поверхностью рельса на основе фрикционных и температурных процессов в области контакта. Модель сцепления основывается на последовательном решении двух задач – нормальной и тангенциальной. Нормальная задача решалась на основе представления контактирующих тел в виде упругих полупространств с использованием численных методов. В результате решения нормальной задачи определяются координаты точек начального касания колес колесной пары с рельсами, форма и размеры пятна контакта (область  $E$ ) колеса с рельсом, распределение по нему нормальных напряжений  $\sigma(i,j)$  (рисунок 5.20). Эти результаты являются исходными данными для решения тангенциальной задачи.

Целью решения тангенциальной контактной задачи являлось определение силы сцепления колеса (колесной пары) локомотива с рельсом (рельсовой колеёй). В процессе качения колеса локомотива по рельсу колесо прижато к рельсу

усилием  $r_z$  и движется со скоростью  $v$ . Под действием усилия  $r_z$ , за счет упругости материалов колеса и рельса образуется зона контакта  $E$ . Форма и размер зоны  $E$ , распределение по ней нормальных напряжений, а так же усилие прижатия  $r_z$  определены в ходе решения нормальной контактной задачи. Кроме того, заданными считается закон трения (зависимость коэффициента трения от температуры и давления в контакте  $f(\sigma, \theta)$  которая получена экспериментально (см. рисунок 5.16)), упругие и теплофизические свойства контактирующих тел. Вектор относительного скольжения  $\vec{v}$  – может быть найден из решения динамической задачи.

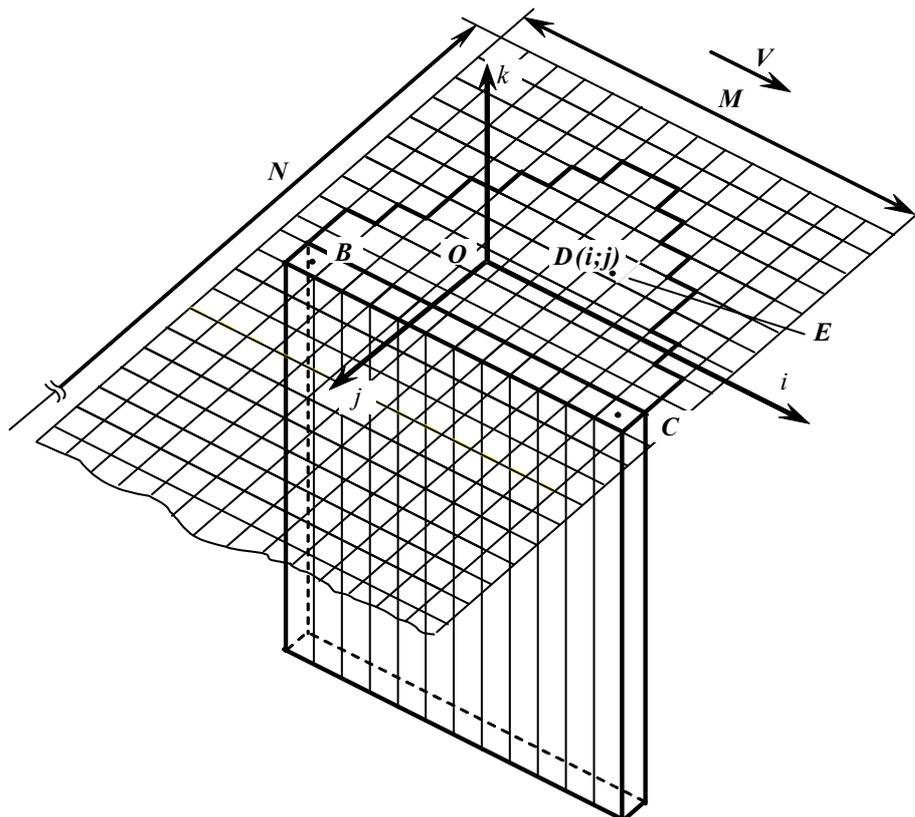


Рисунок 5.20 – Расчетная схема контакта колеса с рельсом

Для решения задачи используется прямоугольная сетка размерностью  $M \times N$  со сторонами  $\Delta I, \Delta J$ , нанесенная на общую для колеса и рельса плоскость.

Процесс качения со скольжением считался стационарным. Предполагалось также, что скорость движения локомотива много меньше упругих возмущений в контактирующих телах (задача квазистатическая). С учетом сказанного задача формулируется так: при заданных функциях распределения нормальных давлений  $\sigma(i, j)$  скольжений  $\vec{v}(i, j)$ , зависимости коэффициента трения скольжения при качении со скольжением  $f(\sigma, \theta)$  от температуры  $\theta$  и контактного давления  $\sigma$  в области  $E$  найти вектор-функцию касательных напряжений  $\vec{\tau}(i, j)$  по

$$\vec{\tau} = \sigma(i, j) f(\sigma, \theta) \vec{v} / |\vec{v}| \quad (5.22)$$

где функция  $f(\sigma, \theta)$  определена экспериментально.

Тогда сила сцепления колеса локомотива с рельсом равна

$$\vec{F}_{\text{сц}} = \int_E \vec{\tau} dE$$

Для вычисления  $\vec{\tau}$  необходимо определить поле температур по пятну контакта. Это поле находится в ходе решения. Для определения последнего рассмотрим точку  $D(i, j)$ , находящуюся в зоне контакта и принадлежащую рельсу (рисунок 5.20). В области  $E$  действует распределенный источник тепла интенсивностью

$$g(\theta) = \alpha \sigma(i, j) f(\sigma, \theta) |\vec{v}(i, j)| \quad (5.23)$$

где  $\alpha$  – коэффициент распределения тепловых потоков (принят равным 0,5).

Интенсивность источника переменна и зависит от удельного давления, температуры в зоне контакта и локального значения вектора скольжения.

Температуру в точке  $D$  в момент времени  $t = l / v$ , где  $l$  – расстояние от набегающего края до точки  $D$  вдоль оси  $O_A I$ ;  $v$  – скорость движения локомотива, можно определить, решив нестационарную задачу теплопроводности, которая, в случае независимости теплофизических свойств материалов контактирующих тел от температуры, имеет вид:

$$\beta \left( \frac{\partial^2 T}{\partial i^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial k^2} \right) \pm q = c \theta \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.24)$$

где  $\beta$  – коэффициент теплопроводности;

$c_p$  – объемная теплоемкость;

$q$  – распределение источника тепла;

$T$  – температура;

$t$  – время.

Аналитическое решение задачи (5.23), (5.24) не получено и поэтому оно осуществлялось численным методом.

Введены дополнительные допущения:

1. Точки колеса и рельса, попав в зону контакта, движутся параллельно оси  $O_A I$ . Допустимость такого предположения обуславливается кратковременностью единичного контактирования (всего  $10^{-3} \dots 10^{-5}$  с). Учитывая это, перемещением в направлении оси  $O_A j$  можно пренебречь.

2. Тепло, генерируемое за счет относительного скольжения контактирующих поверхностей, распространяется только по нормали к последним. Предположение является корректным, если числа Пекле

$$Pe = vl / a20 \quad (5.25)$$

где  $v$  – скорость движения локомотива;

$l$  – длина контакта;

$a$  – температуропроводность материалов колеса и рельса.

Для реальных размеров контактных площадок и скоростей движения локомотивов условие (5.25) выполняется.

Следствием допущения является возможность моделировать взаимодействующие тела набором стержней с теплоизолированными боковыми стенками и задача (5.24) для каждого стержня, образующих колесо и рельс упрощается:

$$\beta \frac{\partial^2 T}{\partial i^2} \pm q = c\rho \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.26)$$

Функции  $\sigma(i, j)$ ,  $\vec{v}(i, j)$ , и  $\vec{\tau}(i, j)$  считаются кусочно-постоянными, причем в некоторой ячейке с центром  $m, n$

$$\sigma(i, j) = \sigma(i_m, j_n) \quad \vec{\tau}(i, j) = \vec{\tau}(i_m, j_n) \quad \vec{v}(i, j) = \vec{v}(i_m, j_n)$$

Пятно контакта рассматривается как сумма  $N$  полос, параллельных оси  $O_{Ai}$  (рисунок 5.20). Вначале определялась сила сцепления для каждой из полос, а затем в целом для пятна контакта. Такое представление пятна контакта связано с принятыми выше допущениями.

Для определения температур использовалась аналитическая зависимость расчета температуры в стержне с теплоизолированными стенками при действии на него в течение определенного промежутка времени плоского источника тепла

$$T = \frac{2q\sqrt{t}}{\sqrt{\lambda c\rho}} \left[ \frac{1}{\pi} e^{(k^2/4at)} - \frac{-k}{2\sqrt{at}} \operatorname{Erfc}\left(\frac{-k}{2\sqrt{at}}\right) \right] \quad (5.27)$$

Так как необходима только температура на поверхности контактирующих тел, то при  $k = 0$  достаточно ограничиться выражением

$$T = \frac{2q\sqrt{t}}{\sqrt{\lambda c\rho}} \quad (5.28)$$

Снова рассмотрен пакет стержней, пронумерованных от 1 до  $N$ , с поперечным сечением  $\Delta i \Delta j$ , (рисунок 5.20). Верхние торцы стержней образуют полосу  $BC$  с номером  $n$  ( $1 \leq n \leq N$ ), параллельную оси  $O_{Ai}$ , и находятся в плоскости контакта. Каждый стержень в данной полоске имеет номер  $m$  ( $1 \leq m \leq M$ ),

Принято, что после попадания первого по ходу движения стержня в зону контакта на него в точке  $C$  (рисунок 5.20) в течении времени  $t = \Delta i/v$  где  $\Delta i$  – шаг поверхностной сетки вдоль оси  $O_{Ai}$ , действует источник тепла  $q_1$  мощностью, определяемой по формуле (5.23). Начальное распределение температуры

по длине стержня считалось известным и равным нулю, а мощность в течение времени  $t = Ai/v$  источника тепла постоянной.

Поскольку мощность источника зависит от температуры в контакте, то задача решалась с последовательным уточнением значения  $q(\theta)$  методом простой итерации. Параллельно определялось значение  $\bar{\tau}(i_m, j_n)$  действующее на торце  $m$ -го стержня (в плоскости контакта). После достижения приемлемой точности определения  $q(\theta)$  осуществлялся переход к рассмотрению следующего стержня. На втором стержне в течение такого же промежутка времени  $t$  действует источник тепла  $q_2$ , а источник  $q_1$  прекращает свое действие. Поэтому рассчитывалось изменение температуры в стержне от  $q_2$  и добавлялось изменение температуры, произошедшее после окончания действия источника  $q_1$ ; через время  $t$ , определяемое как разность между температурой, вызванной действием положительного источника  $q_1$  в течение времени  $2t$  (пройдены два стержня) и температурой от действия отрицательного источника  $q_1$  такой же мощности в течение времени  $t$ .

Вновь уточнялось значение мощности  $q_2$ . На третьем стержне определялось изменение температуры от действия  $q_3$  и прибавлялись изменения температуры в стержне, произошедшие после окончания действия источников  $q_1$  и  $q_2$ , определяемые как разности между температурами, вызванными действием положительным  $q_1$  в течение времени  $3t$  и отрицательным  $q_1$  в течение  $2t$ , и между температурами от действия положительного  $q_2$  в течение  $2t$  и отрицательного  $q_2$  в течение  $t$ .

Значение  $q_3$  уточнялось. Так продолжалось  $M$  раз, после чего осуществлялся переход к рассмотрению следующей полоски контакта. Для первого по ходу движения стержня вновь принимались нулевые начальные условия.

Поскольку одновременно с уточнением мощности источника тепла  $q$  рассчитывалось значение  $\bar{\tau}(i_m, j_n)$ , то сила сцепления определялось по формуле:

$$F_{cy} = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \sqrt{\tau_i^2} (i_m, i_n) \Delta i \Delta j \quad (5.29)$$

Порядок суммирования в формуле (5.29) связан с принятыми выше допущениями.

На рисунке 5.21 представлены зависимости  $\Psi(\varepsilon_{ck})$  для различных состояниях контактирующих поверхностей, полученные при решении данной модели сцепления, результаты которой хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными различными авторами.

Данные, полученные на основании проведенных экспериментальных исследований, свидетельствуют о том, что наблюдающиеся в эксплуатации значительные изменения коэффициентов сцепления колес локомотивов с рельсами, определяются прежде всего характеристиками поверхностного слоя загрязнений колес и рельсов.

Характеристика сцепления полученная для чистого сухого рельса идентична полученной в [95]. Но, наличие влаги и загрязнений (поверхности рель-

сов покрыты слоем водно-угольно-породной смеси) существенно меняет течение процесса реализации имеющегося уровня сцепления. С ухудшением условий сцепления величина критического скольжения возрастает до 8,5...16 % и выше. Характеристика сцепления смещается вправо, становится более пологой, ее максимум значительно менее ярко выражен, а по абсолютной величине (0,15) существенно уступает фиксируемому на чистых рельсах (0,26).

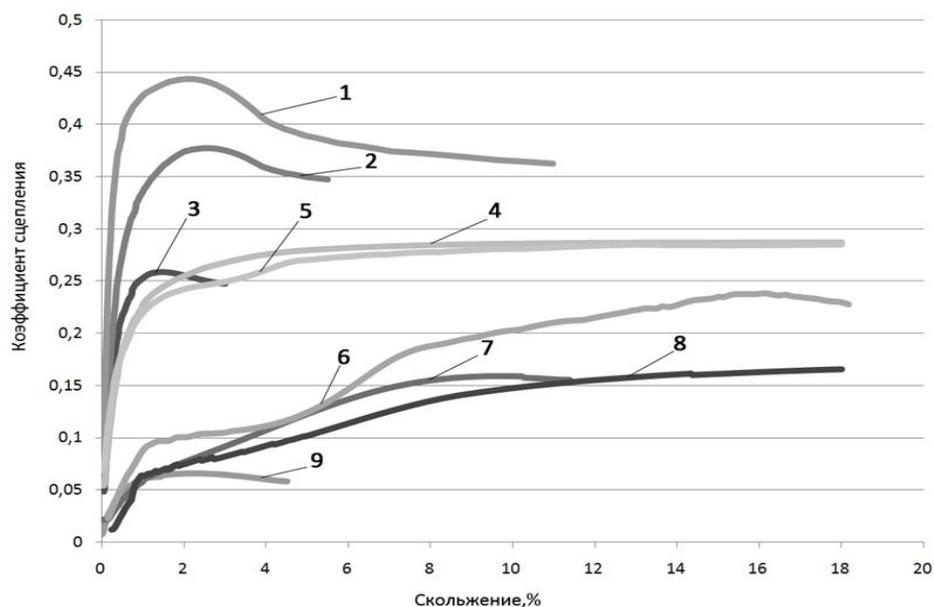


Рисунок 5.21 – Экспериментальные зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения при различном фрикционном состоянии поверхности рельса: 1 – рельс покрыт тонким слоем угольной пыли; 2 – рельс покрыт тонким слоем породной пыли; 3 – рельс чистый, сухой; 4 – рельс покрыт толстым слоем породной пыли; 5 – рельс покрыт толстым слоем угольной пыли; 6 – рельс покрыт водой; 7 – рельс покрыт влажной угольно-породной смесью; 8 – рельс покрыт обводненной угольно-породной смесью; 9 – рельс покрыт моторным маслом

При сравнении экспериментально полученных значений коэффициента сцепления с результатами исследований, проведенных А.А. Ренгевичем была замечена существенная конгруэнтность результатов, что при существенном сходстве и формализации условий испытаний, позволило сделать вывод о том, что, очевидно, принятая им модель аппроксимации результатов не позволяла обнаружить второй максимум в области скольжений, превышающих критическое, в серии экспериментов с рельсами покрытыми грязью. Характеристика коэффициента сцепления, полученная А.А. Ренгевичем, для электровоза 10КР-900 при работе на двух двигателях в тяговом режиме при движении на подъем ( $i_{cp} = 4,0 \text{ ‰}$ ) кабиной вперед с составом из 28 порожних вагонеток типа ВШ-5Т ( $Q = 43,7 \text{ т}$ ) на рельсах покрытых слоем угольной и породной грязи приведена на рисунке 5.22.

Аналогичные результаты, свидетельствующие о наличии второго максимума или о возможном смещении экспериментальной зависимости в сторону увеличения  $\varepsilon_{кр}$ , полученные при исследованиях зависимости предельного коэффициента сцепления одиночной оси трамвайного вагона от скорости движения,

представлены в [118]. Также были проведены исследования зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения на испытательной машине 2070 СМТ-1 в лаборатории триботехнических исследований кафедры химического машиностроения Украинского государственного химико-технологического университета (г. Днепропетровск).

Рекомендации и методики определения коэффициентов трения в лабораторных условиях даны в научной литературе, основные из которых – необходимость сохранения, по возможности: скорости скольжения реальной пары, удельных давлений реальной пары, отношения контурной площади касания к общей площади трения (коэффициент взаимного перекрытия).

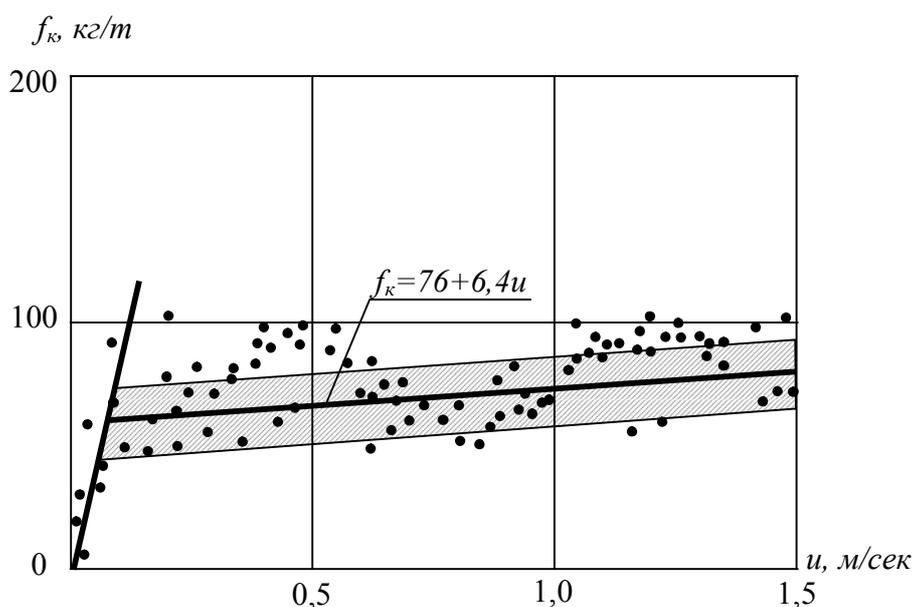


Рисунок 5.22 – Характеристика коэффициента сцепления электровоза, полученная А.А. Ренгевичем

В случае скольжения при малых скоростях температурный режим не имеет решающего значения. Однако по-прежнему необходимо, чтобы коэффициент взаимного перекрытия, удельное давление и жесткость узла соответствовали натуре. При малых скоростях затруднена приработка трущейся пары. Поэтому необходимо, чтобы поверхности трения были предварительно приработаны и имели такую же шероховатость, как в реальных условиях.

Задачей эксперимента является определение влияния относительного проскальзывания на коэффициент сцепления  $\psi$  при взаимодействии гладких поверхностей, контактирующих при наличии промежуточного слоя. Под гладкой поверхностью подразумевается поверхность, не имеющая несовершенств, перечисленных в [74] (ползуны, навары, прокат и т.д. При исследованиях проведенных на испытательной машине 2070 СМТ-1 (обработанные результаты экспериментов представлены на рисунке 5.23) установить наличие двух максимумов на зависимости  $f - \varepsilon$  не удалось. Наиболее очевидное объяснение этому факту следующее: при проведении эксперимента в лабораторных условиях вода и угольно-породная смесь подавалась в зону контакта непрерывно, и реали-

зующийся жидкостной режим трения был постоянен. В эксплуатационных условиях, при движении колеса по рельсу с разделяющей их промежуточной средой, реализующиеся режимы трения являются, по-видимому, не только чередующимися в различных комбинациях (сухое, граничное и жидкостное), но и смешанными, как полусухими (в одних точках контакта существует сухое трение, в других – граничное), так и полужидкостными (в одних точках – граничное, в других – полужидкостное), что и приводит к фиксированию двух максимумов при обработке результатов. Следует отметить, что жидкостное трение наступает тогда, когда жидкие плёнки имеют толщину 0,1 мкм и более, т.к. объёмные свойства жидкости проявляются в плёнках такой и большей толщины.

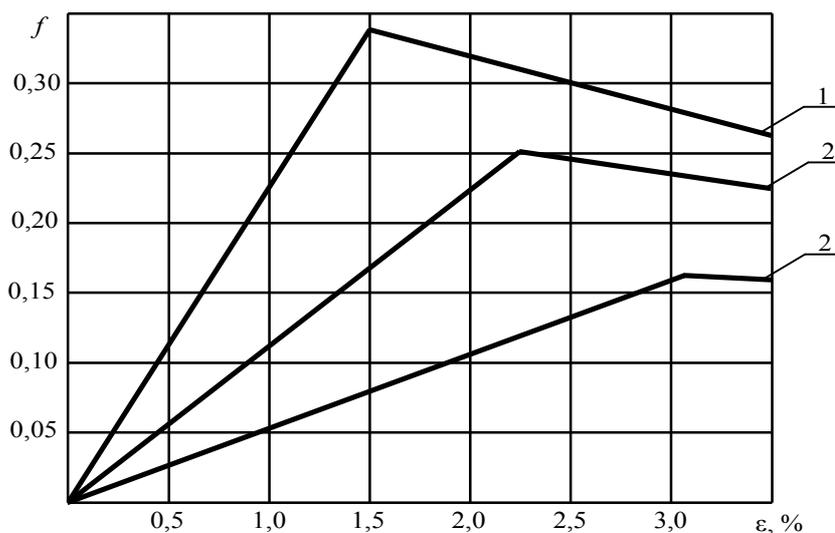


Рисунок 5.23 – Аппроксимированная экспериментальная зависимость коэффициента трения от проскальзывания: 1 – ролики чистые, сухие; 2 – ролики чистые, мокрые; 3 – ролики, покрытые влажной угольно-породной смесью

Но было установлено, что каждому максимальному значению коэффициента трения, при выбранном по характеру поверхностного слоя режиму трения, соответствуют различные значения проскальзывания (рисунок 5.23.). В существующих, в настоящее время, методиках величина проскальзывания принималась постоянной и равной  $\varepsilon = 2,5\%$  для различного состояния рельсового пути.

С позиций, наиболее развитой в настоящее время молекулярно-механической (или как теперь принято называть адгезионно-деформационной) теории трения, все полученные выше результаты можно интерпретировать следующим образом. Дискретный характер контакта, имеющий место при соприкосновении двух твердых тел, обуславливает при трении постоянную смену отдельных элементарных точек контакта. При этом каждый элементарный контакт имеет следующие три этапа эволюции: взаимодействие, изменение и разрушение. Время существования элементарного контакта зависит не только от скорости принудительного подвижного элемента пары трения или жесткости системы, но в значительной степени обусловлено и физико-механическими свойствами соприкасающихся материалов и состоянием их поверхностей. При качении колеса по рельсу, вследствие его деформации под действием нагрузки,

создаётся площадка касания конечных размеров. В этом случае материал на площадке касания будет сжат, а материал опорной поверхности – растянут. При последовательном нарушении контакта в данном месте, точки опорной поверхности в результате упругости будут стремиться сблизиться, а точки поверхности колеса будут удаляться друг от друга, что и приводит к проскальзыванию поверхностных слоёв контактирующих тел. Описанный процесс имеет место при упруго-пластическом контакте, характерном для контактирования пары колесо-рельс. Введение в область контакта упруго-вязкой среды – промежуточного слоя, приводит, по всей видимости, к тому, что точки колеса удаляются на большие расстояния, вызывая увеличение проскальзывания. Это обусловлено с одной стороны, понижением сил адгезионного взаимодействия соответственно прочности мостиков связи, что уменьшает тангенциальные напряжения, развивающиеся в деформируемом объеме, а также величину самого деформируемого объема. С другой стороны, связано с понижением сопротивления упругому или пластическому оттеснению или, наконец, разрушению тонкого поверхностного слоя (это зависит от вида нарушения фрикционной связи) и предельной его локализации, т. е. увеличения градиента механических свойств. Кроме того, определённый вклад вносит изменение давления, обусловленное постоянно чередующимися в различных комбинациях режимами трения, в контакте трибосопряжения.

