

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Уральский государственный университет путей сообщения

На правах рукописи



Тихонов Виктор Артурович

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ
БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЭЛЕКТРОВЗОВ
ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ СОСТАВОВ**

Специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель – доктор технических наук, доцент
Буйносов Александр Петрович

Екатеринбург – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ГРУЗОВЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ.....	10
1.1 Постановка задачи, характеристика объекта исследования.....	10
1.2 Обзор научных работ в области исследования процесса изнашивания поверхности катания и методов повышения надежности бандажей колесных пар электровозов.....	13
1.3 Триботехнические составы, их применение для повышения ресурса пар трения.....	19
1.4 Выводы по главе 1.....	26
2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ГРУЗОВЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ.....	28
2.1 Постановка задачи моделирования	28
2.2 Выбор расчетной схемы и системы координат.....	30
2.3 Расчетные схемы и уравнения динамики тел, входящих в механическую систему	34
2.4 Расчет внешних сил и реакций в силовых связях	44
2.5 Описание процесса изнашивания бандажей колесных пар методами математического моделирования.....	51
2.6 Синтез и верификация модели	59
2.7 Результаты моделирования процесса изнашивания бандажей, обработанных триботехническими составами.....	62
2.8 Выводы по главе 2.....	65
3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЭЛЕКТРОВОЗОВ	67
3.1 Совершенствование процесса сбора статистических данных за счет использования комплексного измерителя параметров	67
3.2 Выбор закона распределения контролируемых параметров бандажей	71

3.3 Применение полиномиальной регрессии для прогнозирования ресурса бандажей	73
3.4 Обоснование выбора степени полинома для обеспечения заданной точности прогнозирования	77
3.5 Проверка адекватности предложенных уравнений регрессии	91
3.6 Прогнозирование ресурса бандажей колесных пар	93
3.7 Статистическая оценка эффективности обработки гребней бандажей триботехническими составами.....	98
3.8 Выводы по главе 3.....	99
4 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ ГРЕБНЕЙ БАНДАЖЕЙ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИМИ СОСТАВАМИ	101
4.1 Сравнение ресурса бандажей колесных пар при обработке триботехническими составами по экспериментальным данным	101
4.2 Повышение эффективности обработки бандажей триботехническим составом за счет выбора последовательности его применения и изменения конструкции тормозной колодки	105
4.3 Разработка технологических решений и экономическая эффективность от их внедрения.....	113
4.4 Выводы по главе 4.....	115
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	117
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	119
ПРИЛОЖЕНИЕ А Результаты верификации математической модели механической системы секции электровоза ВЛ11К.....	134
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Зависимости изменения значений контролируемых параметров бандажей контрольных групп колесных пар от пробега электровозов ВЛ11.....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ В Результаты анализа эффективности применения триботехнических составов	156
ПРИЛОЖЕНИЕ Г Документы о внедрении результатов исследований.....	162

ВВЕДЕНИЕ

Надежность работы бандажей колесных пар тягового подвижного состава является одним из основных показателей безопасности перевозочного процесса и экономической эффективности локомотивного хозяйства.

Согласно программы «Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года», утвержденной распоряжением Министерства транспорта Российской Федерации №1032-р от 11 июня 2014 г., улучшение условий взаимодействия в системе «колесо–рельс» рассматривается как приоритетное направление деятельности с требованием увеличения ресурса бандажей колесных пар до 1 млн км до 2020 г.

Грузовые электровозы серий 2ЭС5, 2ЭС6, 2ЭС7 и 2ЭС10 обладают более совершенными электрическими, механическими системами, средствами диагностирования текущего состояния локомотива в эксплуатации, что способствует снижению изнашивания бандажей колесных пар. Планируется выполнить поэтапное обновление парка путем замены локомотивов выпуска 70-х – 90-х гг. с истекшим сроком службы новыми электровозами.

Также программой «Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года» предписывается проведение модернизации подвижного состава с продлением эксплуатационного ресурса и улучшением технико-экономических характеристик. На практике наиболее распространенным является выполнение капитального ремонта (КРП) электровозов ВЛ10, ВЛ11 и ВЛ80 всех индексов с продлением срока эксплуатации на 15 лет [121]. Экипажная часть электровозов данных серий значительно уступает по динамическим качествам современным вариантам, представленным на электровозах 2ЭС5, 2ЭС6, 2ЭС7 и 2ЭС10. В результате модернизации механическая часть не претерпевает конструктивных изменений, следовательно, ресурс бандажей колесных пар также не изменится относительно не модернизированных вариантов, и составит значения меньшие, чем требуется согласно программе «Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года» [17, 18, 123]. Таким образом, остается актуальным вопрос разработки

методов повышения ресурса бандажей колесных пар электровозов серий ВЛ10К, ВЛ11К и ВЛ80К.

Замена бандажей колесных пар электровозов серии ВЛ выполняется при выкатке колесно-моторного блока в рамках проведения ремонта ТР-3. Важность обозначенной выше проблемы подчеркивается данными проводимых исследований [18, 90], согласно которым ресурс бандажей колесных пар является лимитирующим показателем, определяющим межремонтный пробег локомотива.

Применяемые в настоящее время методы повышения ресурса бандажей колесных пар тягового подвижного состава позволили увеличить пробеги локомотивов между заменами бандажей колесных пар до 700 тыс. км при их комплексном использовании [18, 123].

Актуальность. Электровозы ВЛ11 всех индексов составляют более 50% парка грузовых локомотивов, обслуживающих электрифицированные участки на полигоне Свердловской, Южно-Уральской и Западно-Сибирской железных дорог. Экипажная часть этих электровозов имеет ряд конструктивных недостатков, которые приводят в том числе к повышенному износу бандажей колесных пар. Проведение капитальных ремонтов (КРП) не решает проблему, и при этом увеличивает срок службы локомотивов на 15 лет.

Отказы бандажей в эксплуатации составляют до 15 % от общего числа неисправностей на плановых и неплановых ремонтах электровозов. При этом средства повышения ресурса бандажей колесных пар, применяемые в настоящее время, как при независимом, так и при комплексном использовании не позволяют обеспечить ресурс на уровне, заданном программой «Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года», утвержденной распоряжением Министерства транспорта Российской Федерации №1032-р от 11 июня 2014 г. Перспективным методом, который показал высокую эффективность при обработке пар трения, является использование триботехнических составов.

В связи с разработкой и внедрением измерительного инструмента повышенной точности стало возможным повысить точность прогнозирования ресурса бандажей колесных пар.

Объект исследования: колесная пара электровоза.

Предмет исследования: способ повышения ресурса бандажей колесных пар с помощью обработки триботехническими составами.

Цель работы: увеличение долговечности бандажей колесных пар грузовых электровозов в эксплуатации за счет повышения эффективности применения триботехнических составов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **научные задачи:**

1. Выполнить анализ причин выхода из строя бандажей колесных пар и применяемых в настоящее время методов повышения их ресурса;
2. Обосновать целесообразность применения триботехнических составов на основе серпентина для обработки бандажей колесных пар;
3. Разработать математическую модель процесса изнашивания бандажей колесных пар с учетом использования триботехнических составов;
4. Усовершенствовать методику расчета ресурса до обточки и смены бандажей колесных пар электровозов;
5. Провести экспериментальные и лабораторные исследования в условиях эксплуатации электровозов для оценки эффективности обработки бандажей колесных пар триботехническими составами;
6. Разработать технологические решения, позволяющие повысить эффективность триботехнических составов и рассчитать экономический эффект от их применения.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использованы методы и положения теории механики твердого тела, трибологии, математического анализа, математического моделирования, планирования эксперимента, конечно-элементных расчетов. Подготовка трехмерной модели секции электровоза ВЛ11К и первичный инженерный анализ составных элементов произведен с помощью программных пакетов АСКОН КОМПАС-3D и Autodesk Inventor. Математическое моделирование и аналитические расчеты выполнены в среде PTC MathCad, для трехмерного моделирования использован программный пакет «Универсальный

механизм». Задачи математической статистики решены с помощью программ Statsoft STATISTICA и Microsoft Excel. Для исследований с применением метода конечных элементов использован пакет Comsol Multiphysics. Экспериментальная часть включает в себя натурные испытания бандажей колесных пар и последующую обработку экспериментальных данных на основании положений теории вероятности и математической статистики.

Достоверность результатов работы подтверждается путем сопоставления результатов математического моделирования с результатами экспериментальных исследований. В ходе работы выполнено сопоставление результатов динамических испытаний реального электровоза с результатами математического моделирования. Расхождение динамических характеристик разработанной математической модели и реального электровоза составляет 3–8 %. Результаты прогнозирования ресурса бандажей, полученные при математическом моделировании и экспериментальном исследовании, отличаются на 5–9 %. Достоверность результатов подтверждается применением современных методов и методик исследования, приборов и устройств измерений, современных компьютерных приложений, средств сбора и обработки данных.

Основные результаты и положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель механической системы секции электровоза ВЛ11К, позволяющая определить нагрузки в контакте колеса и рельса при движении локомотива с составом по реальному участку с учетом особенностей экипажной части и неровностей рельсового пути;
2. Математическая модель изнашивания бандажей колесных пар в которой учитываются параметры, определяющие наличие триботехнического состава в контакте «колесо–рельс» и его тип;
3. Усовершенствованная методика оценки 95%-го ресурса бандажей колесных пар, основанная на использовании полиномиальной регрессии;
4. Разработанный комплекс рекомендаций по повышению эффективности применения триботехнических составов для обработки поверхности гребней бандажей колесных пар электровозов.

Научная новизна работы:

- разработана математическая модель контакта колеса и рельса, учитывающая влияние триботехнических составов на интенсивность изнашивания бандажей;
- получены уравнения полиномиальной регрессии, которые позволяют прогнозировать с заданной точностью межремонтный пробег бандажей по их износу, определены степени полиномов зависимостей контролируемых параметров (нарастания проката, уменьшения толщины гребня и бандажа) от пробега электровозов, позволяющие получить наибольшую точность прогнозирования;
- исследовано влияние конфигурации профиля рабочей поверхности гребневой тормозной колодки на эффективность использования триботехнических составов НИОД-2 и НИОД-5.

Практическая ценность результатов работы:

- разработана модель, использование которой позволяет обосновать выбор триботехнического состава по критерию реализации максимального ресурса бандажей, с учетом условий эксплуатации электровоза;
- предложена методика оценки ресурса бандажей, применение которой позволяет на 5–7 % уменьшить число отказов колесных пар электровозов до наступления их предельного износа за счет увеличения точности прогнозирования;
- реализован комплекс рекомендаций по обработке гребней триботехническими составами, позволяющий увеличить ресурс бандажей в 1,38 раза и, повысить надежность работы колесных пар электровозов.

Материалы, представленные в диссертации, являются составной частью научно-исследовательских работ УрГУПС по разработке методов повышения ресурса бандажей колесных пар тягового подвижного состава.

Реализация результатов работы.

Результаты исследований и практические предложения внедрены: на электровозах ВЛ11 всех индексов в ремонтном локомотивном депо Пермь (ТЧР-32), других предприятиях железнодорожного транспорта общего и необщего пользования. Результаты работы используются Свердловской дирекцией по ремонту тяго-

вого подвижного состава и Свердловской дирекцией тяги. Теоретические положения и результаты работы используются в учебном процессе по дисциплинам «Теория тяги поездов» и «Основы механики подвижного состава».

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались, обсуждались и были одобрены на Межвузовской научной конференции «Молодые ученые – транспорту» (Екатеринбург, УрГУПС, 2010 г.), Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава» (Омск, ОмГУПС, 2011 г.), Международной научно-технической конференции «Транспорт 21 века: Исследования. Инновации. Инфраструктура» (Екатеринбург, УрГУПС, 2011 г.), междисциплинарной молодежной научной конференции «Информационная школа молодого ученого» (Екатеринбург, УрО РАН, 2012-2013 гг.), семинаре аспирантов УрГУПС (2012 г.), заседаниях кафедры «Электрическая тяга» УрГУПС (2010–2014 гг.).

Публикации. Основные положения диссертационной работы и научные результаты опубликованы в 16 печатных работах, в том числе 7 статей опубликованы в изданиях, входящих в «Перечень изданий, рекомендованных ВАК для публикации научных результатов диссертаций». Общий объем публикаций составляет 12,9 п.л., из которых автору принадлежит 5,7 п.л.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и четырех приложений. Основное содержание работы изложено на 133 страницах машинописного текста, включает 26 таблиц, 44 рисунка, список литературы содержит 141 наименование.

1 АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ГРУЗОВЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ

1.1 Постановка задачи, характеристика объекта исследования

Бандажные колесные пары применяются на российских электровозах с самого начала их серийного производства [17]. Использование бандажей позволяет снизить затраты на восстановление ресурса колесных пар.

Локомотивные бандажи работают в условиях повышенных динамических нагрузок в контакте колеса и рельса. Эти нагрузки для электровозов обусловлены связью колесных пар с тяговыми двигателями, передачей тягового усилия, увеличенной неподрессоренной массой по сравнению с вагонами. Наибольшие нагрузки наблюдаются для грузовых электровозов с опорно-осевым подвешиванием тяговых двигателей, в особенности выпущенных до 2000 г. Их экипажная часть значительно уступает по динамическим качествам современным вариантам, представленным на электровозах 2ЭС5, 2ЭС6, 2ЭС7 и 2ЭС10. Повышенные динамические нагрузки в совокупности с другими эксплуатационными факторами [17, 59, 104] напрямую влияют на ресурс бандажей колесных пар, который в настоящее время не превышает 700 тыс. км [17, 18, 123].

Наиболее часто выявляемые неисправности бандажей колесных пар можно разделить по причине возникновения на несколько групп [17, 18, 28, 129]:

- параметрические отказы (предельный прокат, износ гребня по толщине);
- нарушение технологии ремонта электровозов, ошибки при ведении поезда (образование ползунов, сдвиг бандажа относительно колесного центра, неравномерный износ поверхности катания);
- нарушение технологии изготовления бандажей и формирования колесных пар (образование раковин, плен, трещин, ослабление посадки бандажа).

Проведен анализ неисправностей бандажей колесных пар, выявленных при проведении плановых и неплановых ремонтов электровозов ВЛ11 всех индексов.

Использовались данные, собранные в ремонтных локомотивных депо Свердловской дирекции по ремонту тягового подвижного состава в период с 2010 по 2012 гг. Доли отказов приведены в таблице 1.1 и графически представлены на рисунке 1.1.

Таблица 1.1 – Неисправности бандажей колесных пар, выявленные на плановых и неплановых ремонтах электровозов ВЛ11 всех индексов

Неисправность	Доля отказов, %		
	2010 г.	2011 г.	2012 г.
Предельный износ гребня	53,1	58,8	50,0
Неравномерный износ поверхности катания	25,0	11,5	11,4
Трещины бандажа	1,0	23,0	24,7
Проворот бандажа	15,6	2,5	9,1
Ползуны	2,0	3,2	3,3
Прочие	3,3	1,0	1,5



Рисунок 1.1 – Распределение неисправностей бандажей колесных пар за три года

Согласно проведенному анализу половину от общего числа неисправностей бандажей колесных пар составляет предельный износ гребня бандажа. Следовательно, снижение изнашивания гребней бандажей является наиболее эффективным способом увеличения ресурса бандажей колесных пар электровозов.

С учетом поставленной задачи составлена структурная схема диссертационного исследования, приведенная на рисунке 1.2.



Рисунок 1.2 – Структурная схема исследования

1.2 Обзор научных работ в области исследования процесса изнашивания поверхности катания и методов повышения надежности бандажей колесных пар электровозов

Проблеме повышенного изнашивания бандажей колесных пар локомотивов, а также способам повышения их долговечности посвящены труды многих исследователей. Ученые, на работы которых опирался автор: С. М. Андриевский [2], В. Р. Асадченко [3, 4], Ю. А. Бабич [6], В. М. Богданов [12–15], А. П. Буйносов [17–20], А. А. Воробьев [53, 54], М. И. Глушко [58, 59, 101], А. Л. Голубенко [60, 61], А. В. Горский [62, 63], В. П. Девяткин [67], И. А. Иванов [74], И. И. Калкер [76, 139, 140], А. Я. Коган [81], Д. А. Курасов [90], И. В. Крагельский [88, 89], И. А. Майба [96, 97], Ю. Е. Просвилов [104], А. А. Рауба [105], Д. Л. Худояров [123], И. С. Цихалевский [127] и другие авторы.

В рамках исследования произведена разработка комплексной математической модели изнашивания колесных пар, автор в данном направлении опирался на научные работы в области моделирования динамики подвижного состава отечественных и зарубежных авторов. Это ученые: И. В. Бирюков [8], Е. П. Блохин [10, 11], Г. П. Бурчак [48], М. Ф. Вериги [49–51], С. В. Вершинский [52], В. К. Гарг [56], Р. В. Дуккипати [56], И. А. Добычин [69–71], В. Н. Иванов [73], В. А. Камаев [78, 79], В. С. Коссов [84–86, 111], В. Б. Медель [99], А. Э. Павлюков [71], Д. Ю. Погорелов [103, 122], Ю. С. Ромен [107, 108], А. Н. Савоськин [94–95, 109–110], Х. Т. Туранов [118, 119], А. А. Хохлов [124–126], В. В. Хусидов [124–126].

В зависимости от положения контактной площадки на профиле бандажа процесс изнашивания имеет различные последствия. Приложение усилий в области поверхности катания приводит к увеличению проката бандажа. Этот процесс имеет место при движении по прямому участку пути без значительных дефектов, прохождению кривой с постоянной скоростью или для колеса, движущегося по меньшему диаметру при самоцентрировании колесной пары в рельсовой колее [17, 58]. Расположение пятна контакта на поверхности гребня приводит к уменьшению тол-

щины последнего, происходит это при движении в кривых с повышенной или неравномерной скоростью, или в случае самоцентрирования колесной пары на прямом участке пути, имеющем неровности [18, 53, 80,122].

При достижении максимального проката или минимально допустимой толщины гребня производится обточка бандажей с целью восстановления чертежного профиля [17, 18, 74]. Механическая обработка с помощью колесофрезерных станков выполняется при проведении технического обслуживания ТО-4 без выкатки и разборки колесно-моторного блока. При этом неизбежно снятие инструментом станка неизношенной части поверхности катания [9, 12, 17, 18, 74]. Условием наиболее экономичного использования металла бандажей является равенство ресурсов по достижению максимального проката и допустимой толщины гребня, в этом случае выход металла в стружку будет минимален [18, 123].

До начала 80-х гг. наиболее распространенной причиной проведения обточек бандажей был предельный прокат поверхности катания [2, 17, 18]. На рубеже 80-х – 90-х гг. возникла проблема повышенного износа гребней бандажей [12, 17, 18, 59, 62, 104]. В отдельных депо было зафиксировано увеличение интенсивности изнашивания в 3–4 раза [12, 17, 18] относительно показателей 1985–1988 гг. Проблема имела место по всей сети железных дорог России и приобрела массовый характер. Причиной повышенного износа стало перемещение средневзвешенного положения площадки контакта с поверхности катания на гребень бандажа и, соответственно, концентрация напряжений на гребне. Косвенно об этом могут свидетельствовать дефекты пластической деформации металла гребней – образование «второго» гребня, трещины и сколы, появление опасной формы гребня [17, 18, 74].

Впоследствии при проведении исследований были сформированы основные причины повышения изнашивания гребня бандажа. В качестве главной причины было определено изменение ширины колеи с 1524 мм до 1520 мм, а также снижение норм и требований, предъявляемых к состоянию железнодорожного пути [2, 12, 17, 18, 19, 54, 90, 134]. Это привело к уменьшению расстояния между внутренними гранями головок рельсов на некоторых участках до 1510 мм [12]. Колесные пары локомотивов и вагонов при значительном снижении расстояния между рельсами

переходят на гребневые контакты одновременно для левого и правого колес. Наличие железобетонных шпал в составе верхнего строения пути затрудняет поперечное отжатие рельсов и увеличивает нормальные нагрузки в контакте [104].

Путем комплексного подхода к решению проблемы [17, 18, 63, 91, 104, 126, 127] удалось снизить интенсивность изнашивания до уровня, при котором пробег электровозов между заменами бандажей составляет 500...700 тыс. км [17, 18, 126]. Однако до настоящего времени в 85 % случаев износ гребня бандажа имеет интенсивность большую, чем износ поверхности катания [18].

Величина интенсивности изнашивания колесных пар и рельсов в общем случае определяется скоростью проскальзывания поверхностей, степенью нагруженности площадки контакта и свойствами третьего тела [9, 12].

Скорость проскальзывания колеса относительно рельса главным образом зависит от степени изношенности поверхностей контактирующих тел. При взаимодействии неизношенных профилей поверхности катания колеса и рельса имеет место одноточечный контакт с наименьшей скоростью проскальзывания, которая описывается уравнениями крипа [18, 59, 81, 84, 95, 122, 124, 125]. По мере нарастания износа возможен переход от одноточечного контакта к двухточечному (первая точка находится на поверхности катания, вторая – на гребне). Одновременно с этим значительно возрастает скорость проскальзывания в области гребневого контакта, сопровождающаяся явлением микрорезания [104].

Степень нагруженности в контакте определяется характером распределения напряжений по поверхности. Наиболее распространенным способом описания процессов контактного взаимодействия с крипом является классическая модель Герца [53, 55, 138]. Контактная задача в этом случае разделяется на нормальную и тангенциальную [53]. Решение нормальной задачи позволяет определить форму и площадь поверхности контакта, исходя из механических свойств поверхностных слоев металла бандажа и рельса, а также нормальных нагрузок. Тангенциальная задача обеспечивает построение картины касательных напряжений в контакте [53, 101]. Касательные усилия приводят к пластической деформации материала, накоплению

остаточных напряжений и формированию усталостного дефекта в слоях материала, расположенных на глубине 2...5 мм [18, 53].

Под третьим телом в трибологии понимается совокупность элементов и материалов, образующихся и находящихся между контактирующими поверхностями, а также поступающими из внешней среды [57, 83, 87, 129]. Воздействие на процесс изнашивания множества факторов [57, 88] описывается коэффициентом трения.

Таким образом, можно выделить основные перспективные направления исследований в решении проблемы повышенного износа бандажей:

- подбор профилей поверхности катания бандажей и рельсов;
- совершенствование элементов механической части с целью снижения динамических нагрузок;
- лубрикация поверхности катания;
- упрочнение гребней или изменение твердости бандажей;
- упрочнение поверхностного слоя бандажа.

Профили колесных пар, применяемые в настоящее время на сети железных дорог, не являются конформными [18, 53, 127], их применение не исключает образование двухточечного контакта с проскальзыванием. Вопрос об использовании того или иного профиля должен учитывать эксплуатационные параметры, особенности конкретной серии локомотивов и для каждого депо решается отдельно [17, 18, 127]. Оптимальным с точки зрения минимального износа является контакт по цилиндрической поверхности бандажа [58, 59].

Совершенствованию механической части электровозов посвящено множество исследований [6, 8, 10, 13, 18, 19, 51, 52, 68, 72, 73, 77–79, 92, 107, 109, 120, 123, 124, 127]. Внедрение результатов данных работ позволило снизить интенсивность изнашивания бандажей. Однако ресурс колесных пар все еще находится на недостаточно высоком уровне, следовательно, необходимы дальнейшие исследования.

Лубрикация гребней бандажей колесных пар и боковой поверхности рельсов для снижения интенсивности изнашивания активно применяется на российских же-

лезных дорогах с середины XX века [2, 17, 127]. Использование смазочного материала позволяет изменить свойства третьего тела при трении, что ведет к снижению значения коэффициента трения и уменьшению износа [12]. Различают обработку боковой поверхности рельсов с помощью передвижных рельсосмазывателей и нанесение смазки на гребни колесных пар с помощью локомотивных систем лубрикации [17, 18, 20, 127]. Причиной широкого распространения технологии стали простота реализации метода и низкая стоимость при использовании [18, 54].

Способ лубрикации помимо бесспорного преимущества имеет и свои недостатки. Жидкий смазочный материал после нанесения на поверхность сложно удерживать в точке контакта [12, 127]. При этом возможно его попадание на поверхность катания бандажей, что приводит к снижению характеристик сцепления, увеличению вероятности боксования колесной пары в режиме тяги [17, 18, 54, 86] и срыва сцепления с последующим входом в юз при торможении [3, 4]. Применение смазочного материала не влияет на прочностные свойства поверхностей и величину контактной нагрузки, что увеличивает вероятность формирования контактно-усталостных дефектов металла бандажей и рельсов [54, 127]. В связи с перечисленными особенностями лубрикация рассматривается как дополнительное средство снижения изнашивания [54]. Рекомендуется ее применение в кривых участках пути, где метод показывает наибольшую эффективность [17, 18, 20, 54, 127]. В остальных ситуациях использование лубрикации должно быть обосновано для снижения возможных негативных последствий [17, 18, 54, 66, 131]. Смазочный материал, применяемый в системах гребнесмазывания, должен обеспечивать эффективность независимо от метеорологических условий [96, 97, 132]. Также перспективными способами повышения ресурса являются полужидкостные и твердые смазочные материалы, лишенные ряда приведенных выше недостатков [18, 96, 97, 98, 132].

Повышение твердости бандажей рассматривается в двух вариантах – упрочнение всего бандажа (с помощью термообработки или изменения марки стали) или локальное упрочнение гребня (наиболее перспективным является магнитоплазменное упрочнение) [18, 54, 105, 123]. Повышение твердости бандажей до рекомендуемой в [54] величины 350...360 НВ неизбежно приведет к увеличению изнашивания

рельсов. Переход на сталь более высокого качества не решает проблему появления выщербин в металле вследствие усталостного разрушения [105], при этом усложняются условия механической обработки бандажей при обточке [74].

Упрочнение поверхностного слоя бандажа на глубину 50...100 мкм позволит изменить характер распределения нагрузки по контактной площадке, снизить максимальные контактные давления и тем самым уменьшить интенсивность изнашивания [18, 123]. Упрочнение достигается за счет образования покрытия керамической природы на поверхности гребня бандажа. Наиболее эффективным и технологически простым методом является обработка бандажей триботехническим составом [18, 123, 127].

Среди методов прогнозирования ресурса бандажей можно выделить два основных направления. Первый, применяющийся уже длительное время метод подразумевает статистический анализ данных об изнашивании поверхности катания бандажей, сформированный на основании результатов измерений контролируемых параметров [17, 18, 62, 63, 123, 127]. Второй – использует математическое моделирование процесса изнашивания бандажей на ЭВМ.

Моделирование механической системы подвижного состава основано на положениях общей теории колебаний [5, 99, 113, 130]. Ранние модели использовали линейный подход к описанию реакций в системе за счет введения предположения о малой величине колебаний и упрощений законов трения [56, 71]. Такой вариант расчета был обоснован низкой вычислительной мощностью применяемых ЭВМ. В настоящее время в связи с развитием автоматизированных вычислительных решений получили распространение модели, описывающие механическую систему с точки зрения нелинейной динамики как неавтономную [69–71, 84–86, 103, 118, 119, 122, 124–126], с учетом неровности и жесткости железнодорожного пути [69, 84, 122, 140], определять изнашивание профиля катания колес и рельсов [122, 137, 141]. Совершенствуются модели реальных элементов рессорного подвешивания [85, 118, 119], разрабатываются комплексные модели электромеханической си-

стемы, позволяющие учитывать характеристики тяговых электродвигателей и исследовать процессы сцепления в режиме тяги [84–86, 122, 133]. Применяемые модели имеют высокую степень сходимости с данными эксперимента [84, 112, 122].

Таким образом, целесообразно использование при исследовании как метода статистического анализа, так и метода математического моделирования с последующим сравнением результатов.

1.3 Триботехнические составы, их применение для повышения ресурса пар трения

Триботехнические составы – обобщенное определение для группы материалов, представляющих собой сухую смесь мелкодисперсных частиц минералов, наибольшую долю из которых составляет серпентин (до 75 % в зависимости от марки конкретного состава) [46]. Триботехнические составы поставляются в виде порошка темно-серого цвета с максимальным размером частиц 10 мкм [18, 46, 47].

Триботехнические составы применяются в машиностроении для снижения интенсивности процесса изнашивания тяжело нагруженных пар трения. Самой распространенной моделью их применения является увеличение ресурса зубчатых передач промышленных механизмов. При этом состав в виде порошка добавляется в смазочный материал картера редуктора, эксплуатируется в течение определенного времени, после чего отработанное масло заменяется на чистое, работа редуктора продолжается. Время обработки и объемная доля триботехнического состава в этом случае регламентированы.

Наиболее известны марки триботехнических составов РВЗ, НИОД, НАП, отличающиеся процентным содержанием элементов и свойствами получаемых покрытий. В рамках диссертационной работы исследовалось влияние обработки бандажей колесных пар электровозов серии ВЛ11 триботехническими составами НИОД-2 и НИОД-5. Выбор составов марки НИОД обоснован тем, что данные материалы показали эффективность при использовании на железнодорожном транс-

порте. В результате исследований, проводимых научными институтами, использование составов НИОД для снижения изнашивания зубчатых передач и подшипников качения привело к увеличению ресурса узлов в 1,5–2 раза [18, 29].

Помимо серпентина в состав входят магнетит, тальк и ряд минералов (пирротин, кварц), доля которых не превышает 7 %. Химический состав порошков представлен в основном оксидными соединениями и приведен в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Компоненты, входящие в исследуемые триботехнические составы

Элемент	Содержание для триботехнического состава, %	
	НИОД-2	НИОД-5
SiO ₂	29,4±0,6	34,4±0,6
MgO	23,1±1,0	29,1±1,0
Fe ₂ O ₃	21,5±0,4	14,8±0,4
FeO	7,6±0,5	6,2±0,5
Al ₂ O ₃	3,3±0,3	2,7±0,3
TiO ₂	0,9±0,1	0,8±0,1
CaO	0,5±0,1	0,5±0,1
Cr ₂ O ₃	0,5±0,1	0,5±0,1
Прочие компоненты (S, P, Ni, H ₂ O и др.)	13,2±3,0	11,0±3,0

Процесс формирования керамического слоя на поверхностях может протекать только в момент трения при одновременном повышении температуры и действии значительных нормальных сил в контакте. Достаточным является наличие триботехнического состава только на одной поверхности трения. Под действием нормальной нагрузки частицы состава распределяются по площади контакта, происходит их пластическая деформация под давлением. Максимальная толщина слоя частиц состава, при которой возможны термические преобразования при трении, составляет 5...10 мкм. При этом минимальное давление в контакте, согласно исследованиям [18], составляет 50 МПа. Дальнейший процесс состоит из двух этапов.

На первом этапе при нагревании зоны контакта происходит термическая ре-

структуризация серпентина $Mg_6[Si_4O_{10}][OH]_8$ с последующим разделением на форстерит Mg_2SiO_4 , диоксид кремния SiO_2 и воду [18, 82, 102]. Температуры, применяемые при промышленном изменении структуры исходного материала, составляют 600...1000 °С [82]. Наличие в контакте частиц талька $Mg_3Si_4O_{10}(OH)_2$ как одного из компонентов триботехнического состава (в пропорции 2–4 % к общей массе) приводит к снижению необходимой для протекания процесса температуры до 300...600 °С [82].

Второй этап происходит при температуре выше 400...450 °С. Начинается формирование керамического покрытия путем спекания частиц форстерита, образования размягченной стеклообразной массы и последующей ее кристаллизации [102]. Керамический материал образуется на поверхностях в зоне трения за счет наличия поверхностного натяжения основного материала (стали, чугуна) и процесса перемещения вакансий в зернах форстерита на поверхность керамического слоя [82, 102]. Параллельно под действием температуры происходит выведение смазочного материала из покрытия. После выхода поверхностей из области трения действие высокой температуры и давления прекращается, начинается охлаждение и кристаллизация форстеритовой керамики. В качестве центров кристаллизации выступают частицы оксидов Fe_2O_3 , FeO , Al_2O_3 , TiO_2 , находящиеся среди зерен форстерита в образовавшемся слое.

Невыполнение приведенных выше условий приводит к отсутствию эффекта формирования керамического покрытия или даже к повышенному изнашиванию поверхностей. Влияние условий протекания процесса образования покрытия на эффективность метода можно представить в виде блок-схемы, приведенной на рисунке 1.3.



Рисунок 1.3 – Блок-схема процесса формирования покрытия

Приведенная блок-схема позволяет сделать вывод о высоких требованиях, предъявляемых к обработке узлов трения триботехническими составами на основе серпентина. Кроме особенностей протекания процесса образования покрытия существует ряд недостатков, не позволяющих применять технологию для любых пар трения [102].

1. Наличие в некоторых составах микрочастиц сравнительно большого размера (до 300 мкм), попадание которых в узел трения приводит к абразивному изнашиванию поверхностей и снижению ресурса деталей. При сторонних исследованиях [102] было обнаружено отклонение от технических условий при производстве составов. Это касается, в частности, размера частиц. В связи с этим также не рекомендуется использование триботехнических составов в узлах с преобладанием трения скольжения.

2. Применение составов в парах трения «мягкий металл – твердый металл» (например, «бронза – чугун») приводит к интенсивному изнашиванию более мягкого материала одновременно с упрочнением более твердого. Данный процесс объясняется прямой зависимостью между параметрами температуры плавления металлов и сплавов и значением их поверхностного натяжения согласно [116].

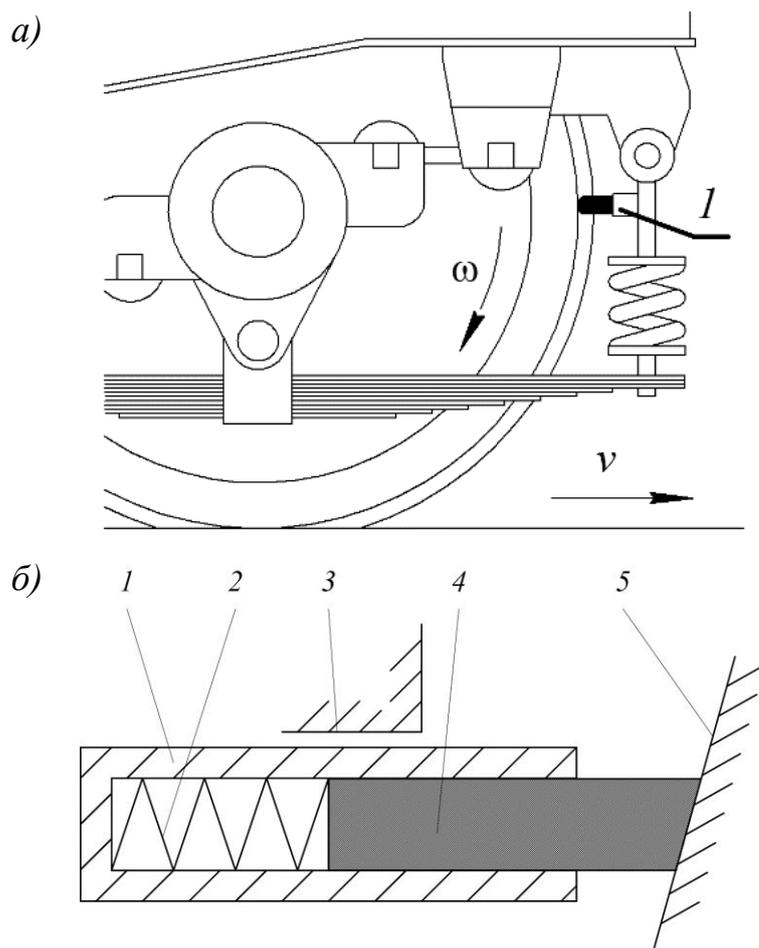
3. Образованное форстеритовое керамическое покрытие нарушает процесс теплоотвода от контактирующих поверхностей. В замкнутых системах это может привести к перегреву и выходу узла из строя.

4. Ввиду высокой диэлектрической проницаемости керамики не следует применять данный метод в парах трения, обеспечивающих электрическое соединение.

Таким образом триботехнические составы в том виде, в котором они поставляются потребителям в настоящее время, имеют очень узкий спектр применения. Помимо этого, для каждого конкретного случая требуется разработка технических требований по нанесению состава для увеличения вероятности получения положительного эффекта от обработки.

Применение триботехнических составов для обработки поверхности гребня бандажей может быть рассмотрено как перспективный метод увеличения ресурса колесных пар локомотивов ввиду того, что в контакте обеспечиваются все необходимые для протекания процесса условия, а трибосистема «колесная пара – рельс» является незамкнутой, что исключает возникновение отрицательного эффекта.

Проблема переноса частиц триботехнического состава на поверхность была решена с помощью устройств для нанесения, представляющих собой корпус, закрепленный на раме тележки или на вертикальной стойке буксовой ступени рессорного подвешивания. Схема расположения устройства на электровозе ВЛ11 приведена на рисунке 1.4, а. Внутри корпуса установлены стержень с триботехническим составом и пружина, обеспечивающая нажатие на стержень и подачу триботехнического состава к поверхности гребня бандажа (рисунок 1.4, б) [18].



a – расположение на тележке электровоза серии ВЛ11,

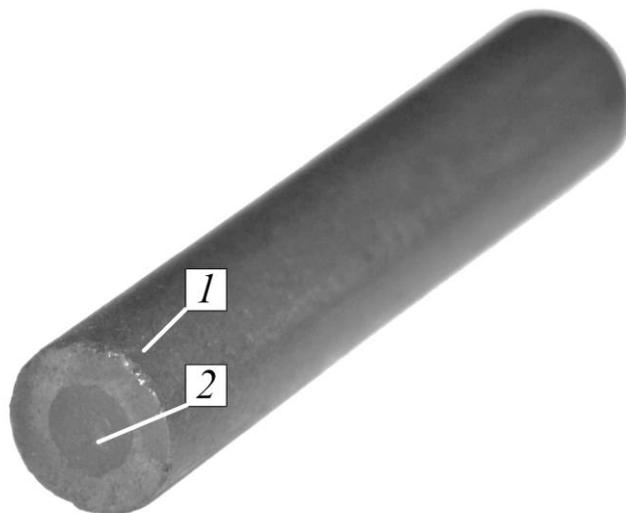
б – принципиальная схема;

1 – корпус, *2* – нажимная пружина, *3* – крепление к неподвижной части,
4 – стержень с триботехническим составом, *5* – поверхность гребня бандажа

Рисунок 1.4 – Устройство для нанесения триботехнического состава

Ввиду того, что точка нанесения триботехнического состава на поверхность и площадка контакта «колесо-рельс» находятся на значительном расстоянии, необходимо решение, позволяющее удерживать частицы состава на поверхности до его попадания в зону трения. Решением стало смешивание частиц триботехнического состава с пластическим смазочным материалом. Полученное таким образом активное вещество при попадании на поверхность удерживает частицы состава до момента формирования покрытия, а затем выводится из керамического материала на втором этапе формирования. Для придания жесткости активное вещество помещается в графитовый стержень. При трении о поверхность бандажа графит стержня

изнашивается, обеспечивая дополнительное смазывание поверхности. Внешний вид стержня изображен на рисунке 1.5.



1 – графитовая оболочка; 2 – активное вещество

Рисунок 1.5 – Стержень с триботехническим составом

Покрытие на поверхности гребня, полученное в результате обработки описанным способом, имеет толщину 50...100 мкм. Наличие слоя керамического материала не изменяет свойства третьего тела и не влияет на химический состав основного металла (бандажной стали). При этом процесс взаимодействия пары трения «бандажная сталь – рельсовая сталь» заменяется комбинацией «керамическое покрытие – рельсовая сталь», что влечет за собой изменение распределения давления и нагрузки в контакте. Форстеритовые керамики в чистом виде имеют следующие характеристики [88, 93, 98, 116]:

– удельная теплопроводность $\lambda = 1,28...1,36$ Вт/м·К – значительно ниже показателей стали;

– предел прочности при сжатии $\sigma_{сж} = 10,2...20,5$ МПа, при растяжении $\sigma_p = 2,0...6,5$ МПа, при изгибе $\sigma_{изг} = 5,1...10,0$ МПа – невысокие показатели позволяют использовать данный тип керамики в качестве тонкого покрытия под нагрузкой без образования трещин и выкрашивания материала;

– коэффициент Пуассона, рассчитанный согласно методике [116] исходя из химического состава образованного покрытия $\nu = 0,193$ – ниже показателей для стали;

– коэффициент трения пары «керамическое покрытие – рельсовая сталь» относительно пары «бандажная сталь – рельсовая сталь» значительно не изменяется ввиду малой толщины покрытия и отсутствия эффекта шлифовки микрочастицами при соблюдении технологии обработки.

Таким образом, износостойкое керамическое покрытие, которое формируется на поверхности бандажа, непосредственно контактирует с рельсом. При этом изменяется распределение напряжений по контактной площадке и в поверхностных слоях основного металла бандажа, что приводит к снижению интенсивности изнашивания. Конкретные значения механических характеристик для покрытия получены и приведены во второй главе настоящей работы. В контакте «колесо-рельс» создаются оптимальные условия для образования покрытия с точки зрения температуры реакции и давления между поверхностями [18, 47]. При обработке бандажей в эксплуатации были выявлены некоторые проблемы, подробное описание и решение которых приведено в четвертой главе настоящей работы.

1.4 Выводы по главе 1

1. В результате проведенного статистического анализа отказов бандажей колесных пар на плановых и неплановых ремонтах электровозов серии ВЛ11 всех индексов установлено, что в 50–55 % случаев причиной выхода их из строя является предельный износ гребня бандажей. Следовательно, снижение изнашивания гребней бандажей является наиболее эффективным способом увеличения ресурса бандажей колесных пар электровозов.

2. Обработка гребней бандажей триботехническими составами является наиболее простым с технологической точки зрения и эффективным методом повышения ресурса колесных пар электровозов.

3. Для решения поставленной в работе задачи целесообразно использование при исследовании как метода статистического анализа, так и метода математического моделирования с последующим сравнением результатов.

4. В контакте «колесо-рельс» создаются оптимальные условия для образования покрытия с точки зрения температуры реакции и давления между поверхностями. В результате обработки на поверхности гребня бандажа образуется износостойкий керамический слой толщиной 50...100 мкм. Сформированное покрытие не влияет на свойства основного металла или третьего тела, при этом изменяет характер распределения усилий по поверхности контакта, уменьшая величину нормального давления.

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ГРУЗОВЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ

2.1 Постановка задачи моделирования

В связи с особенностями формирования керамического покрытия на поверхности гребня бандажа, эффективность применения триботехнического состава для повышения ресурса колесных пар не может быть доказана исключительно за счет статистического анализа данных эксперимента. Возникает задача разработки математической модели, позволяющей максимально полно исследовать процесс изнашивания бандажей колесных пар при наличии и отсутствии покрытия в зоне контакта колеса и рельса.

В настоящее время известен ряд математических моделей, достаточно полно описывающих динамику механической части различных типов подвижного состава [71, 81, 84], а также позволяющих исследовать процесс изнашивания бандажей колесных пар [60, 81, 95]. Подобные алгоритмы учитывают, как правило, только один фактор, влияющий на изнашивание колесных пар, или рассматривают влияние свойств третьего тела на износ без учета свойств поверхностного слоя в паре трения. Для решения задачи требуется модель, отличающаяся от существующих возможностью исследовать зависимость интенсивности изнашивания от совокупности параметров жесткости, упругости контактирующих поверхностей и свойств третьего тела.

В рамках диссертационного исследования разработана комплексная математическая модель изнашивания бандажей колесных пар электровоза ВЛ11К, состоящая из двух модулей. Первый модуль представлен моделью механической системы электровоза и позволяет произвести расчет усилий, действующих в контакте колеса и рельса. Основными факторами, определяющими значения и характер распределения усилий, являются характеристики тел, входящих в механическую систему, параметры рессорного подвешивания, макро- и микрогеометрия рельсового

пути, условия движения реального поезда по участку. Зафиксированные в результате моделирования контактные нагрузки на колесные пары передаются в модель пары трения «колесо-рельс», где в зависимости от параметров пути, расположения площадки контакта и материалов поверхностей производится построение кривых износа для прогнозирования ресурса бандажей. Блок-схема модели приведена на рисунке 2.1.

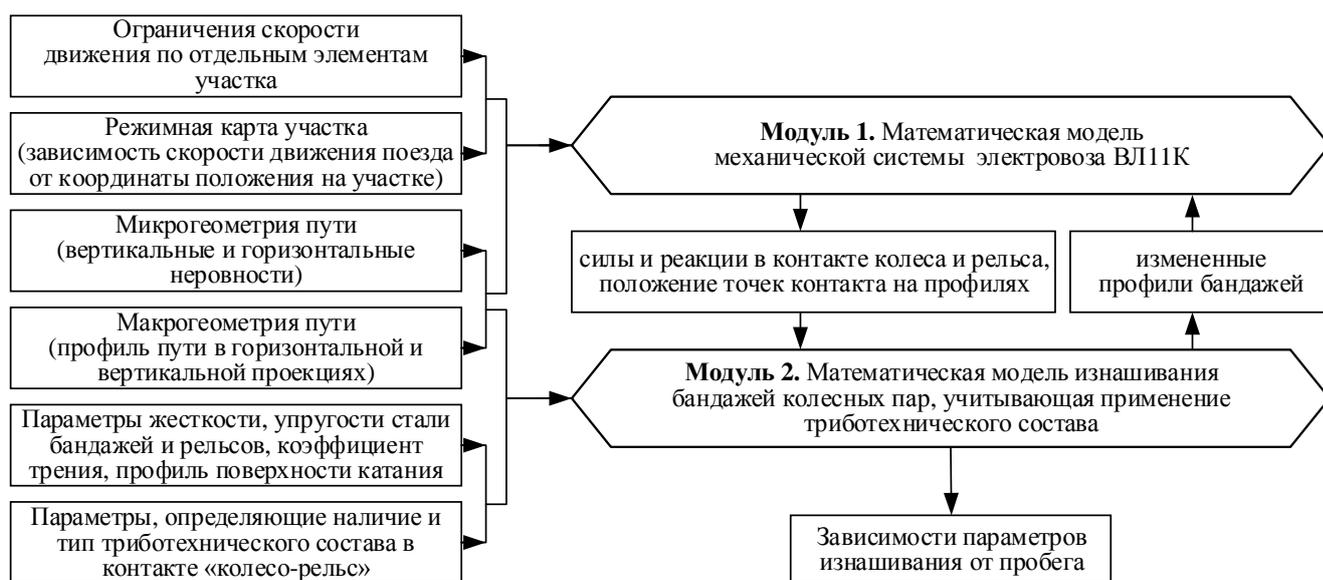
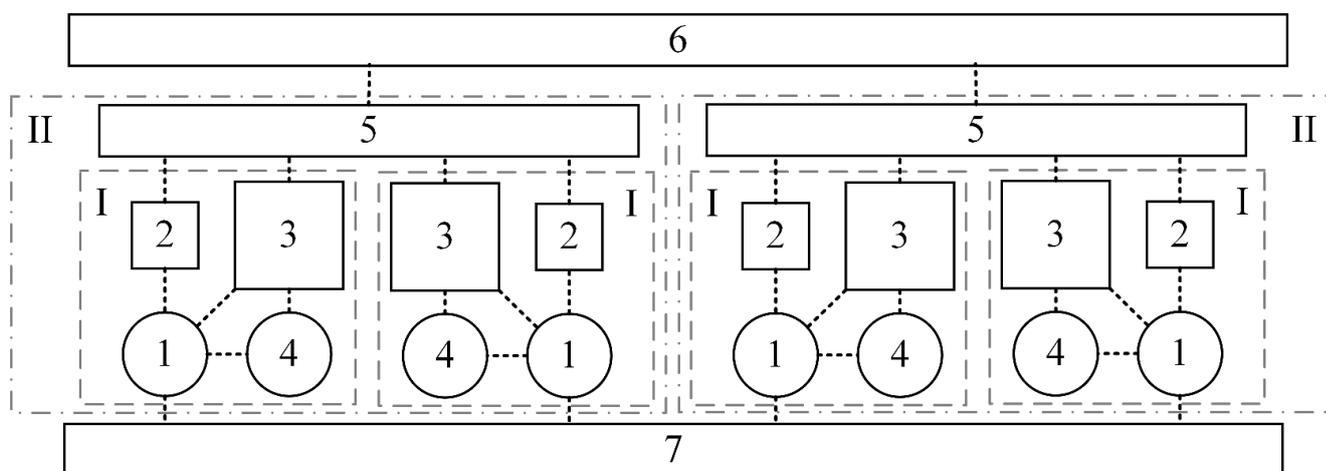


Рисунок 2.1 – Блок-схема комплексной модели изнашивания бандажей

Изменение уравнений, описывающих динамику механической части, делает возможным исследование эффективности триботехнического состава для электровозов других серий. Модуль расчета ресурса при этом не изменяется. Формирование модели производится как в виде аналитически заданного вычислительного блока на базе Mathcad, так и в среде программного комплекса моделирования механических систем «Универсальный механизм».

2.2 Выбор расчетной схемы и системы координат

Расчетная схема модели состоит из 23 тел (кузов; две рамы тележек; по четыре колесных пары, якоря и остова тяговых двигателей; восемь корпусов букс), связанных с помощью идеальных шарниров или шарниров с заданными силами, а также линейных и нелинейных силовых элементов. Структурная схема модели приведена на рисунке 2.2. Пунктирными линиями показаны связи между телами.



I – подсистема «колесно-моторный блок», II – подсистема «тележка»

1 – колесная пара, 2 – буксовый узел, 3 – остов тягового двигателя,

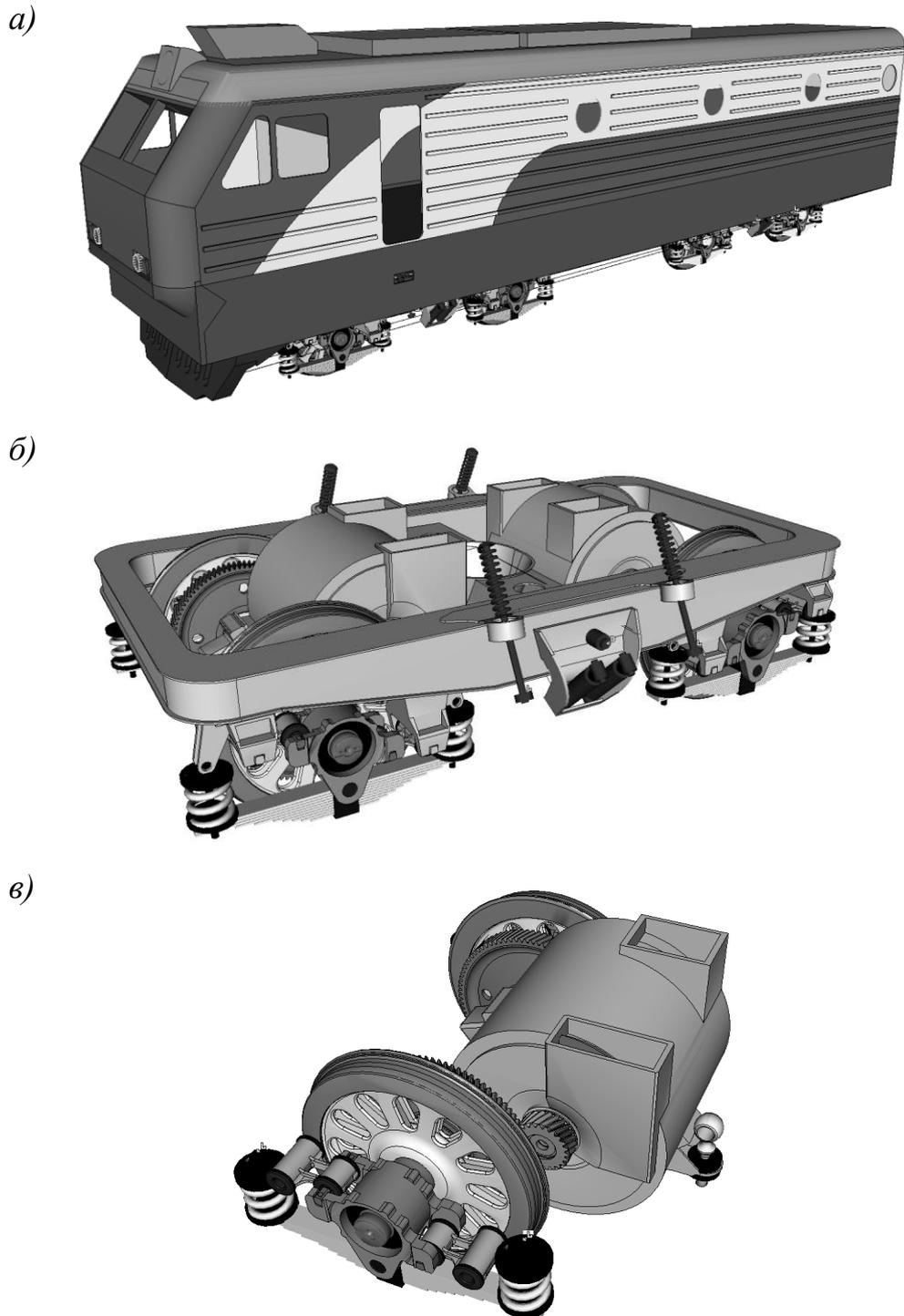
4 – якорь тягового двигателя, 5 – рама тележки, 6 – кузов, 7 – путь

Рисунок 2.2 – Упрощенная структурная схема модели секции электровоза ВЛ11К

В модели учитываются вертикальные и горизонтальные реакции со стороны пути, нелинейные составляющие упругих и диссипативных элементов рессорного подвешивания. При анализе используется общая геометрическая методика без предположения о малых углах поворота, что позволяет значительно повысить точность [124].

Реализация модели в программном комплексе «Универсальный механизм» произведена с использованием метода подсистем, целью которого является упрощение ввода однотипных элементов и возможность дальнейшего масштабирования. Секция состоит из тела, описывающего кузов и двух подсистем «тележка». В

свою очередь, каждая подсистема «тележка» состоит из рамы и двух подсистем «колесно-моторный блок». Подсистемы указаны римскими цифрами на схеме (рисунок 2.2), внешний вид в программном комплексе приведен на рисунке 2.3.



а – секция электровоза, *б* – подсистема «тележка»,
в – подсистема «колесно-моторный блок»

Рисунок 2.3 – Внешний вид модели и подсистем

При разработке модели установлен ряд допущений, влияние которых на выходные характеристики незначительно [44, 117, 122]. Все тела модели вводятся в механическую систему как абсолютно жесткие; для моторно-якорных, буксовых и моторно-осевых подшипников не рассматриваются ситуации перекоса внутреннего кольца относительно внешнего; не учитывается влияние переходных процессов в тяговых двигателях на величину вращающего момента. Аналитическая модель позволяет исследовать процессы изнашивания при движении в режиме вы бега, алгоритм, реализованный с помощью программного комплекса «Универсальный механизм», позволяет также учитывать влияние тяговых усилий со стороны двигателей при движении поезда по участку пути [26].

Для описания перемещений тел и силовых элементов используется прямоугольная система координат (СК) $Oxuz$ с углами поворота φ , ξ , θ относительно осей Ox , Oy , Oz соответственно. Задание СК выполнялось по методике [124]: каждое тело имеет свою собственную СК, центр которой совпадает с центром масс тела. В модели вводится базовая СК, описывающая линейные перемещения тела, и СК, определяющая отклонения на определенные углы. Силовые связи в модели показаны на рисунке 2.4.

Модель механической системы секции электровоза ВЛ11К имеет 54 степени свободы. Координаты всех тел в каждый момент времени определяются функцией состояния, выраженной в виде

$$Q = f(x_c; y_c; z_c; \varphi_c; \xi_c; \theta_c; x_{t1}; y_{t1}; z_{t1}; \varphi_{t1}; \xi_{t1}; \theta_{t1}; x_{t2}; y_{t2}; z_{t2}; \varphi_{t2}; \xi_{t2}; \theta_{t2}; x_{k1}; y_{k1}; z_{k1}; \varphi_{k1}; \xi_{k1}; \theta_{k1}; x_{k2}; y_{k2}; z_{k2}; \varphi_{k2}; \xi_{k2}; \theta_{k2}; x_{k3}; y_{k3}; z_{k3}; \varphi_{k3}; \xi_{k3}; \theta_{k3}; x_{k4}; y_{k4}; z_{k4}; \varphi_{k4}; \xi_{k4}; \theta_{k4}; \xi_{бл1}; \xi_{бп1}; \xi_{бл2}; \xi_{бп2}; \xi_{бл3}; \xi_{бп3}; \xi_{бл4}; \xi_{бп4}; \xi_{д1}; \xi_{д2}; \xi_{д3}; \xi_{д4}; \xi_{я1}; \xi_{я2}; \xi_{я3}; \xi_{я4}) \quad (2.1)$$

где $x_c, y_c, z_c, \varphi_c, \xi_c, \theta_c$ – координаты кузова секции электровоза;

$z_{ti}, y_{ti}, z_{ti}, \varphi_{ti}, \xi_{ti}, \theta_{ti}$ – координаты рамы i -той тележки;

$x_{ki}, y_{ki}, z_{ki}, \varphi_{ki}, \xi_{ki}, \theta_{ki}$ – координаты i -той колесной пары;

$\xi_{блi}, \xi_{бпi}$ – координаты буксовых узлов i -той колесной пары;

$\xi_{ди}$ – координаты остова двигателя i -той колесной пары;

$\xi_{яi}$ – координаты якоря тягового двигателя i -той колесной пары.

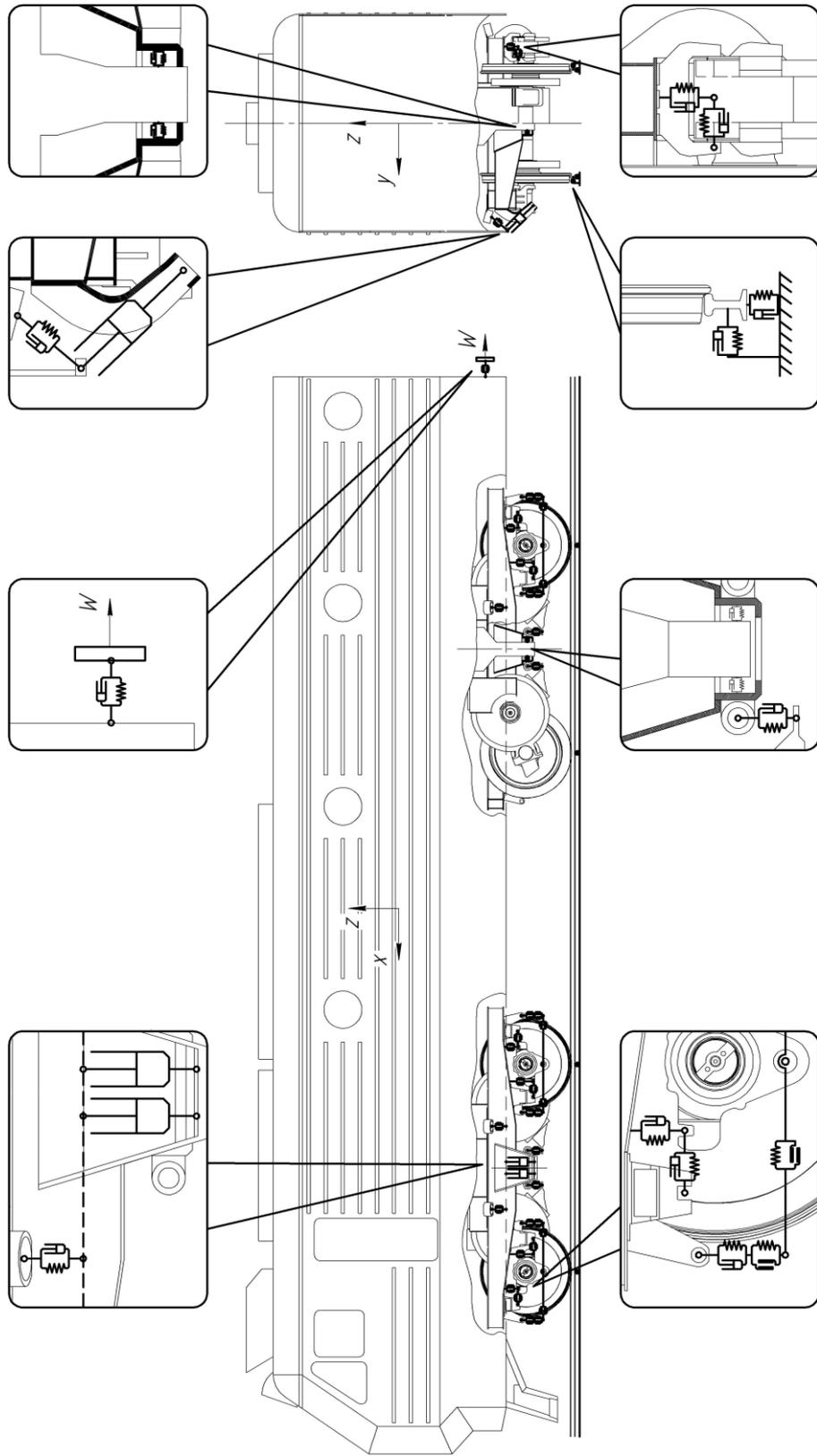


Рисунок 2.4 – Силовые связи в модели механической части электровоза ВЛПК

2.3 Расчетные схемы и уравнения динамики тел, входящих в механическую систему

Перемещение каждого тела системы в зависимости от обозначенного выше числа степеней свободы описывается определенной системой дифференциальных уравнений. Для вывода уравнений каждое тело модели рассматривается отдельно от остальных, механические связи через шарнирные соединения или силовые взаимодействия заменяются на реакции, приложенные в заданных точках. С учетом расположения центра масс тела и расчетных точек составляются системы дифференциальных уравнений равновесия по принципу Д'Аламбера [124].

После формирования всех систем для синтеза модели из левых частей уравнений формируются квадратная инерционная матрица, в которой учитываются массы, моменты инерции и инерционные связи между координатами, а также координатный вектор, составленный из параметров, приведенных в выражении (2.1). Для рассматриваемой механической системы порядок матрицы и вектора равен числу степеней свободы $n = 54$.

Расчетные точки, в которых действуют усилия от однотипных элементов рессорного подвешивания, объединяются в подгруппы, назначение и состав которых приводятся в таблице после описания каждого тела. Размеры, используемые при расчете, определяются следующим образом: вдоль оси Ox расстояния имеют обозначение A , по оси Oy – B , Oz – C .

Кузов секции электровоза имеет шесть степеней свободы. Схема действия нагрузок на кузов секции электровоза приведена на рисунке 2.5.

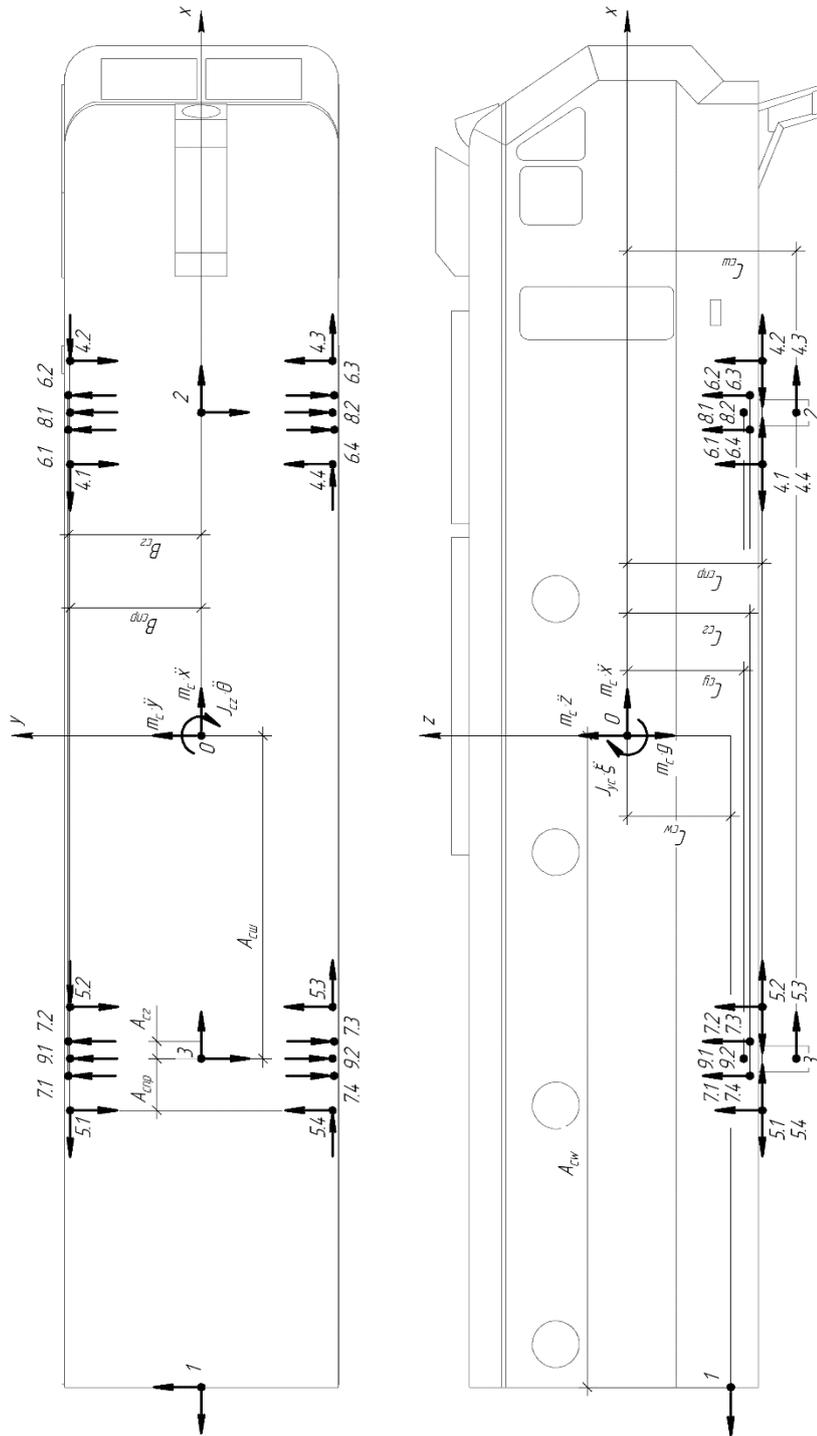


Рисунок 2.5 – Схема действия нагрузок на кузов электровоза

На кузов действуют силы со стороны состава, приложенные к автосцепному устройству, а также силы со стороны первой и второй тележек. Реакции от каждой тележки передаются через шкворневые узлы, пружины рессорного подвешивания второй ступени, боковые ограничители. Группы реакций, действующих на кузов, а также их составляющие, приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Группы реакций, действующих на кузов, и их составляющие

№ гр.	Наименование элемента (механической связи), со стороны которого действует реакция	Число точек	Обозначения реакций, действующих в направлении осей		
			Ox	Oy	Oz
1	Автосцепное устройство	1	F_{cx1}	F_{cy1}	–
2	Шкворневой узел первой тележки	1	F_{cx2}	F_{cy2}	–
3	Шкворневой узел второй тележки	1	F_{cx3}	F_{cy3}	–
4	Пружины рессорного подвешивания первой тележки	4	$F_{cx4.1} - F_{cx4.4}$	$F_{cy4.1} - F_{cy4.4}$	$F_{cz4.1} - F_{cz4.4}$
5	Пружины рессорного подвешивания второй тележки	4	$F_{cx5.1} - F_{cx5.4}$	$F_{cy5.1} - F_{cy5.4}$	$F_{cz5.1} - F_{cz5.4}$
6	Гидравлические гасители первой тележки	4	–	$F_{cy6.1} - F_{cy6.4}$	$F_{cz6.1} - F_{cz6.4}$
7	Гидравлические гасители второй тележки	4	–	$F_{cy7.1} - F_{cy7.4}$	$F_{cz7.1} - F_{cz7.4}$
8	Боковые ограничители первой тележки	2	–	$F_{cy8.1}, F_{cy8.2}$	–
9	Боковые ограничители второй тележки	2	–	$F_{cy9.1}, F_{cy9.2}$	–

При определении составляющих реакций были введены следующие допущения: связь через шкворневые узлы в направлении осей Ox , Oy имеет большую жесткость (жесткость принималась равной $1 \cdot 10^8$ Н/м), работа гидравлических гасителей рассматривается только в плоскости Oyz без учета их продольных перемещений, усилия от боковых упоров направлены вдоль оси Oy .

Система дифференциальных уравнений для кузова имеет вид

$$\begin{aligned}
& m_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} - F_{cx1} + F_{cx2} + F_{cx3} - F_{cx4.1} - F_{cx4.2} + F_{cx4.3} + F_{cx4.4} - F_{cx5.1} - F_{cx5.2} + F_{cx5.3} + \\
& \quad + F_{cx5.4} = 0; \\
& m_c \frac{d^2 y_c}{dt^2} - F_{cy1} - F_{cy2} - F_{cy2} - F_{cy4.1} - F_{cy4.2} + F_{cy4.3} + F_{cy4.4} - F_{cy5.1} - F_{cy5.2} + F_{cy5.3} + \\
& \quad + F_{cy5.4} + F_{cy6.1} + F_{cy6.2} - F_{cy6.3} - F_{cy6.4} + F_{cy7.1} + F_{cy7.2} - F_{cy7.3} - F_{cy7.4} + \\
& \quad + F_{cy8.1} + F_{cy8.2} + F_{cy9.1} + F_{cy9.2} = 0; \\
& m_c \frac{d^2 z_c}{dt^2} + \sum_{i=1}^4 F_{cz4.i} + \sum_{i=1}^4 F_{cz5.i} + \sum_{i=1}^4 F_{cz6.i} + \sum_{i=1}^4 F_{cz7.i} = 0; \\
& J_{cx} \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2} = -C_{cw} \cdot F_{cy1} + C_{cш} \cdot (F_{cx2} + F_{cx3}) + C_{cy} \cdot (F_{cy8.2} + F_{cy9.2} - F_{cy8.1} - F_{cy9.1}) + \\
& \quad + C_{cr} \cdot (F_{cy6.3} + F_{cy6.4} + F_{cy7.3} + F_{cy7.4} - F_{cy6.1} - F_{cy6.2} - F_{cy7.1} - F_{cy7.2}) + \\
& \quad + C_{cnp} \cdot (F_{cy4.1} - F_{cy4.2} - F_{cy5.1} - F_{cy5.2} - F_{cy4.3} - F_{cy4.4} - F_{cy5.3} - F_{cy5.4}) + \\
& \quad + B_{cr} \cdot (F_{cz6.3} + F_{cz6.4} + F_{cz7.3} + F_{cz7.4} - F_{cz6.1} - F_{cz6.2} - F_{cz7.1} - F_{cz7.2}) + \\
& \quad + B_{cnp} \cdot (F_{cz4.3} + F_{cz4.4} + F_{cz5.3} + F_{cz5.4} - F_{cz4.1} - F_{cz4.2} - F_{cz5.1} - F_{cz5.2}); \tag{2.2} \\
& J_{cy} \frac{d^2 \xi_c}{dt^2} = A_{cw} \cdot F_{cx1} - A_{cш} \cdot (F_{cx2} + F_{cx3}) + (A_{cш} + A_{cnp}) \cdot (F_{cz5.1} + F_{cz5.4} - F_{cz4.2} - \\
& \quad - F_{cz4.3}) + (A_{cш} - A_{cnp}) \cdot (F_{cz5.2} + F_{cz5.3} - F_{cz4.1} - F_{cz4.4}) + (A_{cш} + A_{cr}) \times \\
& \quad \times (F_{cz7.1} + F_{cz7.4} - F_{cz6.2} - F_{cz6.3}) + (A_{cш} - A_{cr}) \cdot (F_{cz7.2} + F_{cz7.3} - F_{cz6.1} - \\
& \quad - F_{cz6.4}) + C_{cnp} \cdot (F_{cx4.1} + F_{cx4.2} - F_{cx4.3} - F_{cx4.4} + F_{cx5.1} + F_{cx5.2} - F_{cx5.3} - \\
& \quad - F_{cx5.4}); \\
& J_{cz} \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} = A_{cw} \cdot F_{cy1} + A_{cш} \cdot (F_{cy9.1} + F_{cy8.2} - F_{cy8.1} - F_{cy9.2} - F_{cy2} - F_{cy3}) + (A_{cш} + \\
& \quad + A_{cnp}) \cdot (F_{cy4.2} + F_{cy5.4} - F_{cy5.1} - F_{cy4.3}) + (A_{cш} - A_{cnp}) \cdot (F_{cy4.1} + F_{cy5.3} - \\
& \quad - F_{cy5.2} - F_{cy4.4}) + (A_{cш} + A_{cr}) \cdot (F_{cy7.1} + F_{cy6.3} - F_{cy6.2} - F_{cy7.4}) + (A_{cш} - \\
& \quad - A_{cr}) \cdot (F_{cy6.4} + F_{cy7.2} - F_{cy6.1} - F_{cy7.3}) - B_{cnp} \cdot (F_{cx4.1} + F_{cx4.2} - F_{cx4.3} - \\
& \quad - F_{cx4.4} + F_{cx5.1} + F_{cx5.2} - F_{cx5.3} - F_{cx5.4}).
\end{aligned}$$

где A_{cw} , C_{cw} – расстояния от центра масс до линии действия реакций автосцепного устройства в направлении осей Ox и Oz соответственно, м;

B_{cnp} , C_{cnp} – расстояния от центра масс до линии крепления пружин подвешивания кузова в направлении осей Oy и Oz соответственно, м;

B_{cr} , C_{cr} – расстояния от центра масс до линии крепления гидравлических гасителей в направлении осей Oy и Oz соответственно, м;

$A_{\text{спр}}$ – расстояние от шкворня до линии крепления пружин подвешивания кузова в направлении оси Ox , м;

$A_{\text{сш}}$ – расстояние от центра масс до шкворня в направлении оси Ox , м;

$A_{\text{сг}}$ – расстояние от шкворня до линии крепления гидравлических гасителей в направлении оси Ox , м;

$C_{\text{сг}}$ – расстояния от центра масс до линии крепления боковых ограничителей в направлении оси Oz , м.