### **5.3 Условия образования и реализации силы тяги при наличии в зоне контакта пары колесо-рельс промежуточной среды**

Как известно, задачи, описывающие взаимодействие колеса и рельса при отсутствии промежуточной среды, относятся к контактными и детально описаны в работах [32, 36, 59, 93, 111]. Поверхности шахтных рельсовых путей во всех случаях, а поверхности катания колес практически всегда покрыты либо пленками из адсорбированных из окружающей среды частиц, либо слоем достаточной толщины пылеобразных частиц, либо увлажнённой или жидкообразной многокомпонентной средой. Поэтому правильность теоретического описания условий образования и реализации силы тяги при наличии в зоне контакта пары колесо-рельс промежуточной среды будет во многом зависеть от правильного выбора модели промежуточной среды. Для условий шахтной локомотивной откатки наиболее характерной будет промежуточная среда описываемая упруго-вязкой моделью.

Опишем, с целью определения необходимой силы тяги  $F_m$ , качение с угловой скоростью  $\omega$  цилиндрического колеса шириной  $l$ , радиусом  $R$ , весом  $q$  по плоской головке рельса, покрытой слоем вязкого вещества толщиной  $H$  с коэффициентом вязкости  $\mu$  (рисунок 5.24.).

Будем считать, что промежуточный слой обладает свойствами реальной жидкости и прилипает к ограничивающим его твердым поверхностям вовлекаясь при относительном движении этих поверхностей в сужающийся зазор, при этом через какое-то количество оборотов на поверхности катания колеса образуется обволакивающий её упругий слой.

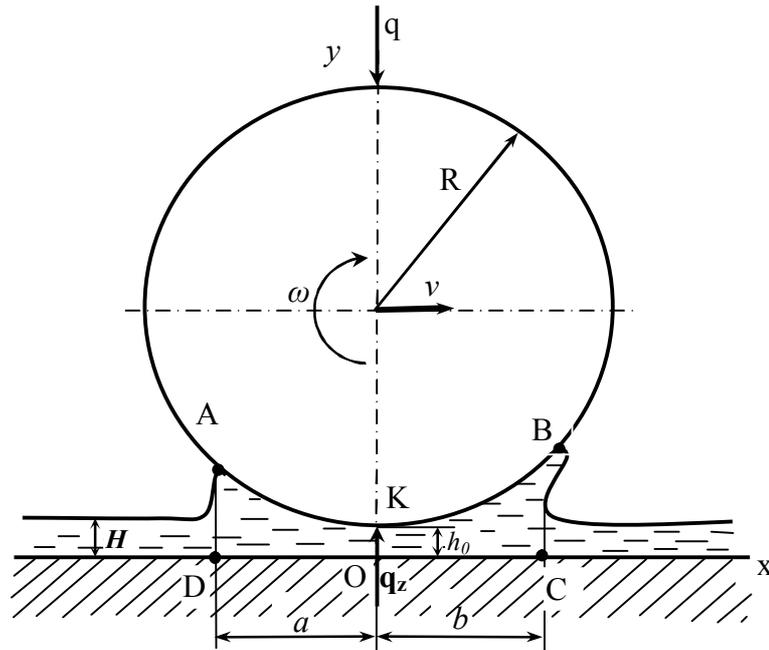


Рисунок 5.24 – Расчетная схема качения колеса с нанесённым упругим слоем по рельсу покрытому слоем вязкого вещества

Применим к той части слоя  $ABCD$ , которая в рассматриваемый момент времени  $t$  будет находиться непосредственно под цилиндром, приближенные уравнения Рейнольдса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0, \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0. \end{aligned} \tag{5.30}$$

Толщину слоя в начале координат, расположенном на одной вертикале с мгновенным центром качения  $K$ , обозначим через  $h_0$ , а толщину на расстоянии  $x$  от начала через  $h$ . Эта толщина слоя как функция  $x$  будет представляться в виде:

$$h = h_0 + R - \sqrt{R^2 - x^2}. \tag{5.31}$$

Обозначим абсциссы крайних точек слоя  $A$  и  $B$  через  $-a$  и  $b$ . Предположим, что силы сцепления между частицами поверхности твердого тела и частицами прилегающего слоя жидкости больше сил сцепления между частицами жидкости, тогда обычные граничные условия прилипания и постоянства давления на краях слоя представятся в виде:

$$\begin{aligned}
&\text{при } y = 0 \quad u = 0 \quad v = 0 \\
&\text{при } y = h \quad u = \omega(h - h_0), \quad v = -\omega x \\
&\text{при } x = -a \quad p = 0 \\
&\text{при } x = b \quad p = 0
\end{aligned} \tag{5.32}$$

Решая первое уравнение (5.30) и используя граничные условия (5.32) для  $u$  получим:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - hy) + \omega y \left( 1 - \frac{h_0}{h} \right). \tag{5.33}$$

Подставляя значения  $u$  из (5.33) в уравнение неразрывности (5.30) и учитывая граничные условия (5.32) для  $v$ , найдем:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{6\omega\mu}{h^3} (x^2 - h_0 h + C). \tag{5.34}$$

Выражение в скобках в правой части (5.34) может быть обращено в нуль при двух значениях  $x$ . Следовательно, в рассматриваемом слое давление может иметь два экстремальных значения – минимальное и максимальное. Так как на краях слоя давление равно нулю, то наличие минимума давления означает наличие отрицательных давлений внутри слоя. Для избежания отрицательных давлений внутри слоя необходимо ввести дополнительное граничное условие, позволяющее точку минимума давлений отнести на левый край слоя.

$$\text{При } x = -a \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \tag{5.35}$$

Удовлетворяя условию (5.35) и проводя интегрирование (5.34), получим следующее выражение для давления:

$$p = 6\mu\omega \int_{-a}^x \left[ 1 - \frac{h_0}{\sqrt{R^2 - a^2} + \sqrt{R^2 - x^2}} \right] \frac{a^2 - x^2}{h^3} dx. \tag{5.36}$$

Проекция вектора результирующего давления слоя на цилиндр и абсцисса точки его приложения  $x_S$  будут определяться формулами:

$$P_x = -l \int_{-a}^b \frac{px dx}{\sqrt{R^2 - x^2}},$$

$$P_y = l \int_{-a}^b p dx, \quad (5.37)$$

$$x_S = \frac{P_x R}{\sqrt{P_x^2 + P_y^2}}.$$

Касательная составляющая вектора напряжения на площадке, направляющие косинусы нормали которой –  $l$  и  $m$ , будет представляться в виде

$$p_{n\tau} = p_{nx}m - p_{ny}l = (p_{xx} - p_{yy})lm + p_{xy}(m^2 - l^2).$$

В рассматриваемом нами случае имеем:

$$l = \frac{x}{R}, m = \frac{\sqrt{R^2 - x^2}}{R};$$

$$lm \approx \frac{x}{R}, m^2 - l^2 = 1 - \frac{2x^2}{R^2};$$

$$p_{xx} - p_{yy} = 2\mu \frac{du}{dx} - 2\mu \frac{dv}{dy} = 4\mu \frac{du}{dx},$$

$$p_{xy} = \mu \left( \frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right).$$

Следовательно, сила вязкости на поверхности цилиндра будет представляться в виде

$$(p_{n\tau})_h = \mu \left[ 4 \frac{x}{R} \frac{du}{dx} - \left( 1 - \frac{2x^2}{R^2} \right) \left( \frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right) \right]_h. \quad (5.38)$$

Так как

$$v = - \int_0^y \frac{du}{dx} dy = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \left( \frac{y^3}{3} - \frac{hy^2}{2} \right) - \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} \frac{dh}{dx} y^2 + \frac{\omega h_0 y^2}{2h^2} \frac{dh}{dx},$$

то, подставляя это выражение и значение  $u$  из (5.33) в (5.38) и пренебрегая выражениями, содержащими множители  $\frac{a^2}{R^2}, \frac{a^3}{R^3}$  и т.д., получим для результирующей силы от касательных напряжений следующее приближённое выражение:

$$F_x = l \int_{-a}^b (p_{n\tau})_h dx \approx -3\mu\omega l \int_{-a}^b \left[ \frac{a^2 - x^2}{h^2} \left( 1 - \frac{h_0}{2R} + \frac{x^2}{R^2} \right) - \frac{h_0}{3h} \right] dx \quad (5.39)$$

Для момента сил трения относительно оси цилиндра приближённо будем иметь:

$$L = -RF_x. \quad (5.40)$$

Полученные формулы (5.37), (5.38) и (5.40) содержат три заранее неизвестных параметра:  $a$ ,  $b$ ,  $h_0$ . Для их определения воспользуемся: а) вторым условием (5.32) для давления, б) условием равновесия силы веса цилиндра с результирующей силой от давления слоя и в) предложением о том, что слой в его левой точке наименее всего деформирован и поэтому толщину слоя здесь можно приравнять начальной толщине  $H$  всего слоя на плоскости. Эти три условия могут быть представлены следующими равенствами:

$$\begin{aligned} p(b) = 0, P_y = q, \\ H = h_0 + R - \sqrt{R^2 - a^2}. \end{aligned} \quad (5.41)$$

Исходя из уравнения равновесия сил в проекциях на ось  $x$ , получим неравенство для необходимой силы тяги

$$F_m \geq -(P_x + F_x). \quad (5.42)$$

Будем предполагать отношение  $\frac{x}{R}$  настолько малым, что в выражениях, входящих под знак интегралов, можно будет положить:

$$\sqrt{R^2 - x^2} = R \sqrt{1 - \left(\frac{x}{R}\right)^2} \approx R.$$

При таком предположении давление из (5.36) будет представляться формулой:

$$p = \frac{2\mu\omega}{H^3} (2a^3 + 3ax - x^3) \quad (5.43)$$

Первое из условий (5.43) приводит к уравнению

$$b^3 - 3a^2b - 2a^3 = 0,$$

единственным положительным корнем, которого будет:

$$b = 2a. \quad (5.44)$$

Подставляя значения  $p$  из (5.43) и  $b$  из (5.44) в (5.37) и (5.39), получим:

$$\begin{aligned} P_x &= -10,8 \frac{\mu \omega l a^5}{R H^3}, P_y = 13,5 \frac{\mu \omega l a^4}{H^3}, \\ F_x &= 3 \mu \omega l a \left( 1 + 3,6 \frac{a^4}{R^2 H^2} \right). \end{aligned} \quad (5.45)$$

Входящая в выражения (5.45) неизвестная величина,  $a$  должна определяться из второго условия (5.41), т.е. из уравнения

$$q = 13,5 \frac{\mu \omega l a^4}{H^3}. \quad (5.46)$$

Если в неравенстве (5.42) мы отбросим результирующую силу трения  $F_x$  и подставим значение  $P_x$  из (5.45) и значение  $a$  из (5.46), то получим:

$$F_m \geq 0,417 \left( \frac{H^3 q}{\mu \omega l} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{q}{R}. \quad (5.47)$$

В неравенстве (5.47), по аналогии с законом кулона  $F = k \frac{P}{r}$  (где  $F$  – сила трения качения,  $P$  – сила, сжимающая тела касания,  $r$  – радиус,  $k$  – коэффициент трения качения) коэффициент при  $\frac{q}{R}$  можно рассматриваться как коэффициент трения качения. Величина этого коэффициента, как это видно из (5.47), убывает с уменьшением толщины слоя  $H$  и веса единицы длины катка  $\frac{q}{l}$  и с увеличением  $\mu$  и  $\omega$ , причём зависимость от последних трёх параметров значительно слабее, чем от толщины слоя  $H$ . Переписав формулу (5.47) в виде:

$$F_m \geq \left( 0,417^4 \sqrt{\frac{H^3 q}{\mu \omega l}} / R \right) q,$$

Коэффициент при  $q$  можем рассматривать как коэффициент сцепления колеса и рельса, зависящий от параметров промежуточной среды. Рассмотрен-

ная задача характерна тем, что продольная протяженность слоя считается неизвестной.

Рассмотрим теперь качение колеса с обволакивающим его упругим покрытием по рельсу при наличии между ними промежуточного слоя. С целью определения  $h_0$  уравнение Рейнольдса, с учетом зависимости вязкости от давления по экспоненциальному закону, и граничные условия перепишем в виде:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 e^{\alpha p} v \frac{h - h_0}{h^3},$$

$$p(b) = p(a) = \frac{dp}{dx}(a) = 0, \quad (5.48)$$

где  $\alpha$  – пьезокоэффициент вязкости, характеризующий зависимость вязкости от давления. Для обильной смазки  $b = -\infty$ . Полагая, что область высокого давления мала по сравнению с  $R$ , получаем:

$$h_0 = h(x) = h_m + x^2 / (2R) + Cp, \quad (5.49)$$

где  $h_m = h_0$  – аппликата точки  $x = 0$ ;

$C$  – упругая постоянная покрытия ( $C = \frac{(1+\lambda)/(1-2\lambda)}{(1-\lambda)E} \theta$ ,  $\lambda$  – коэффициент Пуассона;  $E$  – модуль упругости материала слоя;  $\theta$  – толщина слоя).

Рассмотрим сначала колесо без упругого покрытия.

Полагая  $\alpha p \ll 1$ , уравнение (5.21) с учетом (5.22) запишем в виде:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 v (2R)^2 \frac{x^2 - a^2}{(2Rh_m + x^2)^3},$$

$$p(-\infty) = p(a) = 0;$$

интегрируя, получим:

$$p(x) = \frac{6\mu_0 v}{h_m^2} \sqrt{2Rh_m} \int_{-\infty}^{x/\sqrt{2Rh_m}} \frac{t^2 - a_0^2}{(1+t^2)^3} dt,$$

где  $a_0 = a/\sqrt{2Rh_m}$ . Безразмерную выходную границу слоя жидкости (значение  $a_0$ ) находим из условия  $p(a) = 0$ :

$$\int_{-\infty}^{a_0} \frac{t^2 - a_0^2}{(1+t^2)^3} dt = 0.$$

Отсюда  $a_0 \approx 0,47513$ . Давление, действуя на колесо, создает усилие  $q_z$ , приходящееся на единицу длины колеса, которое компенсирует вес колеса  $q$ :

$$q = q_z = \int_{-\infty}^a p(x) dx = \frac{12\mu_0\nu R h_m^{-1}}{4(1+a_0^2)}.$$

Отсюда определяем минимальную толщину слоя жидкости по известным  $\mu_0, \nu, R, q$ :

$$h_m = \frac{3\mu_0\nu R}{q(1+a_0^2)} \approx \frac{2,448\mu_0\nu R}{q}. \quad (5.51)$$

Учтем упругое покрытие. Характерными величинами для  $p$ ,  $h$  и ширины области контакта являются максимальное давление  $p_*$ , упругое перемещение  $\delta_*$  и полуширина контакта  $b_*$  в сухом контакте цилиндра с полупространством:

$$\begin{aligned} p_* &= 3P/(4b_*), \\ \delta_* &= b_*^2/(2R) = Cp_*, \\ b_* &= \sqrt[3]{3aPR/2}. \end{aligned} \quad (5.52)$$

Приведем (5.48) и (5.49) к безразмерным переменным, заменив  $h$  на  $\delta_*\bar{h}$ ;  $h_0$  на  $\delta_*\bar{h}_0$ ;  $x$  на  $b_*\bar{x}$ ;  $c$  на  $b_*\bar{c}$ ;  $p$  на  $p_*\bar{p}$  и опустив черточки:

$$e^{-Q_0\bar{p}} \frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} = \nu_0 \frac{h - h_0}{h^3}, \quad (5.53)$$

$$h - h_0 = p + x^2 - a^2, \quad (5.54)$$

$$p(-\infty) = p(a) = 0, \quad (5.55)$$

$$\int_{-\infty}^a p(x) dx = 4/3, \quad (5.56)$$

где  $Q_0 = \alpha'p_*$ ,  $\nu_0 = 24\mu_0\nu R^2 p_*^{-1} b_*^{-3}$ .

Задачу решим асимптотическим методом, т.к. численный счет будет неустойчив относительно погрешности, при больших контактных давлениях  $Q_0 \gg 1$ . Примем, что упругие свойства покрытия проявляются еще до того, как будет актуальна зависимость  $\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$  вязкости от давления. Это верно при  $Q_0 \sqrt{\nu_0} \ll 1$ , следовательно вытекает, что  $\nu_0 \ll 1$  и  $h_0 \ll 1$ .

Течение жидкости разобьем на несколько участков (рисунок 5.25).

Участок I:  $x + a < 0$ ,  $x + a = O(1)$ , т.е.  $x = -a + O(1) \approx C \cdot 1$  – не малая величина. В главном приближении наблюдается течение несжимаемой жидкости постоянной вязкости с нулевым расходом ( $h_0 = 0$ ) между жесткими колесом и рельсом. Безразмерная толщина слоя жидкости  $h$  порядка единицы, а безразмерное давление мало (порядка  $v_0$ ). Введем на участке I новое безразмерное давление  $p_I = p/v_0$  ( $p_I = O(1)$ ). С учетом того, что  $h_0 \ll 1$ ,  $v_0 \ll 1$ ,  $Q_0 v_0 \ll 1$  и  $h = O(1)$ , получим:

$$\frac{dp_I}{dx} = h^{-2}, \quad h = x^2 - a^2, \quad p_I|_{x=-\infty} = 0 \quad (5.57)$$

Откуда

$$p_I = \frac{1}{4a^3} \left( \ln \left| \frac{x+a}{x-a} \right| - \frac{2ax}{x^2 - a^2} \right), \quad x < -a, \quad x + a = O(1) \quad (5.58)$$

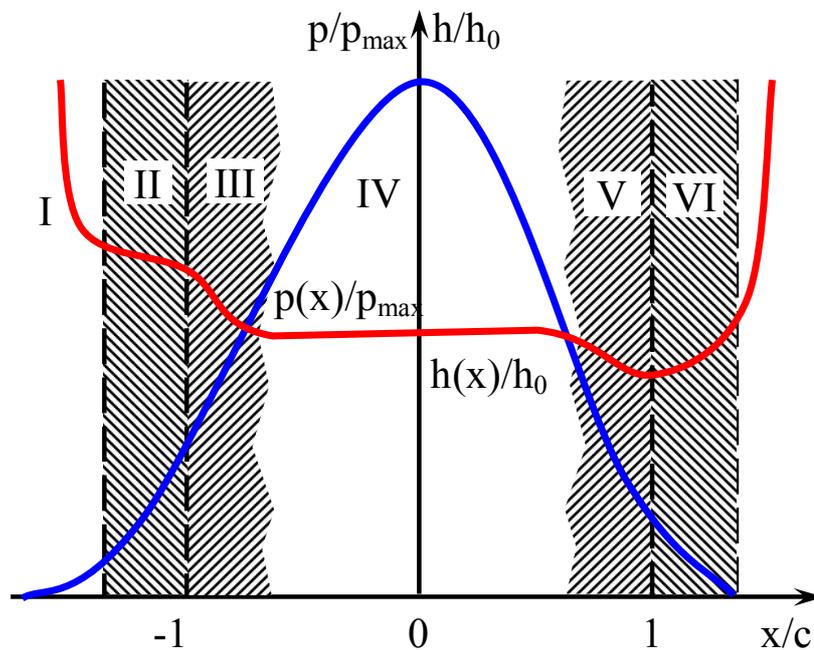


Рисунок 5.25 – Характерные участки течения жидкости

Из соотношений (5.57) и (5.58) найдем асимптотические выражения для  $h$  и  $p$  при  $x \rightarrow -a - 0$ :

$$h \approx -2a(a + x), \quad p \approx -\frac{v_0}{4a^2(x + a)}$$

При  $x = -a - 0$  получаем  $h = 0$ ,  $p = \infty$ . Вблизи  $x = -a$  система (5.57) неверна, поскольку не справедливы предположения, при которых она получена.

Участок II:  $|x + a| \ll 1$ , характеризуется тем, что давление достигает той величины, когда начинают проявляться свойства упругого покрытия. Кроме того, величина  $h$  становится сравнимой с  $h_0$ , поэтому нельзя полагать  $h_0 = 0$ . Из

(5.52) – (5.55) следует, что  $p$  и  $x+a$  имеют один и тот же порядок  $\sqrt{v_0}$ . Также  $h_0 = O(\sqrt{v_0})$ . Зависимость вязкости от давления еще не проявляется, что соответствует малости  $Q_0(\sqrt{v_0})$ , проведя замену:  $x = -a + \sqrt{v_0}x_{II}$ ,  $h = \sqrt{v_0}h_{II}$ ,  $p = \sqrt{v_0}p_{II}$ , положим  $h_0 = \sqrt{v_0}H_0$ . Пренебрегая малыми членами, из (5.52) и (5.53) получаем:

$$\frac{dp_{II}}{dx} = \frac{h_{II} - H_0}{h_{II}^3}, h_{II} - H_0 = p_{II} - 2ax_{II}, \quad (5.59)$$

Краевым условием для (5.59) является условие сращивания давлений на участках I и II:

$$p_{II} \Big|_{x_{II}=-\infty} = 0, \quad (5.60)$$

После интегрирования (5.59) с учетом (5.60) найдем:

$$p_{II} = \int_{h_{II}}^{\infty} \frac{(H - H_0)dH}{2aH^3 - H + H_0}, \quad (5.61)$$

где  $h_{II}(x_{II})$  обратна к

$$x_{II}(h_{II}) = \left[ \int_{h_{II}}^{\infty} \frac{(H - H_0)dH}{2aH^3 - H + H_0} - h_{II} + H_0 \right] \frac{1}{2a}, \quad (5.62)$$

Давление  $p_{II}$  монотонно по  $x_{II} \in (-\infty, \infty)$  возрастает от 0 до  $\infty$ . При этом  $h_{II}$  монотонно падает от  $\infty$  до некоторого  $H_1$ , при котором знаменатель (5.61) обращается в нуль. Следовательно,  $H_1$  – наибольший положительный корень уравнения:

$$2aH^3 - H + H_0 = 0, \quad (5.63)$$

где  $a > 0$  и  $H_0 > 0$ .

Переходя к исходным безразмерным переменным, на основании асимптотик (5.61), (5.62) получим на выходе из участка II ( $x_{II} \rightarrow \infty$ ) в главном приближении:

$$\begin{aligned} h &\approx \sqrt{v_0}H_1, \\ p &\approx 2a(x+a). \end{aligned} \quad (5.64)$$

При удалении от  $x = -a$  вправо на расстояние, много большее  $\sqrt{v_0}$ , толщина промежуточного слоя перестает влиять на распределение давления, которое определяется условиями контакта сухих тел, а уравнение Рейнольдса по известному давлению позволяет найти толщину смазочного слоя. Этот вывод справедлив для основной части области гидродинамического контакта ( $a^2 - x^2 > \sqrt{v_0}$ ), которая является одновременно и наиболее нагруженной. Что касается давления, то оно продолжает монотонно нарастать и при  $x + a = O(1/Q_0)$  тоже достигает величины порядка  $1/Q_0$ . При этом начинает проявляться зависимость вязкости смазочного материала от давления.

Участок III:  $x > -a$ ,  $x + a = O(Q_0^{-1})$  – величина порядок малости которой такой же как и у  $(Q_0^{-1})$ ;  $h$  имеет порядок  $\sqrt{v_0}$ ,  $p$  – порядок  $Q_0^{-1}$ . После замены  $x = -a + Q_0^{-1}x_{III}$ ,  $p = Q_0^{-1}p_{III}$ ,  $h = \sqrt{v_0}h_{III}$  уравнение Рейнольдса приближенно примет вид:

$$e^{-p_{III}} \frac{dp_{III}}{dx_{III}} = \frac{h_{III} - H_0}{h_{III}^3},$$

где  $p_{III} = 2x_{III}a$ ,  $x_{III} > 0$ .

Поэтому  $h_{III}$  – корень уравнения:

$$2ce^{-2ax_{III}} H^3 - H + H_0 = 0, x_{III} > 0, \quad (5.65)$$

Если зафиксированы  $a > 0$  и  $H_0 > 0$ , то при  $x_{III} \rightarrow \infty$  корни (5.65) вещественны. Наименьший корень стремится к  $-\infty$  ( $x_{III} \rightarrow \infty$ ), наибольший – к  $\infty$ , «средний» – к  $H_0$ . Последний и является искомым при  $x_{III} \rightarrow \infty$ . Таким образом, при  $x_{III} \rightarrow \infty$ ,  $h_{III} \rightarrow H_0$ . При  $x_{III} \rightarrow +0$  (5.65) переходит в (5.63). Но в (5.63) искомым является наибольший корень, а в (5.65) – «средний». Следовательно,  $H_1$  – кратный корень (5.63). Условие кратности  $H_1$  позволяет не только найти его, но и связать  $a$  и  $H_0$ :

$$H_0 = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{2}{3a}}, H_1 = \frac{3}{2} H_0 = \frac{1}{\sqrt{6a}}, \quad (5.66)$$

На выходе из участка III ( $x_{III} \rightarrow \infty$ ) получим в исходных безразмерных переменных:

$$h \approx h_0 \approx \frac{1}{3} \sqrt{\frac{2v_0}{3a}}, p \approx 2a(x + a).$$

Участок IV:  $|x| < a, a^2 - x^2 = O(1)$  – самый нагруженный и вносит основной вклад в несущую способность. Здесь  $p$  имеет порядок единицы, вязкость экспоненциально велика, а  $h$  по-прежнему порядка  $\sqrt{\nu_0}$ . Решение (5.53), (5.54) находится наиболее просто и с точностью до экспоненциально малых членов имеет вид:

$$P = a^2 - x^2, h = h_0.$$

Давление определяется условиями сухого контакта цилиндра с полупространством, а толщина промежуточного слоя постоянна и равна  $h_0$ . При подходе к выходной границе слоя жидкости  $x=a$  давление падает, а вместе с давлением уменьшается и вязкость. При  $a - x = O(Q_0^{-1})$  имеем  $p \approx 2a(a - x) = O(Q_0^{-1})$  и вязкость становится величиной порядка  $\mu_0$ .

Участок V:  $x < a, a - x = O(Q_0^{-1})$  – малая окрестность слева от точки  $a$ . Толщина смазочного слоя уже не постоянна, как на участке IV, а уменьшается от  $h_0$  до своего минимального значения. Давление падает,  $dp/dx < 0$ . Так как  $h > 0$  и левая часть (5.53) отрицательна, то отрицательна и правая часть, следовательно справедливо неравенство  $h < h_0$ .

Проведя замену  $x = a + Q_0^{-1}x_V, h = \sqrt{\nu_0}h_V, p = Q_0^{-1}p_V$ , из уравнения Рейнольдса приближенно получим:

$$e^{-p_V} \frac{dp_V}{dx} = \frac{h_V - H_0}{h_V^3}, \quad (5.67)$$

где

$$p_V = 2ax_V, x_V < 0, \quad (5.68)$$

и  $x_V$  удовлетворяет уравнению:

$$2ae^{2ax_V} H^3 + H - H_0 = 0, x_V < 0, \quad (5.69)$$

Поскольку  $a > 0$  и  $H_0 > 0$ , то при  $x_V < 0$  уравнение (5.69) имеет один вещественный корень, все остальные комплексные. Этот корень и является искомым решением системы (5.67), (5.68). При  $x_V \rightarrow -\infty$ , согласно (5.69),  $h_V \rightarrow H_0$ , что соответствует условию сращивания решения на участке V с решением на участке IV. При изменении  $x_V$  от  $-\infty$  до нуля  $h_V$  монотонно падает и при  $x_V = -0$  достигает своего минимального значения  $(h_V)_{\min} = H_2$ , где  $H_2$  – действительный корень уравнения  $2aH^3 + H - H_0 = 0$ . После подстановки выражения (5.66) для  $H_0$  получим:

$$\bar{H}^3 + 3\bar{H} - 2 = 0, \quad (5.70)$$

причем  $H_2$  связано с вещественным решением (5.70) соотношением:

$$H_2 = \frac{\bar{H}}{\sqrt{6a}} \approx \frac{0,5961}{\sqrt{6a}} = 0,8941H_0, \quad (5.71)$$

Давление падает по линейному закону (5.68). Переходя к исходным безразмерным переменным, на выходе ( $x_V \rightarrow -0$ ) в главном приближении получим:

$$h \approx \sqrt{v_0} H_2 \approx 0,894h_0, \quad p = 2a(a - x).$$

Участок VI:  $x < a$ ,  $a - x = O(\sqrt{v_0})$  – еще меньшая окрестность точки  $a$ , чем в предыдущем случае. Основываясь на (5.48) давление имеет порядок  $\sqrt{v_0}$ , монотонно падает и при  $x = 0$  обращается в нуль вместе со своей производной. Вязкость остается постоянной. Толщина промежуточного слоя также имеет порядок  $\sqrt{v_0}$  и монотонно возрастает от своего минимального значения  $h_{\min} = \sqrt{v_0} H_2$  на выходе из участка  $V$  до значения  $h = h_0$  на выходной границе смазочного слоя ( $x = a$ ).

Замена  $x = a + \sqrt{v_0} x_{VI}$ ,  $h = \sqrt{v_0} h_{VI}$ ,  $p = \sqrt{v_0} p_{VI}$  после пренебрежения членами более высокого порядка сводит (5.53) – (5.56) к:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{VI}}{dx_{VI}} &= \frac{h_{VI} - H_0}{h_{VI}^3}, \\ h_{VI} - H_0 &= p_{VI} + 2ax_{VI}, \quad x_{VI} < 0, \\ p_{VI} \Big|_{x_{VI}=-0} &= 0, \end{aligned}$$

откуда:

$$p_{VI} = \int_{h_{VI}}^{H_0} \frac{(H_0 - H)dH}{2aH^3 + H - H_0},$$

где  $h_{VI}(x_{VI})$  обратна к:

$$x_{VI}(h_{VI}) = -\frac{1}{a} \left[ \int_{H_{VI}}^{H_0} \frac{(H_0 - H)dH}{2aH^3 + H - H_0} - h_{VI} + H_0 \right].$$

При  $x_{VI} \rightarrow -\infty, h_{VI} \rightarrow H_2$ , знаменатель подинтегрального выражения обращается в нуль, а  $p_{VI}$  ведет себя как  $-2ax_{VI}$ . Следовательно, решения на участках V и VI согласуются друг с другом. При  $x_{VI} \rightarrow -0, h_{VI} \rightarrow H_0, p_{VI} \rightarrow 0$  вместе со своей производной.

Таким образом, в главном приближении найдено изменение толщины промежуточного слоя внутри области гидродинамического контакта при движении колеса с обволакивающим его упругим покрытием по рельсу с разделяющим их промежуточным слоем, также найдено распределение давления в промежуточном слое между колесом и рельсом. Решение зависит от неизвестного параметра – положения выходной границы, который определяется из (5.56). Основной вклад в (5.56) вносит участок IV, поэтому приближенно принимаем  $a = 1$ , т.к. размеры несущей части областей гидродинамического и сухого контакта колеса с рельсом совпадают.

Переходя к размерным переменным, с учетом того, что  $a = 1$ , находим среднюю толщину смазочной пленки  $h_0$ :

$$h_0 \approx \frac{\delta_*}{3} \sqrt{\frac{2v_0}{3}} = \sqrt{\frac{8\mu_0vaR}{9b_*}}, \quad (5.72)$$

где полуширина  $b_*$  области сухого контакта цилиндра с полупространством определяется из (5.53). Согласно (5.71), минимальная толщина слоя равна:

$$h_{\min} = 0,8941h_0.$$

Из (5.53) и (5.72) следует, что  $h_0$  не зависит (в главном приближении) от пьезокоэффициента вязкости  $\alpha$ , в том интервале давлений, которые реализуются при взаимодействии колеса и рельса. Следовательно, с достаточной для практических расчетов точностью можно использовать формулу (5.47), в которую необходимо подставлять уточнённое значение  $H$  определяемое по формуле (5.71). Отметим, что формула (5.47) не может быть использована при исследовании сухого трения и применима только для расчета необходимой силы тяги при качении колеса по рельсу с разделяющим их промежуточным слоем. Результаты расчетов имеют приближенный характер, что обусловлено, прежде всего, неравномерностью нагружения колёс. В приведенной модели не учитывается динамический характер нагружения зоны контакта колеса и рельса. С повышением скорости движения увеличиваются амплитуды и частота вибраций, которые возникают вследствие неровности рельсового пути, дисбаланса и эксцентриситета колеса, при этом динамическая составляющая в общей нагрузке на колесо резко увеличивается. Следует отметить, что периодический характер изменения вертикальной нагрузки, существенно изменяющий контактную ситуацию взаимодействия колеса и рельса и приводящий к снижению сцепления, присущ условиям движения на больших скоростях и для условий шахтной локо-

мотивной откатки носит не столь ярко выраженный характер, что влияет на хорошую сходимость полученных результатов с результатами экспериментов.

На рисунках 5.26, 5.27, 5.28 представлены зависимости необходимой силы тяги колеса  $F_m$  от толщины  $H$  слоя вязкого вещества покрывающего рельс для различных величин вязкости  $\mu$  (рисунок 5.26), угловой скорости  $\omega$  (рисунок 5.27) и веса колеса  $q$  (рисунок 5.28), а на рисунке 5.29 – зависимости необходимой силы тяги колеса  $F_m$  от угловой скорости колеса  $\omega$  при различных величинах вязкости  $\mu$ . Расчеты получены при следующих исходных данных:  $R = 0,34$  м,  $H = 2 \cdot 10^{-4}$  м,  $q = 2000$  кг,  $\mu = 0,012$  кг·с/м<sup>2</sup>,  $\omega = 53$  с<sup>-1</sup>,  $l = 0,1$  м., некоторые из которых в процессе расчетов изменялись в пределах указанных на рисунках. Из рисунков видно, что с увеличением толщины слоя сила тяги необходимая для реализации качения колеса по рельсу имеет тенденцию к увеличению, что продиктовано необходимостью преодолевать дополнительное вязкое сопротивление относительно перемещению колеса по рельсу. Это объясняется следующим образом. Необходимым условием внешнего трения является присутствие менее прочной, чем основной материал, пленки, т.к. обязательным является выполнение правила положительного градиента, это значит, что тонкий поверхностный слой, участвующий в трении, должен обладать меньшей прочностью, чем материал основы, что обеспечит взаимное внедрение отдельных точек касания и молекулярное взаимодействие поверхностей. Конфигурация внедряющихся элементов и глубина внедрения различны для разных точек касания, различно и соотношение между силами адгезии и когезии. Разделение колеса и рельса промежуточной средой приводит к понижению сдвиговой прочности приповерхностного слоя; механическому разделению поверхностей, уменьшающему площадь контакта, что препятствует взаимному внедрению контактирующих неровностей двух тел; пластифицирующему действию на поверхностные слои металла и образованию граничных фаз, облегчающих скольжение тел. Увеличение толщины слоя вызывает дополнительное вязкое сопротивление относительно перемещению колеса по рельсу, при этом меньшим значениям угловой скорости соответствуют большие значения силы тяги, что не противоречит классическим представлениям и проиллюстрировано также на рисунке 5.29. Находящаяся в прямой зависимости от толщины слоя сила тяги зависит и от вязкости.

Увеличение показателей вязкости промежуточной среды приводит к падению коэффициента сцепления, что можно объяснить необходимостью преодолевать большую силу внутреннего трения (силу вязкости), а следовательно и силы тяги. При больших скоростях движения эта зависимость более существенна. Представленные на графиках результаты для силы тяги колеса в области значений толщины слоя, рассчитанной по формулам (5.51) и (5.72), промежуточной среды характерной для реального состояния шахтного рельсового пути, при аппроксимации их для силы тяги шахтного локомотива, достаточно хорошо согласуются с результатами, полученными экспериментально и приведенными в работах [41, 72].

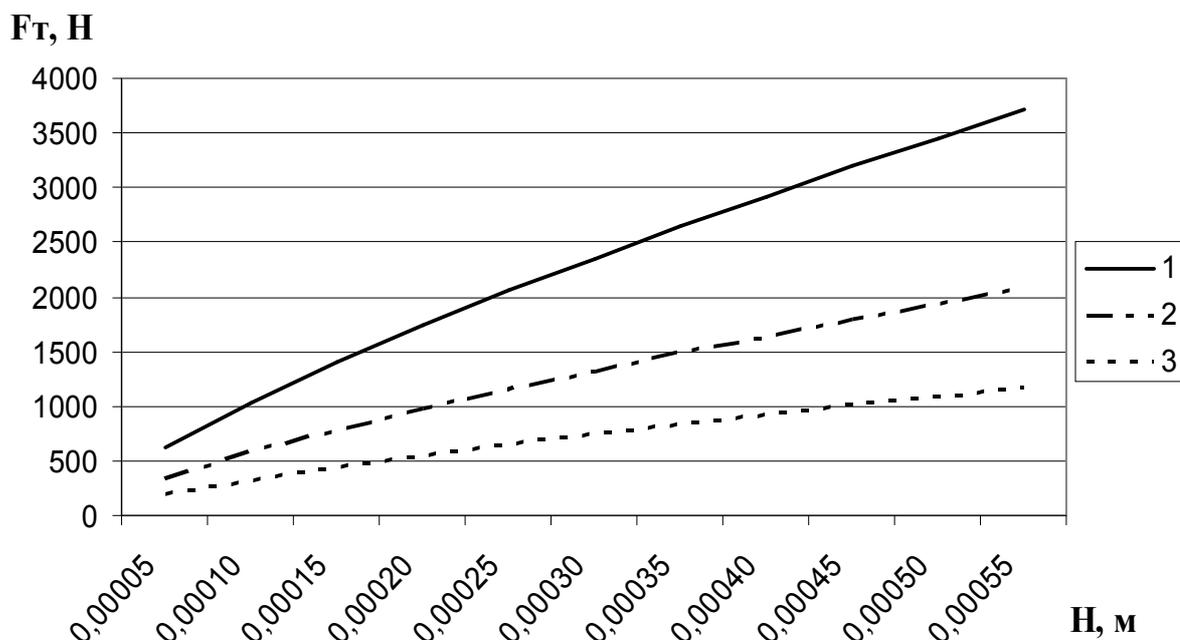


Рисунок 5.26 – Зависимости необходимой силы тяги колеса  $F_m$  от толщины  $H$  слоя вязкого вещества покрывающего рельс при различных величинах вязкости  $\mu$ : 1 – 0,00012 кг·с/м<sup>2</sup>; 2 – 0,0012 кг·с/м<sup>2</sup>; 3 – 0,012 кг·с/м<sup>2</sup>

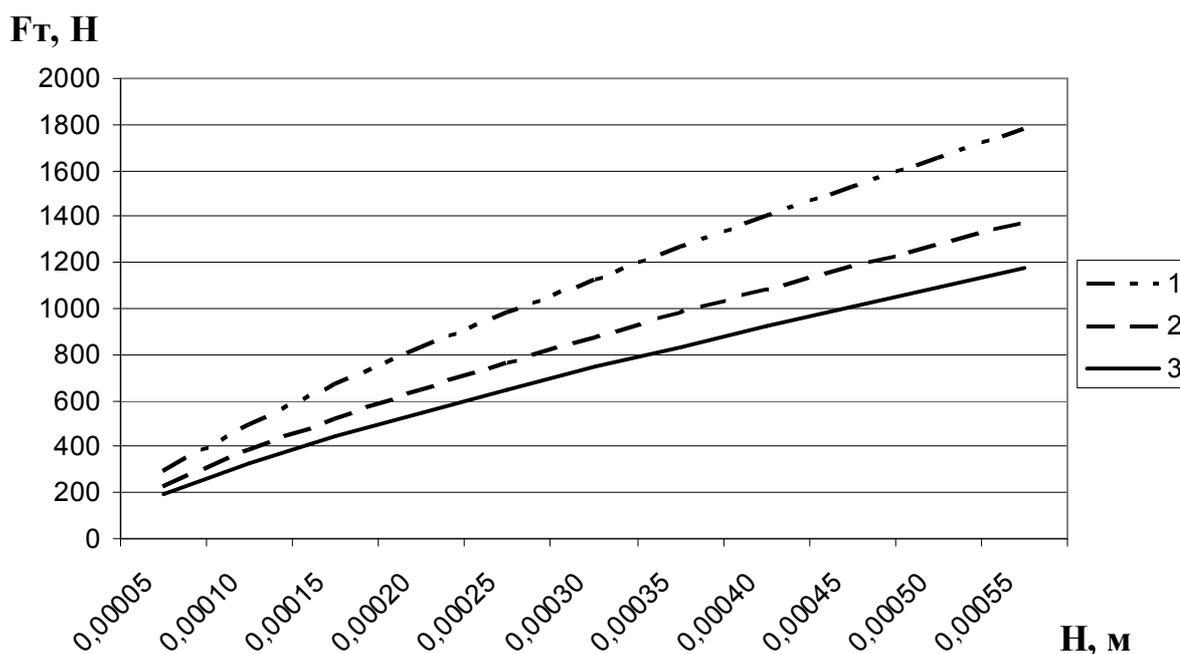


Рисунок 5.27 – Зависимости необходимой силы тяги колеса  $F_m$  от толщины  $H$  слоя вязкого вещества покрывающего рельс при различных величинах угловой скорости колеса  $\omega$ : 1 – 10·с<sup>-1</sup>; 2 – 28 с<sup>-1</sup>; 3 – 53 с<sup>-1</sup>

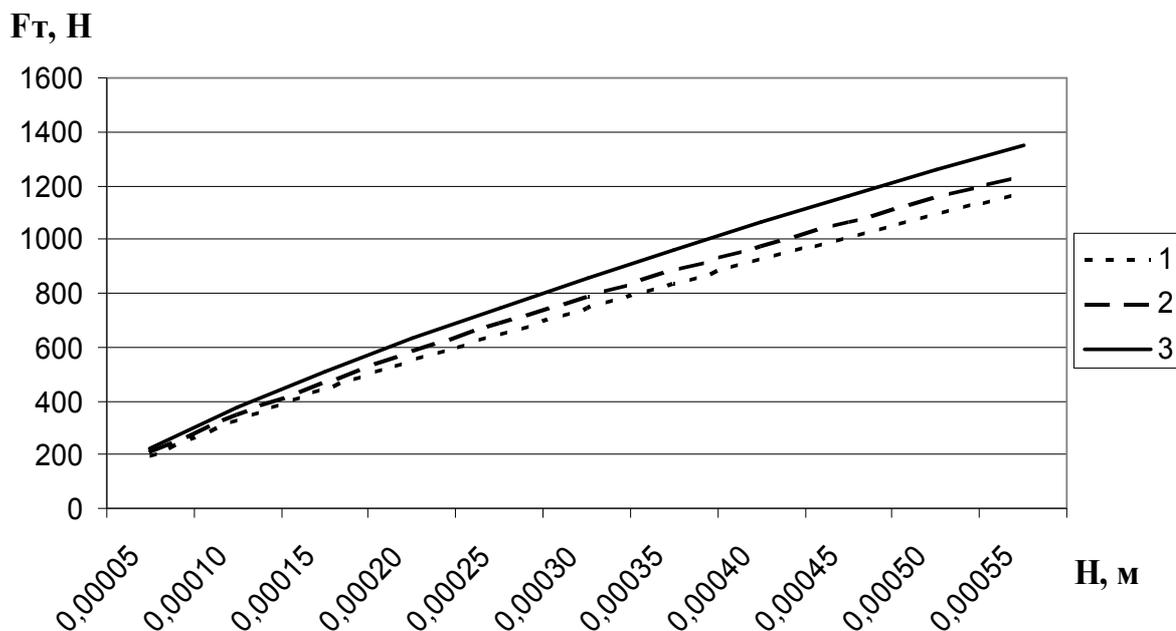


Рисунок 5.28 – Зависимости необходимой силы тяги колеса  $F_m$  от толщины  $H$  слоя вязкого вещества покрывающего рельс при различных величинах веса колеса  $q$ : 1 – 2000 кг; 2 – 2500 кг; 3 – 3500 кг

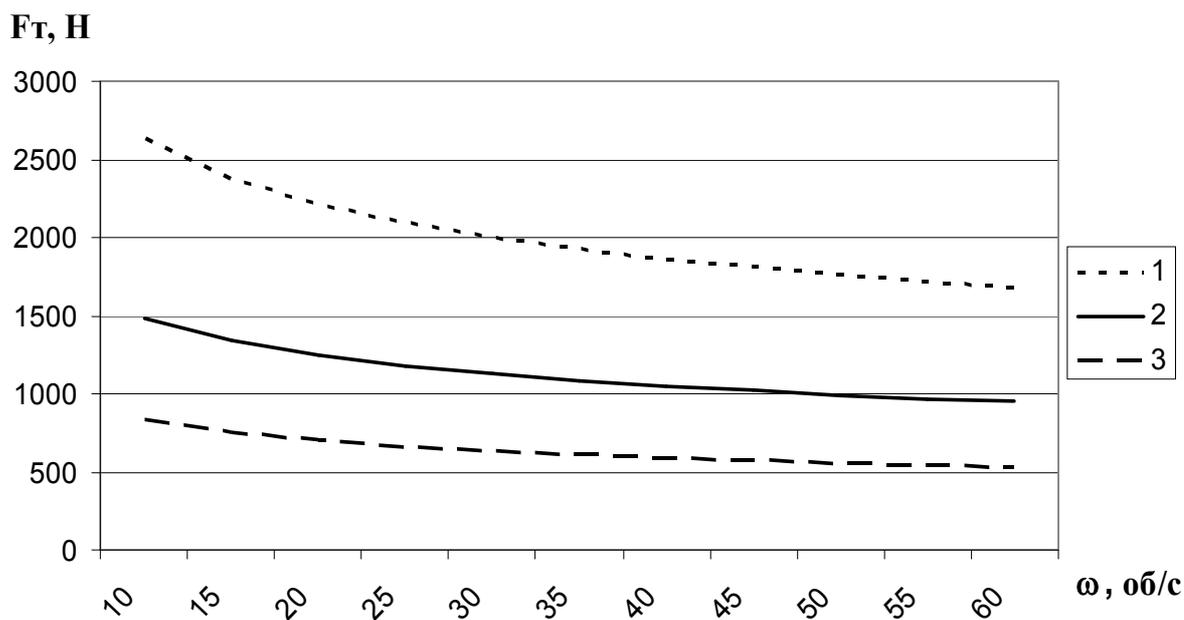


Рисунок 5.29 – Зависимости необходимой силы тяги колеса  $F_m$  от угловой скорости колеса  $\omega$  при различных величинах вязкости  $\mu$ : 1 – 0,00012 кг·с/м<sup>2</sup>; 2 – 0,0012 кг·с/м<sup>2</sup>; 3 – 0,012 кг·с/м<sup>2</sup>

Таким образом, теоретически доказана зависимость силы тяги от состояния поверхностей взаимодействия колеса и рельса, что позволяет количественно оценить фрикционные свойства колес и рельсов, и является ещё одним шагом на пути выявления физической сути явлений, происходящих в контактной области. Полученные результаты показывают, что увеличение вязкости среды в 10 раз снижает силу тяги почти в 1,8 раза, а увеличение толщины слоя в 2 раза приводит к увеличению силы тяги в 1,7 раза, что подтверждает выводы экспе-

риментальных исследований А.А. Ренгевича, о том что максимальное значение коэффициента сцепления рудничных локомотивов реализуется на рельсах посыпанных песком. Изложенное свидетельствует об актуальности теоретических исследований в области механики контактного взаимодействия колеса и рельса при наличии разделяющего их промежуточного слоя.

## 5.4 Выводы

1. Доказано, что наблюдающиеся в эксплуатации значительные изменения коэффициентов сцепления колес локомотивов с рельсами, определяются прежде всего характеристиками поверхностного слоя загрязнений колес и рельсов. Следовательно для корректного формализованного отображения характеристики сцепления в математических моделях необходимо избегать использования постоянных значений коэффициента сцепления, для конкретного состояния рельсового пути, как это предлагалось ранее. Например, в работе коэффициент сцепления описывается стохастической функцией с нормальным распределением случайных величин в указанном диапазоне  $\varphi = 0,09 \dots 0,23$ . Это позволит, по мнению автора, повысить тяговые возможности локомотива не за счет наращивания абсолютных значений мощности дизеля или сцепного веса, а более эффективного их использования.

2. При проведении экспериментальных исследований отмечено существование второго максимума силы сцепления. Особенно отчетливо этот максимум проявляется в случае фрикционного контакта колеса и поверхности рельса, загрязненной влажной угольно-породной смесью, что характерно для реального состояния шахтной рельсовой колеи. Природа возникновения второго максимума объяснена чередующимися в эксплуатационных условиях режимами трения.

3. Разработана математическая модель качения колеса по рельсу, учитывающая реальное состояние поверхностного слоя рельсового пути и загрязнение поверхности катания колеса, характерная тем, что продольная протяженность слоя, влияющая на его толщину, считается неизвестной. Предложенный метод решения, при известных допущениях и статическом нагружении контакта позволяет получить качественную картину взаимодействия и количественные результаты соответствующие экспериментальным. Результаты решений позволили установить влияние толщины слоя промежуточной среды, величины вязкости, угловой скорости и нагрузки на реализуемую силу тяги, что в конечном счете влияет на тяговые характеристики локомотива.