Рама каждой тележки имеет шесть степеней свободы, связана с кузовом электровоза, а также с двумя колесно-моторными блоками через буксовые поводки, рессорное подвешивание первой ступени, подвески тяговых двигателей. Группы реакций, действующих на раму тележки, приведены в таблице 2.2, расчетная схема тележки показана на рисунке 2.6.

Таблица 2.2 – Группы реакций, действующих на раму тележки, их составляющие

№ гр.	Наименование механической связи, со стороны которой действует реакция	Число точек	Реакции, действующие в направлении осей (для первой тележки)		
			Ox	Oy	Oz
1	Шкворневой узел	1	$F_{Т1x1}$	$F_{Т1y1}$	–
2	Пружины рессорного подвешивания кузова	4	$F_{Т1x2.1} - F_{Т1x2.4}$	$F_{Т1y2.1} - F_{Т1y2.4}$	$F_{Т1z2.1} - F_{Т1z2.4}$
3	Гидравлические гасители подвешивания кузова	4	–	$F_{Т1y3.1} - F_{Т1y3.4}$	$F_{Т1z3.1} - F_{Т1z3.4}$
4	Боковые ограничители	2	–	$F_{Т1y4.1} - F_{Т1y4.2}$	–
5	Поводки первого по ходу колесно-моторного блока	4	$F_{Т1x5.1} - F_{Т1x5.4}$	$F_{Т1y5.1} - F_{Т1y5.4}$	$F_{Т1z5.1} - F_{Т1z5.4}$
6	Поводки второго по ходу колесно-моторного блока	4	$F_{Т1x6.1} - F_{Т1x6.4}$	$F_{Т1y6.1} - F_{Т1y6.4}$	$F_{Т1z6.1} - F_{Т1z6.4}$
7	Пружины рессорного подвешивания первого по ходу колесно-моторного блока	4	–	–	$F_{Т1z7.1} - F_{Т1z7.4}$
8	Пружины рессорного подвешивания второго по ходу колесно-моторного блока	4	–	–	$F_{Т1z8.1} - F_{Т1z8.4}$
9	Подвеска тягового двигателя первого по ходу колесно-моторного блока	1	$F_{Т1x9}$	$F_{Т1y9}$	$F_{Т1z9}$
10	Подвеска тягового двигателя второго по ходу колесно-моторного блока	1	$F_{Т1x10}$	$F_{Т1y10}$	$F_{Т1z10}$

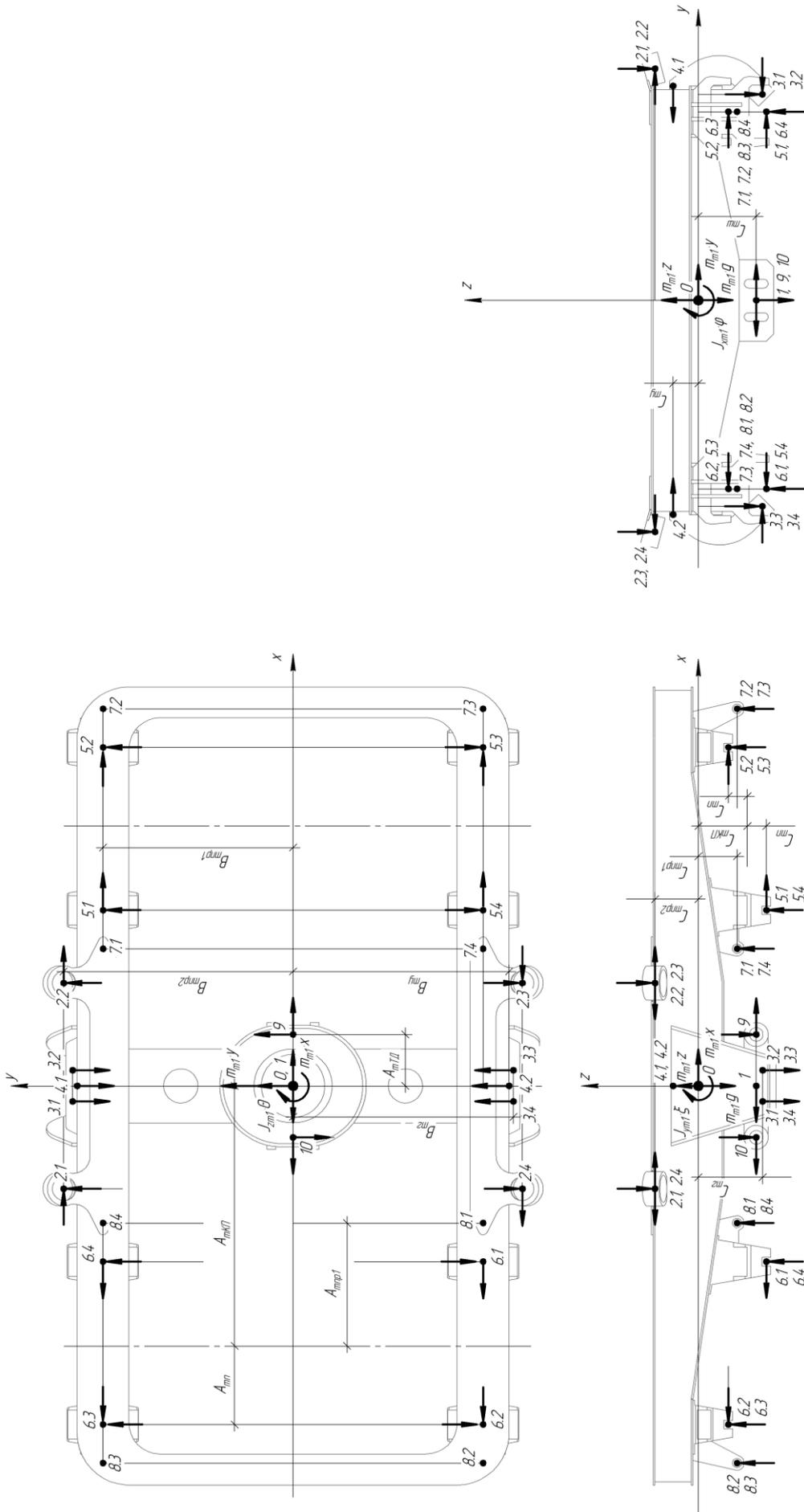


Рисунок 2.6 – Схема действия нагрузок на раму тележки электровоза ВЛ11К

Система уравнений для первой тележки имеет вид

$$\begin{aligned}
& m_{\text{тл}} \frac{d^2 x}{dt^2} - F_{\text{тл}x1} + F_{\text{тл}x2.1} + F_{\text{тл}x2.2} - F_{\text{тл}x2.3} - F_{\text{тл}x2.4} + \sum_{i=1}^4 F_{\text{тл}x5.i} - \sum_{i=1}^4 F_{\text{тл}x6.i} + F_{\text{тл}x9} - \\
& \quad - F_{\text{тл}x10} = 0; \\
& m_{\text{тл}} \frac{d^2 y}{dt^2} + F_{\text{тл}y1} + F_{\text{тл}y2.1} + F_{\text{тл}y2.2} - F_{\text{тл}y2.3} - F_{\text{тл}y2.4} - F_{\text{тл}y3.1} - F_{\text{тл}y3.2} + F_{\text{тл}y3.3} + \\
& \quad + F_{\text{тл}y3.4} - F_{\text{тл}y4.1} + F_{\text{тл}y4.2} + F_{\text{тл}y5.1} + F_{\text{тл}y5.2} - F_{\text{тл}y5.3} - F_{\text{тл}y5.4} - F_{\text{тл}y6.1} - \\
& \quad - F_{\text{тл}y6.2} + F_{\text{тл}y6.3} + F_{\text{тл}y6.4} + F_{\text{тл}x9} - F_{\text{тл}x10} = 0; \\
& m_{\text{тл}} \frac{d^2 z}{dt^2} - m_{\text{тл}} \cdot g + \sum_{i=1}^4 (-F_{\text{тл}z2.i} - F_{\text{тл}z3.i} + F_{\text{тл}z5.i} + F_{\text{тл}z6.i} + F_{\text{тл}z7.i} + F_{\text{тл}z8.i}) - \\
& \quad - F_{\text{тл}z9} - F_{\text{тл}z10} = 0 \\
& J_{\text{тл}x} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = C_{\text{мп}} \cdot (-F_{\text{тл}y1} - F_{\text{тл}y9} + F_{\text{тл}y10}) + B_{\text{мп}2} \cdot (F_{\text{тл}z2.1} + F_{\text{тл}z2.2} - F_{\text{тл}z2.3} - \\
& \quad - F_{\text{тл}z2.4}) + C_{\text{мп}2} \cdot (F_{\text{тл}y2.1} + F_{\text{тл}y2.2} - F_{\text{тл}y2.3} - F_{\text{тл}y2.4}) + B_{\text{тл}} \cdot (F_{\text{тл}z3.1} + \\
& \quad + F_{\text{тл}z3.2} - F_{\text{тл}z3.3} - F_{\text{тл}z3.4}) + C_{\text{тл}} \cdot (F_{\text{тл}y3.1} + F_{\text{тл}y3.2} - F_{\text{тл}y3.3} - F_{\text{тл}y3.4}) + \\
& \quad + C_{\text{тл}y} \cdot (-F_{\text{тл}y4.1} + F_{\text{тл}y4.2}) + B_{\text{мп}1} \cdot (-F_{\text{тл}z5.1} - F_{\text{тл}z5.2} + F_{\text{тл}z5.3} + F_{\text{тл}z5.4} + \\
& \quad + F_{\text{тл}z6.1} + F_{\text{тл}z6.2} - F_{\text{тл}z6.3} - F_{\text{тл}z6.4} - F_{\text{тл}z7.1} - F_{\text{тл}z7.2} + F_{\text{тл}z7.3} + F_{\text{тл}z7.4} + \\
& \quad + F_{\text{тл}z8.1} + F_{\text{тл}z8.2} - F_{\text{тл}z8.3} - F_{\text{тл}z8.4}) + (C_{\text{тл}КП} - C_{\text{тл}м}) \cdot (-F_{\text{тл}y5.2} + F_{\text{тл}y5.3} + \\
& \quad + F_{\text{тл}y6.2} - F_{\text{тл}y6.3}) + (C_{\text{тл}КП} + C_{\text{тл}м}) \cdot (-F_{\text{тл}y5.1} + F_{\text{тл}y5.4} + F_{\text{тл}y6.1} - F_{\text{тл}y6.4}); \tag{2.3} \\
& J_{\text{тл}y} \frac{d^2 \xi}{dt^2} = C_{\text{тл}} \cdot (F_{\text{тл}x1} - F_{\text{тл}x9} + F_{\text{тл}x10}) + C_{\text{мп}2} \cdot (F_{\text{тл}x2.1} + F_{\text{тл}x2.2} - F_{\text{тл}x2.3} - \\
& \quad - F_{\text{тл}x2.4}) + A_{\text{снп}} \cdot (-F_{\text{тл}z2.1} + F_{\text{тл}z2.2} + F_{\text{тл}z2.3} - F_{\text{тл}z2.4}) + A_{\text{ср}} \cdot (-F_{\text{тл}z3.1} + \\
& \quad + F_{\text{тл}z3.2} + F_{\text{тл}z3.3} - F_{\text{тл}z3.4}) + (A_{\text{тл}КП} - A_{\text{тл}мп}) \cdot (-F_{\text{тл}z7.1} - F_{\text{тл}z7.4} + F_{\text{тл}z8.1} + \\
& \quad + F_{\text{тл}z8.4}) + (A_{\text{тл}КП} + A_{\text{тл}мп}) \cdot (-F_{\text{тл}z7.2} - F_{\text{тл}z7.3} + F_{\text{тл}z8.2} + F_{\text{тл}z8.3}) + (A_{\text{тл}КП} - \\
& \quad - A_{\text{тл}м}) \cdot (-F_{\text{тл}z5.1} - F_{\text{тл}z5.4} + F_{\text{тл}z6.1} + F_{\text{тл}z6.4}) + (A_{\text{тл}КП} + A_{\text{тл}м}) \cdot (-F_{\text{тл}z5.2} - \\
& \quad - F_{\text{тл}z5.3} + F_{\text{тл}z6.2} + F_{\text{тл}z6.3}) + (C_{\text{тл}КП} + C_{\text{тл}н}) \cdot (-F_{\text{тл}x5.1} - F_{\text{тл}x5.4} + F_{\text{тл}x6.1} + \\
& \quad + F_{\text{тл}x6.4}) + (C_{\text{тл}КП} - C_{\text{тл}н}) \cdot (-F_{\text{тл}x5.2} - F_{\text{тл}x5.3} + F_{\text{тл}x6.2} + F_{\text{тл}x6.3}) + A_{\text{тл}ГД} \times \\
& \quad \times (F_{\text{тл}z9} - F_{\text{тл}z10}); \\
& J_{\text{тл}z} \frac{d^2 \theta}{dt^2} = B_{\text{мп}2} \cdot (F_{\text{тл}x2.1} + F_{\text{тл}x2.2} + F_{\text{тл}x2.3} + F_{\text{тл}x2.4}) + A_{\text{снп}} \cdot (F_{\text{тл}y2.1} - F_{\text{тл}y2.2} + \\
& \quad + F_{\text{тл}y2.3} - F_{\text{тл}y2.4}) + A_{\text{ср}} \cdot (-F_{\text{тл}y3.1} + F_{\text{тл}y3.2} - F_{\text{тл}y3.3} + F_{\text{тл}y3.4}) + (A_{\text{тл}КП} - \\
& \quad - A_{\text{тл}мп}) \cdot (-F_{\text{тл}y5.1} + F_{\text{тл}y5.4} - F_{\text{тл}y6.1} + F_{\text{тл}y6.4}) + (A_{\text{тл}КП} + A_{\text{тл}мп}) \cdot (-F_{\text{тл}y5.2} + \\
& \quad + F_{\text{тл}y5.3} - F_{\text{тл}y6.2} + F_{\text{тл}y6.3}) + B_{\text{мп}1} \cdot (F_{\text{тл}x5.1} + F_{\text{тл}x5.2} - F_{\text{тл}x5.3} - F_{\text{тл}x5.4} + \\
& \quad + F_{\text{тл}x6.1} + F_{\text{тл}x6.2} - F_{\text{тл}x6.3} - F_{\text{тл}x6.4}) - A_{\text{тл}ГД} \cdot (F_{\text{тл}y9} + F_{\text{тл}y10}).
\end{aligned}$$

- где $A_{\text{ткп}}, C_{\text{ткп}}$ – расстояния от центра масс до осей колесных пар в направлении осей Ox и Oz соответственно, м;
- $B_{\text{тпр2}}, C_{\text{тпр2}}$ – расстояния от центра масс до линии крепления пружин подвешивания кузова в направлении осей Oy и Oz соответственно, м;
- $B_{\text{тпр1}}, C_{\text{тпр1}}$ – расстояния от центра масс до линии крепления пружин и поводков подвешивания буксового узла в направлении осей Oy и Oz соответственно, м;
- $B_{\text{тр}}, C_{\text{тр}}$ – расстояния от центра масс до линии крепления гидравлических гасителей в направлении осей Oy и Oz соответственно, м;
- $B_{\text{ту}}, C_{\text{ту}}$ – расстояния от центра масс до линии крепления боковых ограничителей перемещения кузова в направлении осей Oy и Oz соответственно, м;
- $A_{\text{тп}}, C_{\text{тп}}$ – расстояния от осей колесных пар до точек крепления буксовых поводков в направлении осей Ox и Oz , м;
- $A_{\text{тпр1}}$ – расстояние от оси колесной пары до линии крепления пружин подвешивания буксового узла в направлении оси Ox , м.

На колесную пару действуют как силы со стороны тяговых поводков, рессорного подвешивания и тягового двигателя, так и нагрузки, возникающие в контакте колеса и рельса. При разработке модели учитывались только тяговые усилия, передаваемые через поводковые связи [136].

Силы, возникающие в контакте колеса и рельса, направлены по нормали и по касательной к точке соприкосновения на профиле поверхности бандажа. Однако для составления уравнений необходимы их проекции на координатные оси. Таким образом, величины $F_{\text{к1.1kx}}, F_{\text{к1.1ky}}, F_{\text{к1.1kz}}$ описывают продольную силу крива, горизонтальную и вертикальную составляющие поперечной силы крива соответственно. Векторы $R_{\text{к1.1y}}(N)$ и $R_{\text{к1.1z}}(N)$ определяют горизонтальную и вертикальную составляющую нормальной реакции. Описание сил приведено в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Группы реакций, действующих на колесную пару, их составляющие

№ гр.	Наименование элемента (механической связи), со стороны которого действует реакция	Число точек	Реакций, действующие в направлении осей (для первой колесной пары)		
			Ox	Oy	Oz
1	Контакт колеса и рельса	2	$F_{к1.1kx}, F_{к1.2kx}$	$F_{к1.1ky}, F_{к1.2ky}, R_{к1.1y}(N), R_{к1.2y}(N)$	$F_{к1.1kz}, F_{к1.2kz}, R_{к1.1z}(N), R_{к1.2z}(N)$
2	Подвеска тягового двигателя	1	–	$F_{к1y2}$	–
3	Тяговые поводки	4	$F_{к1x3.1} - F_{к1x3.4}$	$F_{к1y3.1} - F_{к1y3.4}$	$F_{к1z3.1} - F_{к1z3.4}$
4	Рессорное подвешивание	2	–	–	$F_{к1z4.1} - F_{к1z4.2}$
5	Зубчатое зацепление	2	$F_{к1x5.1} - F_{к1x5.2}$	–	$F_{к1z5.1} - F_{к1z5.2}$
6	Моторно-осевые подшипники	2	$F_{к1x6.1} - F_{к1x6.2}$	–	$F_{к1z6.1} - F_{к1z6.2}$

Схема действия нагрузок, действующих на первую по ходу колесную пару, приведена на рисунке 2.7.

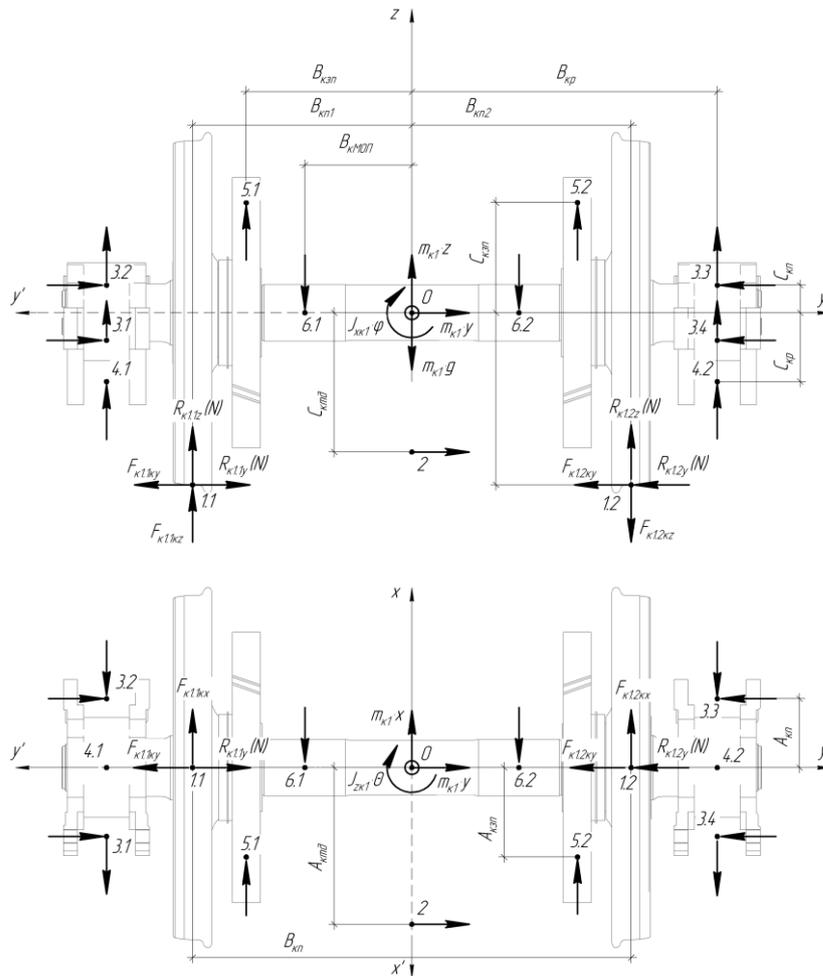


Рисунок 2.7 – Схема нагрузок, действующих на колесную пару

Оси x' и y' на рисунке 2.7 введены для того, чтобы учитывать положения колесно-моторных блоков второй и четвертой колесных пар.

Суммы проекций сил, действующих на колесную пару, равны нулю.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_{\text{к1}} \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{\text{к1.1kx}} + F_{\text{к1.2kx}} - \sum_{i=1}^4 F_{\text{к1x3.i}} + \sum_{i=1}^2 F_{\text{к1x5.i}} - \sum_{i=1}^2 F_{\text{к1x6.i}} = 0; \\
 m_{\text{к1}} \frac{d^2 y}{dt^2} - F_{\text{к1.1ky}} - F_{\text{к1.2ky}} + R_{\text{к1.1y}}(N) - R_{\text{к1.2y}}(N) + F_{\text{к1y2}} + F_{\text{к1y3.1}} + F_{\text{к1y3.2}} - \\
 - F_{\text{к1y3.3}} - F_{\text{к1y3.4}} = 0; \\
 m_{\text{к1}} \frac{d^2 z}{dt^2} - m_{\text{к1}} \cdot g + F_{\text{к1.1kz}} - F_{\text{к1.2kz}} + R_{\text{к1.1z}}(N) + R_{\text{к1.2z}}(N) + \sum_{i=1}^4 F_{\text{к1z3.i}} + \\
 + \sum_{i=1}^2 F_{\text{к1z4.i}} + \sum_{i=1}^2 F_{\text{к1z5.i}} - \sum_{i=1}^2 F_{\text{к1z6.i}} = 0; \\
 J_{\text{к1x}} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = B_{\text{кп1}} \cdot (R_{\text{к1.1z}}(N) + F_{\text{к1.1kz}}) - B_{\text{кп2}} \cdot (R_{\text{к1.2z}}(N) - F_{\text{к1.2kz}}) - C_{\text{кпд}} \times \\
 \times F_{\text{к1y2}} + B_{\text{кр}} \cdot (F_{\text{к1z3.1}} + F_{\text{к1z3.2}} - F_{\text{к1z3.3}} - F_{\text{к1z3.4}} + F_{\text{к1z4.1}} - F_{\text{к1z4.2}}) + \\
 + C_{\text{кп}} \cdot (-F_{\text{к1y3.1}} + F_{\text{к1y3.2}} - F_{\text{к1y3.3}} + F_{\text{к1y3.4}}) + B_{\text{кзп}} \cdot (F_{\text{к1z5.1}} - F_{\text{к1z5.2}}) - \\
 - B_{\text{кмоп}} \cdot (F_{\text{к1z6.1}} - F_{\text{к1z6.2}}); \\
 J_{\text{т1z}} \frac{d^2 \theta}{dt^2} = B_{\text{кп1}} \cdot F_{\text{к1.1kx}} - B_{\text{кп2}} \cdot F_{\text{к1.2kx}} - C_{\text{кпд}} \cdot F_{\text{к1y2}} - B_{\text{кр}} \cdot (F_{\text{к1x3.1}} + F_{\text{к1x3.2}} - \\
 - F_{\text{к1x3.3}} - F_{\text{к1x3.4}}) + A_{\text{кп}} \cdot (-F_{\text{к1y3.1}} + F_{\text{к1y3.2}} - F_{\text{к1y3.3}} + F_{\text{к1y3.4}}) + \\
 + B_{\text{кзп}} \cdot (F_{\text{к1x5.1}} - F_{\text{к1x5.2}}) - B_{\text{кмоп}} \cdot (F_{\text{к1x6.1}} - F_{\text{к1x6.2}}).
 \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Уравнения, описывающие поворот корпусов правого и левого буксовых узлов относительно координатной оси Oy СК, связанной с колесной парой.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 J_{\text{бл1y}} \frac{d^2 \xi}{dt^2} = C_{\text{кп}} \cdot (-F_{\text{к1x3.1}} + F_{\text{к1x3.2}}) + A_{\text{кп}} \cdot (-F_{\text{к1z3.1}} + F_{\text{к1z3.2}}); \\
 J_{\text{бп1y}} \frac{d^2 \xi}{dt^2} = C_{\text{кп}} \cdot (F_{\text{к1x3.3}} - F_{\text{к1x3.4}}) + A_{\text{кп}} \cdot (F_{\text{к1z3.3}} - F_{\text{к1z3.4}}).
 \end{array} \right. \quad (2.5)$$

Уравнения для остова и якоря тягового двигателя составляются аналогично, при этом каждый элемент имеет по одной вращательной степени свободы. Полученные системы уравнений позволяют описать геометрическое положение всех тел секции электровоза, таким образом получить систему (2.1).

2.4 Расчет внешних сил и реакций в силовых связях

Силовые связи в модели в общем случае описываются функцией реакции упруго-диссипативного элемента [122].

Обозначения силовых элементов, соединяющих тележки электровоза с кузовом, приведены на рисунке 2.8.

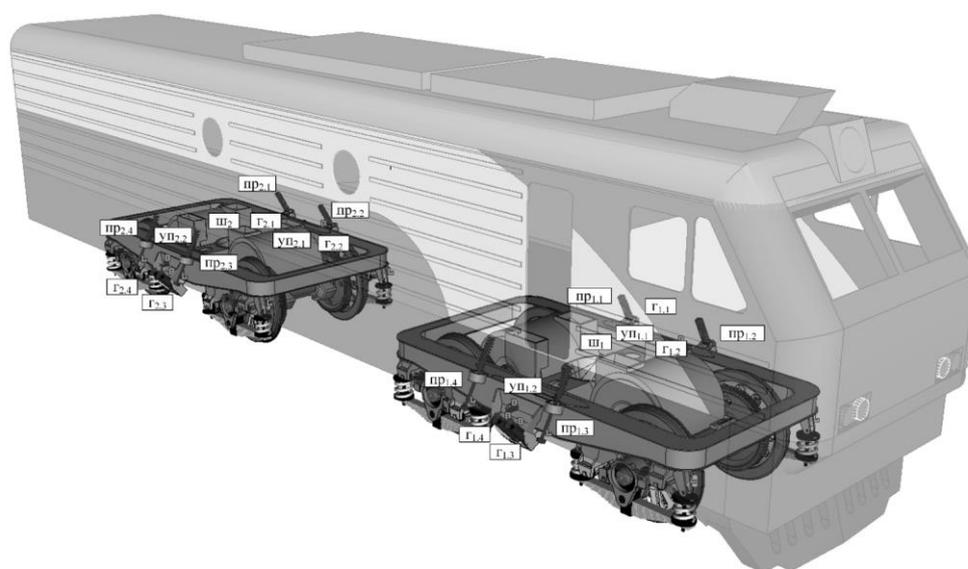
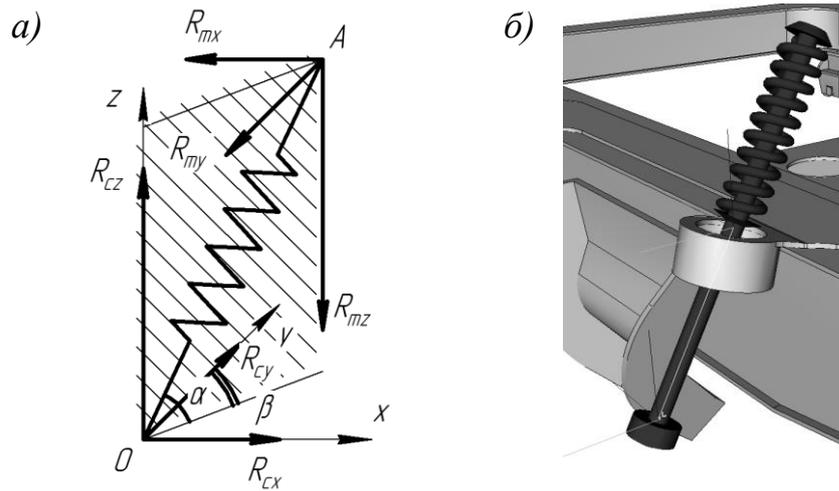


Рисунок 2.8 – Обозначения силовых элементов

Пружины второй ступени рессорного подвешивания соединяют рамы тележек с кузовом, при этом позволяя телам перемещаться друг относительно друга в определенных пределах. Для того, чтобы рассчитать все восемь элементов, удобно ввести для каждой пружины свою сферическую систему координат, начало которой совпадает с точкой крепления пружины к кузову. Далее рассматривается плоскость, проходящая через пружину и вертикальную ось. Угол отклонения пружины от горизонтали в плоскости равен α , угол отклонения плоскости пружины от плоскости Ouz равен β . Угол α изменяется в интервале $(0^\circ \dots 90^\circ)$, угол β меняет значения в диапазоне $(-90^\circ \dots 90^\circ)$. Расчетная схема и графическое изображение пружин приведено на рисунке 2.9.



a – расчетная схема, *б* – графическое изображение

Рисунок 2.9 – К описанию пружин подвешивания кузова

Для пружины рессорного подвешивания первой тележки, соединяющей точки 4.1 (рисунок 2.5) и 2.1 (рисунок 2.6) усилие в точках сопряжения определяется как функция, зависящая от параметров жесткости $c_{\text{пр}2.1}$, и диссипации $d_{\text{пр}2.1}$

$$R_{\text{пр}2.1} = c_{\text{пр}2.1} \cdot \Delta l_{\text{пр}2.1} + d_{\text{пр}2.1} \cdot \frac{d}{dt} \Delta l_{\text{пр}2.1}, \quad (2.6)$$

где $\Delta l_{\text{пр}2.1}$ – изменение длины элемента, зависимое от линейных перемещений, м.

$$\Delta l_{\text{пр}2.1} = \left(\Delta l_{\text{пр}x2.1}^2 + \Delta l_{\text{пр}y2.1}^2 + \Delta l_{\text{пр}z2.1}^2 \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.7)$$

Линейные перемещения точек крепления пружин ступени подвешивания кузова могут происходить только при повороте тележек относительно центра вращения (точка 1 на рисунке 2.6) или вертикальных колебаниях. Таким образом, проекции параметра изменения длины будут иметь вид

$$\begin{cases} \Delta l_{\text{пр}x} = -A_{\text{пр}2} \cdot (2 - \cos d\theta_{\text{р}1} - \sin d\xi_{\text{р}1}) - B_{\text{пр}2} \cdot \sin d\theta_{\text{р}1} - (C_{\text{пр}2} + C_{\text{м}2}) \cdot \sin d\xi_{\text{р}1}; \\ \Delta l_{\text{пр}y} = A_{\text{пр}2} \cdot \sin d\theta_{\text{р}1} + B_{\text{пр}2} \cdot (2 + \cos d\theta_{\text{р}1} + \sin d\varphi_{\text{р}1}) + (C_{\text{пр}2} + C_{\text{м}2}) \cdot \sin d\varphi_{\text{р}1}; \\ \Delta l_{\text{пр}z} = dz_{\text{р}1} + A_{\text{пр}2} \cdot \sin d\xi_{\text{р}1} - B_{\text{пр}2} \cdot \sin d\varphi_{\text{р}1} + (C_{\text{пр}2} + C_{\text{м}2}) \cdot (2 - \cos d\varphi_{\text{р}1} + \sin d\xi_{\text{р}1}). \end{cases} \quad (2.8)$$

где dz , $d\varphi$, $d\xi$, $d\theta$ – величины изменения поступательных или вращательных координат первой тележки относительно ее центра.

Коэффициент жесткости пружины задан функцией, в которой учитывается жесткий удар кузова о тележки при максимальном сжатии упругого элемента или его растяжении сверх допустимой величины $l_{\text{пр}.\text{max}}$. Графически функция зависимости жесткости элемента от его длины приведена на рисунке 2.10.

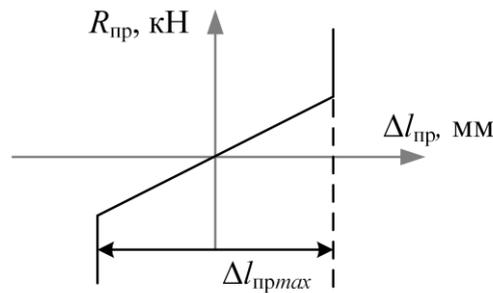


Рисунок 2.10 – Характеристика жесткости пружины

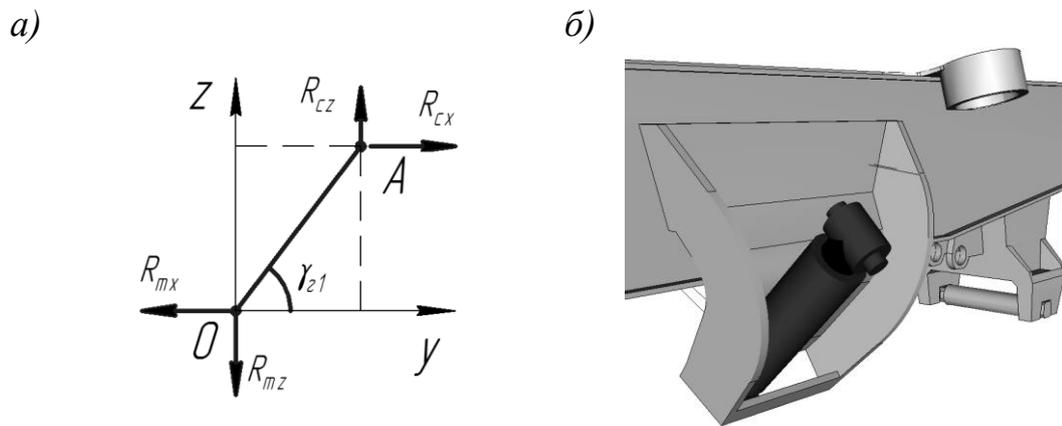
Составляющие реакции элемента по координатным осям необходимо определить отдельно для последующей подстановки в системы (2.3) и (2.4)

$$\begin{cases} R_{\text{пр}2.1x} = R_{\text{пр}2.1} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta; \\ R_{\text{пр}2.1y} = R_{\text{пр}2.1} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta; \\ R_{\text{пр}2.1z} = R_{\text{пр}2.1} \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (2.9)$$

Углы в системе (2.9) определяются по правилу перехода из сферической системы координат к декартовой [122]

$$\begin{cases} \alpha = \arctg \frac{\sqrt{\Delta l_{\text{пр}x2.1}^2 + \Delta l_{\text{пр}y2.1}^2}}{\Delta l_{\text{пр}z2.1}}; \\ \beta = \arctg \frac{\Delta l_{\text{пр}y2.1}}{\Delta l_{\text{пр}x2.1}}. \end{cases} \quad (2.10)$$

Гидравлические гасители представляют собой элементы, обладающими только диссипативными свойствами. При этом, согласно принятым допущениям, гасители действуют только в плоскости Oyz . Расчетная схема и графическое изображение гасителя приведено на рисунке 2.11.



a – расчетная схема, *б* – графическое изображение

Рисунок 2.11 – К описанию гидравлических гасителей

Ввиду отсутствия упругой составляющей, величина реакции определяется только элементом уравнения, который зависит от скорости. Данная зависимость имеет нелинейный характер (рисунок 2.12) и учитывает срабатывание предохранительного клапана при превышении максимального давления жидкости в цилиндре.