4. Изменение нагрузки на колесо, обусловленное существующим типажным рядом шахтных локомотивов, не приводит к тому, что несущая способность промежуточного слоя в диапазоне эксплуатационных скоростей локомотивов, может уменьшить коэффициент сцепления до величины внутреннего трения среды – это однозначно доказывает, что неуправляемое движение локомотива в режиме гидропланирования невозможно.

## **6 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА И ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА**

### **6.1 Общие положения**

При эксплуатации шахтных локомотивов еще на стадии проектирования следует знать степень нагрева элементов фрикционной пары тормозных механизмов, который может возникнуть в процессе торможения, и характер ее изменения в зависимости от условий эксплуатации. Исследование температурного режима фрикционной пары «рельсовый тормоз – рельс» необходимо для прогнозирования уровня нагрева тормозного блока при изменении условий взаимодействия. Получение адекватной картины изменения температуры нагрева позволяет проектировать более безопасные с точки зрения взрыво- и пожароопасности тормозные устройства.

Время существования единичного пятна фрикционного контакта составляет  $10^{-7} \dots 10^{-8}$  с. Хотя температура вспышки при этом достигает значительных величин, энергия ее нагрева вследствие непродолжительного действия недостаточна для воспламенения взрывоопасной смеси. Нормативными документами [90] регламентируется максимальная температура нагрева взрывобезопасного оборудования: при длительном режиме  $200^{\circ}\text{C}$ , при кратковременном нагреве допускается  $450^{\circ}\text{C}$  но с условием, что подъем температуры свыше  $200^{\circ}\text{C}$  и последующее охлаждение до этого значения продолжается не более 3 мин. Наиболее актуальной представляется задача определения максимальной температуры нагрева элементов тормозных механизмов и временных интервалов нагрева и охлаждения.

Согласно гипотезе, выдвинутой в работе [123], наибольшего значения температура контакта достигает на поверхностях трения. Поскольку процесс торможения рельсовым тормозом представляет собой взаимодействие весьма плотно прижатых поверхностей, вероятность возгорания каких-либо горючих соединений под действием температуры поверхностей трения, являющейся функцией температуры вспышки, практически очень мала.

Более реальные предпосылки возникновения взрыва создает объёмная температура. В работе [51] отмечено, что при функционировании фрикционного тормозного механизма объёмная температура достигает большего значения, чем температура вспышки, особенно при длительных торможениях. Нагретые поверхности фрикционной пары, производящие теплоотдачу в окружающую среду, способны инициировать воспламенение метановоздушной смеси и паров смазочных материалов. Следовательно, объёмная температура элементов фрикционной пары может быть использована в качестве критерия оценки теплового режима тормозного механизма по условию взрывобезопасности.

## 6.2 Влияние тепловых потоков на механические и фрикционные свойства пар трения

Расчетам распределения температур поверхностей фрикционных пар в литературе уделено большое внимание [48, 72, 93, 123, 124]. Это обусловлено влиянием величин тепловых потоков на характеристики фрикционных пар и параметры процесса торможения в целом, а также на безопасность эксплуатации фрикционных механизмов в шахтах, опасных по взрывам пыли и газа. Однако в большинстве расчетов тепловой поток рассматривался стационарным ( $\omega = const$ ), без учета специфики формирования тепловых полей, формирующихся в реальных условиях взаимодействия рельсового тормоза с рельсом.

Наиболее корректна следующая постановка задачи:

- определение распределения температур фрикционных пар с учетом того, что источник действует в течение малого промежутка времени;
- определение функции действия мгновенных источников, которая усредняется по плоскости контакта трущихся поверхностей.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что в процессе эксплуатации полюсные наконечники тормозных блоков прирабатываются к головкам рельс и в поперечной плоскости получают криволинейные очертания. Однако, как показано в работе [62], математической зависимостью изменение температур, а значит, и тепловой поток по угловой координате описать практически невозможно, так как они зависят от многих факторов и условий трения. Следовательно, граничные условия будут неопределенными и инженерное решение уравнений теплопроводности выполнить нельзя. В большинстве расчетов тепловой поток в качестве упрощения принимался величиной постоянной, что в свою очередь приносило в результате решений большую ошибку, чем упрощение, связанное с рассмотрением не криволинейных поверхностей трения, а плоских.

Таким образом, для установления поля температур, возникающего из-за фрикционного выделения тепла при скольжении, необходимо решить следующие задачи:

- оценить граничные условия Барбера с учетом величины изменения силы прижатия тормозного блока к рельсу и критических скоростей скольжения;
- задаться граничными условиями первого и второго рода для нагрева и третьего рода для охлаждения;
- задаться видом теплового потока, который по абсциссе, ординате и аппликате может распространяться по следующим закономерностям:  $q_x = q_0 e^{-kx}$ ,  $q_x = q_0 e^{-kx} \sin \omega_1 \tau$ ,  $q_z = q_0 e^{kz} \sin \omega_2 \tau$ .

Рассмотрим процесс контакта трущихся поверхностей с позиций механики контактного взаимодействия. Как показано в работе [66], при контакте скольжения двух тел (плоских поверхностей) в случае равномерного давления (условие постоянной тормозной силы) тепловой поток к поверхности также будет равномерным, что соответствует равномерному (усредненному) распределению температуры по плоскости. При этом в областях, где наблюдаются всплески температуры, температура “горячих пятен” существенно превышает

среднюю, что приводит к концентрации давления и, следовательно, к фрикционному тепловыделению на отдельных участках поверхности контакта. Эти участки расположены выше уровня окружающей поверхности и уменьшают область реального (действительного) контакта. Высота поднятых контактов вследствие износа понижается. Новые контактные участки, где концентрируется давление, начинают нагреваться, расширяются и воспринимают нагрузку. С ростом градиента температур на поверхности скольжения высота шероховатостей растет как функция температуры:

$$\delta_T = \delta_0(1 + \alpha\Delta T), \quad (6.1)$$

где  $\delta_T$  – высота шероховатостей при температуре нагрева  $T_H$ ;

$\delta_0$  – высота шероховатостей при температуре  $T = 273 \text{ K}$ ;

$\alpha$  – линейный коэффициент термического расширения материалов рассматриваемой фрикционной пары.

Оценка роста величины  $\delta_T$ , проведенная в работе [21], показала, что высота шероховатостей для типичного вида неровностей при  $\delta_0 = 0,5 - 1 \text{ мм}$  и температуре  $200^\circ\text{C}$  будет составлять  $\sim 3\%$ , а при температуре  $400^\circ\text{C}$  может достигнуть до  $10\%$  от первоначальной высоты. Общее давление будет аддитивным и состоять из изотермического и термического давления, обусловленного ростом высоты шероховатостей. Отклонение флуктуационного давления к среднему будет описываться формулой [62]:

$$\frac{p^*}{\tilde{p}} = \frac{\pi E \frac{\delta}{\tilde{\lambda} \tilde{p}}}{1 - \tilde{c} f V E \frac{\tilde{\lambda}}{4\pi^2}}, \quad (6.2)$$

где  $E$  – модуль Юнга;  $\tilde{\lambda}$  – длина волны;  $f$  – коэффициент трения;  $\tilde{c}$  – коэффициент, учитывающий величину искажения упругого полупространства;  $V$  – скорость перемещения тормозного блока по рельсу;  $p^*$ ,  $\tilde{p}$  – термическое и среднее давление соответственно.

Отсюда видно, что функция достигает максимума, когда скорость скольжения приближается к критической величине, задаваемой формулой:

$$V_C = \frac{4\pi^2}{\tilde{c} f E \tilde{\lambda}}. \quad (6.3)$$

При этом в области скоростей  $V = V_C$  функция (6.2) терпит разрыв. Область, занимаемая критической скоростью, для материалов ползьев и рельсовой стали лежит в диапазоне  $0,1 - 1 \text{ м/с}$ , а с увеличением коэффициента трения критическая скорость уменьшается. Неравномерное распределение усилия прижатия

приводит к неравномерному тепловому потоку и неравномерному распределению температуры по поверхности, поэтому величину теплового потока можно аппроксимировать синусоидальной зависимостью. Зависимость температуры от флуктуационной составляющей общего давления приведена в работе [66]:

$$\tilde{\Theta} = \frac{fV\tilde{\lambda}p^*}{2\pi\lambda}. \quad (6.4)$$

В соответствии с этим тепловой поток, формируемый в области трения волнистых поверхностей, описывается формулой:

$$q = \frac{c\rho\tilde{\rho}\tilde{\lambda}}{2\pi\lambda} p^*(t)V, \quad (6.5)$$

где  $c, \rho$  – теплоемкость и плотность материалов.

Зависимость (6.5) учитывает механизм термоупругой неустойчивости, обусловленный неравномерным распределением давления и, следовательно, температуры. Кроме этого, подтверждается ранее полученный вывод о том, что тепловой поток  $q$  есть функция скорости  $V$  и давления  $P$ . График зависимостей (в относительных единицах)  $p^*/\tilde{p}$  и  $q/q_0$  от относительной скорости скольжения фрикционных пар приведен на рисунке 6.1. Из графика видна полная качественная аналогия роста давления и теплового потока. Таким образом, при статическом контакте двух поверхностей любая волнистость контактирующих поверхностей приводит к неравномерному распределению контактного давления. При низких скоростях скольжения  $V/V_c < 1$  отклонения давления от стационарной средней величины увеличиваются из-за термоупругого искажения.

При этом сосредоточенный вдоль оси  $x$  источник тепла  $\dot{q}$ , движущийся со скоростью  $V$ , создает перемещение поверхности в точке на расстоянии  $\xi$  впереди источника со скоростью  $\tilde{u}_x$  [62]:

$$\tilde{u}_x = -(2\tilde{c}a\dot{q}/V)\exp(-X^2) J_0(X^2), \quad (6.6)$$

где  $V$  – скорость скольжения;  $a = \frac{\lambda}{\rho c}$  – коэффициент температуропроводности;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\dot{q}$  – скорость теплового потока;  $X = \sqrt{\frac{V\xi}{2ae}}$  и  $J_0$  – модифицированная функция Бесселя;  $\xi$  – текущая координата;  $ae$  – область контакта.

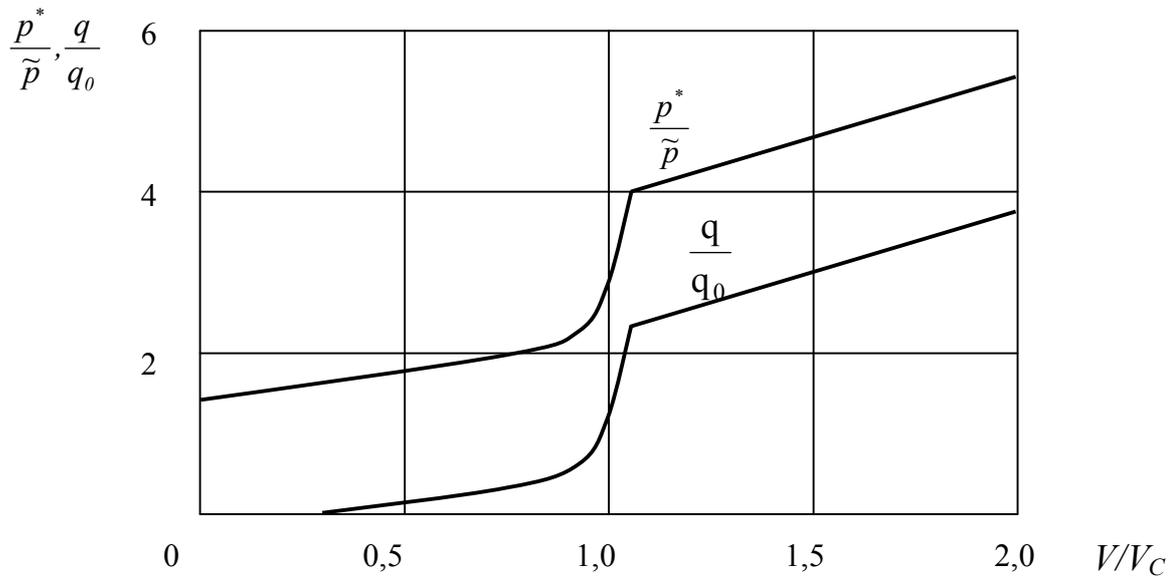


Рисунок 6.1 – Зависимости  $\frac{p^*}{\tilde{p}}$  и  $\frac{q}{q_0}$  от относительной скорости скольжения фрикционных пар

Когда скорость достигает критического значения  $V_C$ , определяемого зависимостью (6.2), контакт поверхностей становится прерывистым и область контакта увеличивается на величину  $ae \approx \tilde{\lambda}/2\pi$ , т.е. примерно на 1/3 начальной длины волны шероховатости. Дальнейшее возрастание скорости приводит к стабильному уменьшению размера участка контакта, при этом область возмущений  $\tilde{u}_x = -2\tilde{c}aq/V$  есть величина постоянная. Внезапное повышение силы прижатия тормозного блока к рельсу (например, при прохождении участка с проседанием рельсового пути) сопровождается (при критической скорости скольжения) резким увеличением температурных флуктуаций. Поэтому, ввиду того что неустойчивое изменение контактного давления и площади контакта является существенно нестационарным процессом, в задачах теплопроводности необходимо задаваться (при корректной постановке задачи) тепловым источником как функцией координат и времени. Кроме того, оценка величины давления показала, что рост флуктуационных давлений при увеличении высоты шероховатости вследствие действия температур может достигать величины порядка стационарного давления и, учитывая тот факт, что контактное давление должно быть положительным, линейное изменение температуры  $\Delta\Theta$  должно удовлетворять неравенству Барбера:

$$\frac{\delta}{a}l_0 < \Delta\Theta < 2\frac{\delta}{a}l_0, \quad (6.7)$$

где  $l_0$  – первоначальный зазор между поверхностью полюсных наконечников и рельсом, обусловленный шероховатостью;

$\delta$  – первоначальная высота неровности.

В этом диапазоне разностей температур стационарное решение уравнений теплопроводности невозможно. Область нахождения  $\Delta\Theta$  (для стационарного

поля температур) обусловлена граничными условиями Барбера и названа областью неидеальных контактов [65]. Проведенный анализ работ по изучению распределения тепловых потоков во фрикционных парах тормозных механизмов показал, что в большинстве случаев при составлении уравнений теплопроводности тепловой поток (источник тепла) принимается постоянным без учета граничных условий Барбера.

Зададимся зависимостью теплового потока от времени, т.е. рассмотрим изменение температуры поверхности нагрева трущихся плоскостей во времени.

Дифференциальное уравнение теплопроводности с источником тепла будет иметь вид

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = a \nabla^2 \Theta + \frac{\tilde{\omega}}{\rho c}, \quad (6.8)$$

где  $\tilde{\omega}$  – удельная мощность (количество выделяемого тепла в единицу времени в единичном объеме).

При рассмотрении зависимости температуры  $\Theta$  от времени в точке градиент температур  $\nabla^2 \Theta = 0$ , поэтому уравнение (6.8) запишется в виде обыкновенного дифференциального уравнения:

$$\frac{d\Theta}{d\tau} = \frac{\tilde{\omega}}{\rho c}. \quad (6.9)$$

Зададимся удельной тепловой мощностью как функцией времени  $\tilde{\omega} = \tilde{\omega}_0 (1 + e^{-k\tau} \sin \omega t)$  с краевыми условиями:

$$\Theta(0) = T_0, \quad \Theta(t) = T_{II}, \quad (6.10)$$

где  $\Theta$  – температура поверхности.

Решение этого дифференциального уравнения с разделяющимися переменными имеет вид:

$$\ln \frac{\Theta}{\Theta_0} = \ln \tau + e^{-k\tau} \sum_{\kappa=1}^{n+1} \frac{(-1)^{\kappa+1} \tau^{n-\kappa+1}}{(n-\kappa+1)(\kappa^2 + \omega^2)^{1/2}} \cdot \sin(\omega \tau + \kappa \varphi) + C. \quad (6.11)$$

Из начальных условий находим, что коэффициент  $C = 0$ . Тогда решение (6.11) переписывается в виде:

$$\Theta = \Theta_0 \exp \left[ \ln \tau + \frac{1}{\tau} e^{-k\tau} \cdot \frac{\sin(\omega \tau + \kappa \varphi)}{\sqrt{\kappa^2 + \omega^2}} \right]. \quad (6.12)$$

Для оценки безразмерной величины  $\Theta$  разложим экспоненту в ряд Тейлора, ограничившись двумя первыми членами. Тогда общее решение уравнения (6.9) будет иметь вид:

$$\Theta = \Theta_0 \left( 1 + \ln \tau + e^{-\kappa \tau} \cdot \frac{\sin(\omega \tau + \kappa \varphi)}{\sqrt{(\kappa \tau)^2 + (\omega \tau)^2}} \right). \quad (6.13)$$

На рисунке 6.2 представлены зависимости безразмерной температуры от текущего (безразмерного) времени  $\tau/\tau_0$  для различных величин усилий прижатия тормозного блока к рельсу и скорости скольжения. На этих графиках для сравнения приведены экспериментальные зависимости изменения температуры от времени, полученные в работе [49]. Из рисунка видно, что с возрастанием величин усилий на тормозной блок и скорости скольжения величина теплового напора имеет тенденции к увеличению. Амплитуда колебаний температур в начальный момент времени асимптотически выполаживается при  $\tau_0/\tau > 0,5$ .

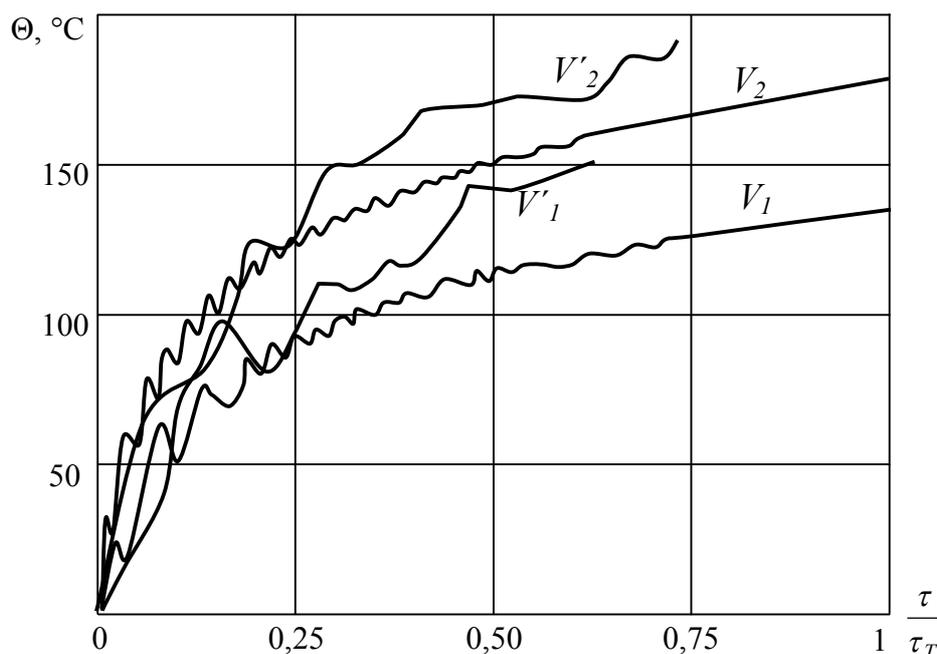


Рисунок 6.2 – Изменение температуры нагрева тормозного блока при силе прижатия  $F_{np}=12$  кН:  $V_1, V_2$  – скорости скольжения, равные 2, 3 м/с соответственно;  $V'_1, V'_2$ , – экспериментальные значения

Характер колебаний температуры в области скольжения тормозного блока для длительных торможений был установлен рядом авторов экспериментально [49, 104], однако традиционная трактовка результатов исследований не позволила установить и проанализировать уточненный механизм процессов, протекающих при трении материалов, учитывающий частоту колебаний температуры. Как следует из графика 6.3, при динамическом контакте двух трущихся поверхностей шероховатость любой степени приводит к неравномерному рас-

пределению давления, а следовательно, и колебанию температур, амплитуда которых тем выше, чем больше длина волны различного вида неровностей.

Негативное влияние флуктуирующих тепловых полей на термоустойчивость материалов общеизвестно [52, 123], поэтому для исключения этого эффекта необходимо либо использовать материалы фрикционных пар с идеальным контактом, что нереально, либо существенно увеличить теплоотвод из зоны взаимодействия, например, путем увеличения свободной площади охлаждения. Последнее можно осуществить путем деления цельного тормозного блока на секции.

### 6.3 Распределение температуры поверхности тормозного блока при нестационарном источнике тепла

В общем случае дифференциальное уравнение теплопроводности с источником тепла для элемента фрикционной пары толщиной  $2R$ , расчетная схема которой представлена на рисунке 6.4, будет иметь вид

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T + \frac{\omega}{\rho c}, \quad (6.14)$$

где  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$  – оператор Лапласа.

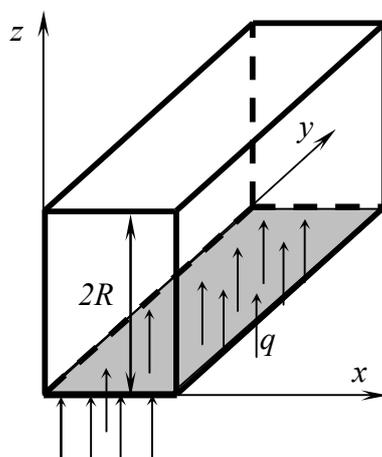


Рисунок 6.3 – Расчетная схема

В виду того что распределение температуры по осям  $x, y, z$  в зависимости от задания вида теплового потока является сложной функцией координат, задачу нахождения поля температур решим для одномерного случая (распространение тепла вглубь тормозного блока на глубину  $\sim 50$  мм, что соответствует высоте полюсного наконечника рельсового тормоза).

Таким образом, для одномерного случая по оси  $z$  имеем:

$$\frac{\partial T(z, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(z, \tau)}{\partial z^2} + \frac{\omega}{\rho c} \quad (\tau > 0; -R < x < R). \quad (6.15)$$

Начальные условия принимаем в виде  $T(z, 0) = f(z)$ , граничное условие второго рода примем в виде:

$$-\lambda \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial z} + q(\tau) = 0; \quad \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial z} = 0. \quad (6.16)$$

Зададимся источником тепла как функцией координаты  $z$  и времени  $\tau$ . Решение уравнения (6.16) найдем методом интегрального преобразования уравнения теплопроводности путем перехода к изображению по формуле [51]:

$$T_C(n, \tau) = \int_0^R T(z, \tau) \cos \frac{n\pi z}{R} dz. \quad (6.17)$$

и переходом от изображения функции  $T_C(n, \tau)$  к ее оригиналу  $T(z, \tau)$ :

$$T(z, \tau) = \frac{1}{R} T_C(0, \tau) + \frac{2}{R} \sum_{n=1}^{\infty} T_C(n, \tau) \cos \frac{n\pi z}{R}. \quad (6.18)$$

Умножим обе части уравнения (6.15) на  $\cos \frac{n\pi z}{R}$  и проинтегрируем от 0 до  $R$ :

$$\int_0^R \frac{\partial T}{\partial \tau} \cos \frac{n\pi z}{R} dz = \int_0^R a \frac{\partial^2 T(z, \tau)}{\partial z^2} \cos \frac{n\pi z}{R} dz + \int_0^R \frac{\omega(z, \tau)}{\rho c} \cos \frac{n\pi z}{R} dz. \quad (6.19)$$

Выражение для частной производной второго порядка будет:

$$\int_0^R \frac{\partial^2 T(z, \tau)}{\partial z^2} \cos \frac{n\pi z}{R} dz = (-1)^n \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial z} - \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial z} - \frac{n^2 \pi^2}{R^2} T_C(n, \tau) \quad (6.20)$$

Используя граничные условия (6.16), получим:

$$\frac{dT_C(n, \tau)}{d\tau} + \frac{an^2\pi}{R^2} T_C(n, \tau) = (-1)^n \frac{a}{\lambda} q(\tau) + \frac{1}{c\rho} \omega_C(n, \tau), \quad (6.21)$$

где  $\omega_c(n, \tau) = \int_0^R \omega(z, \tau) \cos \frac{n\pi z}{R} dz$ .

Имеем обыкновенное дифференциальное уравнение (6.21), которое решается методом вариации произвольной постоянной [120]:

$$T_c(n, t) = \exp\left(-\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}\right) \left[ C(n) + (-1)^n \frac{a}{\lambda} \int_0^\tau q(\tau) \exp\left(\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}\right) d\tau + \frac{1}{c\rho} \int_0^\tau \omega_c(n, \tau) \exp\left(\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}\right) d\tau \right]. \quad (6.22)$$

Для определения  $C(n)$  воспользуемся начальным условием  $T(x, 0) = f(x)$ :

$$T_C(n, 0) = C(n) = \int_0^R T(z, 0) \cos \frac{n\pi z}{R} dz = \int_0^R f(z) \cos \frac{n\pi z}{R} dz. \quad (6.23)$$

Тогда

$$\begin{aligned} T_c(n, t) &= (-1)^n \frac{a}{\lambda} \int_0^\tau q(\tau) \exp\left(\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}(\tau - \tau_0)\right) d\tau + \\ &+ \frac{1}{c\rho} \int_0^\tau \omega_c(n, \tau) \exp\left(-\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}(\tau - \tau_0)\right) d\tau + \\ &+ \exp\left(\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}\right) \int_0^R f(z) \cos \frac{n\pi z}{R} dz. \end{aligned} \quad (6.24)$$

Представив решение для изображения (6.22) в виде

$$T_C(n, \tau) = T_C(0, \tau) + T_{CN}(n, \tau)$$

и перейдя к оригиналу по формуле (6.18), имеем

$$\begin{aligned} T(z, \tau) &= \frac{1}{R} \left[ \int_0^R f(z) dz + \frac{a}{\lambda} \int_0^\lambda q(\tau_0) d\tau_0 + \frac{1}{\rho c} \int_0^\tau \omega(0, \tau_0) d\tau \right] + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} \cos \frac{n\pi z}{R} \exp\left(-\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}\right) \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \int_0^R f(z) \cos \frac{n\pi z}{R} dz + \\
& + \frac{2a}{\lambda R} \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \cos \frac{n\pi z}{R} \int_0^R q(\tau_0) \exp\left(-\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}(\tau - \tau_0)\right) d\tau_0 + \quad (6.25) \\
& + \frac{2}{R_{cp}} \sum_{n=1}^{\infty} \cos \frac{n\pi z}{R} \int_0^R \omega(0, \tau_0) \exp\left(-\frac{an^2\pi^2\tau}{R^2}(\tau - \tau_0)\right) d\tau_0.
\end{aligned}$$

Для расчета поля температур запишем уравнение (6.25) в обобщенных переменных  $F_0$ ,  $K_i$ ,  $P_0$ ,  $\mu_n = \pi n$ , где число Фурье  $F_0 = \frac{a\tau}{R^2}$ , число Кирпичева  $K_i(F_0) = \frac{q(\tau)R}{\lambda T_c}$ , число Померанцева  $P_0 = \frac{\omega(z, \tau)R^2}{\lambda T_c}$ . Тогда решение в обобщенных переменных переписывается в виде:

$$\begin{aligned}
\Theta\left(\frac{z}{R}, F_0\right) &= \int_0^1 f\left(\frac{z}{R}\right) d\left(\frac{z}{R}\right) + \int_0^{F_0} K_i(F_0^*) dF_0^* + \int_0^1 P_0\left(\frac{z}{R}, F_0^*\right) dF_0^* + \\
&+ 2 \sum_{n=1}^{\infty} \cos \mu_n \frac{z}{R} \exp(-\mu_n^2 F_0) \int_0^1 f\left(\frac{z}{R}\right) \cos \mu_n \frac{z}{R} + \\
&+ 2 \sum_{n=1}^{\infty} \cos \mu_n \frac{z}{R} \int_0^{F_0} [(-1)^n \cos \mu_n K_i(F_0^*) + \\
&+ \int_0^1 P_0\left(\frac{z}{R}, F_0^*\right) \cos \mu_n \frac{z}{R} d\left(\frac{z}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 (F_0 - F_0^*))] dF_0^* \frac{dz}{R}, \quad (6.26)
\end{aligned}$$

где  $\Theta = \frac{T(z, \tau)}{T_{cp}}$ ,  $T_{cp}$  – фиксированная температура (температура среды).

Источник тепла представлен как периодическая функция времени, т.е:

$$P_0\left(\frac{z}{R}, F_0\right) = P_{0cp} \cos Pd \cdot F_0,$$

где критерий Предводителя  $Pd = \frac{K}{a} R^2 = -\left(\frac{d(\omega(\omega_0))}{dF_0}\right)$ .

Относительная температура  $\Theta\left(\frac{z}{R}, F_0\right)$ , записанная в величинах обобщенных критериев, может быть выражена в виде

$$\Theta\left(\frac{z}{R}, F_0\right) = \frac{Po_z}{Pd} \sin Pd \cdot F_0 + \Phi \frac{z}{R}, F_0. \quad (6.27)$$

Число Фурье, имеющее смысл обобщенного времени:  $F_0 = \frac{a\tau}{R^2}$ , при

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}, \quad (\lambda = 50 \text{ Вт/м}, \rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3, c = 0,54 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}),$$

$$a = \frac{50}{7,8 \cdot 10^3 \cdot 540} = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}, \quad F_0 = \frac{12 \cdot 6}{25 \cdot 10^{-4}} = 3 \cdot 10^5.$$

Число Фурье изменялось в диапазоне  $(3 \dots 10) \cdot 10^5$ .

Критерий Померанцева, который показывает отношение количества тепла, выделяемого источником в единицу времени в объеме к максимально возможному количеству тепла, передаваемого теплопроводностью через единицу площади в единицу времени на расстояние  $z$  от конца пластины, изменялся в диапазоне  $(8,3 \dots 16) \cdot 10^4$ .

Критерий Предводителя, который показывает отношение количества тепла, выделяемого источником в единицу времени в объеме к максимально возможному количеству тепла, передаваемого теплопроводностью через единицу площади в единицу времени на расстояние  $z$  от поверхности трения [52], равен  $P_{ox} = 8,3 \cdot 10^4$  при  $\omega = 0,5 \text{ Вт/см}^2$ ,  $R = x = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\lambda = 60 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ . Критерий Предводителя равен максимальной скорости изменения относительной удельной мощности источника тепла по числу Фурье:

$$Pd = \frac{K}{a} R^2 = - \left( \frac{d(\omega / \omega_0)}{dF_0} \right),$$

где  $K$  – постоянная, численно равная максимальной относительной скорости изменения удельной мощности источника тепла;

$\omega_0$  – удельная мощность источника тепла при  $\tau=0$ .

Число Предводителя изменялось в диапазоне  $(2 \dots 5) \cdot 10^{-4}$ .

Для каждого значения текущей координаты  $z/R$  температуры с учетом линейной зависимости коэффициента теплопередачи от текущего времени и температуры, а также табулированной функции  $\Phi(z/R, F_0)$  построены эпюры зависимости безразмерной температуры от текущих величин времени и координаты. На рисунке 6.4 представлены результаты расчета распределения температуры в глубь тормозного блока на глубину  $4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$  за общее время 80 с. Из рисунка 6.4 видно, что на поверхности наблюдается рост модулированной температуры, связанной с синусоидальными колебаниями. На глубине  $z/R=1$  синусоидальные кривые выполаживаются и наблюдается рост температуры, связан-

ный простой зависимостью  $\Theta = \Theta_0 \cdot e^{kt}$ .

После анализа результатов расчетов было сделано предположение, что передний температурный пик обусловлен преувеличением скорости ввода тепловой энергии над скоростью распространения теплового фронта по тормозу. Пересчет относительных температур в реальные показал, что в начальный момент времени 10 с максимальные температуры достигали величин 200°C. Увеличение теплоотвода обусловило понижение температуры на поверхности с уменьшением температурной амплитуды колебаний практически в 1,5–2 раза. Это свидетельствует о том, что поверхностные осцилляции теплового потока и поля температур интенсивно распространяются до глубины ~40 мм, в дальнейшем амплитуды колебаний нивелируются, а рост температур приобретает монотонный характер.

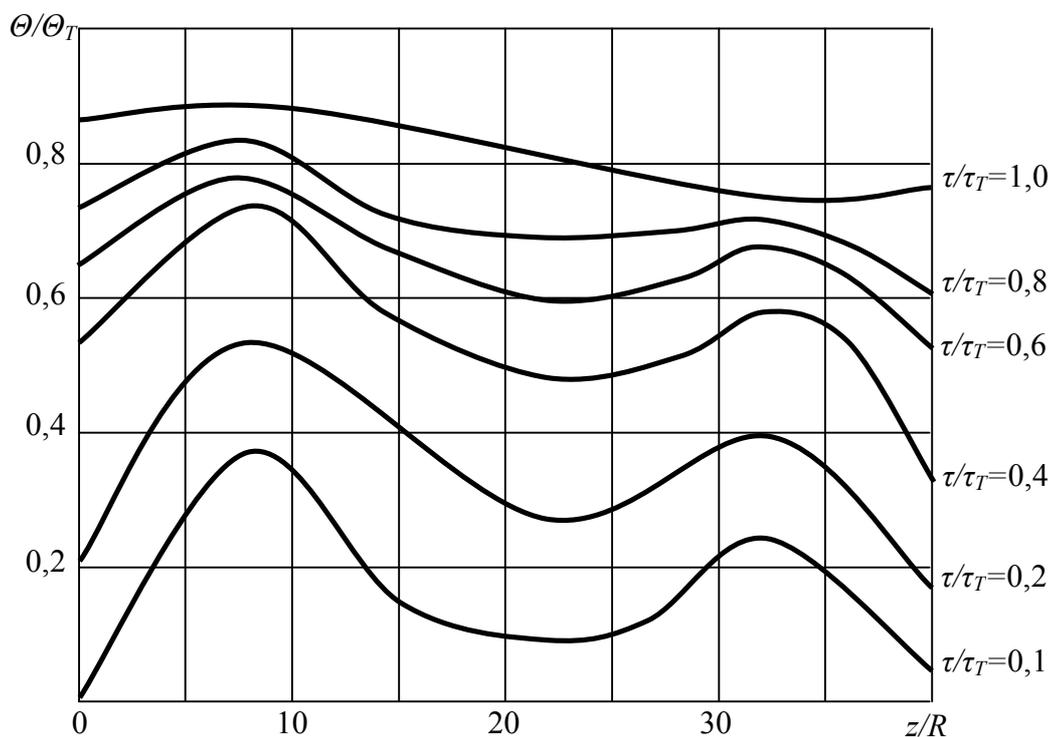


Рисунок 6.4 – График зависимости распределения безразмерной температуры по координате для различных значений безразмерного времени

Таким образом, можно сделать вывод, что для снижения температуры (а также уменьшения амплитуды ее колебаний) необходимо проводить мероприятия, связанные с увеличением теплоотвода, что может быть обеспечено либо выбором материала полюсных наконечников рельсового тормоза с большим коэффициентом теплопроводности, либо с увеличением их теплоотводящей площади.

## 6.4 Экспериментальные исследования теплового режима рельсового тормоза

Поскольку максимальная температура нагрева оборудования, допущенного к применению в шахтах, опасных по взрывам пыли и газа, ограничена требованиями правил эксплуатации взрывобезопасного оборудования, возникла необходимость количественной оценки параметров температурного режима. С целью установления максимальной температуры нагрева рельсового тормоза были проведены натурные эксперименты в условиях шахты «Днепровская».

Задача первой серии экспериментов состояла в определении зон максимального поверхностного нагрева тормозного блока. Для этого один из находящихся в работе аккумуляторных электровозов АРП14 был оснащен двумя секционными рельсовыми магнитными тормозами, у которых боковые и торцевые поверхности полозьев были покрыты слоем термоиндикатора плавления ТИП-122 (ТУ 2638-002-48591565-2000 "Термоиндикаторы плавления высокочувствительные"). Метод измерения температуры с помощью термоиндикаторов плавления (ТИП) отличается простотой, экономичностью, малой трудоемкостью, возможностью оперативного получения достаточно полной информации о тепловом режиме конструкций, агрегатов и узлов в широком диапазоне температур. Термоиндикаторы ТИП характеризуются хорошей адгезией к различным металлам, герметикам, керамике и другим конструкционным материалам. Пигментированные ТИП при своем плавлении удерживаются на исследуемых элементах конструкции при воздействии ударных, вибрационных, центробежных нагрузок, хорошо противостоят воздействию агрессивных сред. Фиксация температурных полей осуществлялась путем фотографирования. Термоиндикаторы позволяют не только контролировать максимальную температуру объекта, но и при условии нанесения ряда термоиндикаторов (в виде штрихов, точек) определять температуру исследуемой поверхности как среднеарифметическое между последней меткой термоиндикатора изменившим цвет и первым не изменившим.

Условия проведения заездов: температура воздуха при проведении серии заездов составляла  $+21 \dots +23^{\circ}\text{C}$  при влажности 82%, состояние рельсов Р33 – влажные, чистые. Первая серия экспериментов предусматривала разгон локомотива с прицепной частью общей массой 60 т до скорости 1-3 м/с и торможение с применением различных схем включения тормозных механизмов. Как и предполагалось, наибольший нагрев секций наблюдался при торможении рельсовым магнитным тормозом при наклоне тяг системы подвешивания более  $30^{\circ}$ . На рисунке 6.5 представлены картины температурного поля первой и второй секций после интенсивного торможения на участке пути длиной 180 м, время торможения 168 с, уклон пути 10‰. Анализ результатов показал, что наибольший нагрев возникает в передней части тормозной секции, причем передняя по ходу движения секция нагревалась более интенсивно.



Рисунок 6.5 – Картина распределения поверхностной температуры (индикатор ТИП-122)

Задача второй серии экспериментов являлось определение диапазона температур нагрева поверхностей секций. Для этого боковые и торцевые поверхности ползьев покрывались метками термоиндикаторов ТИП-122, ТИП-180, ТИП-215, ТИП-238. Метки шириной 10 мм наносились в указанной последовательности начиная от передней от переднего по ходу торца секции. Интенсивное торможение производилось на участке пути длиной 180 м, время торможения 185 с, уклон пути 10‰. На рисунке 4.6 представлены картины температурного поля, из которых видно, что на боковых поверхностях ползьев расплавились все метки ТИП-122, а в передней части на расстоянии  $52 \pm 5$  мм от торца ползьев – ТИП-215. Область максимального нагрева первой по ходу секции располагается на расстоянии 41 мм от переднего торца, второй секции – на расстоянии 50 мм. На первой секции расплавились все метки ТИП-215, а также 2 метки ТИП-238 на расстоянии 39 мм, а на второй метки ТП-215 расплавились только в передней части. Это объясняется тем, что передняя по ходу секция перемещается с большей относительной скоростью, чем задняя, что подтверждает результаты математического моделирования процесса торможения.

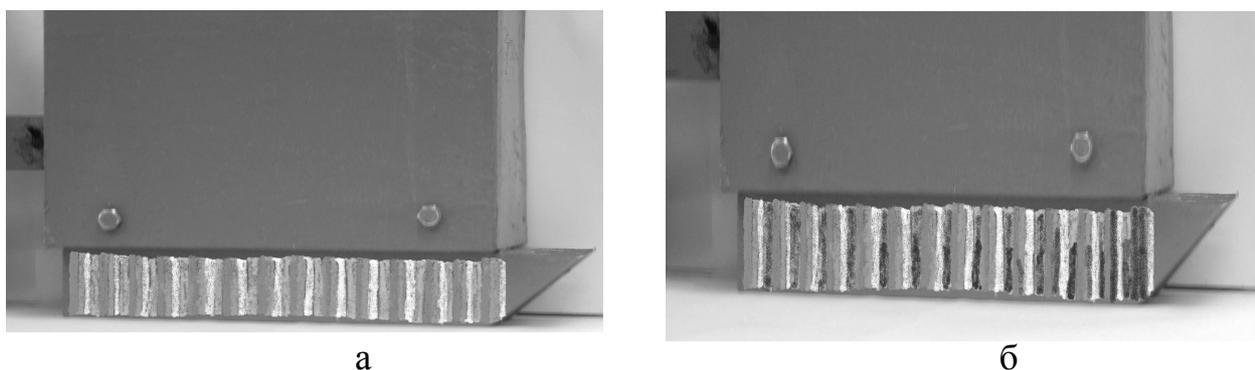


Рисунок 6.6 – Первая секция тормозного блока: а – подготовленная к испытаниям; б – после испытательных заездов

Третья серия заездов выполнялась с целью определения максимальной поверхностной температуры нагрева секций тормозного блока. Поскольку для решения поставленной в работе задачи необходимо знать точные значения температур, было решено вместо термоиндикаторов плавления исполь-

зовать общепромышленные термопары с хромель-алюмелевым чувствительным элементом типа КТХА 02.21-000-к1-Н-СЕР с термоэлектродами диаметром 0,8 мм с оболочкой из керамического волокна, изготавливаемые из термопарного кабеля, чувствительный элемент может использоваться в качестве самостоятельного датчика температуры. Для записи и хранения показаний использовался термологгер ТЛ-21, обеспечивающий регистрацию показаний с точностью  $\pm 0,3^\circ\text{C}$  и хранение их в памяти устройства. В качестве датчиков температуры использовались термопары, крепившиеся к ползьям на расстоянии 52 мм от переднего торца вдоль нормали к поверхности трения.

Для определения максимальной температуры нагрева тормозного блока моделировался процесс экстренного торможения на участке с руководящим уклоном  $i = 32\%$  как при совместном использовании электродинамического торможения и магниторельсового тормозов, так и блокировании колес испытуемого локомотива при начальной скорости торможения 2, 3, 4 м/с. Наибольший интерес представляют исследования теплового режима рельсового магнитного тормоза в наиболее тяжелых условиях эксплуатации – торможение на руководящем уклоне при блокировании колес. Этот режим торможения характерен тем, что магниторельсовая система работает в режиме «чистого» торможения, т.е. догружение осей не производится, а секция тормоза прижимается к рельсу всей силой магнитного притяжения. Результаты измерений температуры нагрева рельсового тормоза при аварийном торможении приведены на рисунке 6.8. Сплошной линией показано изменение температуры нагрева первой секции, пунктирной – второй секции. В данном случае наблюдается ярко выраженная неравномерность распределения температуры по объему тела.

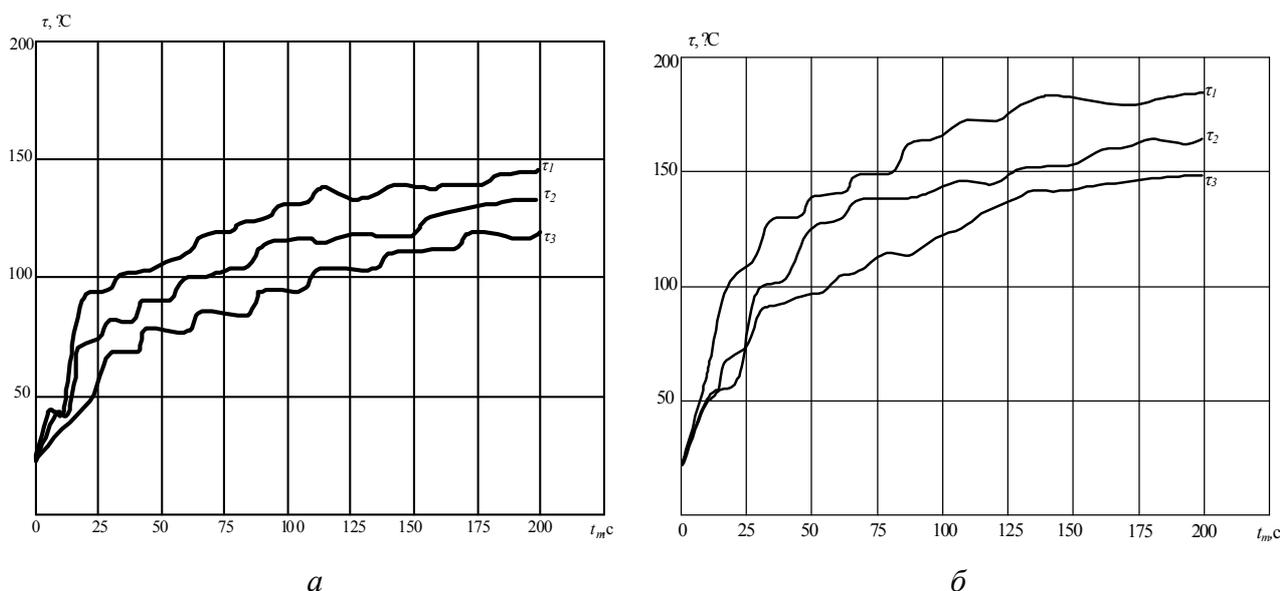


Рисунок 6.7 – Изменение температуры местного нагрева боковой поверхности ползьев тормозной секции (сила прижатия 5,3 кН): а – скорость скольжения 2 м/с; б – скорость скольжения 3 м/с;  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$  – температура в первой, второй и третьей точках от поверхности трения соответственно

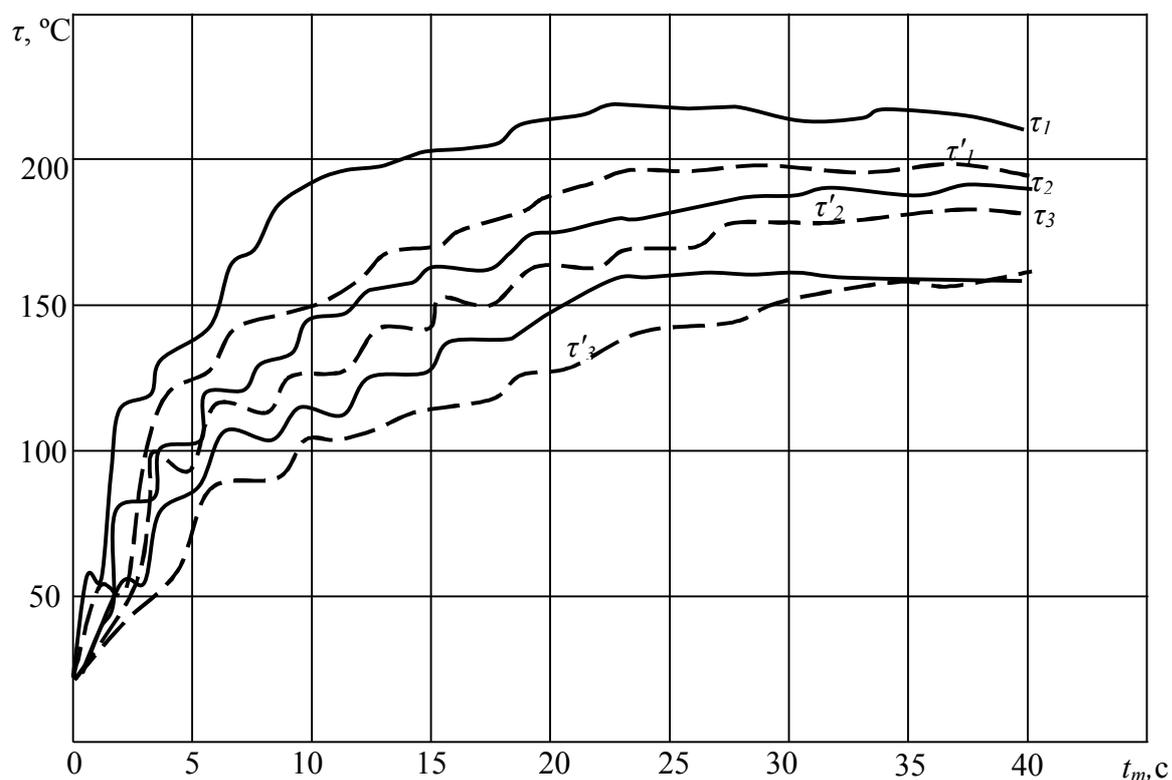


Рисунок 6.8 – Изменение и распределение температуры местного нагрева боковой поверхности ползьев тормозной секции при экстренном торможении с блокированием колес (сила прижатия 8,3 кН, скорость скольжения 4 м/с):  $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau'_1, \tau'_2, \tau'_3$  – температура в первой, второй и третьей точках от поверхности трения для первой и второй секции соответственно. Сплошная линия – 1 секция, пунктирная – 2 секция

Анализ результатов исследований тепловых режимов фрикционных тормозных устройств показал, при резком увеличении нагрузки возрастает поверхностная температура, при этом скорость распространения теплового фронта по объему тела остается неизменной. Максимальная температура нагрева ползьев секции тормозного блока составила 234°С (первая секция).