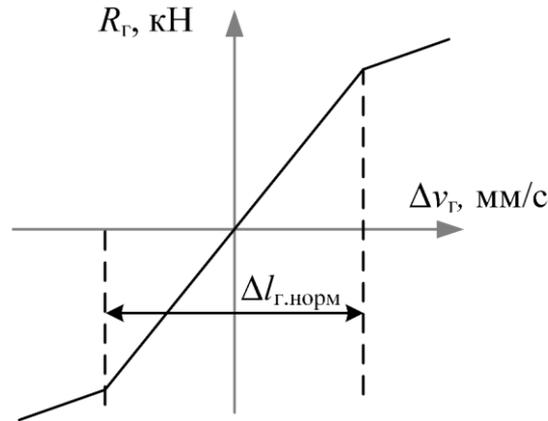


Рисунок 2.12 – Характеристика реакции в гидравлическом гасителе

Для гасителя первой тележки, соединяющего точки 6.1 (рисунок 2.5) и 3.1 (рисунок 2.6) величина реакции

$$R_{r1} = d_{r1} \cdot \frac{d}{dt} \Delta l_{r1}. \quad (2.11)$$

Изменение длины между точками крепления

$$\Delta l_{r1} = \sqrt{\Delta l_{ry1}^2 + \Delta l_{rz1}^2}. \quad (2.12)$$

Гаситель работает в одной плоскости, следовательно, из всех уравнений состояния исключаются компоненты, действующие вдоль оси Ox .

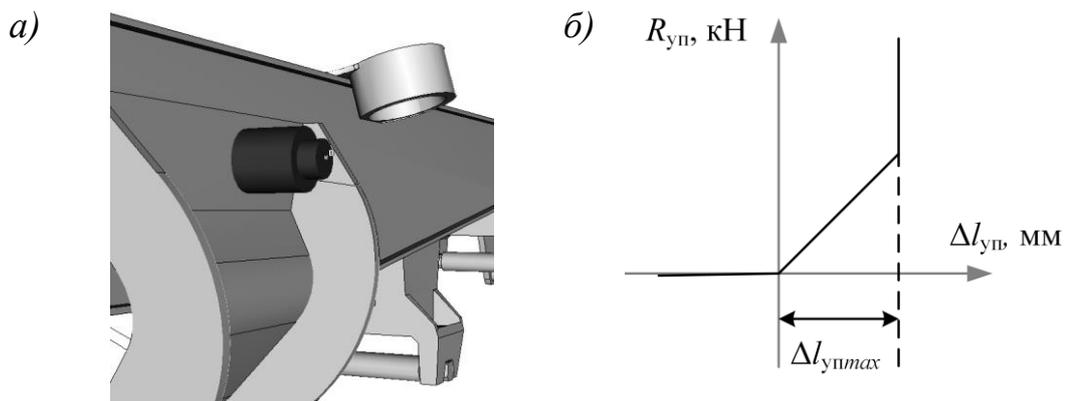
$$\begin{cases} \Delta l_{ry} = A_{pr} \cdot \sin d\theta_{r1} + B_{pr} \cdot (2 + \cos d\theta_{r1} - \sin d\varphi_{r1}) - (C_{pr} - C_{m2}) \cdot \sin d\varphi_{r1}; \\ \Delta l_{rz} = dz_{r1} - A_{pr} \cdot \sin d\xi_{r1} + B_{pr} \cdot \sin d\varphi_{r1} - (C_{pr} - C_{m2}) \cdot (2 + \cos d\varphi_{r1} - \sin d\xi_{r1}). \end{cases} \quad (2.13)$$

Составляющие реакции гасителя зависят от угла наклона линии действия к горизонтали

$$\begin{cases} R_{r1y} = R_{r1} \cdot \cos \gamma; \\ R_{r1z} = R_{r1} \cdot \sin \gamma; \end{cases} \quad (2.14)$$

Реакции силовых элементов, описанных ниже, рассчитываются согласно стандартной методике для упруго-диссипативных связей [5, 71, 84, 122].

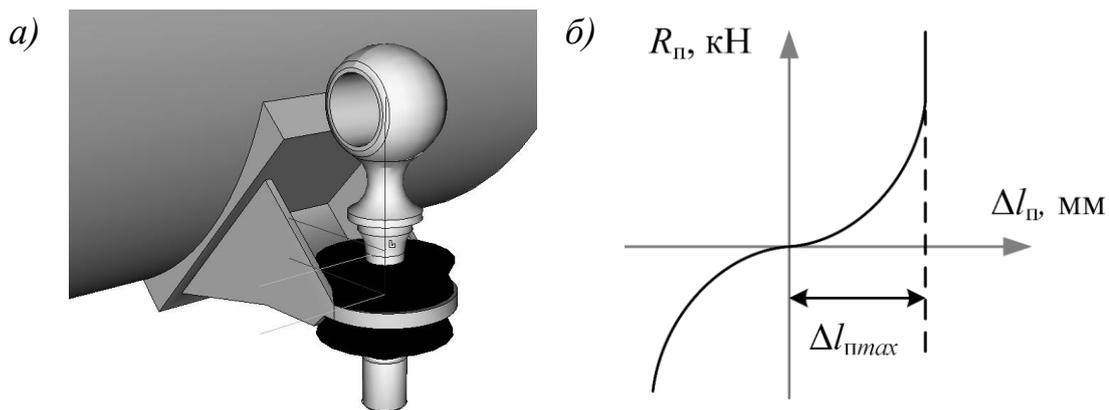
Горизонтальный упоры предназначены для гашения удара боковой поверхности кузова о раму тележки. Пружинный элемент внутри упора в нормальном состоянии находится в несжатом положении, кузов электровоза свободно перемещается относительно тележек. Уменьшение расстояния между кузовом и тележкой приводит к возникновению реакции в элементе. При дальнейшем сжатии происходит касание рамы тележки и кузова и значительное увеличение жесткости. В модели силовой элемент упора работает только вдоль оси Oy и имеет нелинейную характеристику сжатия. Внешний вид упора на модели и его характеристика показаны на рисунке 2.13.



a – внешний вид, *б* – характеристика

Рисунок 2.13 – Моделирование горизонтального упора тележки

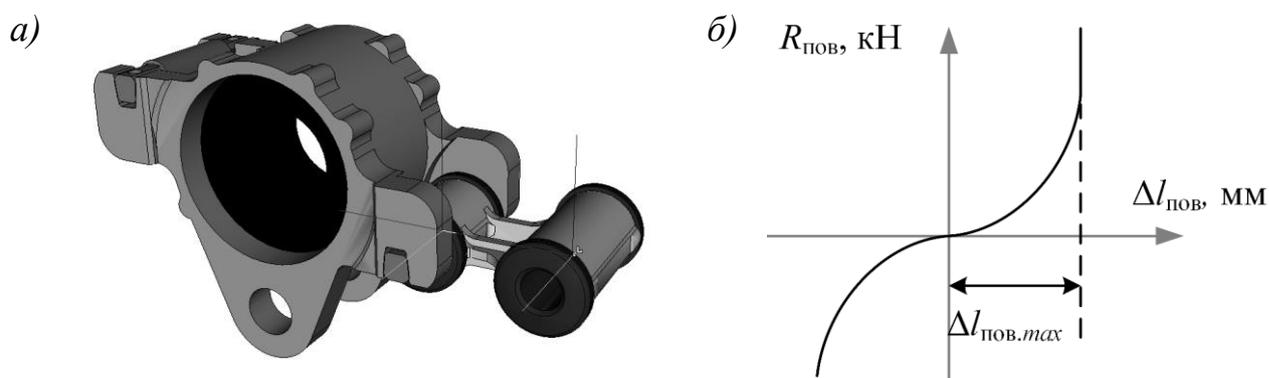
Подвешивание тяговых двигателей на раме тележки выполнено за счет шарнирной стойки, которая крепится к отливу остова тягового двигателя с помощью двух резинометаллических элементов с предварительным сжатием. В модели рассматривалась только вертикальная реакция подвески. Графическое изображение и характеристика приведены на рисунке 2.14.



a – внешний вид, *б* – характеристика

Рисунок 2.14 – Моделирование подвески тягового двигателя

Буксовые поводки состоят из двух резинометаллических элементов, каждый из которых может работать на поперечное сжатие и скручивание по оси симметрии. При моделировании каждый поводок рассматривается как цельный упруго-диссипативный элемент, определяются составляющие реакции элемента вдоль координатных осей через соответствующие характеристики (рисунок 2.15).



a – внешний вид, *б* – характеристика

Рисунок 2.15 – Моделирование буксового поводка

Рессорное подвешивание первой ступени на электровозах серии ВЛ11 представлено листовыми и винтовыми рессорами. В модели рессорное подвешивание представлено в виде последовательно соединенных упруго-диссипативного и

упруго-фрикционного элементов, реакции которых направлены вдоль оси Oz . Подвижное соединение буксы и листовой рессоры изменено в модели на вращательный шарнир с заданной функцией трения. Также учитывается уменьшение расстояние между вертикальными стойками за счет прогиба рессоры [26, 44].

Реакции со стороны пути определялись согласно методике [124]. Для аналитического метода неровности были заданы функциями состояния, при компьютерном моделировании неровности задавались в виде набора точек на основании замеров реальных участков пути.

Работа тяговых двигателей реализована с помощью функции вращательного момента якоря каждого двигателя относительно его остова. Момент пропорционален силе тяги двигателей, заданной с помощью тяговой характеристики. В качестве упрощения сила тяги до расчетной скорости электровоза принималась равной ограничению силы по сцеплению колесных пар с рельсами согласно положениям теории электрической тяги [106].

Соппротивление движению W (рисунок 2.4), вводится в модель с целью описания действия реакций со стороны состава. Задается в виде функции от скорости движения, складывается из основного сопротивления движению [106] и продольной реакции на автосцепном устройстве локомотива. Направление вектора реакции в пространстве определяется следующим образом: на прямых участках параллельно оси пути, в кривых – параллельно хорде длина которой приравнивается к длине одного вагона состава.

2.5 Описание процесса изнашивания бандажей колесных пар методами математического моделирования

При изнашивании колесных пар происходит изменение профиля поверхности катания. При этом изнашиванию подвергается не вся внешняя поверхность бандажа, а только определенная ее часть (кривая l на рисунке 2.16). Эта часть при размещении на плоскости представляет из себя график функции, определенной изначально в некоторых точках (в зависимости от используемого профиля бандажа

[64]). При размещении начала координат в точке пересечения профиля бандажа и осевой линии [64] становится возможной аппроксимация функции $z_6 = f(y_6)$, определенной на отрезке значений $[y_{6min}; y_{6max}]$ и последующий ввод данной зависимости в программу для расчета с возможностью дальнейшего изменения.

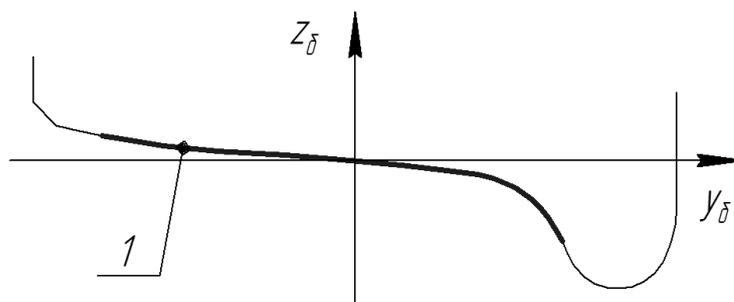


Рисунок 2.16 – Поверхность бандажа колесной пары, подверженная износу

При аппроксимации различными функциями установлено, что наиболее точно профиль бандажа описывается зависимостью вида

$$z_6(y_6) = \frac{a + by_6 + cy_6^2 + dy_6^3}{1 + ey_6 + fy_6^2 + gy_6^3}, \quad (2.16)$$

где a, b, c, d, e, f, g – коэффициенты, определяемые при аппроксимации.

Модель процесса изнашивания бандажей колесных пар основана на классической модели контакта Герца [138] и предположении о зависимости функции изнашивания от величин сил крипа в контакте [2, 58, 84, 122, 124]. Картина сил, действующих на наружное колесо первой колесной пары при вписывании электровоза в кривую, изображена на рисунке 2.17.

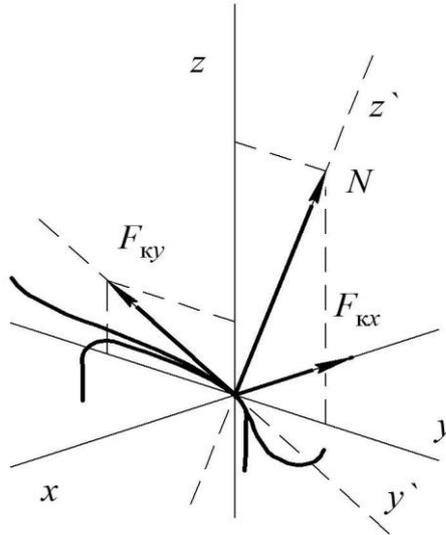


Рисунок 2.17 – Силы, действующие в контакте «колесо-рельс»

Сила продольного крива $F_{кx}$ возникает во время движения электровоза постоянно в связи с явлением самоцентрирования колесной пары [37, 44]. Величина силы определяется нагрузками, действующими на колесо, скоростью скольжения поверхностей и их прочностными свойствами. Исходя из нелинейной гипотезы [122, 124] сила продольного крива в зависимости от условий движения описывается следующим уравнением состояния [117]

$$F_{кx} = \begin{cases} K_k \cdot \frac{v_{кx}}{v_{дв}} & \text{– при нормальном движении;} \\ \varphi_{кр} \cdot N \cdot \frac{v_{кx}}{v_k} & \text{– при срыве сцепления;} \\ \varphi_{кк} \cdot K_T \cdot \frac{v_{кx}}{v_{дв}} & \text{– при торможении;} \end{cases} \quad (2.16)$$

где K_k – коэффициент крива, кН;

$v_{кx}$ – скорость продольного проскальзывания колеса по рельсу, м/с;

v_k – полная скорость проскальзывания колеса по рельсу, м/с;

$v_{дв}$ – касательная скорость движения колеса, м/с;

N – нормальная нагрузка, кН;

K_T – нажатие тормозной колодки на колесо, кН;

$\varphi_{кр.}$ – коэффициент трения между колесом и рельсом;

$\varphi_{кк}$ – коэффициент трения между колесом и тормозной колодкой.

Аналогично определяется сила поперечного крива $F_{кy}$, которая при движении в прямой имеет малые значения и значительно возрастает при вписывании в кривую [53]. Условие перехода от нормального движения колеса к проскальзыванию при срыве сцепления с рельсом имеет вид

$$F_{кx}^2 + F_{кy}^2 > (\varphi_{кр.} \cdot N)^2 \quad (2.17)$$

Скорость проскальзывания в системе (2.16) зависит от смещения пятна контакта от осевой линии профиля и скорости вращения колесной пары относительно оси Oz [124]. Конусность поверхности бандажа в контакте может быть определена через удвоенный тангенс касательной к профилю катания, или через первые производные функции $z_{\delta} = f(y_{\delta})$. В системе координат, связанной с бандажом (рисунок 2.7) для левого колеса (точка 1.1) скорости проскальзывания определяются как

$$\begin{cases} v_{кx} = \frac{(y + \delta_y) \cdot 2 \frac{dz_{\delta}(y)}{dy}}{r_{\delta} - z_{\delta}(y)} \frac{dx}{dt} + B_{кп} \frac{d\theta}{dt}; \\ v_{кy} = \frac{dy}{dt} - \theta \frac{dx}{dt}; \end{cases} \quad (2.18)$$

где δ_y – величина горизонтальной неровности пути, м;

$B_{кп}$ – расстояние от центра масс колесной пары до точки касания, м;

r_{δ} – номинальный радиус бандажа по кругу катания, м.

Коэффициент крива согласно теории Картера [84] находится из величины нагрузки от колеса на рельс и радиуса колеса по активному кругу катания (на котором находится центр пятна контакта).

При моделировании процесса изнашивания бандажей колесных пар исходный профиль (кривая 1 на рисунке 2.18) поверхности катания разбивается на N участков, имеющих равную длину по оси y_6 системы координат бандажа. Через средние точки каждого участка строятся частные системы координат по нормали к поверхности катания. Помимо этого, координаты точек на осях z_1, \dots, z_N фиксируются в полной системе координат бандажа. При изнашивании бандажа в зависимости от положения точки контакта на профиле колеса производится смещение точки i -той частной системы в положительном направлении оси z_i . После определенного числа итераций процесса моделирования происходит расчет нарастания износа по осям z_1, \dots, z_N . Далее, путем аппроксимации, строится изношенный профиль (кривая 2 на рисунке 2.18) [117].

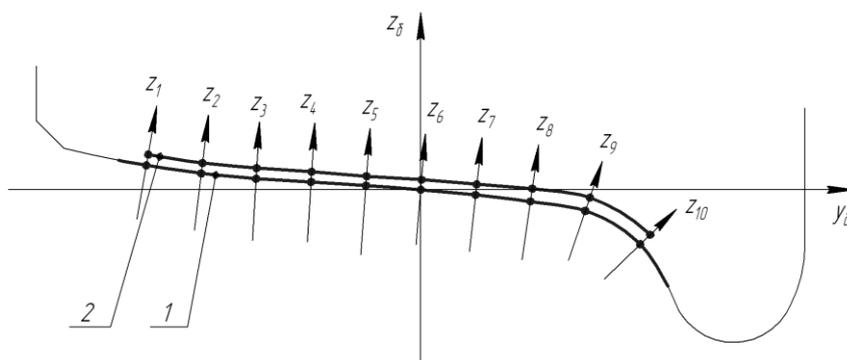


Рисунок 2.18 – Построение профилей бандажа при моделировании

Приведенный метод расчета эволюции профиля бандажа позволяет проводить полный расчет в основном алгоритме, не прибегая к помощи дополнительных средств. Также в системе координат бандажа возможно задание точек максимально допустимого износа и ввод соответствующих условий выполнения. В рамках приведенной модели условия допустимого проката и толщины гребня для всех бандажей имеют вид

$$\begin{cases} z_6(0) \leq 5; \\ z_6(45) \leq -10. \end{cases} \quad (2.19)$$

При невыполнении указанных условий расчет останавливается и определяется полный пробег электровоза.

Для перевода объемного износа в функцию изменения профиля бандажа выполняется интегрирование параметра износа по длине i -го отрезка на профиле катания, вычисляемого для каждого построенного профиля.

$$z_i = \int \int_{\delta_i}^{S} I_V dS d\delta. \quad (2.20)$$

где δ_i – поперечная длина i -го отрезка на профиле бандажа, м;

S – пройденный путь, м.

Величина объемного износа [122] зависит от значения крипа колеса и максимального контактного давления и для некоторого интервала времени определяется из выражения

$$I_V = k_V \sqrt{\frac{v_{кx}^2 + v_{ky}^2}{v_{дв}^2}} \cdot P_{N\max} \quad (2.21)$$

где k_V – коэффициент объемного износа, зависящий от параметров твердости поверхностей, в частности, контактных напряжений, Дж/м³;

$P_{N\max}$ – максимальное контактное давление, Па.

Коэффициент объемного износа является нелинейным, поскольку твердость нового бандажа неоднородна и увеличивается ближе к наружным слоям металла за счет термической обработки при изготовлении и наклепа в процессе пластических деформаций под действием нормальной нагрузки [18].

Максимальные напряжения в контакте определяются из выражения [53]

$$P_{N\max} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot N \cdot E^2}{2 \cdot \pi^3 \cdot r_s^2 \cdot (1 - \nu^2)^2}} \quad (2.22)$$

где N – нормальная сила в контакте «колесо–рельс», Н;

r_3 – эквивалентный радиус контактирующих поверхностей, м;

E – модуль упругости, Па;

ν – коэффициент Пуассона.

Если в формуле (2.22) выделить все составляющие, которые определяют свойства поверхности, в отдельный компонент – коэффициент свойств пары трения, то выражение (2.22) примет вид

$$P_{N \max} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot N \cdot K_{\text{пт}}^2}{2 \cdot \pi^3 \cdot r_3^2}} \quad (2.22)$$

где $K_{\text{пт}}$ – коэффициент свойств пары трения, Н/м².

$$K_{\text{пт}} = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (2.23)$$

Коэффициент свойств пары трения определяет характеристики процесса упругой деформации на поверхностях бандажа и рельса при их контакте. При этом изменение свойств одной из поверхностей приведет к изменению величины коэффициента и, следовательно, к перераспределению нагрузки в контакте. Введение коэффициента $K_{\text{пт}}$ делает возможным проведение лабораторного исследования для определения воздействия триботехнического состава на изнашивание поверхностей и использования полученных экспериментальным путем значений для подстановки в математическую модель.

Для определения коэффициента $K_{\text{пт}}$ проведено испытание на стационарной машине трения СМТ-1 трех пар «ролик-ролик», имитирующих следующие варианты контактного взаимодействия:

- без обработки триботехническими составами;
- после обработки триботехническим составом НИОД-2;
- после обработки триботехническим составом НИОД-5.

Все ролики выполнены из стали 45 и имеют бочкообразную форму (радиус ролика 25 мм при радиусе поперечной образующей 200 мм).

Покрyтия наносились путем установки двух роликов в машину трения с заданием частоты вращения 1000 об/мин, коэффициента проскальзывания 0,2, величины нормальной нагрузки 150 Н. Дополнительно при работе машины производился точечный нагрев зоны трения до температуры 400 °С, к одному из роликов прижимался гребнесмазыватель с усилием 50 Н. Обработка производилась в течение 10 минут (10000 оборотов), формирование покpытия на образцах проверялось визуально.

Для последующих испытаний использовались четыре ролика:

- необработанный ролик, имитирующий рельс;
- необработанный ролик, имитирующий бандаж без обработки;
- ролик, обработанный составом НИОД-2;
- ролик, обработанный составом НИОД-5.

Испытание проводилось в течение 10 минут путем чередования первого образца с тремя, имитирующими бандажи. Для испытания выбраны следующие условия: частоты вращения 1000 об/мин, величина нормальной нагрузки 150 Н. В течение первых пяти минут задавался коэффициент проскальзывания 0,2 (ситуация нормального качения колеса по рельсу), последующий процесс протекал при коэффициенте, равном 10,2 (ситуация начального срыва сцепления).

При испытании измерялись: частота вращения, потеря металла образцов (путем взвешивания до и после исследования), состояние покpытий. После испытаний для каждого образца производилось измерение микротвердости основного материала и покpытия с использованием твердомера Кнуппа, а также снятие кривой нагружения. Исходя из полученных данных, определены значения коэффициента Пуассона и модуля упругости для системы «покpытие-основа» [115]. Также, при подстановке микротвердости бандажной стали, определенной в работе [18], получены характеристики пар трения «бандажная сталь + триботехнический состав». Результаты исследования приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Результаты исследований свойств материалов

Материал образца	E , МПа	ν	$K_{пт}$, Н/м ²
Сталь марки 45	$2,01 \cdot 10^5$	0,282	$2,18 \cdot 10^{11}$
Бандажная сталь	$2,10 \cdot 10^5$	0,280	$2,28 \cdot 10^{11}$
Сталь марки 45 + покрытие НИОД-2	$1,98 \cdot 10^5$	0,244	$2,11 \cdot 10^{11}$
Бандажная сталь + покрытие НИОД-2	$2,04 \cdot 10^5$	0,241	$2,17 \cdot 10^{11}$
Сталь марки 45 + покрытие НИОД-5	$1,41 \cdot 10^5$	0,225	$1,49 \cdot 10^{11}$
Бандажная сталь + покрытие НИОД-5	$1,45 \cdot 10^5$	0,223	$1,53 \cdot 10^{11}$

Таким образом, применение триботехнических составов способствует снижению максимальных давлений, возникающих в контакте [45]. Снижение расчетной величины давления при использовании состава НИОД-2 достигает 1,06 раза, для состава НИОД-5 получено снижение в 1,28 раза.

2.6 Синтез и верификация модели

Синтез модели производился согласно [124] путем представления в матричной форме координат расчетной системы, параметров жесткости, диссипации, внешних силовых возмущений. Полученная система из 54 дифференциальных уравнений решалась методом Рунге-Кутты четвертого порядка, в качестве переменной величины принято время. Зависимости усилий и перемещений в контактах колес и рельсов сохраняются в отдельный массив данных.

Модель изнашивания колесных пар использует сохраненные массивы в качестве исходных данных, полученные в конечном счете аппроксимированные профили бандажей сохраняются в отдельный файл и используются первым блоком модели при дальнейшем расчете.

Произведена проверка на соответствие динамических характеристик предложенной модели требованиям, предъявляемым к грузовым локомотивам железных дорог [11, 100, 114]. При этом моделировалось движение электровоза ВЛ11К в режиме выбега с установленной скоростью по участку пути определенной формы,

имеющему периодические неровности длиной 25 м каждая и амплитудой: горизонтальная 0,012 м, вертикальная – 0,015 м [124].

Во время моделирования производился вывод в отдельный массив значений рамных сил $F_{ki.3.1} \dots F_{ki.3.4}$ для колесных пар (рисунок 2.7), вертикальных нагрузок $R_{ki.1z}(N) \dots R_{ki.2z}(N)$, $F_{ki.1kz} \dots F_{ki.2kz}$ в контакте колеса и рельса (рисунок 2.7) с последующим их суммированием в зависимости от направления. Аналогичным способом составлен массив значений прогибов рессорного подвешивания первой и второй ступеней. На основе полученных данных определены значения относительных рамных сил и коэффициентов вертикальной динамики согласно [99, 122, 130]. Результаты приведены в таблицах 2.5–2.7.

Таблица 2.5 – Значения рамных сил

Поперечный профиль пути	Объект	Значение доли рамных сил от вертикальной нагрузки при скорости, %					
		40	50	65	80	95	110
Прямая	Электровоз ВЛ11К	–	18,0	23,0	24,0	25,0	20,0
	Модель	–	17,2	21,6	22,8	25,5	22,0
Кривая R=1000 м	Электровоз ВЛ11К	–	28,0	27,0	28,0	29,0	30,0
	Модель	–	28,7	29,0	29,0	29,8	31,2
Кривая R=500 м	Электровоз ВЛ11К	–	24,0	27,0	29,0	32,0	36,0
	Модель	–	24,6	26,8	29,1	29,9	33,7
Кривая R=300 м	Электровоз ВЛ11К	25,0	18,0	–	–	–	–
	Модель	24,1	19,0	–	–	–	–

Таблица 2.6 – Значения коэффициента вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания

Поперечный профиль пути	Объект	Коэффициент вертикальной динамики при скорости, км/ч					
		40	50	65	80	95	110
Прямая	Электровоз ВЛ11К	–	0,100	0,140	0,170	0,170	0,140
	Модель	–	0,096	0,135	0,166	0,178	0,150
Кривая R=1000 м	Электровоз ВЛ11К	–	0,160	0,180	0,190	0,170	0,200
	Модель	–	0,151	0,168	0,180	0,185	0,192
Кривая R=500 м	Электровоз ВЛ11К	–	0,140	0,140	0,150	0,150	0,300
	Модель	–	0,140	0,145	0,156	0,162	0,282
Кривая R=300 м	Электровоз ВЛ11К	0,120	0,160	–	–	–	–
	Модель	0,131	0,169	–	–	–	–

Таблица 2.7 – Значения коэффициента вертикальной динамики второй ступени рессорного подвешивания

Поперечный профиль пути	Объект	Коэффициент вертикальной динамики при скорости, км/ч					
		40	50	65	80	95	110
Прямая	Электровоз ВЛ11К	–	0,140	0,250	0,270	0,250	0,240
	Модель	–	0,135	0,230	0,242	0,231	0,231
Кривая R=1000 м	Электровоз ВЛ11К	–	0,190	0,290	0,270	0,250	0,250
	Модель	–	0,172	0,268	0,281	0,273	0,259
Кривая R=500 м	Электровоз ВЛ11К	–	0,150	0,200	0,220	0,180	0,280
	Модель	–	0,156	0,189	0,195	0,195	0,268
Кривая R=300 м	Электровоз ВЛ11К	0,100	0,210	–	–	–	–
	Модель	0,106	0,218	–	–	–	–

В результате исследования установлено, что значения динамических характеристик электровоза ВЛ11К и их значения, определенные с помощью разработанной модели, отличаются на 3–8 %, что говорит о высокой точности модели. Графические зависимости приведены в приложении А.

2.7 Результаты моделирования процесса изнашивания бандажей, обработанных триботехническими составами

В рамках исследования эффективности применения триботехнического состава произведено моделирование процесса изнашивания бандажей колесных пар электровозов ВЛ11К с использованием разработанной комплексной математической модели, реализованной в среде «Универсальный механизм». Произведено три последовательных процесса моделирования: необработанных бандажей, а также бандажей с покрытием, образованным триботехническими составами НИОД-2 и НИОД-5. При исследовании использован профиль ДМетИ ЛР для бандажей электровоза и профиль Р65 для рельсов.

Моделирование произведено для четного и нечетного направления движения следующих участков:

- Шаля – Екатеринбург-Сортировочный;
- Дружинино – Екатеринбург-Сортировочный;
- Екатеринбург-Сортировочный – Камышлов;
- Екатеринбург-Сортировочный – Каменск-Уральский.

Для каждой ситуации движения использованы профили макрогеометрии исследуемого участка, описывающие длину каждого элемента, величины уклонов и параметры кривых. Учтены нормативные весовые нормы для грузовых поездов. Задание микронеровностей выполнено путем последовательного повторения участка неровностей пути длиной 500 м, полученного на основании данных, полученных с путеизмерительных устройств на исследуемом участке.

Задание силы тяги выполнено с помощью тяговой характеристики [106] в зависимости от скорости движения, выбор позиции контроллера машиниста и соответствующей кривой характеристики произведен по данным режимных карт для электровоза ВЛ11 и исследуемого участка. Аналогично произведено задание тормозной силы при замедлении и остановке поезда.

При моделировании движения поезда по участку для электровоза фиксировались значения нормальных и касательных сил в контакте, положение контактной

площадки на поверхности катания каждого бандажа первой секции. После окончания однократного моделирования движения в четном и нечетном направлении по исследуемому участку данные экспортировались в файл.

В модели изнашивания бандажей колесных пар данный файл использован как исходный. Выполнен расчет значений объемного износа для каждого исследуемого участка поверхности катания, после этого определялись смещения вдоль осей z_i частных систем координат бандажей, строился измененный профиль. После этого данные об измененном профиле сохранялись в файл для использования в модели механической части электровоза. Процесс повторялся до выхода одного из контролируемых параметров за допустимые пределы согласно выражения (2.19). Пример выходных данных модели для ситуации движения на участке Екатеринбург-Сортировочный – Шаля и необработанных бандажей приведен в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Параметры изнашивания профилей необработанных бандажей при моделировании на участке Шаля – Екатеринбург-Сортировочный

L , тыс. км	Функция профиля бандажа $z_6(y_6)$	$Y_{пр}$, мм	$Y_{гр}$, мм
0	$\frac{0,00537 - 0,07288 \cdot y_6 + 0,00132 \cdot y_6^2 - 4,95391 \cdot 10^{-6} \cdot y_6^3}{1 - 0,02774 \cdot y_6 - 3,28751 \cdot 10^{-5} \cdot y_6^2 + 4,04124 \cdot 10^{-6} \cdot y_6^3}$	0	0
20,102	$\frac{0,05943 - 0,06217 \cdot y_6 + 0,00153 \cdot y_6^2 - 1,59 \cdot 10^{-5} \cdot y_6^3}{1 - 0,02967 \cdot y_6 + 2,60 \cdot 10^{-5} \cdot y_6^2 + 3,73 \cdot 10^{-6} \cdot y_6^3}$	0,548	0,918
40,408	$\frac{0,07316 - 0,05099 \cdot y_6 + 0,00181 \cdot y_6^2 - 2,87 \cdot 10^{-5} \cdot y_6^3}{1 - 0,03204 \cdot y_6 + 9,98 \cdot 10^{-5} \cdot y_6^2 + 3,31 \cdot 10^{-6} \cdot y_6^3}$	0,965	1,402
60,845	$\frac{0,38574 - 0,04618 \cdot y_6 + 0,00162 \cdot y_6^2 - 3,13 \cdot 10^{-5} \cdot y_6^3}{1 - 0,03233 \cdot y_6 + 0,0001 \cdot y_6^2 + 3,48 \cdot 10^{-6} \cdot y_6^3}$	1,403	1,619
81,288	$\frac{0,09236 + 0,02604 \cdot y_6 + 0,00262 \cdot y_6^2 - 1,40 \cdot 10^{-4} \cdot y_6^3}{1 - 0,03616 \cdot y_6 + 0,00064 \cdot y_6^2 - 3,29 \cdot 10^{-6} \cdot y_6^3}$	2,228	2,456
98,602	$\frac{-0,18341 - 0,04417 \cdot y_6 + 0,00357 \cdot y_6^2 - 7,35 \cdot 10^{-5} \cdot y_6^3}{1 - 0,04095 \cdot y_6 + 0,0006 \cdot y_6^2 - 3,16 \cdot 10^{-6} \cdot y_6^3}$	2,877	5,012

При моделировании изнашивания необработанных бандажей колесных пар после определения ресурса при движении по каждому участку определено среднее значение параметра уменьшения толщины гребня $Y_{гр}$ в зависимости от пробега. Аналогичные зависимости были получены также для ситуаций обработки бандажей составами НИОД-2 и НИОД-5. Внешний вид зависимостей среднего значения уменьшения толщины гребня от пробега приведен на рисунке 2.19.

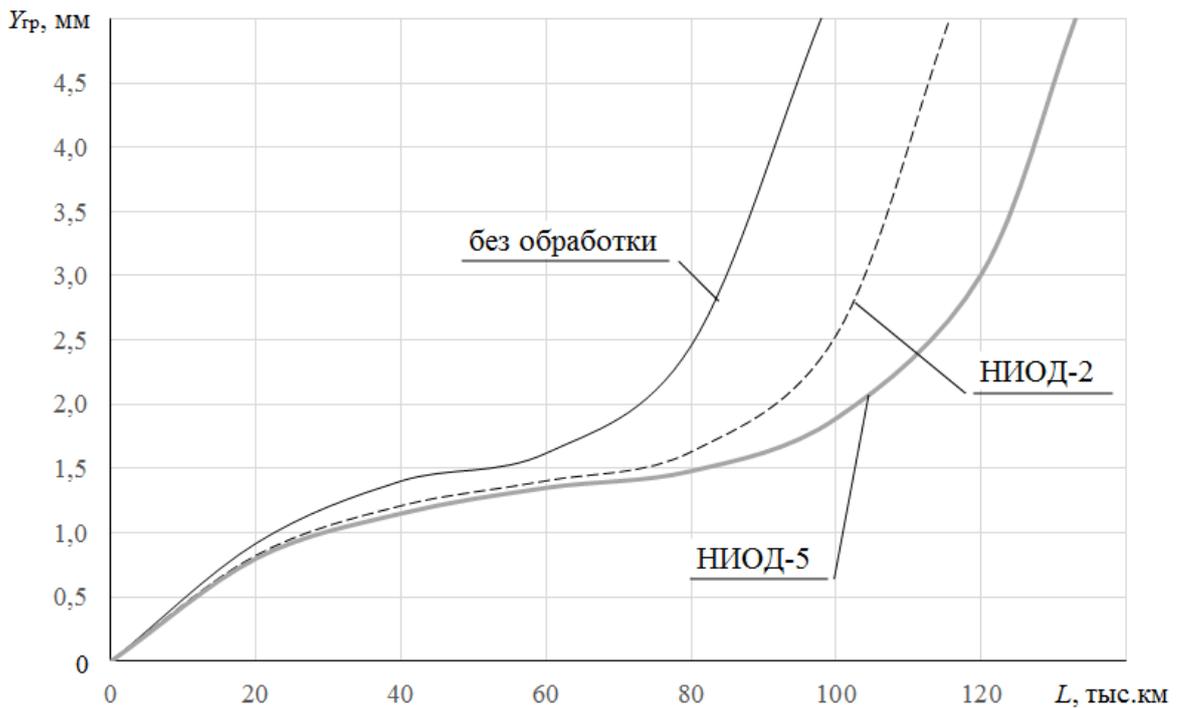


Рисунок 2.19 – Зависимости параметра уменьшения толщины гребня от пробега, полученные в результате моделирования

В результате моделирования получены следующие значения ресурса:

- при отсутствии обработки триботехническим составом – 96,786 тыс. км;
- при использовании триботехнического состава НИОД-2 – 116,625 тыс. км;
- при обработке триботехническим составом НИОД-5 – 143,089 тыс. км.