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что секционный тормозной блок является безопасным с точки зрения максимальной температуры нагрева и может применяться в шахтах, опасных по взрывам пыли и газа.

### 6.5 Исследования распределения удельного давления тормозной колодки на колесе при скользящем контакте

Применяемые в настоящее время на отечественных рудничных локомотивах фрикционные тормоза оборудованы тормозными колодками, разработанными и созданными в полной аналогии с тормозными колодками железнодорожного транспорта МПС, которое располагало более полным научным материалом в теории фрикционного торможения. Однако применение результатов данных исследований для рудничного транспорта оказалось малоэффективным и ничем не обоснованным, так как, имея много общего в теории тяговых расчё-

тов с другими видами железнодорожного транспорта, шахтный локомотивный транспорт коренным образом отличается от них технологическими схемами, техническими средствами и основными параметрами из-за особых условий его работы, требующих другого подхода к расчёту, проектированию, эксплуатации и тем более к установлению его рациональных средств и параметров. Продолжительное время тормоз рудничного локомотива не являлся объектом детального исследования и совершенствования, что привело к несогласованности тяговых и тормозных средств этих машин. В результате рудничные локомотивы по тяговым способностям обладают скоростями, превышающими допустимые при экстренном торможении, поэтому появляется необходимость искусственного снижения скорости, усложняется управление электровозом и не гарантируется своевременная остановка поезда во время аварийных ситуаций, что приводит к сдерживанию технического прогресса на рудничном транспорте из-за несовершенства тормозной техники. Предложенная секционная тормозная колодка способствует решению перечисленных выше проблем.

На основные кинематические и динамические характеристики тормозной системы с секционной колодкой в переходном режиме влияют размеры колодки, размеры и количество фрикционов, характеристики теплового взаимодействия и упруго-демпфирующие свойства подвески фрикционов.

Как видно, определение рациональных конструктивных параметров исполнительного органа колёсно-колодочного тормоза рудничного локомотива для математически сформулированной задачи сводится к поиску экстремума функции, отражающей изменение рационализируемых параметров при соответствующих ограничениях, что может проводиться как аналитически, так и численно при сложных видах функции и ограничений. Поэтому поставленная задача потребует решения ряда различных задач теоретической и прикладной механики, а также решения задач теплопроводности.

Одной из основных характеристик, используемой в триботехнике для расчета фрикционных тормозов, выбора размеров колодки, является распределение удельного давления на скользящем контакте тормозной колодки и колеса (при трении по цилиндрической поверхности). Авторы многих работ, посвященных проблемам расчета тормозных колодок, в большинстве случаев принимают неизменным распределение удельного давления в процессе трения по сложным эмпирическим зависимостям:

$$P = 0,05 \frac{P_0^2 \cos \beta}{1 + 0,1P_0} + \sqrt{\frac{0,05P_0^2 \cos \beta}{1 + 0,1P_0} + \frac{P_0^2 \cos \beta}{1 + 0,1P_0}} \quad (6.28)$$

где  $P_0$  – максимальное удельное давление.

График зависимости распределения удельного давления по цилиндрической плоскости колеса представлен на рисунке 6.9.

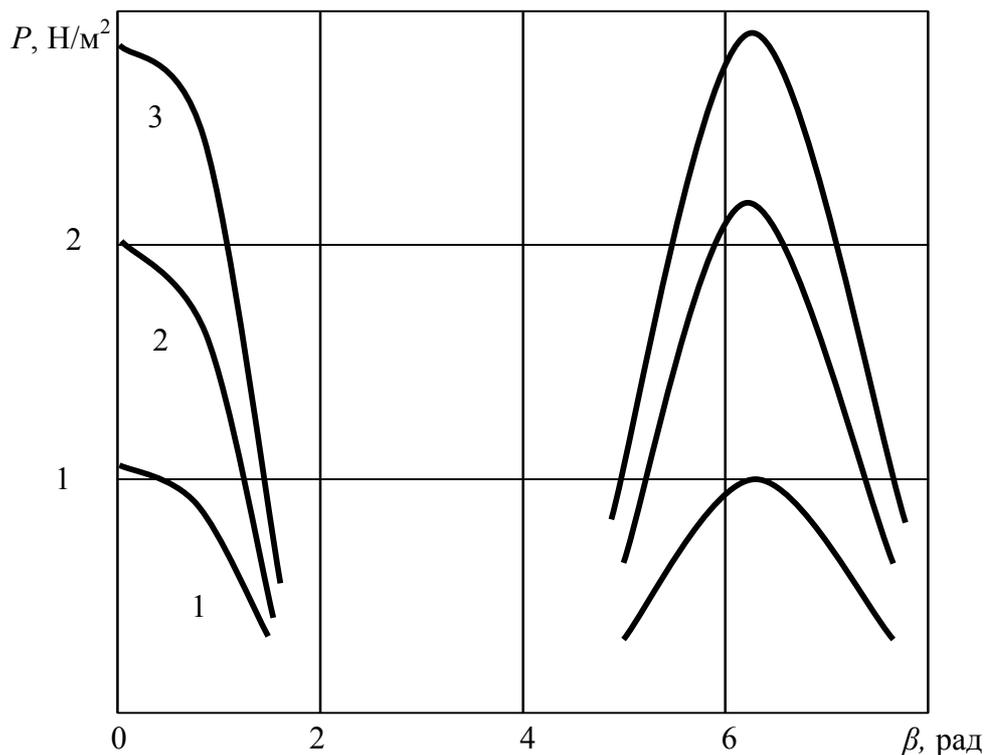


Рисунок 6.9 – Зависимость удельного давления колодки на колесо от угла обхвата при различном усилии прижатия: 1 –  $2 \cdot 10^3$  Н, 2 –  $4 \cdot 10^3$  Н, 3 –  $8 \cdot 10^3$  Н.

Из рисунка видно, что аппроксимацию зависимости удельного давления от угла обхвата колеса тормозной колодкой, можно производить, исходя из выражений  $P = -k\beta^2$ ,  $P = P_0 \ln |\sin\beta|$ ,  $P = P_0 \ln |\cos\beta|$ ,  $P = P_0 (\sin)^{1/2}$ .

Для установления аналитической зависимости  $P = f(\beta)$ , рассмотрим выражение

$$P = \frac{F(t)}{Db \sin \beta}, \quad (6.29)$$

где  $D$  – диаметр колеса,

$b$  – ширина колодки,

$\beta$  – угол обхвата,

$F(t)$  – начальная сила прижатия колодки к колесу.

Изменение величины силы прижатия будет равно:

$$dF = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_0 \cos \beta}{\sin \beta} d\beta, \quad (6.30)$$

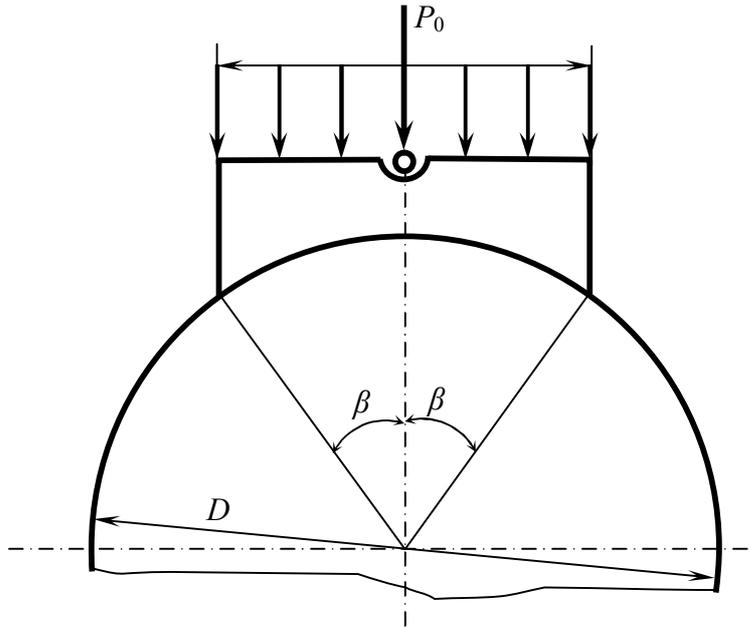


Рисунок 6.10 – Расчетная схема зависимости силы, действующей на колодку от угла обхвата

Интегрируя дифференциальное уравнение (6.30) с разделяющимися переменными получим:

$$F_{mp} = F_0(\sin \beta)^{1/2} \quad (6.31)$$

График зависимости распределения силы, действующей на колодку от угла обхвата колеса колодкой, представлен на рисунке 6.11. Из рисунка видна качественная аналогия распределения давлений, рассчитанных по формулам (6.28) и (6.31).

При этом сила трения, исходя из рисунка 6.10, будет равна:

$$dF_{mp} = \int_{-\beta_1}^{\beta_2} f_{mp} \frac{D}{2} b P \cos^2 \beta d\beta \quad (6.32)$$

или

$$\begin{aligned} F_{mp} &= \frac{f_{mp} F_0 (\sin \beta)^{1/2}}{2} \int_{-\beta_1}^{\beta_2} \frac{\cos^2 \beta}{\sin \beta} d\beta = \\ &= \frac{f_{mp} F_0 (\sin \beta)^{1/2}}{2} \left( \cos \beta + \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right| \right) \end{aligned} \quad (6.33)$$

Из формулы (6.33) видно, что сила трения зависит от угла обхвата колеса колодкой.

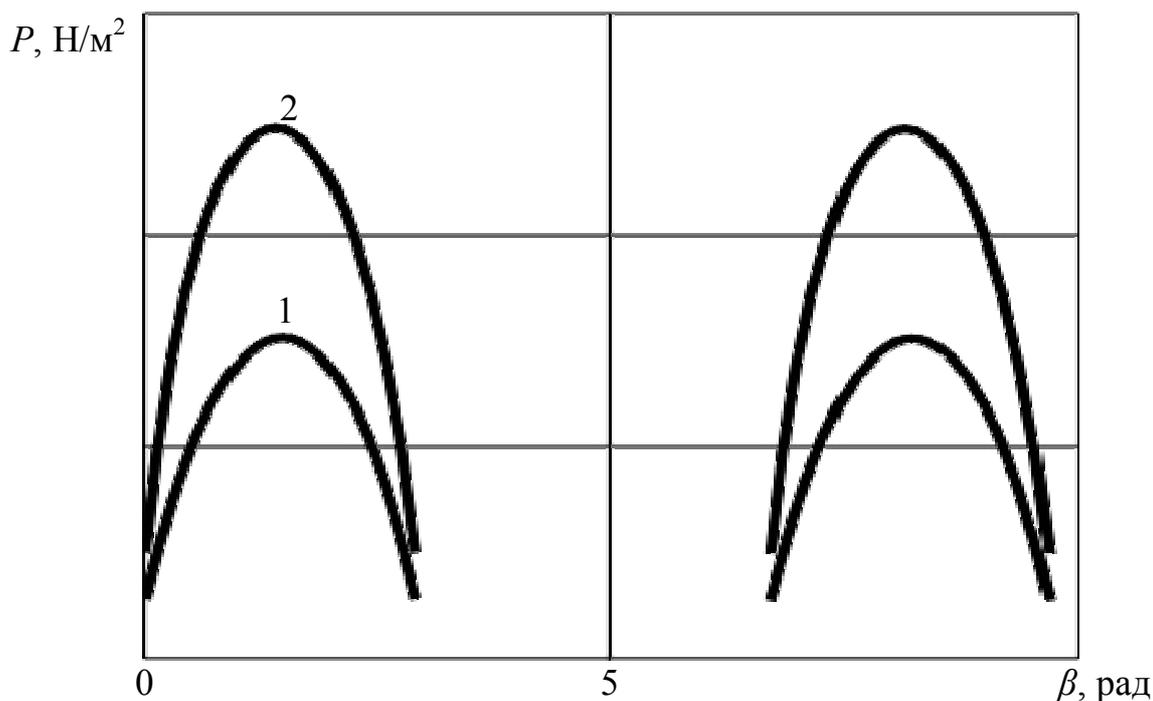


Рисунок 6.11 – Зависимость удельного давления колодки на колесо от угла обхвата при различном усилии прижатия: 1 –  $8 \cdot 10^3$  Н, 2 –  $12 \cdot 10^3$  Н.

Исходя из результатов проведенных исследований по термоупругой неустойчивости, общее давление является аддитивным и состоит из двух слагаемых – давления, обусловленного силой прижатия колодки к колесу и фрикционного давления, обусловленного термоупругой неустойчивостью:

$$P = \frac{F_0}{Db \sin \beta} + \frac{\pi E \delta \alpha_k}{\tilde{\lambda}} \cdot \frac{1}{1 - \tilde{C}_j VE / 4\pi^2} \quad (6.34)$$

График зависимости общего давления от угла обхвата  $\beta$  представлен на рисунке 6.12. Из рисунка видно, что с увеличением силы давления на колодку и угла обхвата суммарная сила имеет тенденцию к увеличению в направлении движения колеса относительно тормозной колодки и может (при больших усилиях нажатия  $\sim 12 \cdot 10^3$  Н) достигать значений, превышающих давление, обусловленное только силой прижатия (и не учитывающее давление, обусловленное термоупругой неустойчивостью) в 2-3 раза.

Таким образом, увеличение общего давления за счет второго слагаемого в формуле (6.34), объясняет известный феномен усиленного износа колодки в направлении движения колеса по ее поверхности. Кроме того, расчеты давления по аналитической зависимости (6.34) позволяют (учитывая кинематические и термические константы фрикционных пар) рационально располагать отдельные секции тормозной колодки, “подпружиненные” соответствующей жесткостью упругой среды.

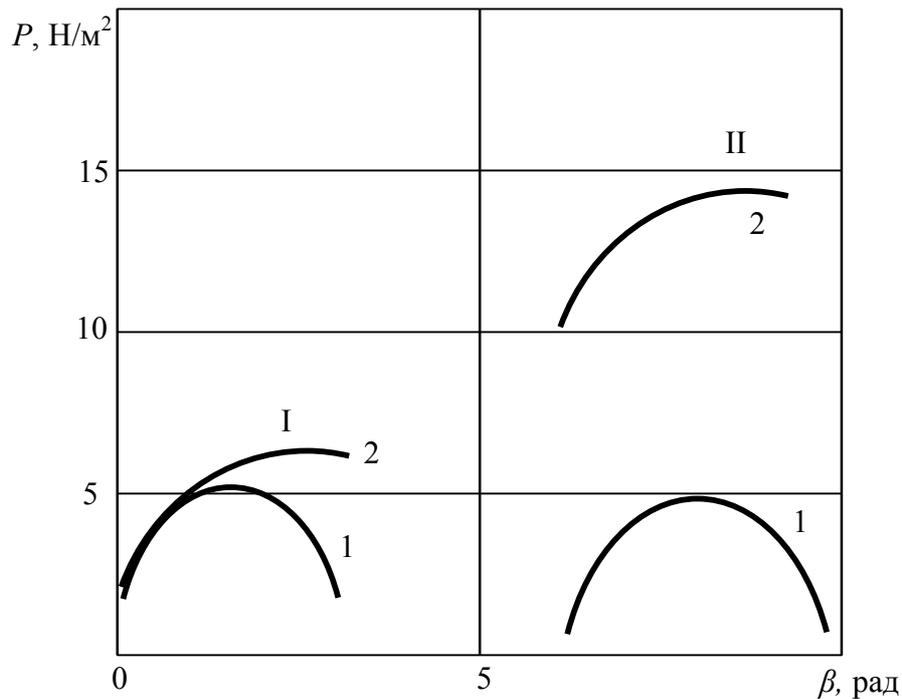


Рисунок 6.12 – Зависимость удельного давления колодки на колесо от угла обхвата при усилии прижатия: 1 –  $12 \cdot 10^3$  Н; 2 – суммарное давление. I – флуктуационная составляющая  $P^* = 0.5P_{\text{CP}}$  II – флуктуационная составляющая  $P^* = P_{\text{CP}}$

### 6.6 Структура расчета динамических и геометрических характеристик секций тормозной колодки

Расчет секций тормозной колодки предполагает знание как теплофизических параметров материалов (тормозной колодки), так и динамических характеристик упругой среды для создания оптимальных условий “подпружинивания” отдельных секций, гарантирующих подавление нежелательных виброударных процессов, возникающих, например, в фрикционных парах из-за наличия геометрических несовершенств поверхности катания колеса.

В общем случае последовательность расчета предусматривает:

1. Решение задачи теплопроводности, с целью определения распределения максимальных температур как в тормозной колодке, так и в колесе.
2. Определение коэффициента распределения тепловых потоков между колесом и тормозной колодкой.
3. Определение суммарного удельного давления тормозной колодки на колесо от приложенных тормозных усилий и усилий, связанных с термоупругой неустойчивостью трущихся поверхностей фрикционных пар.
4. Определение жесткости упругой среды “подпружиненных” секций тормозной колодки.
5. Определение кинематических и геометрических параметров секций, а также установления их рационального количества.

1. Для определения текущих температур колеса и колодки воспользуемся формулой (6.13)

$$T_{01}(t) = T_0 \left( 1 + \ln \tau + e^{-K\tau} \frac{\sin(\omega\tau + K\varphi)}{\sqrt{(K\tau)^2 + (\omega\tau)^2}} \right)$$

$$T_{\text{колодки}}(x, t) = T_{01}(t) - \frac{T_{01} - T_{02}}{\pi(1 + K\xi)} \int_0^\tau \exp\left(-\frac{x^2}{4a_1(\tau - \tau_0)}\right) \frac{d\tau}{\sqrt{\tau - \tau_0}}$$

где  $T_{01}$  – максимальная температура нагрева колодки за время торможения  $t$ ;  
 $T_{02}$  – максимальная температура колеса.

$$K = \sqrt{\frac{\lambda_1 c_1 \rho_1}{\lambda_2 c_2 \rho_2}},$$

где  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$  – коэффициенты теплопроводности, теплоемкости и плотности;

Интеграл  $\int_0^\tau \exp\left(-\frac{x^2}{4a_1(\tau - \tau_0)}\right) \frac{d\tau}{\sqrt{\tau_0(\tau - \tau_0)}}$  есть табулированная функция,

величину которого определяем по таблицам, представленным в работе [121].

2. Определив температуру колодки  $T(x, t)$ , рассчитываем коэффициент распределения тепловых потоков колодки и колеса

$$\alpha_K = 3 \sqrt{\frac{c_1 \rho_1 \lambda_1}{t}} \cdot \frac{T(x, t) \cdot S}{F(t) \cdot V(t)}$$

где  $F(t)$  – сила прижатия колодки к колесу, величина которой пробегает значения  $(1-12) \cdot 10^3$  Н;

$V(t)$  – начальная скорость торможения, лежащая в диапазоне (0-5) м/с;

$S$  – площадь колодки;

$t$  – время торможения (0-30) с.

3. Суммарное давление колодки на колесо, обусловленное механическим усилием колодки на колесо и флуктуационным давлением, рассчитываем по формуле:

$$P = P_1 + P_2^*$$

где

$$P_1 = \frac{F(t)}{D \cdot b \sin \beta}$$

$$P_2^* = \frac{\alpha_k \pi E \xi(t)}{\tilde{\lambda}} \cdot \frac{1}{1 - \tilde{c} j V E \tilde{\lambda} / 4\pi^2}$$

где  $D$  – диаметр колеса;

$b$  – ширина колодки;

$\beta$  – максимальный угол обхвата колеса колодкой;

$E$  – модуль Юнга для чугуна;

$\xi(t)$  – величина геометрических несовершенств;

$\tilde{\lambda}$  – длина волны шероховатостей;

$\tilde{c} = \frac{(1 + \nu)\alpha}{\lambda}$  ( $\nu$  – коэффициент Пуассона,  $\alpha$  – термический коэффициент

линейного расширения чугуна,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности);

$$j = \frac{2F(t) \cdot f_{mp} \Delta t}{MV^2}, \quad M = m_1 + m_2 \quad (m_1 - \text{масса локомотива, } m_2 - \text{масса со-}$$

става с электровозом);

$V$  – начальная скорость торможения.

4. Длина тормозной колодки

$$l = 0,017 \frac{D}{2} \beta$$

5. Исходя из расчетов суммарного давления колодки на колесо, определяем жесткость упругой среды по формуле (3.31):

$$c_i \leq \frac{3a_p m_i}{(\pi l)^2 \xi(t)} = \frac{3P \cdot S}{(\pi l)^2 \xi(t)}, \quad a_p = \frac{F(t)}{m_i}$$

где  $P$  – суммарное давление;

$S$  – площадь колодки;

$l$  – кратность колебаний;

$\xi(t)$  – величина геометрических несовершенств.

6. Из формуле (3.33) можно определить массу отдельных секций:

$$m_i = \frac{2}{9} \left| \left( \frac{\xi(t)}{a} - 1 \right) \right| \frac{\omega^2 \pi^2}{c_i}$$

где  $a$  – максимальная амплитуда колебаний секции,  $\omega$  – частота, Гц.

$$a = \frac{a_p}{K^2 \left| 1 - \frac{\omega^2}{K^2} \right|}.$$

7. Зная массу отдельных секций определяем геометрические характеристики:

$$l_i = \frac{m_i}{\rho \cdot b \cdot h}$$

где  $\rho$  – плотность материала секции тормозной колодки;

$b$  – ширина колодки;

$h$  – глубина посадки отдельной секции.

8. Количество секций определяем из формулы

$$n = \frac{l}{l_i} = \frac{0,017 \cdot D}{2} \cdot \beta \cdot \frac{\rho b \cdot D}{m_i}.$$

### **6.7 Обоснование рациональных геометрических параметров секционного магнитного блока магниторельсового догрузателя**

Рассматривая процесс движения локомотива с рельсовым тормозом по неровности произвольной формы, можно заметить, что причинами возникновения воздушного зазора между тормозом и рельсом являются изменение расстояния между точкой крепления тормоза к ходовой части и рельсом при наезде колеса на неровность и изменение геометрии поверхности рельса. Задача упрощения конструкции и повышения надежности решена в предложенной конструкции секционного рельсового тормоза. Секционирование тормозного блока и возможность возвратно-поступательного перемещения секций относительно друг друга обеспечивают постоянный контакт каждой из них независимо от положения жесткой балки, а, следовательно, и плотность прилегания каждой секции к рельсу по всей длине и минимальный уровень сопротивления магнитной цепи.

Конструктивные требования к тормозным системам шахтных локомотивов определяют место расположения магнитного блока между колесными парами. При проектировании секционного рельсового тормоза необходимо предусматривать возможность свободного хода секций. При этом увеличение хода секции возможно лишь за счет уменьшения длины тормозного блока и, как следствие, снижение тормозной силы.

Перемещение секции происходит вследствие динамического воздействия на колесную пару со стороны рельсового пути и перераспределения нагрузок в системе подвешивания, что представляет собой колебательный процесс в динамической системе, которая содержит в своей структуре элементы с существенно нелинейными характеристиками типа сухого трения. Силу трения принято считать постоянной по модулю, а ее направление изменяющимся только при изменении направления вектора относительной скорости взаимодействующих элементов.

Характеристикой нелинейного элемента является нелинейная функция, устанавливающая связь между входными и выходными параметрами. Встречающиеся в реальных условиях нелинейности описываются ограниченным числом характеристик. Нелинейная характеристика, описывающая сухое трение, является существенно нелинейной функцией, т.е. недифференцируемой в обычном смысле [40, 116].

Исследование динамических систем, содержащих существенно нелинейные элементы, возможно либо методом статистических испытаний (метод Монте-Карло) [69], либо методами линеаризации [116]. Применение метода Монте-Карло для анализа сложных динамических систем требует большого объема вычислений. В связи с этим получили широкое распространение методы исследования нелинейных систем, основанные на линеаризации нелинейных функций. Существует несколько методов линеаризации, однако не все пригодны для исследования существенных нелинейностей. Наиболее универсальным является метод статистической линеаризации, сущность которого состоит в замене нелинейного звена эквивалентным в вероятностном смысле линейным звеном [116]. Статистическая линеаризация включает как частный случай метод гармонической линеаризации, преимущество которого состоит в том, что позволяет заменить существенно нелинейную функцию не одной прямой, как при разложении в ряд Тейлора, а пучком прямых, по которым осуществляется линеаризация в зависимости от амплитуды периодического решения. Этот метод является довольно надежным средством исследования нелинейных динамических систем.