Таким образом, применение триботехнического состава НИОД-2 позволяет увеличить ресурс бандажей колесных пар в 1,21 раза. Для триботехнического состава НИОД-5 увеличение ресурса составляет 1,48 раза.

2.8 Выводы по главе 2

1. Для подтверждения эффективности метода обработки бандажей колесных пар триботехническими составами разработана комплексная математическая модель изнашивания бандажей колесных пар электровоза ВЛ11К. Модель позволяет определить ресурс бандажей колесных пар в зависимости от особенностей механической системы электровоза, макро- и микрогеометрии пути, режима ведения поезда и параметров контакта «колесо-рельс». Реализация модели произведена в виде аналитически заданного вычислительного блока в среде Mathcad и в форме алгоритма для программного комплекса моделирования механических систем «Универсальный механизм».

2. Модель механической системы секции электровоза ВЛ11К состоит из 23 тел и имеет 54 степени свободы. Сформированы системы уравнений по принципу Д'Аламбера для всех тел системы. Силовые связи в модели описываются функцией реакции упруго-диссипативного элемента и представлены нелинейными зависимостями параметров жесткости и коэффициента гашения колебаний от координат.

3. Модель изнашивания бандажей колесных пар основывается на классической модели одноточечного контакта Герца и предположении о зависимости функции изнашивания от величин сил крипа в контакте. Исследуются режимы качения с проскальзыванием, ситуации срыва сцепления и фрикционного механического торможения. Найден способ описания эволюции профиля катания путем аппроксимации исходного профиля и задания изменения его координат от работы сил крипа.

4. Введение коэффициента свойств пары трения при расчете максимальных контактных напряжений позволяет использовать при моделировании результаты лабораторных исследований на машине трения. Получены значения коэффициентов для образцов «сталь», «сталь с покрытием НИОД-2», «сталь с покрытием НИОД-5».

5. Выполнена верификация разработанной модели механической части. В результате исследования установлено, что значения динамических характеристик

электровоза ВЛ11К и их значения, определенные с помощью разработанной модели, отличаются на 3–8 %, что говорит о высокой точности модели.

6. В результате моделирования процесса изнашивания бандажей колесных пар установлено, что применение триботехнического состава НИОД-2 позволяет увеличить ресурс бандажей колесных пар в 1,21 раза. Для триботехнического состава НИОД-5 увеличение ресурса составляет 1,48 раза.

3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЭЛЕКТРОВОЗОВ

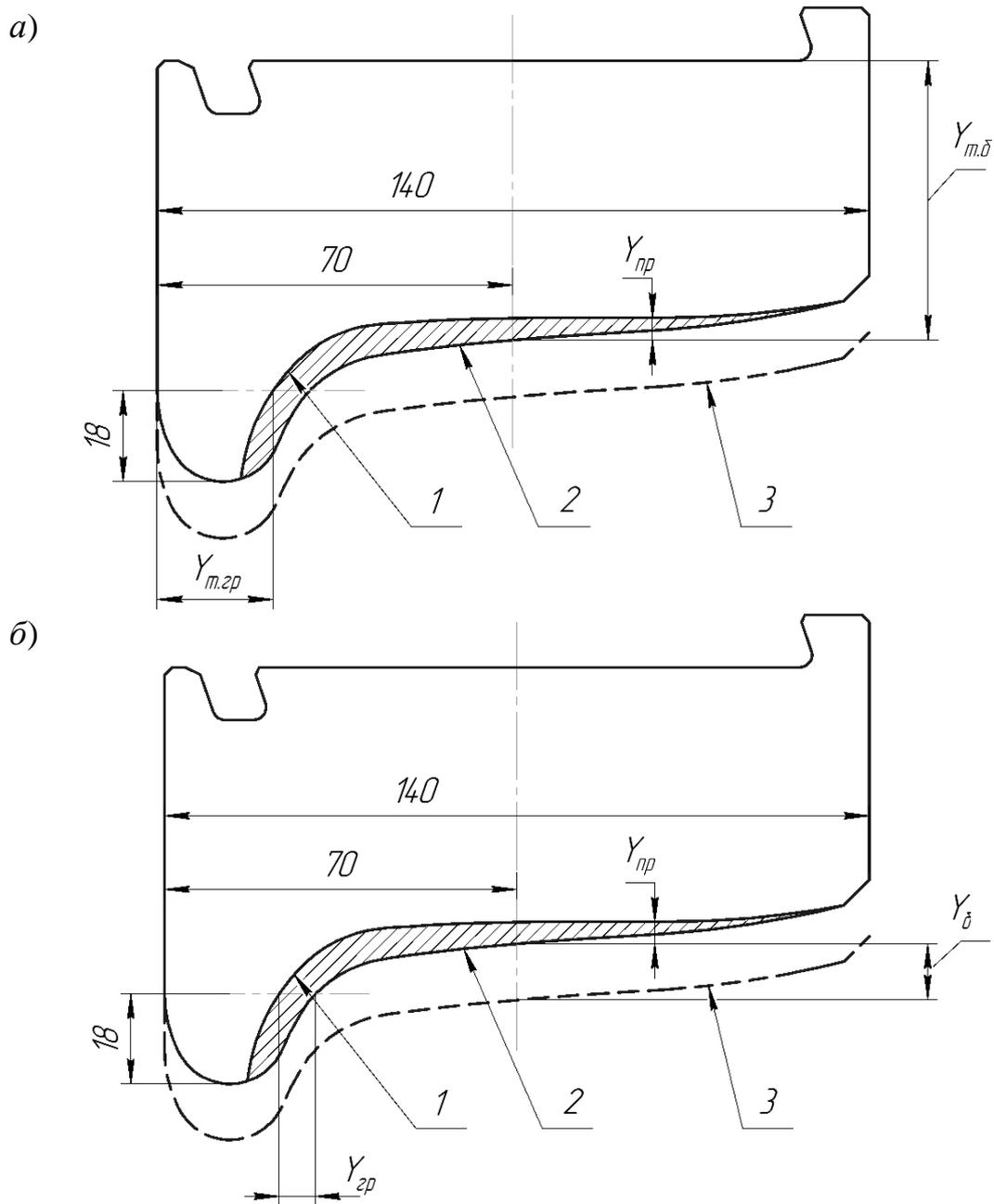
3.1 Совершенствование процесса сбора статистических данных за счет использования комплексного измерителя параметров

Параметрический износ поверхности катания бандажей колесных пар локомотивов предполагает выход одного или нескольких контролируемых параметров за допустимые пределы [17, 18, 31–33, 43]. Контролируемые параметры представляют собой линейные размеры, которые позволяют максимально полно описать геометрические характеристики профиля бандажа в точках, подверженных повышенному износу – вдоль осевой линии и на гребне бандажа.

При выходе одного из контролируемых параметров за допустимые пределы бандаж считается негодным к эксплуатации и подлежит обточке. Обточка бандажей с целью восстановления чертежного профиля поверхности катания выполняется в рамках технического обслуживания ТО-4, проводимого в локомотивном депо. Если признанный негодным к эксплуатации бандаж имеет чрезмерно малую толщину, вместо обточки выполняется замена комплекта бандажей данной колесной пары на новые [18]. Такая замена выполняется в среднем через 4–5 обточек и требует выкатки колесно-моторного блока из-под электровоза, что возможно только при проведении текущего ремонта ТР-3 в условиях ремонтного локомотивного депо. Таким образом, интенсивность изнашивания бандажей напрямую влияет на величину межремонтных пробегов.

Для бандажей колесных пар в локомотивных депо производится замер трех основных контролируемых параметров: величины проката $Y_{пр}$, толщины гребня $Y_{т.гр}$, толщины бандажа $Y_{т.б}$. Замеры производятся с помощью специализированного инструмента, наиболее распространенным видом которого являются универсальный шаблон УТ-1М и толщиномер. Перечисленные параметры измеряются в миллиметрах, с увеличением пробега локомотива величина проката увеличивается, два других параметра уменьшаются от некоторых начальных значений, установленных

нормативными стандартами [64, 75] в зависимости от профиля поверхности катания. Линии замеров контролируемых параметров показаны на рисунке 3.1, а.



а – измеряемые в локомотивном депо, *б* – предлагаемые профили бандажа: 1 – изношенный, 2 – неизношенный, 3 – первоначальный

Рисунок 3.1 – Контролируемые параметры бандажей

На практике при выполнении обточке бандажей не всегда производится полное восстановление стандартного профиля ввиду различных причин (низкой точности процесса, износа фрезы станка), при этом на поверхности бандажа остаются

необработанные участки, имеющие высокую шероховатость [18], которые затрудняют проведение замера, а также смещают точки отсчета некоторых параметров.

Для увеличения точности прогнозирования процесса изнашивания бандажей колесных пар локомотивов в эксплуатации предлагается определять следующие параметры:

– вместо значения проката – нарастание (увеличение) проката $Y_{\text{пр}}$ – разность между замером проката и прокатом, оставленным после обточки бандажей;

– вместо полной толщины гребня – значение износа гребня (уменьшение толщины гребня) $Y_{\text{гр}}$ – разница между замером толщины гребня и толщиной гребня, оставляемой при обточке;

– уменьшение толщины бандажа Y_6 , которое определяется как разница между начальной толщиной бандажа и толщиной бандажа на момент замера.

Линии замеров предлагаемых контролируемых параметров показаны на рисунке 3.2, б. Предлагаемые параметры обеспечивают большую точность, поскольку в данном случае исключается вероятность несовпадения замеров ввиду смещения условного «начала координат» [36]. Первый замер проводится после обточки или замены бандажа, в последующих замерах используются данные первого измерения. При проведении очередного обслуживания ТО-4 производятся два замера: до и после обточки.

Приведенная последовательность действий позволит систематизировать данные об изнашивании бандажей колесных пар, а также существенно облегчить процесс последующего анализа и прогнозирования предельного ресурса бандажей. Помимо этого, отсчет всех предлагаемых контролируемых параметров начинается с нуля и ведется до некоторого предельного значения, что позволяет унифицировать алгоритм программы прогнозирования и сделать более наглядными результаты исследования.

В рамках диссертационного исследования в периоды с января по июль 2011 г. и с августа по декабрь 2013 г. проводился сбор данных замеров контроли-

руемых параметров бандажей колесных пар электровозов ВЛ11, приписанных к ремонтному локомотивному депо Пермь (ТЧР-33) Свердловской дирекции по ремонту тягового подвижного состава.

Измерение контролируемых параметров бандажей колесных пар проводилось с помощью комплексного измерителя параметров КИП-03 [42]. Согласно паспорту прибора, относительная погрешность при измерении параметров толщины гребня и проката бандажей составляет 5 %, что меньше аналогичных показателей универсального шаблона УТ-1М (10 %).

Для снижения вероятности смещения точек отсчета контролируемых параметров вследствие влияния единичных дефектов бандажей (например, ползунов), каждое измерение колеса производилось в трех точках на поверхности. Из полученных трех измерений определялось среднее значение, которое сохранялось в базу данных прибора и поступало для дальнейшей обработки [40, 41].

Величина пробега электровоза, соответствующая конкретному измерению, вводилась вручную согласно записям в книгах регистрации показателей эксплуатации и формам ТХО-5. После проведения обточки колесной пары ее пробег приравнивался к нулю, дальнейшие пробеги определялись как разность текущей величины пробега локомотива и величины пробега электровоза при обточке [23].

Измерения контролируемых параметров проводились для всего эксплуатируемого парка электровозов за исключением секций, задействованных в маневровой работе и используемых в качестве передвижных рельсосмазывателей. Для дальнейшего анализа было получено более 14 тыс. измерений каждого контролируемого параметра.

3.2 Выбор закона распределения контролируемых параметров бандажей

Интенсивность изнашивания колесных пар электровозов, которые эксплуатируются в примерно одинаковых условиях, в значительной степени зависит от параметров бандажей [18, 123]. При дальнейшем анализе собранные данные разбивались по группам в зависимости от действующего условия: профиля поверхности катания, толщины бандажа $Y_{тб}$ и величины остаточного проката $\delta Y_{пр}$ (проката, оставленного после обточки) [30, 35, 39]. Сформированным контрольным группам были присвоены условные номера, которые использовались при дальнейшем исследовании. Описание каждой группы и соответствующий ей объем выборки контролируемых параметров приведены в таблице 3.1. Под одним измерением предполагается запись контролируемых параметров увеличения проката, снижения толщины гребня и бандажа для одного колеса по результатам трех замеров.

Таблица 3.1 – Характеристики контрольных групп бандажей

Группа	Описание группы	Число измерений
1	Профиль ГОСТ 11018-2011 (рис. 5), $Y_{тб} = 90 \pm 5$ мм	2856
2	Профиль ДМетИ ЛР, $Y_{тб} = 90 \pm 5$ мм	3864
3	Профиль ДМетИ ЛР, $Y_{тб} = 80 \pm 5$ мм	1968
4	Профиль ДМетИ ЛР, $Y_{тб} = 70 \pm 5$ мм	2536
5	Профиль ДМетИ ЛР, $Y_{тб} = 60 \pm 5$ мм	2864
6	Профиль ДМетИ ЛР, $\delta Y_{пр} = 0...0,5$ мм	3056
7	Профиль ДМетИ ЛР, $\delta Y_{пр} = 0,5...0,75$ мм	1504
8	Профиль ДМетИ ЛР, $\delta Y_{пр} = 0,75...1,5$ мм	1583

Из общего числа измерений контролируемых параметров каждой контрольной группы сформированы ряды измерений через равные интервалы пробега электровоза после обточки [18]. Для каждого ряда измерений определена величина среднего значения M_{yi} и среднеквадратического отклонения σ_{yi} контролируемого параметра [18].

Процесс изнашивания бандажей колесных пар электровозов с высокой степенью точности описывается нормальным законом распределения [18, 63]. Для

проверки данного утверждения был определен критерий согласия Пирсона χ^2_i [18, 135] и выдвинута основная гипотеза H_0 о подчинении распределения выборки нормальному закону. Проверка критерия проведена при уровне значимости $\alpha = 0,05$. Для выборки каждого ряда измерений определено количество интервалов n_i по правилу Стерджесса [135], в зависимости от полученного значения найдено число степеней свободы n_i критического значения критерия Пирсона $\chi^2_{кр}$. Если выполняется неравенство $\chi^2_i < \chi^2_{кр}$, нулевая гипотеза принимается и выборка i -го ряда значений подчиняется закону нормального распределения. Также найдены минимальные объемы выборок $N_{i\ min}$ для каждого ряда [18, 135].

Предварительный анализ статистических данных показал, что гипотеза H_0 выполняется для абсолютного большинства (97%) исследуемых рядов значений, что говорит о высокой степени точности при описании процесса изнашивания бандажей колесных пар электровозов с помощью закономерностей, свойственными нормальному распределению. Результаты расчета характеристик распределения для параметра уменьшения толщины гребня для контрольной группы 1 приведены в таблице 3.2

Таблица 3.2 – Характеристики распределения параметра уменьшения толщины гребня бандажа для контрольной группы 1

Пробег L_i , тыс. км	Объем выборки N			M_{y_i} , мм	σ_{y_i} , мм	χ^2_i	$\chi^2_{кр}$
	минимальный	собранный	принятый для расчета				
0	–	648	648	0	0	–	–
8,333	88	488	449	0,653	0,468	1,983	2,167
16,121	143	304	293	1,032	0,598	1,225	1,365
23,801	91	320	267	1,277	0,476	0,903	1,365
30,944	199	312	290	1,655	0,705	1,188	1,365
39,768	166	176	167	1,742	0,643	0,820	0,831
48,385	135	148	138	1,852	0,601	0,795	0,831
54,440	185	196	191	2,396	0,827	0,957	1,365
63,755	196	264	209	3,314	0,858	1,038	1,365

После выбора закона распределения ставится задача определения доверительного интервала. Вероятность попадания j -го измерения контролируемого параметра, которое относится к i -му ряду значений, в доверительный интервал описывается приведенной функцией Лапласа в виде [135]:

$$P(Y_{\min} < Y_j < Y_{\max}) = \frac{1}{2} \left[\hat{\Phi} \left(\frac{Y_{\max} - M_{yi}}{\sigma_{yi} \cdot \sqrt{2}} \right) - \hat{\Phi} \left(\frac{Y_{\min} - M_{yi}}{\sigma_{yi} \cdot \sqrt{2}} \right) \right], \quad (3.1)$$

где Y_{\min} , Y_{\max} – границы доверительного интервала для i -го ряда значений.

Величина вероятности напрямую связана с точностью статистического метода. С учетом относительной погрешности измерительного прибора КИП-03 ($\pm 5\%$), точность предлагаемой методики не может быть выше 95%. В связи с этим в качестве границ доверительного интервала выбраны значения $M_{yi} - 2 \cdot \sigma_{yi}$; $M_{yi} + 2 \cdot \sigma_{yi}$, при этом величина вероятности попадания j -го измерения в i -ый ряд значений составит

$$P(M_{yi} - 2 \cdot \sigma_{yi} < Y_j < M_{yi} + 2 \cdot \sigma_{yi}) = 0,954. \quad (3.2)$$

Значения контролируемого параметра в i -ом ряду, которые не попадают в доверительный интервал данного ряда, в расчете не используются.

3.3 Применение полиномиальной регрессии для прогнозирования ресурса бандажей

Ресурс бандажей колесных пар между обточками зависит в общем случае от двух процессов: увеличения проката и снижения толщины гребня. Приведенные процессы происходят одновременно и независимо друг от друга. Как следствие, ресурс невозможно описать с помощью математического аппарата множественной регрессии зависимости контролируемых параметров бандажей колесных пар от пробега электровозов. Наиболее полное описание производится с помощью двух

независимых парных регрессий с факторами увеличения проката и снижения толщины гребня соответственно, в качестве общего результативного признака используется значение пробега электровоза между обточками бандажей колесных пар.

Процесс нарастания контролируемого параметра при увеличении пробега электровозов представляет собой нелинейно возрастающую кривую, отражающую период приработки соответствующих поверхностей бандажа и рельса, нормальную работу пары «колесо–рельс» и период интенсивного изнашивания [16, 17, 18, 123, 127, 128]. Путем выбора периодичности обточек колесных пар и замены бандажей возможно исключить наступление третьего периода.

Период нормальной работы является наиболее продолжительным в жизненном цикле бандажа, более того, интенсивность изнашивания остается примерно постоянной на всей протяженности периода. В физическом плане контактирующие поверхности колеса и рельса становятся геометрически оптимальными с точки зрения наименьшего износа [18, 53, 59]. Пластические деформации поверхностного слоя бандажа вследствие действия нормальных сил в контакте Герца приводят к упрочнению, что также положительно отражается на продолжительности второго периода жизненного цикла.

В настоящее время при составлении прогнозных моделей используется линейная форма функции зависимости увеличения контролируемого параметра от пробега с момента обточки бандажа [17, 18, 38, 62, 63]. Основанием для применения этой методики служит допущение о кратковременном характере периода приработки после обточки бандажа. Считается, что данный период полностью завершается до выполнения первого замера на техническом обслуживании ТО-3. Вследствие этого функция изменения контролируемого параметра описывается постоянной величиной интенсивности изнашивания.

При исследовании состояния бандажей перед обточкой, а также осмотра поверхности катания при проведении замеров, был сделан ряд заключений. В зависимости от технического состояния верхнего строения пути и электровоза, профессиональных навыков машиниста и режима ведения поезда период приработки может увеличиться до 5...7 тыс. км пробега локомотива [35]. Кроме этого, наступление

третьего периода интенсивного износа происходит на 3...9 тыс. км ранее запланированного программой обточек значения. Применение функции изнашивания, описываемой линейной зависимостью, снижает точность прогноза ресурса бандажей колесных пар электровозов.

Применение модели изнашивания колесных пар, основанной на функции в виде полинома позволяет учесть все периоды жизненного цикла независимо от их продолжительности. Графически зависимость контролируемого параметра Y от пробега локомотива L показана на рисунке 3.2.

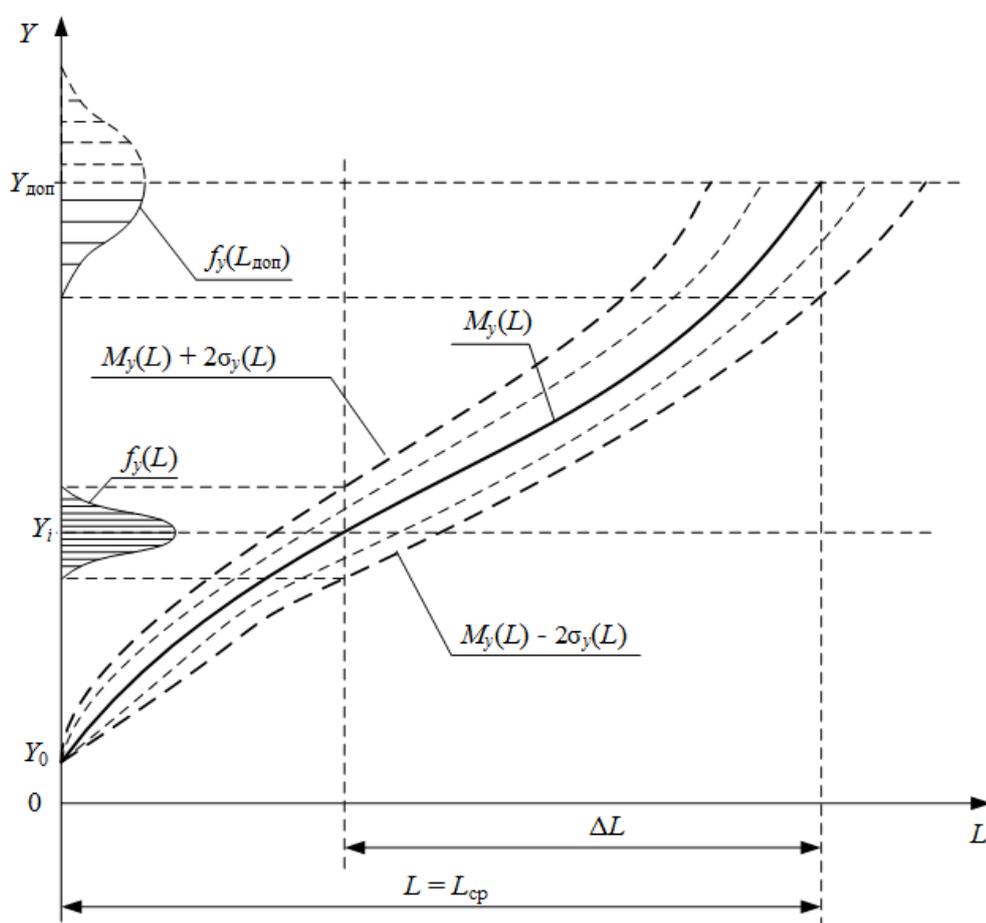


Рисунок 3.2 – Схема формирования параметрического отказа

Плотность распределения $f(Y)$ в случае нормального распределения контролируемого параметра определяется через величины математического ожидания M_y и среднеквадратического отклонения σ_y с помощью зависимости вида [18]

3.4 Обоснование выбора степени полинома для обеспечения заданной точности прогнозирования

При использовании метода полиномиальной регрессии возникает необходимость однозначно определить степень полинома, при которой точность регрессионного анализа будет наибольшей. В рамках работы произведен выбор оптимальной степени полиномов для зависимостей среднего значения и среднеквадратического отклонения контролируемых параметров [1, 35]. Выбор проводился среди полиномов порядка $n = 1 \dots 5$.

Критерий оптимальности полинома степени N в общем случае зависит от трех факторов, которые определяются свойствами аппроксимирующей функцией

$$opt(N) = f(R_{yN}; F_{yN}; \delta_{yN}), \quad (3.7)$$

где R_{yN} – коэффициент корреляции исходной выборки и полинома;

F_{yN} – критерий Фишера, определяющий отношение дисперсий линейной функции и полиномиальной зависимости;

δ_{yN} – параметр соответствия полинома условию возрастания на исследуемом интервале.

Коэффициент корреляции описывает взаимосвязь между исходной выборкой и аппроксимирующими функциями, показывает степень точности метода приближения. При проведении линейной регрессии зачастую используется коэффициент корреляции Пирсона [18, 135]. Для ситуации полиномиальной зависимости использование линейного коэффициента недопустимо ввиду того, что полиномиальная регрессия является нелинейной по объясняющим переменным и линейна по оценивающим параметрам. В расчете использован множественный коэффициент корреляции

$$R_{yN} = \sqrt{1 - \frac{\sum (Y_i - Y(L_i))^2}{\sum (Y_i - M_y(L))^2}}, \quad (3.8)$$

где Y_i – i -ое значение контролируемого параметра исходной выборки, мм;

$Y(L_i)$ – значение функции при пробеге i -го значения исходной выборки, мм;

$M_y(L)$ – среднее значение на исследуемом интервале, мм.

Коэффициент корреляции принимает значения в диапазоне от нуля до единицы, с возрастанием значения R_{yN} увеличивается степень точности аппроксимации [22]. В рамках задачи оптимизации определены множественные коэффициенты корреляции для зависимостей среднего значения и среднеквадратического отклонения зависимостей контролируемых параметров бандажей от пробега электровозов для всех контрольных групп. Результаты для зависимостей увеличения проката от пробега электровозов приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Множественные коэффициенты регрессии, полученные для зависимостей параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов

Группа	Зависимость	Значение R_{yN} при степени полинома				
		1	2	3	4	5
1	$M_y(L)$	0,913	0,971	0,981	0,983	0,992
	$\sigma_y(L)$	0,925	0,932	0,975	0,975	0,987
2	$M_y(L)$	0,964	0,982	0,982	0,989	0,993
	$\sigma_y(L)$	0,857	0,892	0,926	0,950	0,960
3	$M_y(L)$	0,937	0,986	0,986	0,987	0,998
	$\sigma_y(L)$	0,929	0,930	0,931	0,933	0,980
4	$M_y(L)$	0,823	0,931	0,966	0,979	0,998
	$\sigma_y(L)$	0,896	0,905	0,918	0,930	0,994
5	$M_y(L)$	0,912	0,972	0,984	0,997	0,999
	$\sigma_y(L)$	0,931	0,946	0,966	0,994	0,944
6	$M_y(L)$	0,891	0,901	0,908	0,960	0,993
	$\sigma_y(L)$	0,932	0,968	0,969	0,971	0,978
7	$M_y(L)$	0,858	0,858	0,862	0,934	0,950
	$\sigma_y(L)$	0,861	0,878	0,879	0,925	0,925
8	$M_y(L)$	0,956	0,987	0,987	0,989	0,994
	$\sigma_y(L)$	0,629	0,625	0,646	0,817	0,981

Коэффициенты корреляции возрастают при увеличении порядка полинома. Аналогичные результаты для зависимостей уменьшения толщины гребня от пробега электровозов указаны в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Множественные коэффициенты регрессии, полученные для зависимостей параметра уменьшения толщины гребня бандажей от пробега электровозов

Группа	Зависимость	Значение R_{yN} при степени полинома				
		1	2	3	4	5
1	$M_y(L)$	0,969	0,970	0,996	0,997	0,997
	$\sigma_y(L)$	0,836	0,878	0,943	0,959	0,960
2	$M_y(L)$	0,998	0,998	0,998	0,999	0,999
	$\sigma_y(L)$	0,743	0,911	0,931	0,957	0,960
3	$M_y(L)$	0,952	0,978	0,984	0,985	0,989
	$\sigma_y(L)$	0,801	0,847	0,899	0,904	0,910
4	$M_y(L)$	0,937	0,967	0,991	0,993	0,994
	$\sigma_y(L)$	0,885	0,938	0,939	0,982	0,982
5	$M_y(L)$	0,979	0,990	0,990	0,995	0,998
	$\sigma_y(L)$	0,944	0,948	0,82	0,985	0,987
6	$M_y(L)$	0,997	0,997	0,997	0,998	0,998
	$\sigma_y(L)$	0,781	0,889	0,944	0,960	0,961
7	$M_y(L)$	0,957	0,957	0,957	0,958	0,960
	$\sigma_y(L)$	0,694	0,815	0,819	0,887	0,889
8	$M_y(L)$	0,988	0,989	0,990	0,990	0,993
	$\sigma_y(L)$	0,596	0,781	0,792	0,940	0,969

Диапазон коэффициентов корреляции для зависимости математического ожидания от пробега электровозов составляет 0,823–0,999; для среднеквадратического отклонения от пробега – значения 0,625–0,960.

Дисперсия случайной величины характеризует степень рассеивания контролируемого параметра i -го ряда исходной выборки, объем которого равен $(n + 1)$, относительно среднего значения аппроксимирующей функции, выраженной полиномом степени m [25]

$$S_{0m}^2 = \frac{1}{n-m} \sum_{j=1}^n [M_{y_i}(L) - Y_j]^2, \quad (3.9)$$

Значения дисперсий контролируемого параметра для зависимостей увеличения проката от пробега электровозов приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Значения дисперсии, полученные для зависимостей параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов

Группа	Зависимость	Значение S_0^2 при степени полинома				
		1	2	3	4	5
1	$M_y(L)$	0,068	0,027	0,021	0,024	0,014
	$\sigma_y(L)$	0,016	0,017	0,008	0,010	0,007
2	$M_y(L)$	0,041	0,023	0,028	0,023	0,019
	$\sigma_y(L)$	0,073	0,066	0,055	0,047	0,050
3	$M_y(L)$	0,030	0,008	0,009	0,012	0,004
	$\sigma_y(L)$	0,015	0,017	0,021	0,028	0,012
4	$M_y(L)$	0,044	0,021	0,013	0,010	0,001
	$\sigma_y(L)$	0,021	0,023	0,024	0,025	0,003
5	$M_y(L)$	0,090	0,035	0,026	0,007	0,004
	$\sigma_y(L)$	0,040	0,038	0,030	0,008	0,011
6	$M_y(L)$	0,073	0,078	0,087	0,049	0,011
	$\sigma_y(L)$	0,020	0,011	0,013	0,015	0,016
7	$M_y(L)$	0,049	0,059	0,072	0,048	0,054
	$\sigma_y(L)$	0,031	0,033	0,041	0,034	0,052
8	$M_y(L)$	0,107	0,037	0,044	0,049	0,033
	$\sigma_y(L)$	0,175	0,153	0,175	0,125	0,019

Наименьшие значения дисперсий получены для полиномов третьей и четвертой степеней. Аналогичные результаты получены для дисперсий контролируемого параметра снижения толщины гребня (таблица 3.6).

Таблица 3.6 – Значения дисперсии, полученные для зависимостей параметра уменьшения толщины гребня бандажей от пробега электровозов

Группа	Зависимость	Значение S_0^2 при степени полинома				
		1	2	3	4	5
1	$M_y(L)$	0,065	0,073	0,013	0,011	0,015
	$\sigma_y(L)$	0,022	0,020	0,011	0,010	0,014
2	$M_y(L)$	0,002	0,003	0,002	0,003	0,003
	$\sigma_y(L)$	0,025	0,011	0,010	0,008	0,010
3	$M_y(L)$	0,107	0,059	0,053	0,066	0,073
	$\sigma_y(L)$	0,031	0,029	0,025	0,032	0,045
4	$M_y(L)$	0,147	0,091	0,030	0,030	0,035
	$\sigma_y(L)$	0,025	0,016	0,019	0,007	0,009
5	$M_y(L)$	0,049	0,029	0,035	0,022	0,013
	$\sigma_y(L)$	0,022	0,025	0,011	0,012	0,016
6	$M_y(L)$	0,004	0,005	0,005	0,005	0,006
	$\sigma_y(L)$	0,022	0,014	0,008	0,007	0,010
7	$M_y(L)$	0,048	0,058	0,072	0,094	0,133
	$\sigma_y(L)$	0,032	0,025	0,031	0,027	0,039
8	$M_y(L)$	0,013	0,013	0,016	0,021	0,024
	$\sigma_y(L)$	0,057	0,041	0,049	0,021	0,016

Сложность при сравнении дисперсий разных выборок заключается в том, что величина S_0^2 может изменяться в интервале $[0; +\infty)$. Сравнение абсолютных значений дисперсий не может быть использовано в качестве показателя точности аппроксимации выборки полиномом m -ой степени. В связи с этим возникает необходимость использовать относительный показатель точности, в качестве которого выбран статистический критерий Фишера. Его величина принимается равной отношению двух дисперсий: исходной и исследуемой функций. Выполнен расчет критерия Фишера для каждой степени полинома, с помощью отношения дисперсии линейной зависимости (полинома первой степени) к дисперсии конкретного полинома.

$$F_{yN} = \frac{S_{0\text{лин}}^2}{S_{0\text{пол}}^2}, \quad (3.10)$$

где $S_{0\text{лин}}^2$ – дисперсия аппроксимирующей линейной функции;

$S_{0\text{пол}}^2$ – то же, полиномиальной функции.

Очевидно, что величина критерия для линейной функции равна единице. Для полиномов высшей степени большие значения критерия свидетельствуют о меньшей величине дисперсии и, соответственно, малом отклонении от значений исходной выборки.

В зависимости от принятых коэффициентов полиномиальной функции аппроксимирующая зависимость может быть как монотонно возрастающей на отрезке значений пробега $[0; L_{\text{max}}]$, так и иметь участки, на которых функция становится убывающей. Однако величина износа гребня, нарастания проката или уменьшения толщины бандажа с ростом пробега может только увеличиваться [35]. Для этого полиномиальная функция должна быть монотонно возрастающей на всем исследуемом промежутке от момента восстановления конфигурации профиля поверхности катания $L(Y_0)$ до пробега (рисунок 3.2), при котором достигается допустимое в эксплуатации значение контролируемого параметра $L(Y_{\text{доп.}})$.

$$\left. \frac{dM_y(L)}{L} \right|_{L(Y_0)}^{L(Y_{\text{доп.}})} > 0, \quad (3.11)$$

Для описания соответствия полинома условию возрастания на исследуемом интервале пробега введен параметр δ_{yNi} , который принимает два значения: 1 (соответствует) и 0 (не соответствует).

Выполнение условий для зависимости параметра увеличения проката контрольных групп приведено в таблице 3.7, для параметра снижения толщины гребня – в таблице 3.8.