Рассмотрим колебания системы, содержащей нелинейный элемент, под действием гармонической возмущающей силы. Дифференциальное уравнение движения системы имеет вид

$$m_{mij}\ddot{x}_{mij} + \beta_{xm}\dot{x}_{mij} + c_{xm}x_{mij} = F_{xmij} \sin \omega t + F_{mij} \operatorname{sgn} \dot{x}_{mij}, \quad (6.35)$$

где  $m_{mij}$  – масса секции тормоза, кг;

$\beta_{xm}$ ,  $c_{xm}$  – коэффициенты, характеризующие диссипативные и упругие свойства системы, Н·с/м, Н/м;

$F_{xmij}$  – величина возмущающей силы, действующей на секцию в направлении оси  $Ox$ , Н;

$F_{mij}$  – алгебраическая величина силы трения, реализуемая секцией, Н.  
Обозначим нелинейную функцию как

$$F_{mij} \operatorname{sgn} \dot{x}_{mij} = F_{mij}(\dot{x}_{mij}). \quad (6.36)$$

Предположим, что система совершает гармонические колебания, описываемые следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} x_{mij} &= a \sin \omega t = a \sin \varphi, \\ \dot{x}_{mij} &= a\omega \cos \omega t = a\omega \cos \varphi. \end{aligned}$$

Отсюда

$$\begin{aligned} \sin \varphi &= \frac{x_i}{a}, \\ \cos \varphi &= \frac{\dot{x}_i}{a\omega}. \end{aligned}$$

Сила трения постоянна по величине, а ее направление зависит от направления относительной скорости. Однако под действием синусоидального возмущения сила трения становится периодической функцией с периодом  $T = \frac{2\pi}{\omega}$ .

Периодическую функцию можно разложить в ряд Фурье [58]:

$$\begin{aligned} y &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_{mij}(\dot{x}_{mij}) (a\omega \cos \varphi) d\omega + \left[ \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} F_{mij}(\dot{x}_{mij}) (a\omega \cos \varphi) \sin \varphi d\omega \right] \sin \varphi + \\ &+ \left[ \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} F_{mij}(\dot{x}_{mij}) (a\omega \cos \varphi) \cos \varphi d\omega \right] \cos \varphi. \end{aligned}$$

Нелинейность с характеристикой вида (6.35) представляет собой фильтр, не пропускающий гармоники высших порядков, поэтому нелинейную функцию с точностью до высших гармоник можно представить в виде

$$y \approx r \dot{x}_{mij},$$

где  $r$  – коэффициент гармонической линеаризации,

$$r = \frac{1}{\pi a \omega} \int_0^{2\pi} F_{mij}(\dot{x}_{mij}) \cos \varphi d\varphi. \quad (6.37)$$

Сила трения за период одного колебания дважды меняет свой знак. Поэтому весь интервал интегрирования можно разбить на три участка: от 0 до  $\pi/2$  ( $\text{sgn } \dot{x}_i = 1$ ), от  $\pi/2$  до  $3\pi/2$  ( $\text{sgn } \dot{x}_i = -1$ ), и от  $3\pi/2$  до  $2\pi$  ( $\text{sgn } \dot{x}_i = 1$ ).

При этих условиях интеграл (6.37) примет вид [40]

$$r = \frac{F_{mij}(\dot{x}_{mij})}{\pi a a} \left[ \int_0^{\pi/2} \cos \varphi d\varphi - \int_{\pi/2}^{3\pi/2} \cos \varphi d\varphi - \int_{3\pi/2}^{2\pi} \cos \varphi d\varphi \right] = \frac{4F_{mij}(\dot{x}_{mij})}{\pi a a}.$$

Соответственно, выражение (6.35) примет вид

$$F_{mij}(\dot{x}_{mij}) = \frac{4F_{mij}}{\pi a \omega} \dot{x}_{mij}. \quad (6.38)$$

Подставив значение  $F_{mij}(\dot{x}_{mij})$  в уравнение (6.39), получим

$$\ddot{x}_i + 2n\dot{x}_i + k^2 x_i = A_i \sin \omega t - \frac{h_i}{\pi a \omega} \dot{x}_i, \quad (6.39)$$

где  $h_i = \frac{4F_{mij}}{\pi m_{mij}}$ .

Решение линеаризованного дифференциального уравнения (6.39) состоит из двух частей – общего решения однородного уравнения

$$\ddot{x}_{mij} + 2n\dot{x}_{mij} + k^2 x_{mij} + \frac{h_i}{\pi a \omega} \dot{x}_{mij} = 0$$

и частного решения неоднородного уравнения [116]. Общее решение характеризует переходной колебательный процесс системы, который через некоторое время затухнет, т.е.  $\lim_{t \leftarrow \infty} x^* = 0$ . Частное решение линеаризованного уравнения может быть получено методом неопределенных коэффициентов [40]. Будем искать решение в виде

$$x_{mij} = a \sin(\omega - \varphi).$$

Тогда

$$\dot{x}_{mij} = \omega a \cos(\omega - \varphi); \quad (6.40)$$

$$\ddot{x}_{mij} = -\omega^2 a \sin(\omega - \varphi). \quad (6.41)$$

Подставляя выражения (6.40) и (6.41) в уравнение (6.39) и проведя необходимые преобразования, получим систему уравнений

$$\begin{aligned} A_i \cos \varphi &= (k^2 - \omega^2) a; \\ A_i \sin \varphi &= 2na\omega - h. \end{aligned} \quad (6.42)$$

Решая систему (6.42) относительно  $a$  и  $\varphi$ , получим выражения для амплитуды перемещения секции и сдвига фаз

$$\begin{aligned} \Delta x_{mij} &= \frac{-2hn\omega \pm \sqrt{(A_i^2 - h_i^2)(k^2 - \omega^2)^2 + 4A_i^2 n^2 \omega^2}}{(k^2 - \omega^2)^2 + 4A_i^2 n^2 \omega^2}; \quad (6.43) \\ \varphi_i &= \operatorname{arctg} \frac{2na\omega - h_i}{(k^2 - \omega^2)a_i}. \end{aligned}$$

Если линейное трение  $n=0$ , то выражение (6.43) примет вид с учетом ранее введенных замен примет вид

$$\Delta x_{mij} = \frac{\sqrt{\ddot{x}_{mij}^2 - \left(\frac{4F_{mij}}{\pi m_{mij}}\right)^2}}{k_i^2 - \omega^2}. \quad (6.44)$$

При  $\ddot{x}_{mij}^2 < \left(\frac{4F_{mij}}{\pi m_{mij}}\right)^2$  выражение (6.44) не дает вещественного значения

амплитуды перемещений секции. При незначительных возмущающих воздействиях перемещения секции не происходят, т.к. так как система подвешивания заблокирована силами трения, горизонтальная составляющая реакции тяги меньше силы трения и наблюдается относительный «покой» секций.

Для оценки эффективности работы магнитного блока магниторельсовой системы при прохождении единичной неровности рельсового пути в работе [98] предложен коэффициент использования силы магнитного притяжения, представляющий собой отношение силы притяжения тормоза над реальной единичной неровностью к ее максимально возможной величине над прямым рельсом. Однако более адекватная картина может быть получена, если учесть ослабление силы магнитного притяжения не только во время прохождения неровности магнитным блоком, но и при прохождении неровности колесами локомотива. Для определения зависимости коэффициента использования силы магнитного притяжения применен метод вычислительного эксперимента в программе трехмерного моделирования КОМПАС, предложенный В.В. Процивым в работе [93]. В результате получена зависимость коэффициента использования силы магнитного притяжения от величины неровности рельсового пути, преодолеваемой колесом локомотива (рисунок 6.13).

Сравнение результатов, полученных для секционного магнитного блока с результатами для тормоза традиционной конструкции показали, что при прохождении единичной неровности картины изменения коэффициента использования идентичны для как для обычного, так и для секционного магнитного блока. При обеспечении хода секции 15 мм это значение у секционного блока составляет 0,36, в то время как коэффициент использования силы магнитного притяжения рельсового тормоза составляет 0,1 (при высоте неровности 2 мм). При использовании секционного магнитного блока силовое взаимодействие с рельсом исчезает при прохождении колесом неровности высотой 10 мм, в то время как рельсовый тормоз отрывается от рельса при высоте неровности 6 мм. При увеличении хода секции снижение силы магнитного притяжения происходит менее интенсивно, однако отрыв магнитного блока наблюдается практически при тех же значениях высоты неровности.

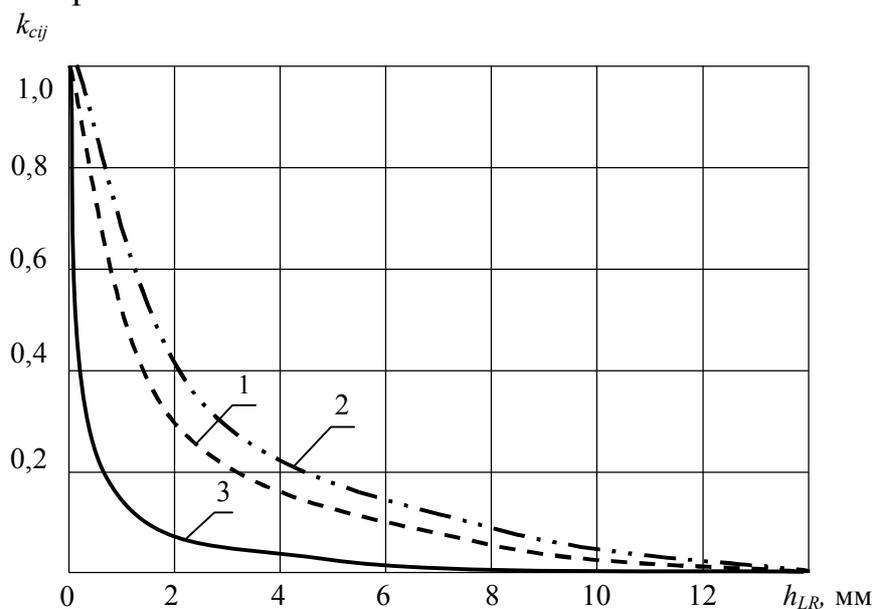


Рисунок 6.13 – Зависимость коэффициента использования силы магнитного притяжения от величины неровности рельсового пути: 1 – для секционного магнитного блока с ходом секции 15 мм; 2 – для секционного магнитного блока с ходом секции 25 мм; 3 – для магнитного блока традиционной конструкции (по данным В.В. Процива)

Конструктивно увеличение хода секции возможно только при увеличении угла наклона тяг догрузателя, поэтому представляет интерес установление зависимости критической высоты неровности, которую может преодолеть колесо локомотива без отрыва магнитного блока (рисунок 6.14).

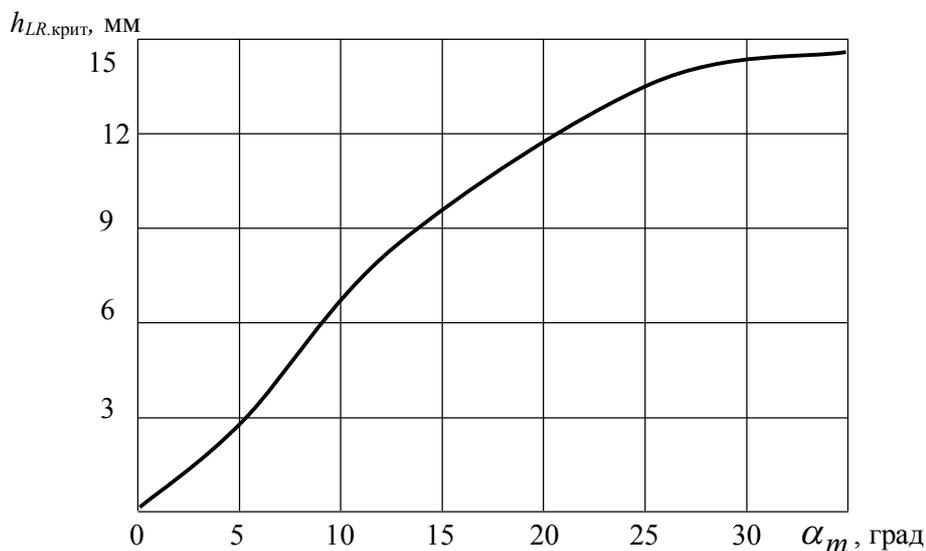


Рисунок 6.14 – График зависимости критической высоты неровности от угла наклона тяг догрузателя

При вертикальном расположении тяг ( $\alpha_{mij} = 0^\circ$ ) отсутствует горизонтальная сила  $F_\partial$ , под действием которой перемещаются секции (см. рисунок 1.4), секции не перемещаются, поэтому безотрывное скольжение магнитного блока возможно только на идеально ровных рельсах. При увеличении угла наклона критическая высота неровности  $h_{LR.крит}$ , которую может преодолеть колесо локомотива без отрыва магнитного блока от рельса, возрастает и при  $\alpha_{mij}$ , равном  $30^\circ$  достигает максимального значения. Дальнейшее увеличение угла наклона тяг не влияет на величину преодолеваемой неровности.

Зависимость  $h_{LR.крит} = f(\alpha_m)$  аппроксимирована степенным полиномом вида

$$h_{LR.крит} = -0,0001\alpha_m^3 - 0,0002\alpha_m^2 + 0,4599\alpha_m - 0,00269.$$

Как известно, сила магнитного притяжения и тормозная сила рельсового магнитного тормоза прямо пропорциональны его длине, следовательно, при увеличении хода секции уменьшаются расчетные показатели эффективности (рисунок 6.15).

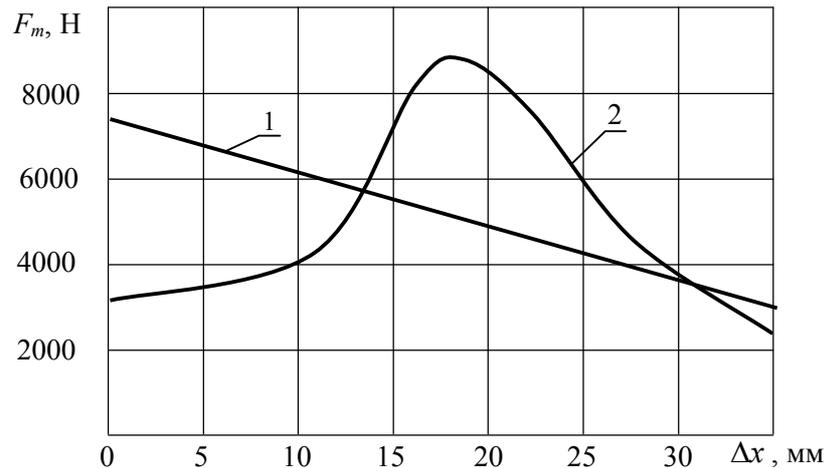


Рисунок 6.15 – График зависимости средней тормозной силы магнитного блока (две секции) при изменении величины хода секции: 1 – по результатам расчетов без учета влияния неровностей пути; 2 – по результатам математического моделирования

Однако при моделировании процесса торможения магниторельсовым догрузателем было установлено, при увеличении хода секции значения тормозной силы и силы магнитного притяжения плавно возрастают до максимального значения, соответствующего ходу секции 20 мм, что объясняется уменьшением количества отрывов тормозного блока от рельса. При увеличении хода секции положительного эффекта не наблюдается, тормозная сила уменьшается по линейному закону.

На основании выполненных исследований можно сделать вывод о том, что применение секционного магнитного блока позволяет реализовать наиболее высокие значения сил магнитного притяжения, догрузки осей и торможения при величине хода секции от 10 мм до 25 мм.

## 6.8 Выводы

1. На поверхности трения в результате термоупругой неустойчивости формируются нестационарные тепловые потоки, это обусловлено прежде всего наличием регулярной и стохастической шероховатости, изменение микровысоты которой зависит от коэффициента термического расширения. Колебания температур на поверхности контакта трущихся тел вызываются осцилляцией теплового потока и наиболее полно описываются периодической функцией времени, при этом распространение тепловых потоков вглубь фрикционных сопровождается формированием передней тепловой волны, обусловленной различной скоростью ввода и вывода тепловой энергии, а также зависимостью теплофизических коэффициентов от температуры.

2. Поверхностные осцилляции теплового потока и поля температур интенсивно распространяются до глубины  $\sim 40$  мм, в дальнейшем амплитуды ко-

лебаний нивелируются, а рост температур приобретает монотонный характер.

3. Термический коэффициент распределения тепловых потоков между тормозом и рельсом не является постоянным, а есть временная функция текущих температур, тормозных усилий и скорости скольжения. Экспериментально установлено, что максимального значения температура нагрева тормозного блока возникает при торможении на руководящем уклоне с блокированием колес. Температура нагрева первой по ходу секции превышает аналогичный показатель для второй секции. Анализ полученных результатов позволяет утверждать, что секционный тормозной блок магниторельсовой системы соответствует требованиям правил эксплуатации взрывобезопасного оборудования и может быть использован в условиях шахт, опасных по газу.

4. В результате моделирования работы догрузателя на участках рельсового пути с неровностями в профиле впервые получена зависимость хода секции от величины и характера возмущающих воздействий. Установлено, что для уменьшения падения силы магнитного притяжения при прохождении локомотивом наиболее типичных неровностей от 30 до 40 % необходимо обеспечить ход секции в пределах от 10 до 25 мм.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии на основании результатов теоретических и экспериментальных исследований выполнены разработки новых технических решений по повышению эффективности тормозных устройств шахтных локомотивов.

Основные научные результаты, выводы и рекомендации:

1. Обзор и анализ современных литературных источников показал, что перспективным направлением повышения тормозных характеристик шахтных локомотивов является совместное использование колодочно-колесных тормозов и магниторельсовых догрузателей. Вместе с тем, существующие методики не позволяют выполнить обоснованный выбор геометрических и силовых параметров тормозных устройств, обеспечивающих уменьшение тормозного пути, повышения весовой нормы шахтного поезда и устойчивости движения локомотива в колее при работе в выработках с уклоном до 50 ‰. Сформулированные задачи направлены на установление зависимостей, характеризующих процесс формирования тормозного усилия, и определение рациональных параметров тормозных механизмов.

2. Получила дальнейшее развитие математическая модель процесса торможения шахтного локомотива колесно-колодочными тормозами с догрузением осей магниторельсовым догрузателем, учитывающая влияние динамических и геометрических несовершенств рельсового пути.

3. Получена зависимость коэффициента трения скольжения секционного магнитного блока магниторельсового догрузателя, позволяющая, в отличие от ранее известных, определять текущее значение коэффициента трения не только в зависимости от скорости скольжения магнитного блока, но и при изменении конструктивных и технологических параметров, таких как угол наклона тяг догрузателя, жесткость упругих элементов.

4. Исследования характеристик колебаний отдельных фрикционов секции тормозного устройства при ограничении перемещения фрикциона жестким упором тормозного блока показали перспективность расчета параметров фрикционных пар методами, применяемыми в теории виброударных систем, которые позволяют получить относительно простые аналитические зависимости жесткости упругого элемента секций рельсового тормоза от характеристик колебательного режима секции и величины динамического воздействия от геометрических несовершенств. Получены аналитические зависимости, позволяющие определять жесткость упругих элементов поступательной пары секционного магнитного блока. Установлено, что жесткость зависит не только от величины возмущающего воздействия, но и от его характера. В результате установлено, что для стабилизации тормозной силы магнитного блока путем подавления нежелательных колебаний жесткость упругого элемента единичного фрикциона должна находиться в диапазоне величин от  $1,7 \cdot 10^5$  до  $2,15 \cdot 10^5$  Н/м.

5. Впервые проведены теоретические исследования влияния догрузения осей на эффективность торможения шахтного поезда колесно-колодочным тормозом. Установлено, что дополнительное догрузение колеса частью силы магнитного притяжения позволяет увеличить значение безопасного с точки

зрения блокирования колеса тормозного момента от 35 до 40 %. Доказано, что применение магниторельсовой тормозной системы в режиме догрузки более эффективно по сравнению с режимом торможения, т.к. в этом случае реализуемая локомотивом тормозная сила выше на 20 %. Впервые на основании сравнительного анализа результатов математического моделирования доказано, что при работе на участках рельсового пути с геометрическими и динамическими несовершенствами применение секционного магнитного блока позволяет получить большую силу магнитного притяжения по сравнению с магнитным блоком традиционной конструкции за счет более плотного прилегания полюсных наконечников к рельсу. Доказано, что применение магниторельсового догрузителя позволяет увеличить устойчивость движения локомотива в кривой малого радиуса от 1,5 до 2 раз. Получена зависимость коэффициента устойчивости против всползания колеса на рельс от угла наклона тяг догрузителя. Установлено, что для обеспечения максимального эффекта догрузки угол наклона тяг должен составлять от  $15^\circ$  до  $35^\circ$ .

6. Доказано, что наблюдающиеся в эксплуатации значительные изменения коэффициентов сцепления колес локомотивов с рельсами, определяются прежде всего характеристиками поверхностного слоя загрязнений колес и рельсов. Следовательно для корректного формализованного отображения характеристики сцепления в математических моделях необходимо избегать использования постоянных значений коэффициента сцепления, для конкретного состояния рельсового пути, как это предлагалось ранее. Например, в работе коэффициент сцепления описывается стохастической функцией с нормальным распределением случайных величин в указанном диапазоне  $\varphi = 0,09 \dots 0,23$ . Это позволит, по мнению автора, повысить тяговые возможности локомотива не за счет наращивания абсолютных значений мощности дизеля или сцепного веса, а более эффективного их использования. При проведении экспериментальных исследований отмечено существование второго максимума силы сцепления. Особенно отчетливо этот максимум проявляется в случае фрикционного контакта колеса и поверхности рельса, загрязненной влажной угольно-породной смесью, что характерно для реального состояния шахтной рельсовой колеи. Природа возникновения второго максимума объяснена чередующимися в эксплуатационных условиях режимами трения. Разработана математическая модель качения колеса по рельсу, учитывающая реальное состояние поверхностного слоя рельсового пути и загрязнение поверхности катания колеса, характерная тем, что продольная протяженность слоя, влияющая на его толщину, считается неизвестной. Предложенный метод решения, при известных допущениях и статическом нагружении контакта позволяет получить качественную картину взаимодействия и количественные результаты соответствующие экспериментальным. Результаты решений позволили установить влияние толщины слоя промежуточной среды, величины вязкости, угловой скорости и нагрузки на реализуемую силу тяги, что в конечном счете влияет на тяговые характеристики локомотива.

7. Установлено, что на поверхности трения в результате термоупругой неустойчивости формируются нестационарные тепловые потоки, это обусловлено прежде всего наличием регулярной и стохастической шероховатости, из-

менение микровысоты которой зависит от коэффициента термического расширения. Колебания температур на поверхности контакта трущихся тел вызываются осцилляцией теплового потока и наиболее полно описываются периодической функцией времени, при этом распространение тепловых потоков вглубь фрикционных сопровождается формированием передней тепловой волны, обусловленной различной скоростью ввода и вывода тепловой энергии, а также зависимостью теплофизических коэффициентов от температуры. Поверхностные осцилляции теплового потока и поля температур интенсивно распространяются до глубины ~40 мм, в дальнейшем амплитуды колебаний нивелируются, а рост температур приобретает монотонный характер. Экспериментально установлено, что при работе в наиболее нагруженном режиме при торможении на руководящем уклоне с блокированием колес температура нагрева секций тормозного блока не превышает ограничений, предъявляемых требованиями правил безопасности к взрывобезопасному оборудованию, следовательно, секционный магнитный блок может быть использован в условиях шахт, опасных по газу.

8. В результате моделирования работы догрузателя на участках рельсового пути с неровностями в профиле впервые получена зависимость хода секции от величины и характера возмущающих воздействий. Установлено, что для уменьшения падения силы магнитного притяжения при прохождении локомотивом наиболее типичных неровностей от 30 до 40 % необходимо обеспечить ход секции в пределах от 10 до 25 мм.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А. с. 1076343 СССР, МКИ<sup>4</sup> Б 61 Н 7/08. Тормозная система рельсового подвижного состава / В. Б. Шашкин, В. Н. Дорожкин (СССР). – № 3525630/27-11; заявл. 10.12.82; опубл. 28.02.84; Бюл. №8. – 3 с.
2. А. с. 1113296 СССР, МКИ<sup>4</sup> В 61 С 15/04. Устройство для увеличения нагрузки на оси рельсового транспортного средства / В. А. Салов, В. Б. Шашкин, В. Н. Дорожкин (СССР). – № 4387694/27-11; заявл. 03.06.83; опубл. 15.09.84, бюл. № 9 – 4 с.
3. А. с. 1504138 СССР, МКИЗ В 61/00. Тормоз рельсового транспортного средства / В. В. Процив, В. В. Мишин, А. И. Лебедев, В. А. Салов, В. А. Зябрев (СССР). – № 4382337/31-11; заявл. 25.02.88 ; опубл. 30.08.89, Бюл. № 32.
4. Абрамов А. П. Исследования и создание рельсовых тормозов на постоянных магнитах для рудничных локомотивов : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / А. П. Абрамов. – Кемерово, 1986. – 17 с.
5. Абрамов А. П. Определение работоспособности рельсового магнитного тормоза при прохождении им рельсового стыка / А. П. Абрамов, В. Д. Елманов // Механизация работ на рудниках: сб. науч. тр. Кузбас. политехн. ин-та. – Кемерово, 1982. – С. 142 – 146.
6. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
7. Александров А. И. Численное решение пространственных контактных задач теории упругости с проскальзыванием и сцеплением / А. И. Александров // Колебание и прочность механических систем: сб. науч. тр. – К.: Наук. думка, 1986. – С. 109 – 114.
8. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. – М.: Машиностроение, 1965. – 676 с.
9. Алексеев Г. Ф. Трение и износ фрикционных пар при наложенных вибрациях / Г. Ф. Алексеев, А. В. Чичинадзе, С. В. Борисов// Тез. докл. Всесоюз. конф., г. Ташкент 15 фев. 1975. – Ташкент: Машиностроение, 1975. – С. 172 – 173.
10. Андреев А. В. Передача трением / А. В. Андреев. –М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.
11. Андриевский В. Н. Измерение сил трения при вибрациях / В. Н. Андриевский. – М.: Физика, 1968. – С. 7 – 10.
12. Асташев В. К. К динамике осциллятора, ударяющегося об ограничитель/ В. К. Асташев // Машиноведение. – 1971. – № 2. – С. 34 – 38.
13. Ауза В. Я. Влияние вихревых токов феррорельса на стационарное движение электромагнита / В. Я. Ауза, Н. Н. Устинов // Высокоскоростной наземный транспорт. – Новочеркасск: НПИ, 1979. – 176 с.
14. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560 с.
15. Балабан Н. П. Исследование способов и средств увеличения тормозной силы рудничных поездов при откатке контактными электровозами : авто-

реф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / Н. П. Балабан. – Д., 1980. – 20 с.

16. Балон Л. В. Исследование величины тормозной силы электромагнитного рельсового тормоза на различных участках пути / Л. В. Балон // Труды РИИЖТ. – Ростов-на-Дону, 1974. – Вып. 104. – С. 93 – 100.

17. Балон Л. В. Исследование электромагнитного рельсового тормоза: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.07 «Подвижной состав и тяга поездов» / Л. В. Балон. – Ростов-на-Дону, 1966. – 22 с.

18. Балон Л. В. Электромагнитные рельсовые тормоза / Л. В. Балон. – М.: Транспорт, 1979. – 104 с.

19. Баркан Д. Д. К теории вынужденных колебаний вибратора с ограничителем / Д. Д. Баркан, О. Я. Шехтер // ЖТФ, 1955. – Т.25, вып.13, №6. – С.17 – 22.

20. Бать И. М. Теоретическая механика в примерах и задачах / И. М. Бать, Г. Ю. Джанелидзе, А. С. Кельзон. – М.: Наука, 1973. – Т.3. – 488с.

21. Беляев Н. М. Методы теории теплопроводности: учеб. пособие для вузов / Н. М. Беляев, А. А. Рядно. – М.: Высшая школа, 1982. – 304 с.

22. Бесценная О. В. Исследование магниторельсовых тормозов для высокоскоростных поездов : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.07 «Подвижной состав и тяга поездов» / О. В. Бесценная. – М., 1969. – 20 с.

23. Бесценная О. В. Магниторельсовые тормоза для пассажирских вагонов / О. В. Бесценная, М. Д. Фокин. – М.: Железнодорожный транспорт, 1967. – Вып.9. – С.35-38.

24. Блехман И. И. О коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей поверхностью / И. И. Блехман, С. А. Моласян // Изв. АН СССР. Сер. «Механика твердого тела». – 1970. – №4. – С. 3-10.

25. Блохин С. Е. Пути повышения тормозных возможностей шахтных локомотивов / С. Е. Блохин // Збірник наукових праць НГУ. – 2011. – № 36. – Т. 2. – С. 63 – 67.

26. Братченко Б. Ф. Угольная промышленность США / Б. Ф. Братченко, В. Н. Хорин. – М.: Недра, 1971. – 312 с.

27. Бронштейн И. Н. Справочник по математике / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, 1967. – 608 с.

28. Буданов Б. В. Взаимосвязь трения и колебаний / Б. В. Буданов, В. А. Кудинов, Д. М. Толстой // Трение и износ. – Гомель, 1980. – Т.1, №1 – С. 79–89.

29. Бургвинкель П. Возможности повышения тягового усилия шахтных локомотивов / П. Бургвинкель, В. Шеперс // Глюкауф, 1987. – № 6. – С. 20-24.

30. Быков Б. К. Натурные испытания фрикционного материала для магниторельсового тормоза / Б. К. Быков, Э. Д. Браун. Труды МИИТ: сб. «Исследования электроснабжения, конструкции и регулирования тормозных устройств». – М., 1968. – Вып. 315. – С. 67 – 74.

31. Вейц В. Л. Исследование трения покоя в направляющих скольжения при низкочастотных направленных колебаниях / В. Л. Вейц // Новое в теории трения. – М.: Наука, 1966. – С. 60-81.

32. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под ред. М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

33. Вершинский С. В. Динамика вагонов / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов // – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1978. – 352 с.
34. Вершинский С. В. Устойчивость вагонов от выжимания продольными силами при торможении поезда / С. В. Вершинский // Труды ВНИИЖТ. – 1977. – Вып. 425. – С. 4 – 36.
35. Вукулов Л. В. Рельсовые электромагнитные тормоза для подвижного состава / Л. В. Вукулов // Эксперессинформация ВНИИТИ «Локомотивостроение и вагоностроение», 1968. – № 20. – С.14-25.
36. Гарг В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дукипатти; пер. с англ. под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
37. Геккер Ф. Р. К исследованию динамики машин и механизмов, имеющих фрикционные узлы / Ф. Р. Геккер // Материалы 1-го Всесоюз. съезда по теории механиз. и машин, г. Алма-Ата, 1977. – С. 229 – 230.
38. Гинзбург А. Г. Комплексная оценка рабочих характеристик фрикционных тормозов на стадии проектирования / А. Г. Гинзбург, А. В. Чичинадзе // Задачи нестационарного трения в машинах, приборах и аппаратах. – М.: Наука, 1978. – С. 10 – 43.
39. Говоруха В. В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров / В. В. Говоруха. – К.: Наук. думка, 1992. – 200 с.
40. Гутер Р. С. Дифференциальные уравнения / Р. С. Гутер, А. Р. Янпольский – М.: Высш. шк., 1976. – 231с.
41. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
42. Диткин В. А. Справочник по операционному исчислению / В. А. Диткин, П. И. Кузнецов – М.: Госгортехиздат, 1951. – 342 с.
43. Дорожкин В. Н. Повышение надежности и эффективности магнито-рельсовых тормозов шахтных локомотивов : дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / В. Н. Дорожкин. – Д., 1990. – 190 с.
44. Евдокимов Ю. А. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа / Ю. А. Евдокимов, В. И. Колесников, А. Н. Тетерин. – М.: Наука, 1980. – 227 с.
45. Залесский А. И. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / А. И. Залесский. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
46. Зиль В. В. Обоснование рациональных параметров и разработка подвески электромагнитных рельсовых тормозов рудничных аккумуляторных электровозов : автореф. дис. на соискание учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / В. В. Зиль. – Д., 1986. – 17 с.
47. Иноземцев В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава / В. Г. Иноземцев. – М.: Транспорт, 1979. – 424 с.
48. Иноземцев В.Г. Тепловые расчеты при проектировании и эксплуатации тормозов / В.Г. Иноземцев. – М.: Транспорт, 1966. – 261 с.
49. Исследование режимов торможения рудничных поездов в выработках с уклонами рельсового пути более 0,005 и разработка требований к тормозным средствам локомотивов: отчет о НИР / Днепропетр. горн. ин-т; – Рук. В. А. Салов – № ГР 74031893; Инв.№ Б 382735. – Днепропетровск, 1974. – 106 с.

50. Калинин А. И. Применение фосфористого чугуна для тормозных колодок локомотивов / А. И. Калинин // Труды ВНИТИ. – Коломна, 1960. – Вып. 4. – С. 3 – 12.
51. Карслоу Г. Теплопроводность твердых тел / Г. Карслоу, Д. Егер. – М.: Наука, 1964. – 520 с.
52. Коздоба Л.А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности / Л.А. Коздоба. – М.: Высшая школа, 1975. – 325 с.
53. Коптовец А. Н. Обоснование рабочих, эксплуатационных характеристик и совершенствование колодочно-колесного тормоза рудничных локомотивов: дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / А. Н. Коптовец. – Д., 1983. – 249 с.
54. Коптовец А. Развитие научных основ разработки тормозных систем подвижного состава шахтного рельсового транспорта высокого технического уровня: дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / А. Н. Коптовец. – Д., 2013. – 359 с..
55. Коршунов А. Н. Повышение тормозных свойств рудничных локомотивов / А. Н. Коршунов, А. П. Абрамов, Л. А. Чубаров // Уголь Украины. – 1985. – № 9. – С .25–30.
56. Крагельский И. В. Коэффициенты трения / И. В. Крагельский, И. Э. Виноградова. – М.: Машиностроение, 1962. – 220 с.
57. Криворудченко В.Ф. Исследование электромагнитного рельсового тормоза для промышленного железнодорожного транспорта: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / В. Ф. Криворудченко – Ростов на Дону, 1974.– 20 с.
58. Крылов В. И. Методы приближенного преобразования Фурье и обращения преобразования Лапласа / В. И. Крылов, Н. С. Скобля – М.: Наука, 1974. – 324 с.
59. Кудрявцев Н. Н. Влияние коротких неровностей колес и рельсов на динамические силы и ускорение ходовых частей вагонов / Н. Н. Кудрявцев, В. Н. Белоусов, В. М. Сасковец // Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1981. – Вып. 610. – С. 4 – 23.
60. Кузнецов Б. А. Транспорт на горных предприятиях / Б. А. Кузнецов, А. А. Ренгевич, Н. Я. Биличенко. – М.: Недра, 1976. – 552 с.
61. Кунин Н. Ф. Беззвучное сухое внешнее трение металлов при малых скоростях / Н. Ф. Кунин, Г. Д. Ломакин // ЖТФ. – 1954. – Т.24. – вып. 8. – С. 1361–1366.
62. Кутателадзе С. С. Анализ подобия в теплофизике / С. С. Кутателадзе – Новосибирск: Наука, 1982. – 280с.
63. Лазарян В. А. Устойчивость движения и вынужденные колебания нелинейной механической системы / В. А. Лазарян, Ю. В. Демин, О. М. Ратникова // Проблемы нелинейных колебаний механических систем. – К.: Наук. думка. – С. 58 – 65.
64. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – К.: Наук. думка, 1972. – 200 с.
65. Лыков А. В. Методы решения нелинейных уравнений нестационарной теплопроводности / А. В. Лыков // Известия АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1970. – №5. – С. 130 – 137.

66. Лыков А. В. Некоторые аналитические методы решения задач нестационарной теплопроводности / А. В. Лыков // Известия АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1969. – №2. – С. 173 – 179.
67. Малков В. П. Оптимизация упругих систем / В. П. Малков, А. Г. Угодников. – М.: Наука, 1981. – 288 с.
68. Миронов В. П. Математическое моделирование колебаний сложных механических систем / В. П. Миронов. – М.: Наука, 1969. – 240 с.
69. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений / А. К. Митропольский – М.: Наука, 1981. – 576 с.
70. Михин Н. М. Внешнее трение твердых тел / Н. М. Михин. – М.: Наука, 1977. – 219 с.
71. Мишин В. В. О влиянии несовершенства пути и звеньев привода шахтного локомотива на его характеристики / В. В. Мишин, А. Л. Жупиев // Известия вузов: Горный журнал. – 1994. – № 12. – С. 85 – 89.
72. Моня А. Г. Обґрунтування та вибір раціональних параметрів дискового гальма шахтного локомотива : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Гірничі машини» / А. Г. Моня. – Д., 2005. – 20 с.
73. Мулухов К. К. Транспортные машины на горных предприятиях США / К. К. Мулухов – М.: Недра, 1981. – 190 с.
74. Наукове обґрунтування параметрів магніторейкових систем шахтних локомотивів: звіт з НДР (заключний) / Національний гірничий університет; кер. Таран І. О.; № держреєстрації 0105U009159. – Дніпропетровськ, 2007. – 56 с.
75. Неймарк Ю. И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний / Ю. И. Неймарк – М.: Наука, 1972. – 472 с.
76. Новиков Е. Е. О величине коэффициента трения при малых скоростях скольжения / Е. Е. Новиков, В. К. Смирнов, Е. А. Стаховский // Сб. научн. тр. ИГТМ АН УССР. – К.: Наук. думка, 1982. – С. 39 – 51.
77. Новицкий А. В. Математическая модель процесса взаимодействия рельсового магнитного тормоза с рельсом / А. В. Новицкий // Збірник наукових праць НГУ. – 2005. – № 21 – С. 113-119.
78. Новицкий А.В. Экспериментальное исследование коэффициента трения рельсового магнитного тормоза / А.В. Новицкий, А.Н. Коптовец // Вісник СУНУ ім. В. Даля: науковий журнал. – 2006. – №7(101) – С.95–99.
79. Новицкий А. В. Влияние несовершенств рельсового пути на характеристики колебательного режима шахтного локомотива / А. В. Новицкий // Збірник наукових праць НГУ. – 2004. – № 19 – С. 171 – 176.
80. Новицкий А. В. Исследование показателей эффективности рельсовых тормозов шахтных локомотивов / А. В. Новицкий // Збірник наукових праць НГУ. – 2006. – № 24 – С. 79 – 85.
81. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – 3-е изд., переработ. и доп. – Л.: Машиностроение, 1976. – 319 с.
82. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанов – 4-е изд., перераб. – М.: Наука, 1987. – 352 с.

83. Пат. 2300046 (Япония). МКИ В 61 С15/08. Повышение коэффициента сцепления колес с рельсами / К. к. Уэдаса тюдзосё; Авт. изобрет. Окида Нобору, Хара Тосио – заявл. 2.01.73; опубл. 12.01.78; бюл. 11. – С.23-24.
84. Пат. 630571 (Швейцария). МКИ В 61 F 9/00, В 61 F 5/00. Achienenfahrzeug mit Zahmnadantrieb / Achweizerische Locomotive Maschinenfabric; Авт. изобрет. К. Duffuner. – заявл. 13.06.78. №6422/78; опубл. 30.06.82; бюл. 21. – С.32.
85. Пат. № МПК 7 В61С15/04. Пристрій для збільшення навантаження на осі рейового транспортного засобу / Новицький О. В., Таран І. О., Проців В. В. – заявл. 29.06.2004; опубл. 15.06.2005, бюл. 6. – С. 18-20.
86. Пат. № 89445 Україна, В61Н 7/00. Магніторейкова гальмівна система шахтного локомотива (варіанти) / В. В. Проців (Україна) ; заявник і патентовласник В. В. Проців – № а 2008 06382; заявл. 13.05.2008 ; опубл. 25.01.2010, Бюл. № 2.
87. Поляков Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – К.: Наук. думка, 1973. – 200 с.
88. Постоянные магниты: справочник; под ред. Ю. М. Пятина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1980. – 460 с.
89. Потенциал и пределы возможностей колодочного тормоза [Электронный ресурс] : / Н.-R. Ehlers et al. Glasers Annalen, – 2002, – № 6/7, – Р. 290 – 300. // ЖДМ-online <Железные дороги мира> 04-2004 – Режим доступа к жун. : <http://www.css-rzd.ru/zdm/04-2004/03075-1.htm>.
90. Правила безпеки у вугільних шахтах. НПАОП 10.0-1.01-10. – К.: Ред. журн. «Охорона праці», 2010. – 430 с.
91. Проців В. В. Научное обоснование новых технических решений по совершенствованию тормозной системы шахтного шарнирно-сочлененного локомотива: автореф. дис. на соискание учен. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / В.В. Проців. – Днепропетровск, 2011. – 36 с..
92. Проців В. В. Инерционные, жесткостные и диссипативные характеристики шахтного рельсового пути / В. В. Проців. // Известия вузов: Горный журнал. – 1991. – № 6. – С. 80 – 82.
93. Проців В. В. Моделирование торможения шахтного поезда на заданном участке пути: монография / В. В. Проців. – Д.: Национальный горный университет, 2011. – 208 с.
94. Проців В. В. Определение динамических характеристик ходовой части шахтного локомотива с рельсовым тормозом в переходных режимах / В. В. Проців // Разработка рудных месторождений. – 2004. – Вып. 86. – С. 128 – 130.
95. Проців В. В. Визначення гальмівної сили магніторейкового гальма на довгих нерівностях рейкової колії / В. В. Проців // Математичне моделювання. – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2009. – № 2 (21). – С. 76 – 80.
96. Проців В. В. Визначення динамічних характеристик ходової частини шахтного локомотива з рейковим гальмом у перехідних режимах / В. В. Проців // Матеріали міжнародної конференції «Сталий розвиток гірничо-металургійної промисловості – 2005». – Кривий Ріг: Криворізький технічний університет, 2004. – Т. 2. – С. 109 – 112.

97. Проців В. В. Вплив локальної недосконалості шляху на ефективність гальмування шахтного локомотива складеним магніторейковим гальмом / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2008. – № 8. – С. 56 – 62.
98. Проців В. В. Ослаблення гальмівної сили магніторейкового гальма на одиничних нерівностях рейкової колії / В. В. Проців // Вібрація в техніці та технологіях. – Вінниця: ВДАУ. – 2010. – № 1 (57). – С. 49 – 54.
99. Проців В. В. Переваги магніторейкового довантажувача над рейковим гальмом у шахтному локомотиві / В. В. Проців, О. В. Новицький, А. І. Самойлов // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2012. – № 4. – С. 79 – 84.
100. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых экипажей / Н. А. Радченко. – К.: Наук. думка, 1988. – 216 с.
101. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинзбург, З. В. Игнатьева ; отв. ред. И. В. Крагельский. – М.: Наука, 1979. – 268 с.
102. Ренгевич А. А. Магниторельсовая тормозная система для рудничных контактных электровозов К-14 / А. А. Ренгевич, В. А. Салов // Шахтный и карьерный транспорт. – М., «Недра», 1976. – Вып.3. – С. 232-240.
103. Ренгевич А. А. Исследование работы рудничных поездов на тяжелых профилях откаточных путей: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05-174 «Рудничный транспорт» / А. А. Ренгевич. – Д., 1950. – 24 с.
104. Рогов Е.И. Расчет электромагнитных рельсовых тормозов для рудничных локомотивов / Е. И. Рогов // Горные машины и автоматика. – 1961. – № 4. – С. 53 – 57.
105. Салов В. А. Исследование рельсовых электромагнитных тормозов для шахтного подвижного состава : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05-174 «Рудничный транспорт» / В. А. Салов. – Д., 1972. – 20 с.
106. Самуся В. И. Динамика шахтных подъемных установок / В. И. Самуся, В. И. Белобродов, В. О. Дзензерский. – Д.: Вид-во Дніпропетр. ун-ту, 2001. – 384 с.
107. Самуся В. И. Комплекс технических решений по совершенствованию тормозных систем шахтных подъемных машин / В. И. Самуся, Ю. О. Комиссаров // тез. докл. науч.-практич. конф. «Перспективы развития горнорудной, угледобывающей и обогащительной отраслей промышленности». – Краматорск, 2001. – С. 45 – 46.
108. Сердюк В. А. Динамика секционного рельсового тормоза / В. А. Сердюк // Науковий вісник НГА України. 1998. – № 3. – С. 43 – 44.
109. Серов Д. И. Исследование характеристик рельсовых электромагнитных тормозов: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05-174 «Рудничный транспорт» / Д. И. Серов. – М., МЭИ, 1950. – 20 с.
110. Смирнов В. И. Курс высшей математики / В.И. Смирнов. – М.: Физматгиз, 1971. – 320 с.
111. Старченко В. М. Наукові основи підвищення ефективності гальмування поліпшенням умов взаємодії коліс з гальмівними колодками і рейками :

дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.22.07 «Рухомий склад залізниць і тяга поїздів» / В. М. Старченко – Д., 2008. – 350 с.

112. Старченко В. Н. Повышение эффективности работы мостового крана в процессе торможения / В. Н. Старченко, С.И. Шевченко, Л.И. Кобзева // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2008. – № 5 (123). – С. 112 – 117.

113. Старченко В.Н. Влияние фрикционных характеристик С-С композитов на динамику работы подъёмно-транспортных машин / В.Н. Старченко, С.И. Шевченко, Е.В. Полупан Е.В. // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2008. – №7(125). – С. 57-60.

114. Степанов А. Г. Динамика машин / А. Г. Степанов . – Екатеринбург: УрОРАН, 1999. – 392 с.

115. Толстой Д.М. К вопросу о роли нормальных перемещений при внешнем трении / Д.М. Толстой, Р.Л. Каплан // Новое в теории трения. – М.: Наука, 1966. – С. 42–59.

116. Тондл А. Нелинейные колебания механических систем / А. Тондл; пер с англ. В. Когана; под ред. К. В. Фролова. – М.: Мир, 1973. – 334 с.

117. Транспорт шахтний локомотивний. Перевезення людей і вантажів в виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050: СОУ 10.1.001.85790.007:2006. – Затв. Мивуглепромом України 06.10.2006. – Вид. офіц. – К. 2006. – 47 с.

118. Тюрин В. П. Исследования рельсовых электромагнитных тормозов трамвая: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05-174 «Рудничный транспорт» / В. П. Тюрин. – М.: АКХ им. Памфилова, 1965. – 20 с.

119. Ушкалов В.Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, В.С. Иккол. – К.: Наук. думка, 1983. – 240 с.

120. Фарлоу С. Уравнение с частными производными для научных работников и инженеров / С. Фарлоу; пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – 384 с.

121. Фихтенгольц Т.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Т.М. Фихтенгольц. – М.: Физматгиз, 1964. – 290 с.

122. Фокин М. Д. Коэффициент трения башмака магниторельсового тормоза / М. Д. Фокин // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1977. – Вып. 1. – С. 20 – 22.

123. Чичинадзе А. В. Применение уравнений тепловой динамики для расчета рабочих характеристик тормозов / А. В. Чичинадзе, А. Г. Гинзбург // Тепловая динамика трения. – М.: Наука, 1970. – С. 11 – 17.

124. Чичинадзе А. В. Расчет рабочих характеристик тормозов при повторно-кратковременном режиме работы с помощью системы уравнений тепловой динамики трения / А. В. Чичинадзе, А. Г. Гинзбург, И. П. Корнаули // Оптимальное использование фрикционных материалов в узлах трения машин. – М.: Наука, 1973. – С. 105 – 108.

125. Шахтарь П. С. Рудничные локомотивы / П. С. Шахтарь. – М.: Недра, 1982. – 296 с.

126. Шахтний кабельний електровоз / В. А. Салов, В. Н. Дорожкин, В. В. Процив и др. // Пром. трансп. – 1986. – № 6. – С. 7 – 8.

127. Широков Г. М. Исследование рельсовых электромагнитных тормозов с продольным замыканием магнитного потока для рудничных электровозов:

автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.12 «Рудничный транспорт» / Г. М. Широков. – Д., 1975. – 18 с.

128. Шляхов Н. С. Исследование рельсовых тормозов для высокоскоростного подвижного состава: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.07 «Подвижной состав и тяга поездов» / Н. С. Шляхов. – Ростов-на-Дону, 1974. – 20 с.

129. Шляхов Э. М. Исследование и разработка усиленной тормозной системы рудничного электровоза : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.12 «Рудничный транспорт» / Э. М. Шляхов. – Д., 1974. – 142 с. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1968. – 230 с.

Наукове видання

**Таран** Ігор Олександрович  
**Новицький** Олексій Володимирович

ГАЛЬМІВНІ ПРИСТРОЇ ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВІВ

Монографія  
(Російською мовою)

Друкується в авторській редакції.

Підп. до друку 21.01.2014. Формат 30x42/4.  
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 11,4.  
Обл.-вид. арк. 11,4. Тираж 300 пр. Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано  
у Державному вищому навчальному закладі  
«Національний гірничий університет».  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.