Таблица 3.7 – Выполнение условия монотонного возрастания функции для зависимостей параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов

Группа	Зависимость	Выполнение условия при степени полинома				
		1	2	3	4	5
1	$M_y(L)$	+	+	+	–	–
	$\sigma_y(L)$	+	+	+	+	–
2	$M_y(L)$	+	+	+	–	+
	$\sigma_y(L)$	+	+	+	–	–
3	$M_y(L)$	+	+	+	–	–
	$\sigma_y(L)$	+	+	+	+	–
4	$M_y(L)$	+	+	+	–	–
	$\sigma_y(L)$	+	+	+	–	–
5	$M_y(L)$	+	+	+	–	+
	$\sigma_y(L)$	+	+	+	–	–
6	$M_y(L)$	+	+	+	–	–
	$\sigma_y(L)$	+	–	–	+	–
7	$M_y(L)$	+	+	+	–	–
	$\sigma_y(L)$	+	–	+	–	–
8	$M_y(L)$	+	+	+	–	–
	$\sigma_y(L)$	+	–	–	–	–

Таблица 3.8 – Выполнение условия монотонного возрастания функции для зависимостей параметра уменьшения толщины гребня бандажей от пробега электровозов

Группа	Зависимость	Выполнение условия при степени полинома				
		1	2	3	4	5
1	$M_y(L)$	+	+	+	+	+
	$\sigma_y(L)$	+	–	–	–	+
2	$M_y(L)$	+	+	+	+	+
	$\sigma_y(L)$	+	–	–	–	–
3	$M_y(L)$	+	+	+	+	–
	$\sigma_y(L)$	+	–	+	–	–
4	$M_y(L)$	+	+	+	+	+
	$\sigma_y(L)$	+	–	+	–	–
5	$M_y(L)$	+	+	+	–	–
	$\sigma_y(L)$	+	+	+	+	–
6	$M_y(L)$	+	+	+	+	+
	$\sigma_y(L)$	+	–	–	–	+
7	$M_y(L)$	+	+	+	+	+
	$\sigma_y(L)$	+	–	–	–	–
8	$M_y(L)$	+	+	+	+	+
	$\sigma_y(L)$	+	–	–	–	–

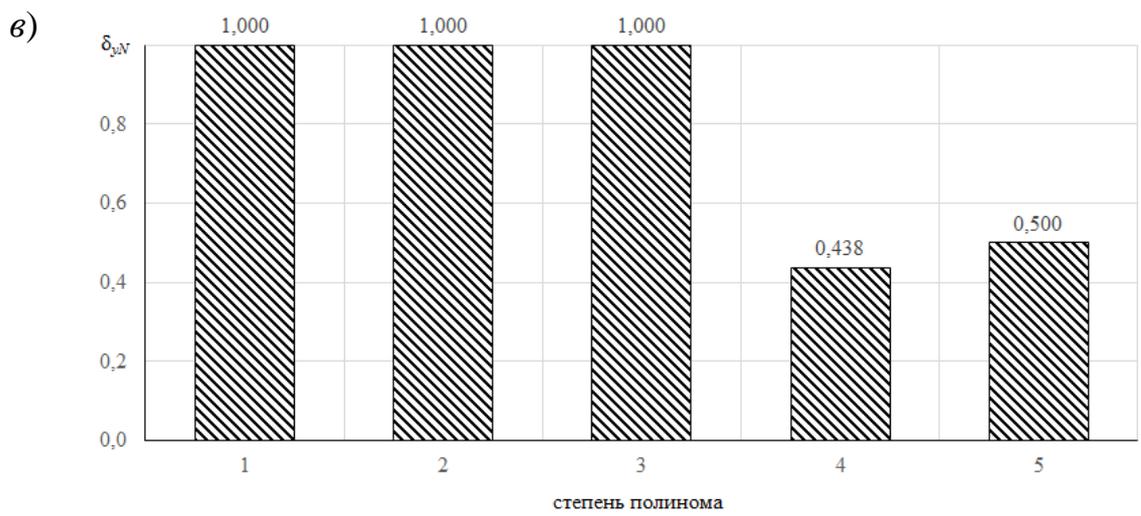
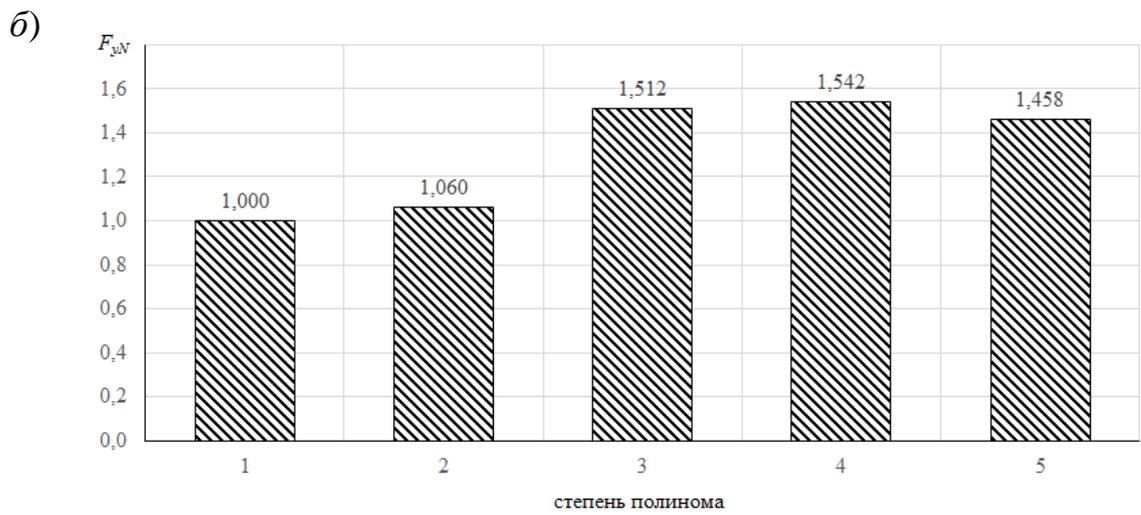
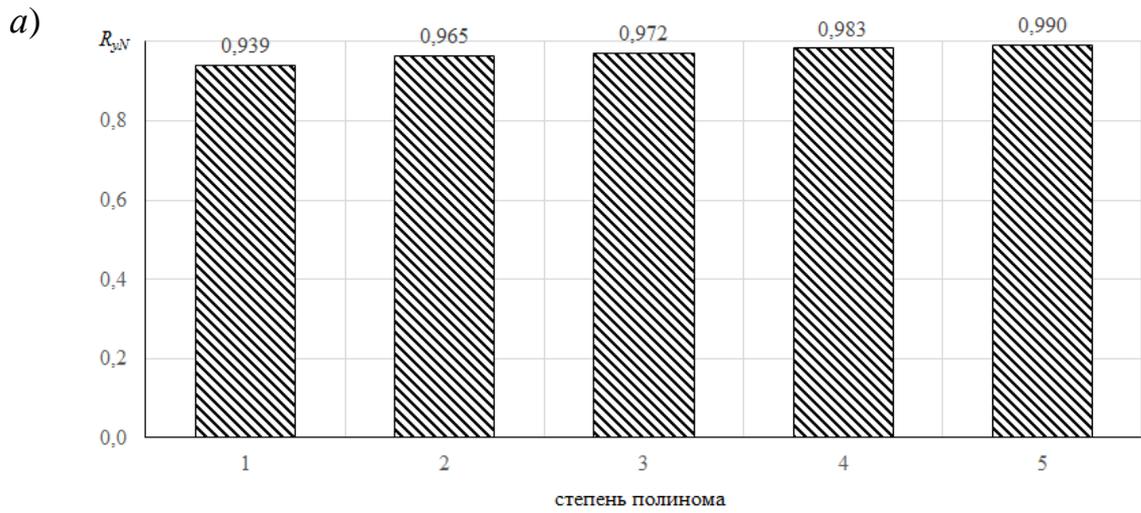
Из представленных таблиц видно, что с увеличением степени полинома уменьшается процент зависимостей, удовлетворяющих условию монотонного возрастания. Особенно заметно это для зависимостей среднеквадратического отклонения контролируемых параметров от пробега.

При анализе группы из k полиномов определяется среднее значение параметра δ_{yN} , которое изменяется от нуля (ни один полином в группе не имеет свойства монотонного возрастания на интервале), до единицы (все полиномы группы соответствуют условию (3.11))

$$\delta_{yN} = \frac{\sum_{i=1}^j \delta_{yNi}}{k}. \quad (3.12)$$

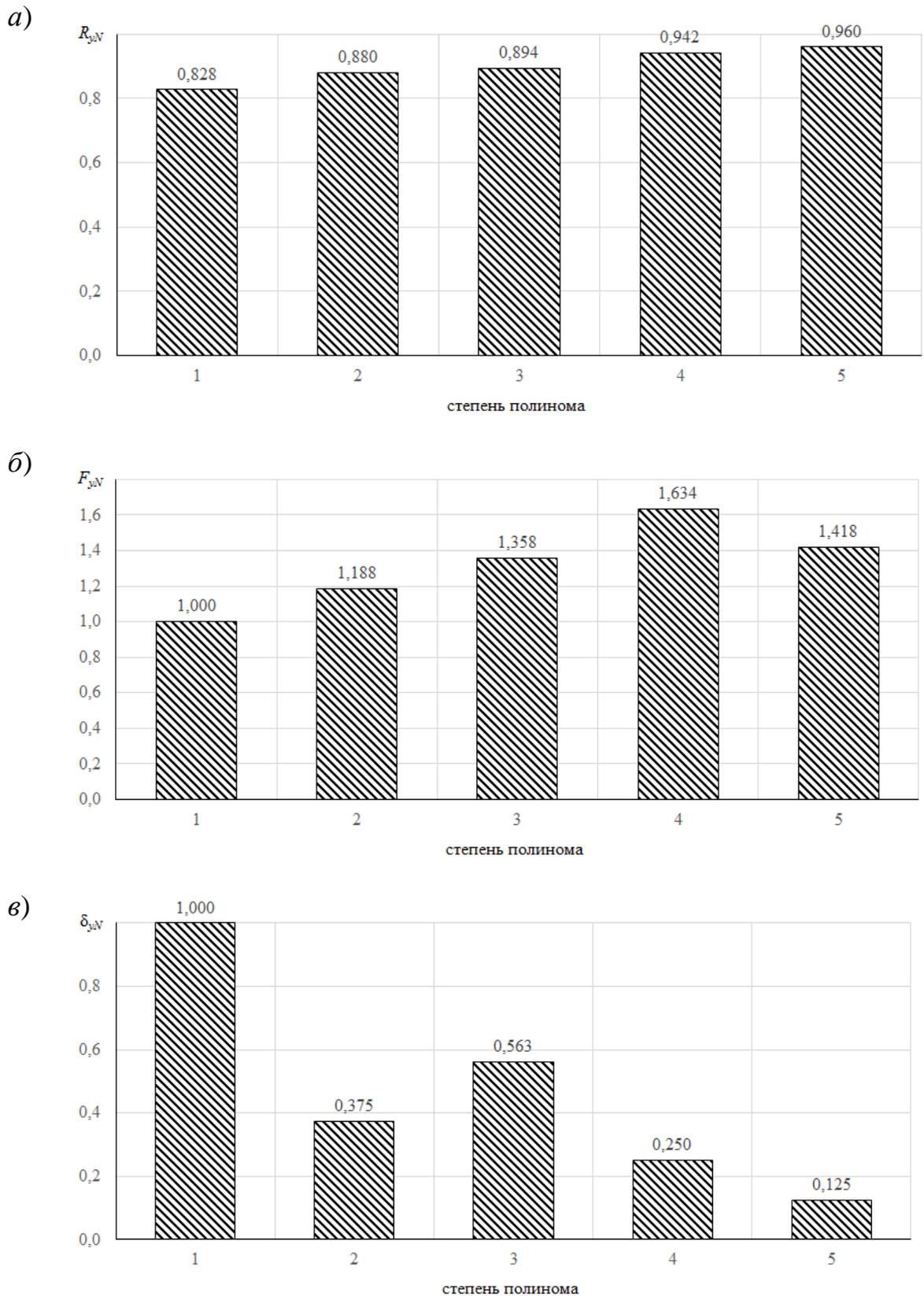
Для определения оптимальной степени были получены средние значения факторов, определяющих точность метода. Зависимости среднего значения и среднеквадратического отклонения контролируемого параметра рассматривались отдельно. Для каждой степени полинома были определены средние значения R_{yN} , F_{yN} , δ_{yN} . Оптимальной считается степень, при которой все три фактора принимают наибольшие значения. Исходные данные для расчета приведены в таблицах 3.3–3.8. Зависимости факторов оптимальности от степени полинома для функции математического ожидания от пробега показаны на рисунке 3.3, для среднеквадратического отклонения – на рисунке 3.4.

Из графиков видно, что однозначный выбор оптимальной степени полинома осложнен тем, что не получено максимального значения трех факторов для одной степени. В связи с этим необходимо ранжировать факторы по степени важности. Наиболее важным является фактор монотонного возрастания δ_{yN} , поскольку он характеризует процесс изнашивания бандажей колесных пар. Факторы R_{yN} и F_{yN} имеют равную степень важности.



зависимости: *a* – коэффициента корреляции, *б* – критерия Фишера,
в – параметра соответствия

Рисунок 3.3 – Зависимости факторов оптимальности от степени полинома для функции математического ожидания



зависимости: *a* – коэффициента корреляции, *b* – критерия Фишера,
в – параметра соответствия

Рисунок 3.4 – Зависимости факторов оптимальности от степени полинома для функции среднеквадратического отклонения

С учетом изложенного выше, для зависимости среднего значения оптимальной будет аппроксимация полиномом третьей степени, для зависимости средне-квадратического отклонения – полиномом первой степени (линейной функцией). Указанные степени позволят добиться максимальной точности методики статистического анализа процесса изнашивания бандажей колесных пар.

Исходя из этого, определены уравнения регрессии контролируемых параметров бандажей для контрольных групп. Коэффициенты уравнений и параметры анализа для зависимости параметра увеличения проката приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Уравнения регрессии для зависимости параметра увеличения проката бандажей колесных пар от пробега электровозов

Контрольная группа	Зависимость	Уравнение регрессии	Коэффициент корреляции, r_{yL}	Остаточная дисперсия, S_0^2 , мм ²
1	$M_y(L)$	$0,007 + 0,02 \cdot L - 6,472 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 1,205 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,981	0,021
	$\sigma_y(L)$	$0,094 + 0,014 \cdot L$	0,925	0,016
2	$M_y(L)$	$-0,033 + 0,011 \cdot L + 2,689 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 6,259 \cdot 10^{-7} \cdot L^3$	0,982	0,028
	$\sigma_y(L)$	$0,104 + 0,019 \cdot L$	0,857	0,073
3	$M_y(L)$	$0,003 + 0,002 \cdot L + 2,171 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 3,110 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,986	0,009
	$\sigma_y(L)$	$0,048 + 0,015 \cdot L$	0,929	0,015
4	$M_y(L)$	$-0,019 + 0,019 \cdot L - 9,246 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 1,444 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,966	0,013
	$\sigma_y(L)$	$-0,006 + 0,013 \cdot L$	0,896	0,021
5	$M_y(L)$	$-0,067 + 0,029 \cdot L - 1,019 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 1,976 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,984	0,026
	$\sigma_y(L)$	$-0,088 + 0,024 \cdot L$	0,931	0,040
6	$M_y(L)$	$-0,084 + 0,031 \cdot L - 6,453 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 8,491 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,908	0,087
	$\sigma_y(L)$	$0,135 + 0,015 \cdot L$	0,932	0,020
7	$M_y(L)$	$0,062 + 0,030 \cdot L - 5,727 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 6,629 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,862	0,072
	$\sigma_y(L)$	$0,145 + 0,014 \cdot L$	0,861	0,031
8	$M_y(L)$	$-0,005 + 0,001 \cdot L + 7,994 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 - 9,856 \cdot 10^{-7} \cdot L^3$	0,987	0,044
	$\sigma_y(L)$	$0,295 + 8,814 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,629	0,175

На основании приведенных уравнений регрессии построены графические зависимости. В качестве примера на рисунках 3.5 и 3.6 построены функции, соответствующие исходной эмпирической зависимости ($M_y(L)$, $\sigma_y(L)$), линейной функции ($M_y^*(L)$, $\sigma_y^*(L)$) и полиному третьего порядка ($M_y^{**}(L)$).

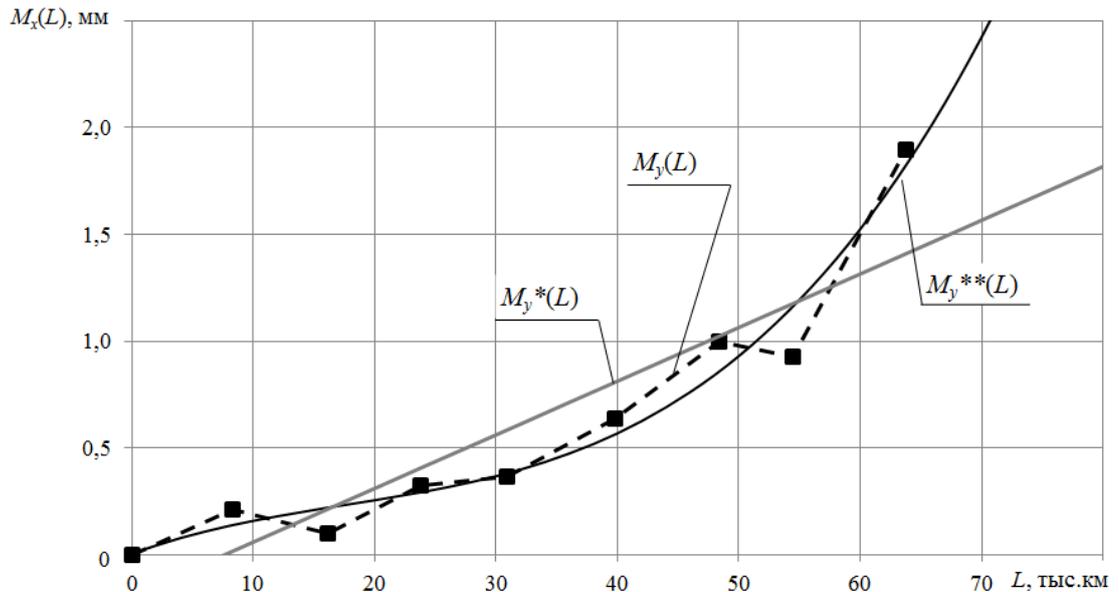


Рисунок 3.5 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

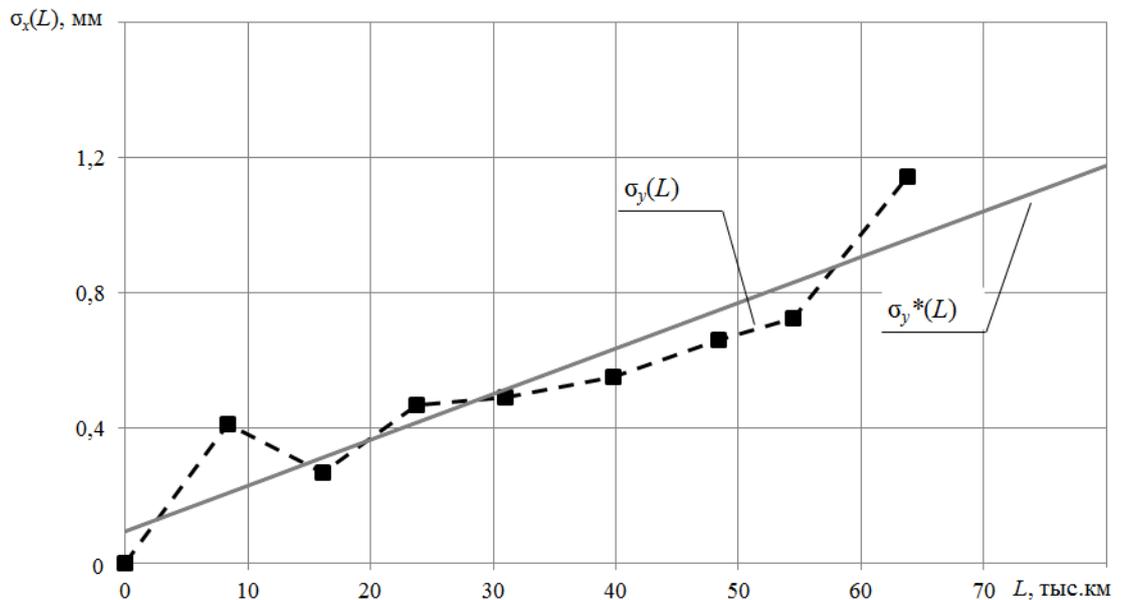


Рисунок 3.6 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

Аналогичный расчет проведен для зависимостей параметра уменьшения толщины гребня бандажей (таблица 3.10, рисунки 3.7–3.8)

Таблица 3.10 – Уравнения регрессии для зависимости параметра уменьшения толщины гребня бандажей колесных пар от пробега электровозов

Контрольная группа	Зависимость	Уравнение регрессии	Коэффициент корреляции, r_{yL}	Остаточная дисперсия, S_0^2 , мм ²
1	$M_y(L)$	$-0,036 + 0,108 \cdot L - 2,883 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 3,137 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,996	0,013
	$\sigma_y(L)$	$0,263 + 9,837 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,836	0,022
2	$M_y(L)$	$0,027 + 0,038 \cdot L - 1,203 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 1,266 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,998	0,002
	$\sigma_y(L)$	$0,280 + 7,448 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,743	0,025
3	$M_y(L)$	$0,020 + 0,051 \cdot L - 1,269 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 2,646 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,984	0,053
	$\sigma_y(L)$	$0,221 + 0,012 \cdot L$	0,801	0,031
4	$M_y(L)$	$-0,003 + 0,082 \cdot L - 2,675 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 3,613 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,991	0,030
	$\sigma_y(L)$	$0,248 + 0,013 \cdot L$	0,885	0,025
5	$M_y(L)$	$0,054 + 0,033 \cdot L + 1,311 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 3,654 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,990	0,035
	$\sigma_y(L)$	$0,097 + 0,020 \cdot L$	0,944	0,022
6	$M_y(L)$	$0,026 + 0,041 \cdot L - 3,008 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 3,317 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,997	0,005
	$\sigma_y(L)$	$0,270 + 7,756 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,781	0,022
7	$M_y(L)$	$0,016 + 0,035 \cdot L - 8,205 \cdot 10^{-5} \cdot L^2 + 1,311 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,957	0,072
	$\sigma_y(L)$	$0,185 + 8,304 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,694	0,032
8	$M_y(L)$	$0,010 + 0,038 \cdot L - 3,485 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 5,715 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,990	0,016
	$\sigma_y(L)$	$0,239 + 8,551 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,596	0,057

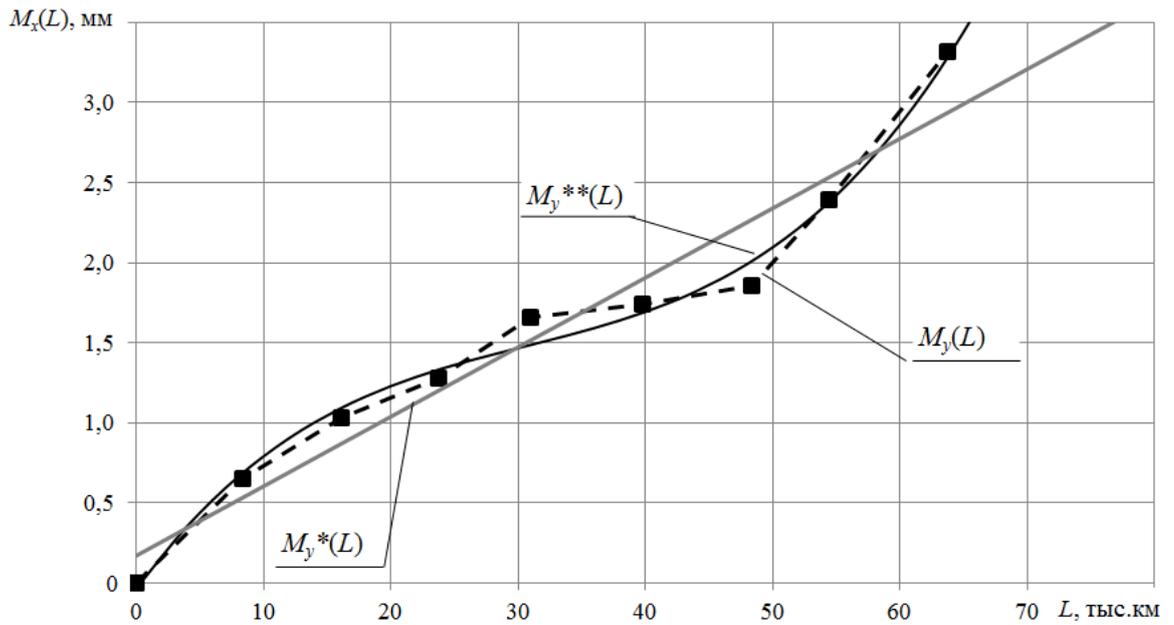


Рисунок 3.7 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

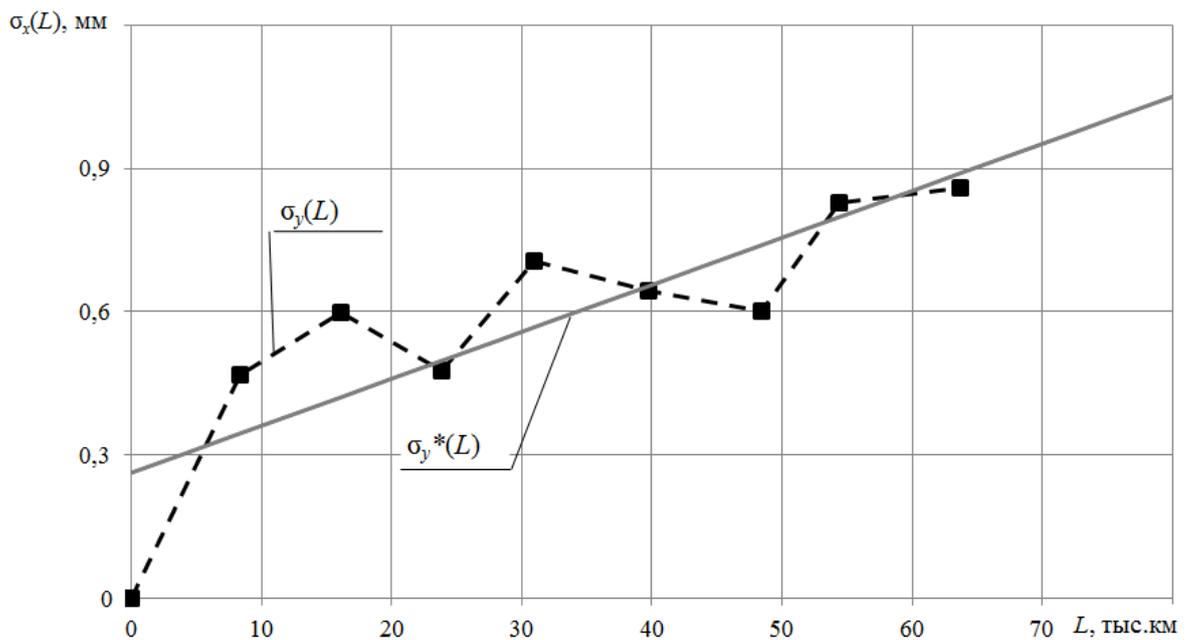


Рисунок 3.8 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

3.5 Проверка адекватности предложенных уравнений регрессии

Применение полиномиальной регрессии позволяет повысить точность методики прогнозирования. В качестве подтверждения этого утверждения применяется метод проверки статистических гипотез. Поскольку речь идет о нормальном распределении, удобно выполнить тест Фишера с целью сравнения дисперсий линейной и полиномиальной функций. Величина критерия Фишера F таким образом определяется из выражения (3.10).

Расчетный критерий сравнивается с табличным, заданным исходя из уровня значимости и числа степеней свободы [135]. Уровень значимости для выборок принимается равным 5% (0,05). В качестве основной гипотезы H_0 вводится предположение о равенстве математических ожиданий линейной и полиномиальной зависимостей при $F < F_{\text{табл}}$. Конкурирующая гипотеза H_1 при отвержении основной подтверждает разницу между параметрами линейной и полиномиальной функций и позволяет рассматривать предлагаемую методику как более точный способ прогнозирования предельного ресурса бандажей.

В предлагаемой методике с помощью полиномов аппроксимированы только функции математического ожидания, следовательно, проверка выполнялась только для зависимостей $M_y(L_i)$. Результаты проверки основной гипотезы для зависимостей увеличения проката и уменьшения толщины гребня бандажей приведены соответственно в таблицах 3.11 и 3.12.

Таблица 3.11 – Результаты проверки гипотезы о равенстве остаточных дисперсий для зависимостей увеличения проката

Группа	Значение критерия Фишера		Гипотеза H_0 принимается?
	расчетное F	табличное $F_{\text{табл}}$	
1	3,238	1,130	Нет
2	1,464	1,130	Нет
3	3,333	1,130	Нет
4	3,385	1,130	Нет
5	3,462	1,130	Нет
6	0,839	1,130	Да
7	0,680	1,130	Да
8	2,432	1,130	Нет

Таблица 3.12 – Результаты проверки гипотезы о равенстве остаточных дисперсий для зависимостей снижения толщины гребня

Группа	Значение критерия Фишера		Гипотеза H_0 принимается?
	расчетное F	табличное $F_{\text{табл}}$	
1	5,020	1,130	Нет
2	1,265	1,130	Нет
3	2,019	1,130	Нет
4	4,901	1,130	Нет
5	1,403	1,130	Нет
6	0,863	1,130	Да
7	1,160	1,130	Нет
8	1,213	1,130	Нет

В большинстве случаев основная гипотеза отвергается, из этого можно сделать вывод о наличии различий между аппроксимированными функциями. Снижение величины дисперсии характеризует предлагаемую методику как более точную для определения предельного ресурса бандажей колесных пар.

3.6 Прогнозирование ресурса бандажей колесных пар

Значение ресурса бандажей $Q(L_i)$ колесных пар в рамках рассматриваемой задачи является функцией пробега после обточки и определяет процент бандажей, у которых не наблюдается параметрического отказа, от общего числа. Ресурс бандажей выражается в процентах и связан с вероятностью отказа $P(L_i)$ через соотношение

$$P(L_i) = 1 - Q(L_i). \quad (3.13)$$

Параметрический отказ работы бандажа колесной пары происходит в случае выхода хотя бы одного из контролируемых параметров за установленное предельное значение. С учетом того, что исследуемые параметры возрастают с увеличением пробега электровоза, вводятся максимальные значения для каждого из них:

- для параметра увеличения проката максимальная величина для контрольных групп 1–6 составляет 7 мм, для группы 7 – 6,5 мм, для группы 8 – 6 мм ввиду наличия в двух последних случаях определенной величины остаточного проката;

- для параметра снижения толщины гребня для контрольной группы 1 предельное значение составляет 8 мм, для групп 2–8 равно 5 мм в связи с различными допусками для профилей поверхности катания ГОСТ 11018–2011 и ДМетИ ЛР.

В общем случае вероятность отказа имеет возрастающий характер и определяется плотностью вероятности $P(L)$ выбранного распределения $f(Y)$ величины контролируемого параметра Y .

$$P(L) = \int f(Y) dy. \quad (3.14)$$

Для выбора пределов интегрирования в формуле (3.14) рассмотрена ситуация предельного значения параметра. По достижению контролируемым параметром Y своего предельного значения $Y_{\text{доп}}$ функция нормального распределения $f_y(Y_{\text{доп}})$,

форма которой зависит от среднего значения M_y , и среднеквадратического отклонения σ_y принимает вид, приведенный на рисунке 3.9.

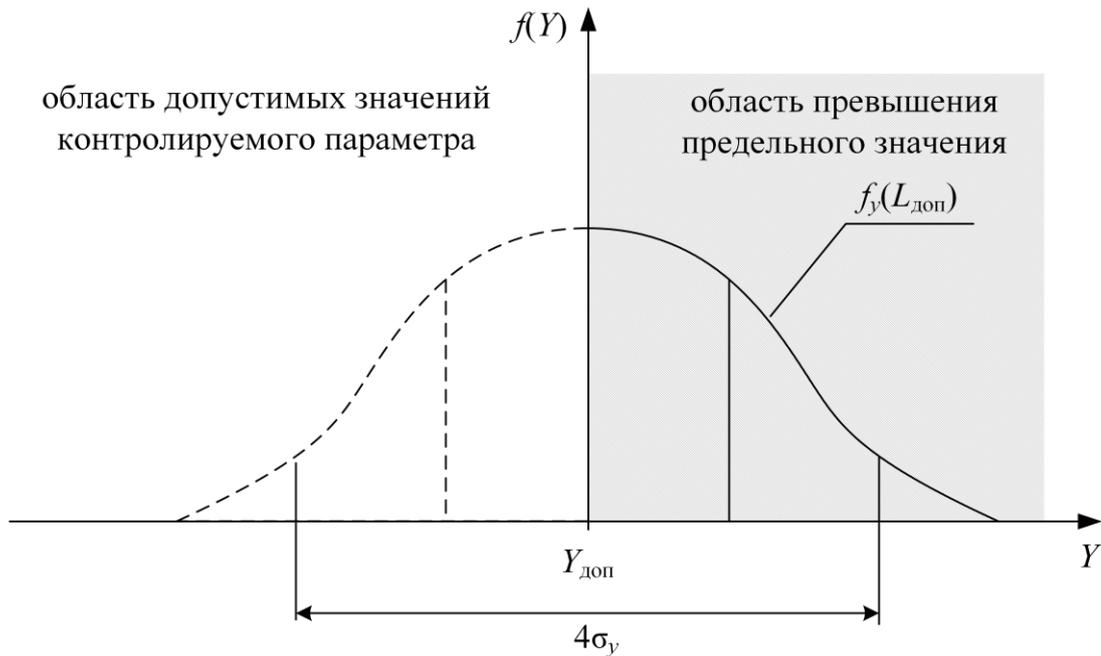


Рисунок 3.9 – Нормальное распределение при предельно допустимом значении возрастающего контролируемого параметра

В интервале значений $(-\infty; Y_{\text{доп}})$ величина контролируемого параметра находится в допустимых пределах, отказ бандажа колесной пары не регистрируется, плотность вероятности равна нулю. На отрезке $(Y_{\text{доп}}; M_y(L_i) + 2 \cdot \sigma_y(L_i))$ фиксируется превышение допустимого значения контролируемого параметра, при этом число отказавших бандажей увеличивается при движении к правой границе и при значении $M_y(L_i) + 2 \cdot \sigma_y(L_i)$ достигает 100% всех исследуемых бандажей. Интервал $(M_y(L_i) + 2 \cdot \sigma_y(L_i); +\infty)$ также не принимается к рассмотрению, поскольку плотность вероятности достигла максимального значения, равного единице. Выделены три характерных диапазона значений контролируемого параметра, на которых функция $P(L)$ принимает определенные значения.

$$P(L) = \begin{cases} 0 & \text{если } Y \in (-\infty; Y_{\text{доп}}); \\ [0; 1] & \text{если } Y \in [Y_{\text{доп}}; M_y(L) + 2 \cdot \sigma_y(L)]; \\ 1 & \text{если } Y \in (M_y(L) + 2 \cdot \sigma_y(L); +\infty). \end{cases} \quad (3.15)$$

Из выражения (3.15) следует, что для работы требуется исследование второго интервала. Таким образом, в качестве пределов интегрирования задаются границы отрезка, функция вероятности отказа примет вид

$$P(L) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_y(L)} \int_{Y_{\text{доп}}}^{M_y(L) + 2 \cdot \sigma_y(L)} e^{-\frac{(Y - M_y(L))^2}{2 \cdot (\sigma_y(L))^2}} dy. \quad (3.16)$$

Существующие в настоящее время методики позволяют определять 90%-ый ресурс бандажей колесных пар, вероятность отказа при этом составляет 10%. Это означает, что по достижению прогнозируемого ресурса у 10% всех бандажей контролируемые параметры превышают допусковые в эксплуатации значения. Бандажи колесных пар являются одним из наиболее ответственных элементов механической системы электровозов, в связи с этим снижение вероятности отказа при прогнозировании позволит повысить безопасность движения и перевозочного процесса в целом.

В рамках данного исследования измерения контролируемых параметров бандажей производились универсальным прибором КИП-03, имеющим относительную погрешность, равную 5%. При анализе статистического материала выбранная функция распределения предполагает относительную погрешность метода 4,6 %. Таким образом, общая погрешность метода не превышает 5%, что позволяет определить 95%-ый ресурс бандажей. При дальнейших расчетах для каждой контрольной группы определялась величина пробега электровоза, при котором функция вероятности отказа принимает значение

$$P(L_{95\%}) = 0,05. \quad (3.17)$$

Результаты расчета для зависимостей контролируемого параметра увеличения проката приведены в таблице 3.13, для параметра уменьшения толщины гребня – в таблице 3.14. Для сравнения, также приводятся результаты расчета 90%-го ресурса по существующей методике.

Таблица 3.13 – Результаты расчета ресурса бандажей колесных пар по предельной величине проката

Группа	Ресурс, тыс. км	
	90%-ый	95%-ый
1	109,543	107,335
2	135,431	129,992
3	107,010	103,518
4	103,483	101,677
5	122,268	112,714
6	118,965	115,498
7	113,670	109,600

Таблица 3.14 – Результаты расчета ресурса бандажей колесных пар по предельной толщине гребня

Группа	Ресурс, тыс. км	
	90%-ый	95%-ый
1	81,556	80,162
2	97,512	91,602
3	60,154	58,320
4	58,448	53,462
5	85,605	81,619
6	90,928	86,486
7	84,945	79,771

Графические зависимости вероятностей отказа бандажей колесных пар от пробега для параметров увеличения проката и уменьшения толщины гребня приведены соответственно на рисунках 3.10 и 3.11 на примере электровозов первой контрольной группы. Зависимости для остальных групп приведены в приложении Б.

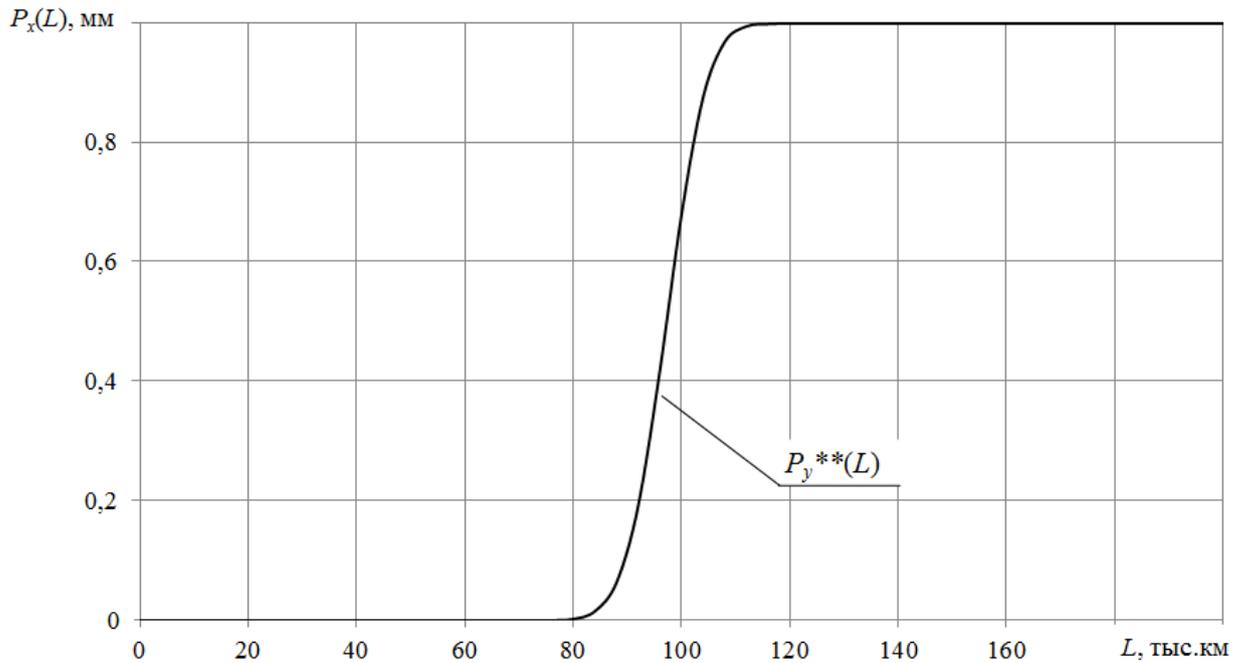


Рисунок 3.10 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1 по предельному прокату

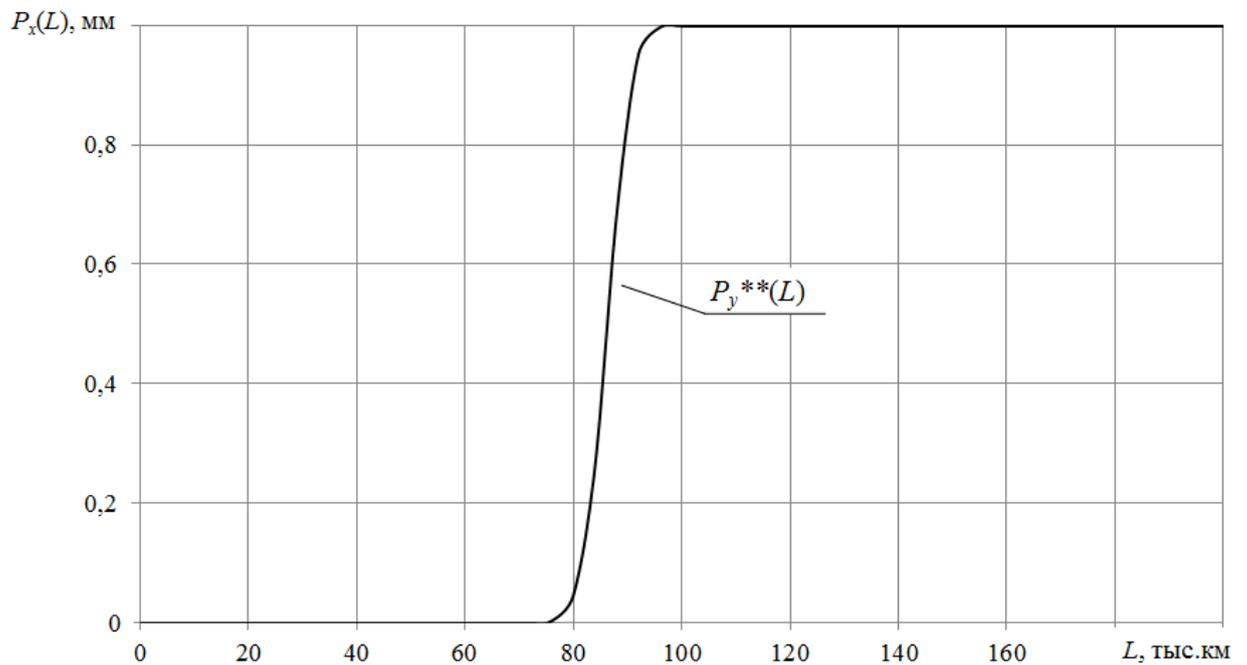


Рисунок 3.11 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1 по минимальной толщине гребня

Прогнозируемый ресурс по предложенной методике ниже, чем для существующей. Однако использование описанного метода позволит уменьшить число отказов бандажей до наступления прогнозируемого ресурса. В случае типового депо с

парком в 300 секций электровозов ВЛ11 прогнозирование 95%-го ресурса вместо 90%-го позволит снизить число отказов в период между обточками на 120 бандажей. Внедрение в локомотивных депо предложенной методики определения 95%-го ресурса позволит снизить вероятность преждевременного отказа бандажей и оптимизировать проведение обточек и ремонтов колесных пар электровозов.

3.7 Статистическая оценка эффективности обработки гребней бандажей триботехническими составами

Статистический анализ изнашивания бандажей колесных пар произведен для электровозов ВЛ11 всех индексов, приписанных к эксплуатационным локомотивным депо Свердловской дирекции тяги. Для исследования выбраны электровозы, прошедшие текущий ремонт ТР-3 с заменой бандажей колесных пар.

В результате проведенного выше анализа установлено, что период приработки поверхности катания бандажа составляет 5...7 тыс. км. Нанесение триботехнического состава до окончания приработки поверхностей значительно увеличивает интенсивность изнашивания бандажей и рельсов, снижая общую эффективность от применения методики. Поэтому установка устройств для нанесения и стержней с триботехническим составом на электровозы проводилась на первом текущем ремонте ТР-1 после замены бандажей. В качестве первой контрольной группы выбраны 15 электровозов, бандажи которых не обрабатывались триботехническими составами. Вторая и третья контрольные группы включали в себя по 15 электровозов, бандажи которых были обработаны триботехническими составами НИОД-2 и НИОД-5 соответственно. Сбор данных для статистического анализа проводился в течение 6 месяцев.

Результаты статистического анализа приведены в таблице 3.15.

Таблица 3.15 – Уравнения регрессии и характеристики зависимости уменьшения толщины гребня бандажей колесных пар от пробега электровозов

Зависимость	Уравнение регрессии	Коэффициент корреляции, r_{yL}	Остаточная дисперсия, S_0^2 , мм ²	95%-ый ресурс, тыс. км
Группа 1 – бандажи не обработаны триботехническими составами				
$M_y(L)$	$0,027 + 0,038 \cdot L - 1,203 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 1,266 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,998	0,002	91,602
$\sigma_y(L)$	$0,280 + 7,448 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,743	0,025	
Группа 2 – бандажи обработаны составом НИОД-2				
$M_y(L)$	$0,074 + 0,029 \cdot L - 4,787 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 5,097 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,980	0,008	95,421
$\sigma_y(L)$	$0,104 + 9,733 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,947	0,005	
Группа 3 – бандажи обработаны составом НИОД-5				
$M_y(L)$	$0,074 + 0,029 \cdot L - 4,787 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 5,097 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,980	0,008	100,003
$\sigma_y(L)$	$0,104 + 9,733 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,947	0,005	

Графики зависимостей среднего значения и среднеквадратического отклонения контролируемого параметра уменьшения толщины гребня бандажей от пробега электровозов приведены в Приложении В.

Статистический анализ данных замеров контролируемых параметров бандажей показал, что для контрольной группы бандажей, обработанных составом НИОД-2, увеличение ресурса составило 1,04 раза. При использовании триботехнического состава НИОД-5 для всей группы бандажей ресурс увеличился в 1,09 раза.

3.8 Выводы по главе 3

1. Для увеличения точности прогнозирования процесса изнашивания бандажей колесных пар электровозов в эксплуатации предлагается определять параметры величины нарастания проката, износа гребня и уменьшения толщины бандажа. Предлагаемые параметры обеспечивают большую точность за счет исключе-

ния вероятности несовпадения замеров ввиду смещения условного «начала координат». Первый замер проводится после обточки или замены бандажа, в последующих замерах используются данные первого измерения. При проведении очередного обслуживания ТО-4 производятся замеры до и после обточки.

2. Применение полиномиальной функции в качестве аппроксимирующей зависимости контролируемых параметров от пробега электровоза позволит значительно повысить точность прогнозирования ресурса бандажей.

3. Решена задача выбора оптимальной степени полинома. Для зависимости среднего значения наилучшей будет аппроксимация полиномом третьей степени, для зависимости среднеквадратического отклонения – полиномом первой степени (линейной функцией). Указанные степени позволят добиться максимальной точности методики статистического анализа.

4. В результате проверки методом статистических гипотез установлено, что снижение величины дисперсии относительно линейной регрессии характеризует предлагаемую методику как более точную для определения предельного ресурса бандажей колесных пар.

5. В результате проверки адекватности с помощью статистических гипотез предложенную методику можно рассматривать как более точный способ прогнозирования предельного ресурса бандажей.

6. Внедрение в локомотивных депо предложенной методики определения 95%-го ресурса позволит снизить вероятность преждевременного отказа бандажей и оптимизировать проведение обточек и ремонтов колесных пар электровозов.

7. Статистический анализ данных замеров контролируемых параметров бандажей показал, что для контрольной группы бандажей, обработанных составом НИОД-2, увеличение ресурса составило 1,04 раза. При использовании триботехнического состава НИОД-5 для всей группы бандажей ресурс увеличился в 1,09 раза.

4 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ ГРЕБНЕЙ БАНДАЖЕЙ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИМИ СОСТАВАМИ

4.1 Сравнение ресурса бандажей колесных пар при обработке триботехническими составами по экспериментальным данным

В главе 3 настоящей работы приведены результаты экспериментальных исследований по оценке ресурса бандажей между обточками при обработке триботехническими составами НИОД-2 и НИОД-5. В ходе анализа установлено, что образование покрытия на поверхности бандажа наблюдается у 6 из 15 электровозов контрольной группы 1 и у 7 из 15 электровозов группы 2. При анализе действий машиниста, выполнения контрольных поездок установлено, что нарушение процесса образования слоя на поверхности происходит вследствие изнашивания покрытия на этапе формирования при выполнении торможения гребневыми колодками на электровозе [29]. Косвенным подтверждением данного явления служит его отсутствие при обработке бандажей колесных пар электровозов ЧС2, оснащенных безгребневыми тормозными колодками [18, 34].

В связи с этим электровозы с полностью сформированным покрытием из контрольных групп 2 и 3 выделены в группы 2а и 3а соответственно. Таким образом в группу 2а включены 7 электровозов ВЛ11, в группу 3а – 6 электровозов. Дальнейшее сравнение проведено для групп 1, 2а и 3а. Результаты статистического анализа приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Уравнения регрессии и характеристики зависимости уменьшения толщины гребня бандажей колесных пар от пробега электровозов

Зависимость	Уравнение регрессии	Коэффициент корреляции, r_{yL}	Остаточная дисперсия, S_0^2 , мм ²	95%-ый ресурс, тыс. км
Группа 1 – бандажи не обработанных триботехническими составами				
$M_y(L)$	$0,027 + 0,038 \cdot L - 1,203 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 1,266 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,998	0,002	91,602
$\sigma_y(L)$	$0,280 + 7,448 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,743	0,025	
Группа 2 – бандажи обработаны составом НИОД-2 (все измерения)				
$M_y(L)$	$0,074 + 0,029 \cdot L - 4,787 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 5,097 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,980	0,008	95,421
$\sigma_y(L)$	$0,104 + 9,733 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,947	0,005	
Группа 2а – бандажи обработаны составом НИОД-2 (получен эффект)				
$M_y(L)$	$0,076 + 0,021 \cdot L - 2,338 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 2,782 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,975	0,011	109,192
$\sigma_y(L)$	$0,116 + 8,774 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,958	0,004	
Группа 3 – бандажи обработаны составом НИОД-5 (все измерения)				
$M_y(L)$	$0,074 + 0,029 \cdot L - 4,787 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 5,097 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,980	0,008	100,003
$\sigma_y(L)$	$0,104 + 9,733 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,947	0,005	
Группа 3а – бандажи обработаны составом НИОД-5 (получен эффект)				
$M_y(L)$	$0,068 + 0,022 \cdot L - 2,642 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 + 2,382 \cdot 10^{-6} \cdot L^3$	0,979	0,006	126,031
$\sigma_y(L)$	$0,096 + 6,963 \cdot 10^{-3} \cdot L$	0,958	0,002	

Графики зависимостей вероятности отказа от пробега для электровозов групп 1, 2а, 3а приведены на рисунках 4.1–4.3 соответственно.

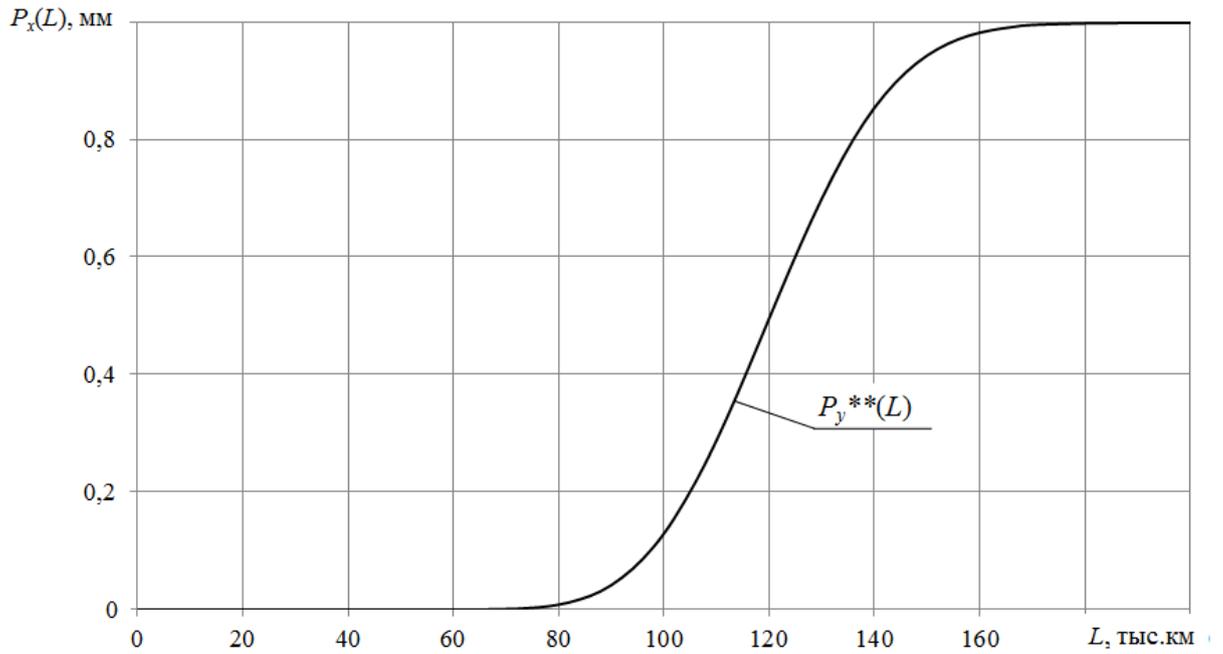


Рисунок 4.1 –Зависимость вероятности отказа бандажей по минимальной толщине гребня от пробега без обработки триботехническими составами

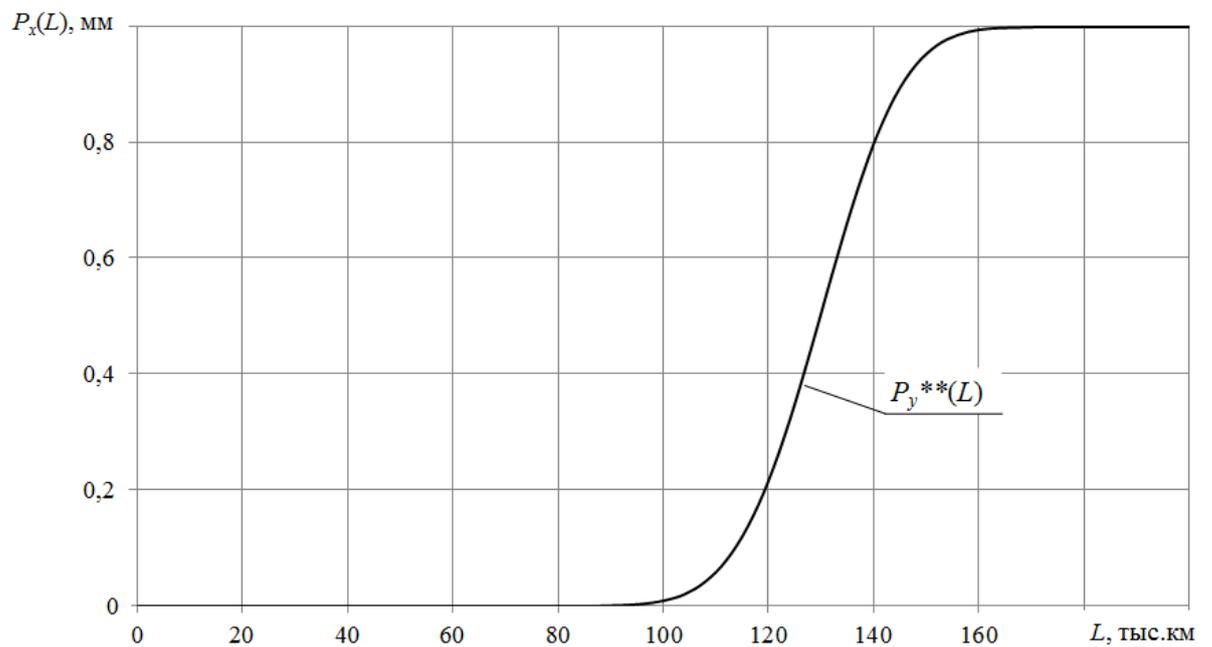


Рисунок 4.2 –Зависимость вероятности отказа бандажей по минимальной толщине гребня от пробега при обработке триботехническим составом НИОД-2

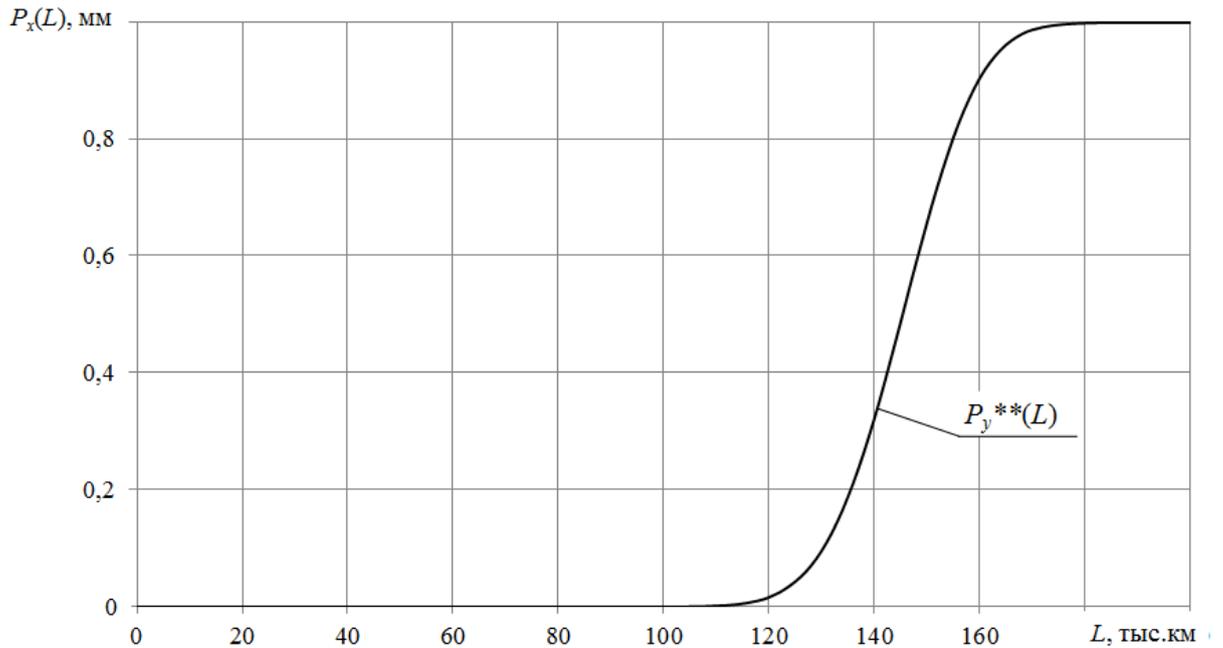


Рисунок 4.3 –Зависимость вероятности отказа бандажей по минимальной толщине гребня от пробега при обработке триботехническим составом НИОД-5

Графики зависимостей среднего значения и среднеквадратического отклонения контролируемого параметра уменьшения толщины гребня от пробега приведены в Приложении В.

Статистический анализ данных замеров контролируемых параметров бандажей показал, что применение триботехнических составов для обработки колесных пар электровозов ВЛ11 позволяет увеличить ресурс бандажей в 1,19 раза при использовании состава НИОД-2, в 1,38 раза при обработке составом НИОД-5. Разница между результатами математического моделирования и данных эксперимента составляет в зависимости от ситуации 4–8 %.

4.2 Повышение эффективности обработки бандажей триботехническим составом за счет выбора последовательности его применения и изменения конструкции тормозной колодки

Как было отмечено выше, керамическое покрытие формируется на поверхности бандажа колесной пары путем расплавления частиц форстерита с последующей их кристаллизацией. Расплавление частиц происходит в момент попадания рассматриваемого участка поверхности бандажа в зону контактного взаимодействия с рельсом. Процесс кристаллизации начинается сразу после выхода из контакта и продолжается до повторного нагрева при следующем обороте колесной пары электровоза. С увеличением толщины покрытия нижние слои проходят этап полного затвердевания, образуя покрытие со свойствами, описанными в главах 1 и 2 настоящей работы. В процессе кристаллизации образуемое покрытие является уязвимым к фрикционному износу, воздействие значительной касательной силы трения скольжения приводит к разрушению неокончательно сформированной части керамического слоя.

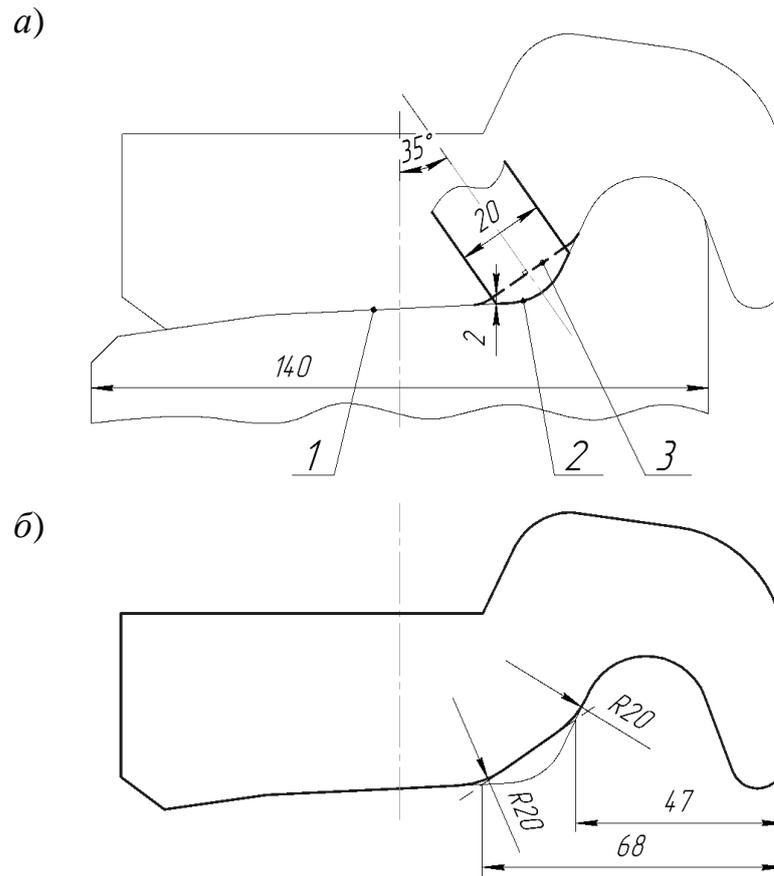
Этот процесс наблюдался при испытании образцов на стационарной машине трения. Увеличение относительного проскальзывания между образцами типа «ролик» до 20% при нанесении покрытия на образец вызывало появление частиц износа в виде тонких пленок. После окончания процесса формирования на машине трения и охлаждения образца до температуры окружающего воздуха повторение опыта с повышенным проскальзыванием более не приводило к разрушению покрытия. Таким образом, полностью образованное покрытие оказывает достаточное сопротивление при изнашивании трением.

В связи с вышеизложенным, ставится задача устранения контактного взаимодействия поверхности гребня бандажа с нанесенным слоем керамического материала и тормозной колодки электровоза до момента полного формирования покрытия. Исключение трения должно обеспечиваться в течение 100 км пробега после установки стержней с активным веществом, при этом тормозная эффективность локомотива не должна снизиться.

В рамках решения поставленной задачи произведено усовершенствование геометрии профиля тормозной колодки. На электровозах ВЛ11 всех индексов применяются чугунные гребневые колодки типа М, имеющие твердость 229...302 НВ [65]. Наличие гребневого паза на колодке объясняется действием выталкивающих касательных сил при контакте с бандажами и отсутствием устройств (например, триангелей) для удержания колодок на поверхности катания при торможении.

После приработки профиль рабочей поверхности колодки полностью повторяет поверхность катания бандажа, нагрузка при торможении распределяется по всей поверхности, в том числе на гребне. Предлагается изменить внутренний профиль для исключения гребневого контакта до определенной величины износа, после которой контакт будет производиться по исходной поверхности колодки. Внешний вид предлагаемого профиля гребневой тормозной колодки приведен на рисунке 4.4.

Исследование нагревания тормозных колодок с исходным и предлагаемым профилем при трении о поверхность бандажа выполнено с помощью решения системы дифференциальных уравнений теплового процесса с помощью метода конечных элементов [7]. Рассмотрена ситуация торможения поезда весом 6200 т на спуске 10 ‰ с применением экстренного торможения. Первые 10 секунд поезд движется с постоянной скоростью без применения тормозных средств, начиная с 10 секунды выполняется замедление до полной остановки. Зависимости скорости движения v и значения действительного нажатия на тормозную колодку K_d от времени рассчитаны по методикам [4, 106] и приведены на рисунке 4.5.



а – определение параметров, б – окончательные размеры

1 – исходный профиль касания бандажа и колодки;

2 – участок формирования покрытия; 3 – предлагаемый профиль колодки

Рисунок 4.4 – Изменение профиля гребневой тормозной колодки

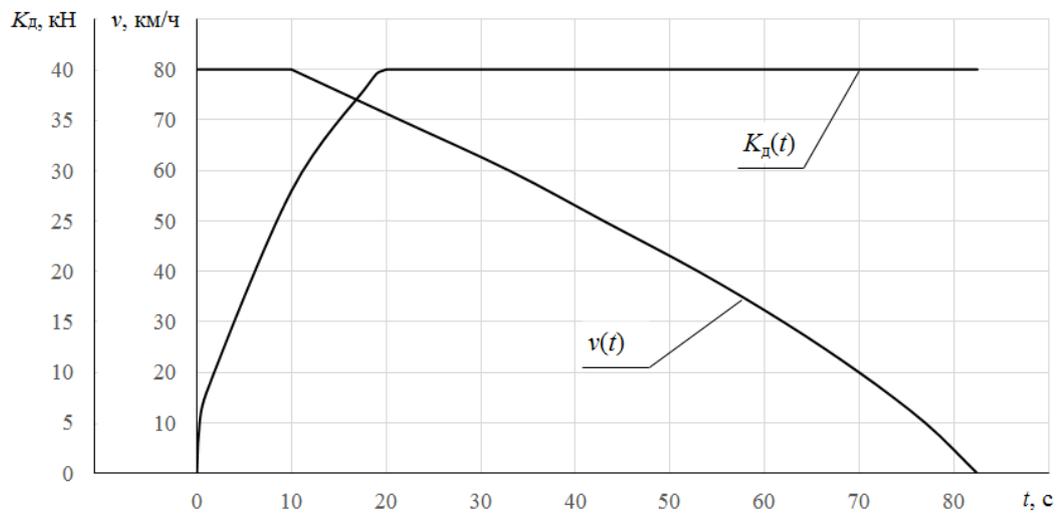


Рисунок 4.5 – Зависимости скорости движения и действительного нажатия на тормозную колодку от времени при моделировании

Реализация математической модели теплового процесса выполнена в программном пакете Comsol Multiphysics. Рассмотрено два случая торможения: при использовании колодок с исходным и предлагаемым профилями при прочих равных условиях. В рамках решения поставленной задачи введены следующие допущения:

– рассматривается ситуация полного перехода потерь энергии при трении в энергию нагревания контактирующих тел без учета потерь на изнашивание и упруго-пластические деформации материалов;

– коэффициенты теплоемкости, теплопроводности и плотности материала бандажа и колодки постоянны для всего объема тел.

Модель представляет собой бандаж и гребневую тормозную колодку, имеющие одну поверхность соприкосновения, разделенную на семь элементов (во втором случае – на шесть) ввиду сложного профиля соприкосновения тел.

Для поверхности контакта заданы граничные условия, связывающие между собой тепловой поток, теплоотдачу при конвекции и процесс трения в качестве источника тепла

$$\begin{cases} -n \cdot (-k_k \cdot \nabla T_k) = -h \cdot (T_6 - T_k) + r \cdot Q_{тр}; \\ -n \cdot (-k_6 \cdot \nabla T_6) = -h \cdot (T_k - T_6) + (1-r) \cdot Q_{тр}, \end{cases} \quad (4.1)$$

где k_k, k_6 – коэффициенты тепловой проводимости материалов колодки и бандажа соответственно Вт/(м·К);

T_k, T_6 – абсолютная температура соответственно колодки и бандажа, К;

n – вектор нормали к контактной поверхности;

h – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

∇ – оператор Гамильтона;

r – коэффициент, определяемый свойствами материала колодки;

$Q_{тр}$ – работа трения в контакте, Дж.

Процесс передачи тепла внутри тел описывается соответствующим уравнением состояния. Для тормозной колодки выражение имеет вид

$$\rho_k \cdot C_{pk} \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla(k_k \cdot \nabla T_k) = Q_{пр}, \quad (4.2)$$

где C_{pk} – удельная теплоемкость материала колодки, Дж/(кг·К);

ρ_k – плотность материала колодки, кг/м³.

Для всех поверхностей тел кроме контактных, действует уравнение конвективной теплоотдачи. Для тормозной колодки

$$n \cdot (-k_k \cdot \nabla T_k) = h \cdot (T_{возд} - T_k). \quad (4.3)$$

где $T_{возд}$ – температура окружающего воздуха, К.

Рассматриваемый процесс является нестационарным, скорость движения при торможении изменяется с течением времени. Произведен ввод сетки конечных элементов. Окончательно модель теплового процесса в первом случае имеет 718777 степеней свободы, внешний вид сетки в окне программы построения приведен на рисунке 4.6. Моделирование произведено при шаге по времени $\Delta t = 0,1$ с.

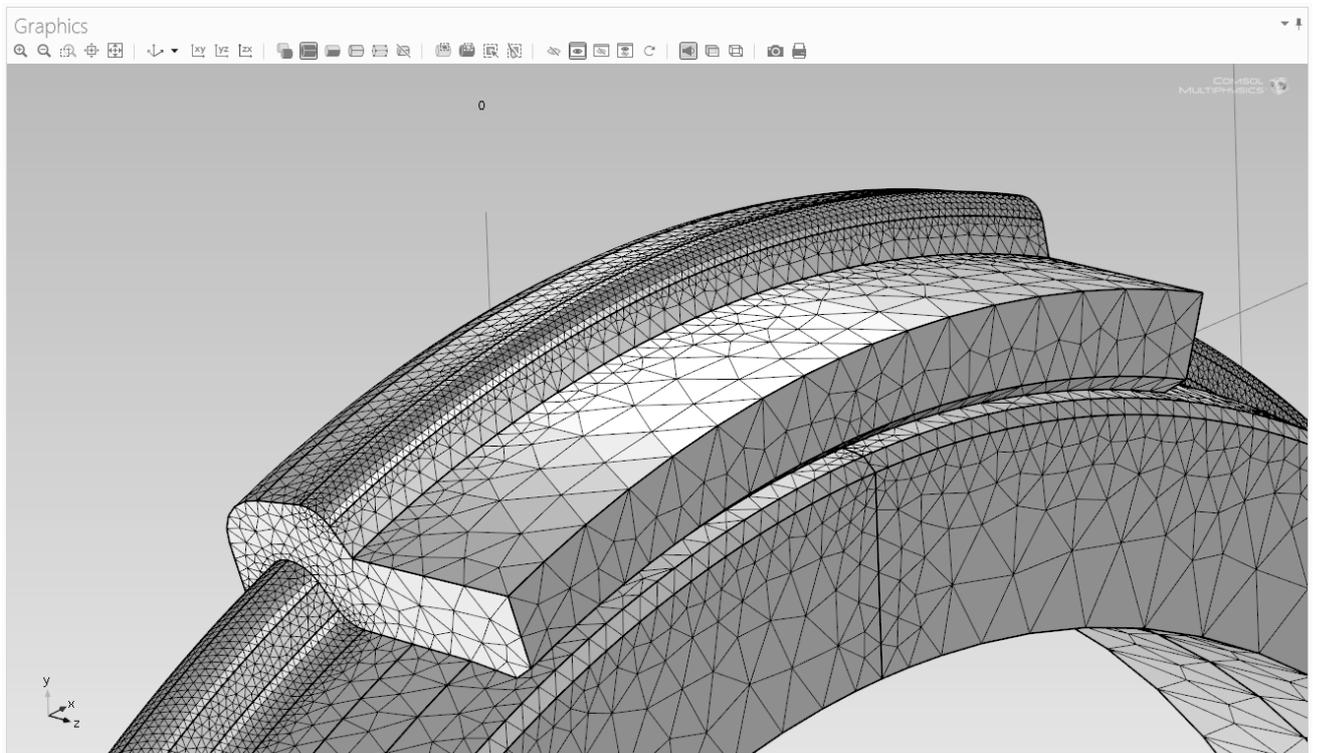
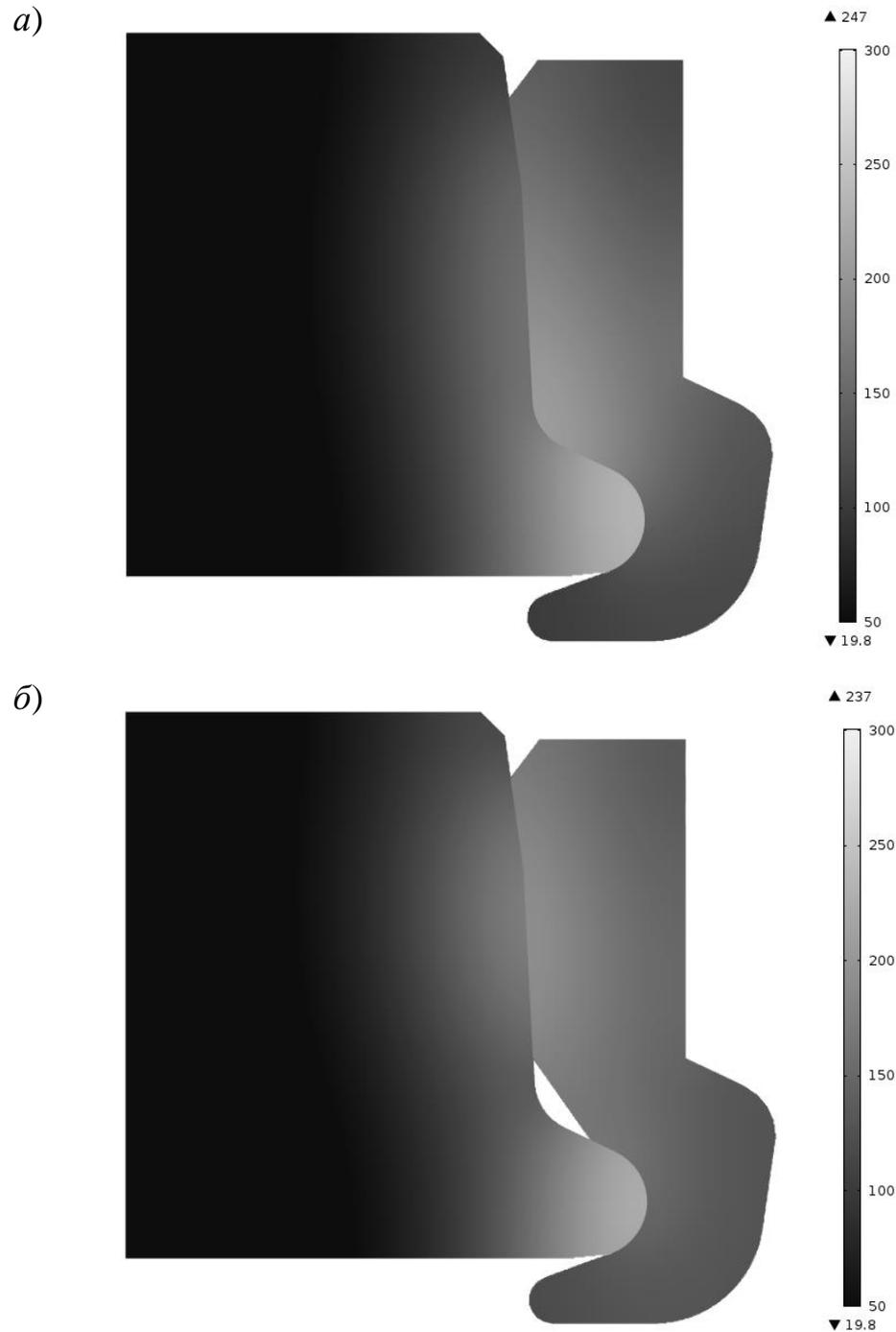


Рисунок 4.6 – Визуальное отображение сетки на исследуемых деталях

В результате моделирования получены трехмерные графики распределения тепла между деталями с течением времени. Радиальные сечения графиков для случаев исходной и предлагаемой колодки приведены на рисунке 4.7 (приведены интерполированные графики за полное время моделирования).



a – исходный профиль, *б* – предлагаемый профиль тормозной колодки

Рисунок 4.7 – Результаты анализа распределения температуры при торможении

При моделировании измерялась температура в двух точках на поверхности бандажа. Точка А расположена на пересечении поверхности катания и поперечной оси бандажа, точка Б расположена на гребне. Зависимости температуры T в точке А от времени t для колодок с исходным и предлагаемым профилями изображены с помощью кривых T_1 и T_2 соответственно на рисунке 4.8.

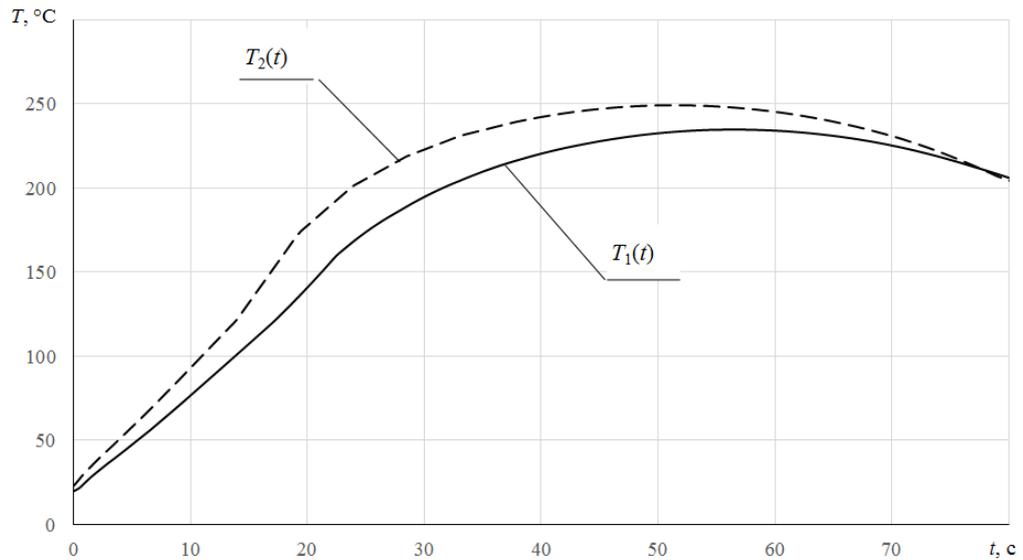


Рисунок 4.8 – Графики зависимости температуры в точке А при торможении
Аналогичные графики изображены на рисунке 4.9.

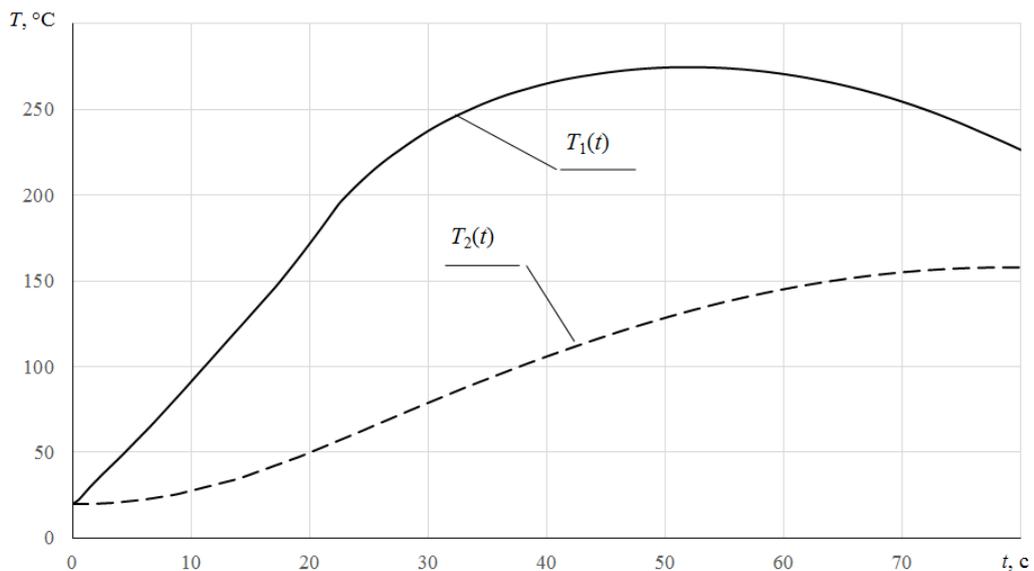


Рисунок 4.9 – Графики зависимости температуры в точке Б при торможении

При моделировании исходной колодки получены максимальные значения температур для точек: $T_{1A \max} = 234,85 \text{ }^\circ\text{C}$ при $t = 56,4 \text{ с}$; $T_{1Б \max} = 274,71 \text{ }^\circ\text{C}$ при $t = 52,0 \text{ с}$. При моделировании второй ситуации выявлено незначительное повышение температуры на поверхности катания ($T_{2A \max} = 249,31 \text{ }^\circ\text{C}$ при $t = 51,7 \text{ с}$), температура на гребне не превысила $T_{2Б \max} = 153,6 \text{ }^\circ\text{C}$ при $t = 80,5 \text{ с}$.

Таким образом, применение тормозной колодки с предлагаемым профилем поверхности трения позволит снизить температуру нагревания гребня при торможении в 1,8 раза. При температуре ниже $180 \text{ }^\circ\text{C}$ процесс кристаллизации покрытия проходит с сохранением свойств материала. Кроме этого, отсутствует абразивный износ покрытия при его формировании.

Описанный выше метод повышения эффективности применения триботехнических составов применим для всех электровозов, на которых используются гребневые тормозные колодки, в том числе и для электровозов нового поколения 2ЭС5, 2ЭС6, 2ЭС7, 2ЭС10.

С учетом всего вышесказанного, при обработке гребней бандажей триботехническими составами рекомендуется выполнять приведенную ниже последовательность действий.

Установка на электровоз устройств для обработки со стержнями, содержащими триботехнический состав, производится при постановке электровоза на первый текущий ремонт ТР-1 после проведения ремонта ТР-3 с заменой бандажей. При установке устройства контролируется угол между поверхностью бандажа и осью стержня [25], а также расстояние между торцевой поверхностью корпуса кронштейна и поверхностью катания, которое не должно превышать 20 мм.

Параллельно производится замена стандартных тормозных колодок на колодки с профилем, предложенным выше. Выполняются отметки об установке стержней с триботехническим составом в книге записи ремонта локомотивов формы ТУ-28 и в журнале технического состояния локомотива формы ТУ-152.

При прохождении последующих технических обслуживаний ТО-2 помимо регламентированных операций производить осмотр устройств для нанесения, наличие стержней с триботехническим составом. По исчерпанию стержнем полного

ресурса производится демонтаж устройства с последующей его отправкой в ремонтное локомотивное депо.

Приведенная последовательность действий позволит достичь максимальной эффективности при обработке бандажей триботехническим составом.

4.3 Разработка технологических решений и экономическая эффективность от их внедрения

Применение триботехнического состава для обработки гребней бандажей колесных позволяет увеличить ресурс между обточками до 1,4 раза при соблюдении технологии установки стержней, описанной выше.

Экономическая эффективность от внедрения метода рассчитана для ситуации типового ремонтного локомотивного депо при обработке эксплуатационного парка, состоящего из электровозов серий ВЛ10, ВЛ11 всех индексов в количестве 300 секций. Среднегодовой пробег одного электровоза принят равным 100 тыс. км.

Снижение текущих затрат в результате внедрения заключается в снижении числа обточек колесных пар и замен бандажей.

Обточка колесных пар без выкатки из-под электровоза выполняется в рамках технического обслуживания ТО-4. Затраты на обточку одной колесной пары складываются из непосредственно стоимости механической обработки, стоимости простоя локомотива на техническом обслуживании и оплату труда. Для электровоза серии ВЛ11 эти затраты составляют 3000 руб.

Замена бандажей выполняется при достижении минимально допустимой толщины бандажа. Замена производится после выкатки колесно-моторного блока в рамках текущего ремонта ТР-3. Затраты на замену бандажей одной колесной пары суммируются из стоимости комплекта бандажей, затрат на демонтаж изношенных и установку новых бандажей, увеличение простоя электровоза при замене и оплату труда. Для рассматриваемого случая стоимость замены равна 29000 руб.

В среднем замена бандажей производится после 5 обточек, при этом затраты на поддержание работоспособности бандажей колесной пары на протяжении полного жизненного цикла составляют 44000 руб.

Изменение годового числа обточек колесных пар в результате увеличения ресурса и, соответственно, межремонтных пробегов, определяется из выражения

$$\Delta n_{\text{обт}} = \sum ML \cdot 4 \cdot M_3 \cdot \left(\frac{1}{L_{\text{до}}} - \frac{1}{L_{\text{после}}} \right), \quad (4.4)$$

где $\sum ML$ – среднегодовой пробег электровоза, локомотиво-км;

$L_{\text{до}}$ – расчетный ресурс бандажа до обточки до внедрения, км;

$L_{\text{после}}$ – расчетный ресурс бандажа до обточки после внедрения, км;

4 – коэффициент, равный числу колесных пар на секции электровоза;

M_3 – эксплуатируемый парк, секций.

В результате внедрения метода обработки гребней бандажей триботехническими составами снижение затрат на ремонт за счет увеличения ресурса для рассматриваемой ситуации составит 3200000 руб. за один год.

Затраты при внедрении включают в себя стоимость стержней с триботехническим составом, стоимость устройств, обеспечивающих прижатие стержня с триботехническим составом к поверхности бандажа. Также учитывается увеличение затрат на оплату труда в связи с необходимостью установки кронштейнов при текущем ремонте ТР-1, контроль состояния стержней в эксплуатации, демонтаж устройств для обработки по исчерпанию ресурса стержня.

Требуемое число устройств зависит от величины межремонтного пробега, парка локомотивов, среднего по депо значения годового пробега. С учетом обеспечения 25% запасных устройств для обработки, потребное число равно 120 единицам. Стоимость одного устройства без стержня с триботехническим составом равна 4000 руб.

Стержень с триботехническим составом устанавливается после замены бандажа на новый или после проведения обточки колесных пар. После выработки

стержнем своего ресурса триботехнический состав остается на поверхности гребня в форме керамического покрытия и не требует пополнения вплоть до повторной обточки. Стоимость одного стержня с триботехническим составом НИОД-5 составляет 1560 руб., однако в промышленности применяются триботехнические составы на основе серпентина, применение которых позволит снизить цену одного стержня до 300 руб. [46]. Стоимость стержней при снижении числа обточек и замен бандажей за один год составит 1462500 руб.

Годовая экономия включает в себя экономию затрат в результате снижения числа обточек и замен бандажей, а также возросшие дополнительные расходы при внедрении. Также учитывается прирост налога на прибыль в результате экономии. Чистый доход за горизонт расчета 7 лет складывается из разностей результатов от внедрения и затрат за расчетный период.

В результате расчета эффективности от внедрения методики сделан следующий вывод. Обработка триботехническим составом гребней бандажей электровазов в типовом ремонтном локомотивном депо, имеющем парк электровазов ВЛ11 в 300 секций экономически оправдана. Чистый доход от внедрения технологии составляет 22779180 руб. для всего парка, или 17558 руб. на одну секцию электроваза ВЛ11, чистый дисконтированный доход за горизонт расчета составляет 8681580 руб., срок окупаемости – 2 года 8 месяцев.

4.4 Выводы по главе 4

1. При выполнении эксперимента установлено, что образование покрытия на поверхности бандажа наблюдается не у всех электровазов, принадлежащих к определенной контрольной группе. При определении эффективности применения триботехнического состава для групп электровазов с полностью сформированным покрытием установлено, что применение триботехнических составов для обработки колесных пар электровазов ВЛ11 позволяет увеличить ресурс бандажей в 1,19 раза при использовании состава НИОД-2, в 1,38 раза при обработке составом НИОД-5.

2. В ходе эксперимента установлено, что нарушение процесса образования слоя на поверхности происходит вследствие изнашивания покрытия на этапе формирования при выполнении торможения гребневыми колодками на электровозе

3. Выполнено сравнение результатов, полученных с помощью математической модели и анализа данных эксперимента. Разница между результатами составляет в зависимости от ситуации 4–8 %, что говорит об эффективности применения триботехнического состава для обработки бандажей колесных пар электровозов.

4. Применение тормозной колодки с предлагаемым профилем поверхности трения позволит снизить температуру нагревания гребня при торможении в 1,8 раза. При ее использовании процесс кристаллизации покрытия проходит с сохранением свойств материала. Кроме этого, отсутствует абразивный износ покрытия при его формировании.

5. Сформированы рекомендации по обработке бандажей колесных пар триботехническим составом, позволяющие достичь максимальной эффективности метода.

6. Обработка триботехническим составом гребней бандажей электровозов в условиях типового ремонтного локомотивного депо, имеющего парк в 300 секций электровоза ВЛ11 экономически оправдана. Чистый доход от внедрения технологии составляет 22779180 руб., чистый дисконтированный доход за горизонт расчета составляет 8681580 руб., срок окупаемости – 2 года 8 месяцев.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований получено следующее.

1. На основе выполненного анализа отказов бандажей колесных пар на плановых и внеплановых ремонтах электровозов серии ВЛ11 всех индексов установлено, что в 50–55 % случаев причиной отказа является предельный износ гребня бандажа.

2. Обработка гребней бандажей триботехническими составами является наиболее простым с технологической точки зрения и эффективным методом повышения ресурса колесных пар электровозов. В результате обработки на поверхности гребня бандажа образуется упрочненный керамический слой толщиной 50...100 мкм. Сформированное покрытие не влияет на свойства основного металла или третьего тела, при этом изменяет характер распределения усилий по поверхности контакта, уменьшая величину нормального давления.

3. Разработана комплексная математическая модель, которая позволяет учитывать изменения параметров жесткости и упругости при прогнозировании ресурса бандажей. При верификации модель показала расхождение динамических характеристик с реальным электровозом в пределах 3–8 %. Для расчета максимальных напряжений в контакте «колесо-рельс» предложено использовать коэффициент свойств пары трения. В результате лабораторных исследований на машине трения установлено, что снижение расчетной величины давления при использовании состава НИОД-2 достигает 1,06 раза, для состава НИОД-5 получено снижение в 1,28 раза.

4. Усовершенствована методика определения ресурса бандажей колесных пар. Применение полиномиальной функции в качестве аппроксимирующей зависимости контролируемых параметров от пробега электровоза позволит значительно повысить точность прогнозирования ресурса бандажей колесных пар. Решена задача выбора степени полинома. Для зависимости среднего значения оптимальной будет аппроксимация полиномом третьей степени, для зависимости среднеквадратического отклонения – полиномом первой степени (линейной функцией).

Внедрение в локомотивных депо предложенной методики определения 95%-го ресурса позволит снизить вероятность преждевременного отказа бандажей и оптимизировать проведение обточек и ремонтов колесных пар электровозов.

5. В результате моделирования процесса изнашивания бандажей колесных пар установлено, что применение триботехнического состава НИОД-2 позволяет увеличить ресурс бандажей колесных пар в 1,21 раза. Для триботехнического состава НИОД-5 увеличение ресурса составляет 1,48 раза.

6. Статистический анализ данных замеров контролируемых параметров бандажей показал, что применение триботехнических составов для обработки колесных пар электровозов ВЛ11 позволяет увеличить ресурс бандажей в 1,19 раза при использовании состава НИОД-2, в 1,38 раза при обработке составом НИОД-5. Разница между результатами математического моделирования и данных эксперимента составляет в зависимости от ситуации 4–8 %

8. Предложенный метод повышения эффективности обработки триботехническим составом предполагает изменение профиля тормозной колодки и при выполнении указанной последовательности действий позволит достичь максимальной эффективности при обработке бандажей триботехническим составом.

9. Результаты исследований внедрены на электровозах ВЛ11 в ремонтном локомотивном депо Пермь (ТЧР-32), других предприятиях железнодорожного транспорта общего и необщего пользования. Расчетный годовой экономический эффект от внедрения обработки гребней бандажей колесных пар триботехническими составами на одну секцию электровоза составил 17 тыс. руб. при сроке окупаемости 2 года 8 месяцев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1946. – 279 с.
2. Андриевский, С. М. Боковой износ рельсов на кривых / С. М. Андриевский // Научные труды ВНИИЖТ. – 1961. – Вып. 207. – 128 с.
3. Асадченко, В. Р. Критерии и оценка использования сцепления колес с рельсами при избыточном скольжении в режиме торможения / В. Р. Асадченко, Н. А. Асадченко // Транспорт Урала. – 2011. – № 4. – С. 105–109.
4. Асадченко, В. Р. Характеристика сцепления колес с рельсами при торможении и ее особенности / В. Р. Асадченко // Транспорт Урала. – 2004. – № 1. – С. 48–52.
5. Бабаков, И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
6. Бабич, Ю. А. Прогнозирование долговечности бандажей колесных пар. / Ю. А. Бабич, Д. А. Курасов. – Днепропетровск: ДИИТ, 1958. – 167 с.
7. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 520 с.
8. Бирюков, И. В. Механическая часть тягового подвижного состава / И. В. Бирюков, А. Т. Савоськин, Г. П. Бурчак и др. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
9. Бисерикан, М.И. Влияние качества восстановленного профиля поверхности катания на процесс изнашивания вагонных колес / М. И. Бисерикан, А. А. Рауба // Инновационные проекты и новые технологии в образовании, промышленности и на транспорте: материалы VI научно-практической конференции. – Омск: ОмГУПС, 2012. – С. 173–179.
10. Блохин, Е. П. Влияние конструкции и состояния ходовой части вагонов и пути на износ колес и рельсов / Е. П. Блохин, А. Лашко, А. Пшинько // Межд. конф. ассоциации тяжеловесного движения. Проблемы взаимодействия колеса и рельса. – М., 1999. – т. 1. – с. 103–109.

11. Блохин, Е. П. Приемочные ходовые динамические испытания электровоза 2ЕЛ5 / Е. П. Блохин, Р. Б. Грановский, Н. И. Грановский и др. // Вісник дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – 2009. – № 30. – С. 33–35
12. Богданов, В. М. Обеспечение устойчивой работы системы колесо–рельс на отечественных и зарубежных железных дорогах / В. М. Богданов // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2010. – № 2. – С. 10-14.
13. Богданов, В. М. Проблемы износа колес и рельсов. Возможные способы борьбы / В. М. Богданов, Ю. А. Евдокимов, В. Н. Кашников, Я. А. Майба // Железнодорожный транспорт. – 1996. – №12. – С. 30-31.
14. Богданов, В. М. Решение проблем управления профилями колес и рельсов / В. М. Богданов, И. А. Жаров, С. М. Захаров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. – № 2. – С. 42–48.
15. Богданов, В. М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов / В. М. Богданов // Железнодорожный транспорт. – 1992. – №12. – С. 30-34.
16. Болотин, В. В. Ресурс машин и конструкций / В. В. Болотин. — М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
17. Буйносов, А. П. Повышение ресурса бандажей колесных пар электровозов в условиях эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Буйносов Александр Петрович. – М., 1992. – 336 с.
18. Буйносов, А. П. Методы повышения ресурса бандажей колесных пар тягового подвижного состава: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Буйносов Александр Петрович. – Екатеринбург, 2011. – 455 с.
19. Буйносов, А. П. Математическая модель повышения ресурса бандажей колесных пар электровозов / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров, В. Л. Балдин // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2011. – № 4. – С. 43–48.

20. Буйносов, А. П. Эффект лубрикации / А. П. Буйносов, М. Н. Трофимов, И. С. Цихалевский // Железнодорожный транспорт. – 1998. – № 5. – С. 41–48.

21. Буйносов, А. П. Влияние применения триботехнического состава НИОД на ресурс колесных пар электроподвижного состава / А. П. Буйносов, К. А. Стаценко, В. А. Тихонов // Вестник транспорта Поволжья. – 2011. – № 1(25). – С. 30–35.

22. Буйносов, А. П. Ремонт локомотивов без прекращения их эксплуатации / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – Т. 60. – № 1. – С. 85–91.

23. Буйносов, А. П. Разработка автоматизированного рабочего места мониторинга параметров колесных пар локомотивов / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов / Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 43–46.

24. Буйносов, А. П. Повышение износостойкости колесных пар электроподвижного состава за счет обработки гребней триботехническим составом / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Транспорт Урала. – 2011. – № 3(30). – С. 59–64.

25. Буйносов, А. П. Новый гребнесмазыватель твердого типа / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Железнодорожный транспорт. – М., 2011. – № 10. – С. 54–55.

26. Буйносов, А. П. Разработка математической модели механической части электровоза ВЛ11К / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: Матер. науч.-техн. конф. с междун. уч. / Омск, 2011. – С. 33–38.

27. Буйносов, А. П. Определение натяга бандажа на ободу колесного центра локомотива / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – Иркутск, 2011. – № 3(31). – С. 62–68.

28. Буйносов, А. П. Износ бандажей колесных пар локомотивов и способы его снижения / А. П. Буйносов, В. Л. Балдин, В. А. Тихонов // Транспорт XXI века: исследования, инновации, инфраструктура: Материалы научн.-техн. конф., посв. 55-летию УрГУПС: в 2 т. – Екатеринбург, 2011. – Вып. 97(180). т. 1. – С. 251–258.

29. Буйносов, А. П. Результаты применения триботехнического состава для уменьшения износа гребней колесных пар электроподвижного состава / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Вестник ВЭЛНИИ. – Новочеркасск, 2011. – № 2(62). – С. 114–125.

30. Буйносов, А. П. Повышение ресурса бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 за счет выбора оптимального остаточного проката / А. П. Буйносов, В. Л. Балдин, В. А. Тихонов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока – Новосибирск, 2011. – № 2. – С. 63–66.

31. Буйносов, А. П. Определение предельно допустимой разности диаметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава методом кусочно-линейной аппроксимации / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Омский научный вестник. Серия Приборы, машины и технологии. – 2011. – № 3(103). – С.148–151.

32. Буйносов, А. П. Совершенствование методики контроля шероховатости посадочной поверхности бандажей колесных пар локомотивов / А. П. Буйносов, К. А. Стаценко, В. А. Тихонов // Вестник УрГУПС. – 2011. – № 4(12). – С. 23–30.

33. Буйносов, А. П. Повышение долговечности колесных пар за счет упрочнения гребней бандажей локомотивов / А. П. Буйносов, В. Л. Балдин, В. А. Тихонов // Вестник транспорта Поволжья. – 2011. – № 5(29). – С. 57–60.

34. Буйносов, А. П. Наноматериал увеличит срок службы бандажей колесных пар / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Научное обозрение. – 2011. – № 5. – С. 266–274.

35. Буйносов, А. П. Универсальная модель оценки износа бандажей колесных пар локомотивов / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Известия Транссиба. – 2012. – № 2(10). – С. 16–23.

36. Буйносов, А. П. Выбор профиля поверхности катания бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Вестник УрГУПС. – 2012. – № 2(14). – С. 46–60.

37. Буйносов, А. П. Моделирование процесса изнашивания колесных пар электровозов / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Сб. тр. II молодежной междисциплинарной научной конференции «Информационная школа молодого ученого». – Екатеринбург, УрО РАН, 2012. – С. 184–193.

38. Буйносов, А. П. Методика определения ресурса бандажей колесных пар локомотивов / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Транспорт Урала. – 2012. – № 3. – С. 98–102.

39. Буйносов, А. П. Оптимизация остаточного проката бандажей при обточке колесных пар электровоза ВЛ11. / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Научно-технический вестник Поволжья. – 2012. – № 4. – С. 69–74.

40. Буйносов, А. П. Измерение диаметра бандажей колесных пар тягового подвижного состава / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Тяжелое машиностроение. – 2012. – № 10. – С. 22–24.

41. Буйносов, А. П. Методика прогнозирования ресурса бандажей колесных пар локомотивов / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел, 2012. – № 5(295). – С. 136–144.

42. Буйносов, А. П. Аппаратная реализация прибора для измерения геометрических параметров бандажей колесных пар / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: техника и технологии. – 2013. – том 6, № 2. – С. 211–220.

43. Буйносов, А. П. Модель эксплуатационного износа сложной технической системы / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2013. – № 1(297). – С. 52–57.

44. Буйносов, А. П. Математическое моделирование процесса изнашивания бандажей колесных пар электровоза / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Научно-технический вестник Поволжья. – Казань, 2013. – № 3. – С. 107–110.

45. Буйносов, А. П. Определение ресурса бандажей колесных пар локомотивов / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Сб. тр. III молодежной междисциплинарной научной конференции «Информационная школа молодого ученого»: УрО РАН. – Екатеринбург, 2013. – С. 335–345

46. Буйносов, А. П. Перспективы применения триботехнических составов для увеличения ресурса бандажей колесных пар электровозов / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // РСП-Эксперт. – 2014. – № 4 (60). – с. 26–27.

47. Буйносов, А. П. Применение триботехнического состава для уменьшения интенсивности износа гребней колесных пар электроподвижного состава / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Технология машиностроения. – 2014. – №4. – С. 47–52.

48. Бурчак, Г. П. К расчету экипажей на вынужденные колебания в вертикальной плоскости / Г. П. Бурчак, В. С. Плоткин // Труды МИИТа. – М.: Транспорт, – 1970. – Вып. 311. – С.41–51.

49. Вериги, М. Ф. Динамика вагонов. Конспект лекций / М. Ф. Вериги. – М.: Изд. ВЗИИТ, 1971 – 176 с.

50. Вериги, М. Ф. Причины роста интенсивности бокового износа рельсов и гребней колес / М. Ф. Вериги. – М.: Транспорт, 1992. – 45 с.

51. Вериги, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериги, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986 – 559 с.

52. Вершинский, С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – М.: Транспорт, 1991. 352 с.

53. Воробьев, А. А. Контактное взаимодействие колеса и рельса / А. А. Воробьев // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2009. – Т. 39. – № 3. – С. 42–47.

54. Воробьев, А. А. Роль смазки и структуры поверхностного слоя в увеличении ресурса железнодорожного колеса при взаимодействии с рельсом / А. А. Воробьев // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 4. – С. 26–31.

55. Галин, Л. А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости / Л. А. Галин. – М.: Наука, 1960. – 303 с.
56. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати; под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
57. Гаркунов, Д. Н. Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
58. Глушко, М. И. Система «колесо-рельс»: взаимодействие в кривой / М. И. Глушко // Путь и путевое хозяйство. – 2012. – № 8. – С. 9–13.
59. Глушко, М. И. Проблема «колесо-рельс», тенденция взаимодействия / М. И. Глушко // Путь и путевое хозяйство. – 2011. – № 12. – С. 16–19.
60. Голубенко, А. Л. Алгоритм решения контактной задачи при произвольном расположении колесной пары относительно рельсовой колеи / А. Л. Голубенко, А. И. Костюкевич // Конструирование и производство транспортных машин. – Харьков: Виша Школа. – 1989. – Вып. 21. – С. 33–37.
61. Голубенко, А. Л. Сцепление колеса с рельсом: изд. 2-е, доп. и перераб / А. Л. Голубенко. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
62. Горский, А. В. Оптимизация сроков ремонта на основе интенсивности отказов / А. В. Горский, В. А. Козырев, А. В. Скребков // Мир транспорта. – 2012. – Т. 43. – № 5. – С. 16–18.
63. Горский, А. В. Аналитические зависимости в расчетах надежности / А. В. Горский, Т. О. Чигамбаев // Мир транспорта. – 2008. – Т. 22. – № 2. – С. 10–13.
64. ГОСТ 11018–2011 Колесные пары тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия. Взамен ГОСТ 11018–2000; Введ. 01.01.2013 г. – М.: Изд-во стандартов, 2012. – 31 с.
65. ГОСТ 30249–97 Колодки тормозные чугунные для локомотивов. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2005. – 11 с.
66. ГОСТ 30858–2003 Обеспечение износостойкости изделий. Триботехнические требования и показатели. Принципы обеспечения. Основные положения. – М.: Стандартиформ, 2005. – 15 с.

67. Девяткин, В. П. О механизме износа железнодорожных колес / В. П. Девяткин, Т. В. Ларин // Трение и износ в машинах. – М.: Изд АН СССР., 1956. – 389 с.
68. Добрынин, Л. К. Результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121 / под ред. Л. К. Добрынина / Научные труды ВНИИЖТ. – 1985. – Вып. 62. – 199 с.
69. Добычин, И. А. Кинематический анализ тележки грузового вагона как изменяемого твердого тела с внутренними степенями свободы / И. А. Добычин, М. Ю. Градинаров // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2012. – № 2. – С. 14–33.
70. Добычин, И. А. Неголономная динамика колесной пары / И. А. Добычин, М. Ю. Градинаров // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2012. – № 1. – С. 22–28.
71. Добычин, И. А. Основы нелинейной механики рельсовых экипажей / И. А. Добычин, А. В. Смольянинов, А. Э. Павлюков. – Екатеринбург: НУУДО «Межотраслевой региональный центр», 1999. – 265 с.
72. Домбровский, К. И. Износ бандажей в зависимости от конструкции экипажа локомотива / К. И. Домбровский // Сб. научн. тр. ВНИИЖТ. – 1962. – Вып. 230. – С. 67–112.
73. Иванов, В. Н. Конструкция и динамика тепловозов / В. Н. Иванов. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с.
74. Иванов, И. А. Повышение работоспособности колес рельсового транспорта при ремонте технологическими методами: монография. / под ред. И. А. Иванова, – СПб: Из-во ПГУПС, 1995. – 284 с.
75. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железный дорог колеи 1520 мм. С изменениями и дополнениями, утвержденными указанием МПС России от 23.08.2000 г., № К-2273у: ЦТ-329. Утв. 14.06.1995. – М.: МПС РФ, 1995. – 48 с.

76. Калкер, И. И. Обзор теории локального скольжения в области упругого контакта с сухим трением / И. И. Калкер, А. Д. де Патер // Прикладная механика. – 1971. – Т.7. – Вып. 5. – С. 9–20.

77. Кальницкий, Л. А. Влияние нелинейности упругих элементов рессорного подвешивания на ходовые качества железнодорожных вагонов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Кальницкий Леонид Александрович. – Л., 1969. – 41 с.

78. Камаев, В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В. А. Камаев. — М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

79. Камаев, А. А. Взаимодействие локомотива и пути в кривых участках / А. А. Камаев, Г. С. Михальченко // Научные труды Тульского политех. ин-та. – Тула, 1977. – 67 с.

80. Карпущенко, Н. И. Взаимодействие колес и рельсов в кривых участках / Н. И. Карпущенко и др. // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 6. – С. 2–5.

81. Коган, А. Я. Оценка потери материала рельсов и бандажей колёсных пар при движении подвижного состава в кривых участках пути / А. Я. Коган // Повышение надёжности и эффективности работы железнодорожного пути в условиях роста осевых нагрузок подвижного состава: межвузовский сборник научных трудов ВНИИЖТ. – 1989. – С. 15 – 20.

82. Козару, Т. В. Форстеритовая керамика на основе природных кальциймагниевого силикатов: автореф. дис. ... к-та техн. наук: 05.16.16 / Козару Татьяна Викторовна. – Пермь, 2007. – 22 с.

83. Комбалов, В. С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей / В. С. Комбалов. – М.: Наука, 1983. – 136 с.

84. Коссов, В. С. Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза для исследования движения в режиме тяги и выбега / В. С. Коссов, Г. С. Михальченко, Д. Ю. Погорелов, А. Г. Галичев // Труды ВНИТИ. – 1999. – Вып. 79. – С. 143–158.

85. Коссов, В. С. Планирование эксперимента при анализе взаимодействия колес локомотива с рельсами / В. С. Коссов // Труды ВНИТИ. – 1999. – Вып. 79. – С. 159–168.
86. Коссов, В. С. Влияние лубрикации рельсов на динамические качества и износ гребней колес при движении локомотива в кривых / В. С. Коссов // Сб. «Вопросы транспортного машиностроения». – Брянск, 2000. – С. 31–39.
87. Костецкий, Б. И. Трение, смазка и износ в машинах / Б. И. Костецкий. – К.: Техника, 1970. – 396 с.
88. Крагельский, И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
89. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
90. Курасов, Д. А. Повышение долговечности бандажей колесных пар подвижного состава / Д. А. Курасов. – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.
91. Ларин, Т. В. Износ и пути продления срока службы бандажей железнодорожных колес / Т. В. Ларин. – М.: Трансжелдориздат, 1958. – 167 с.
92. Левков, Г. В. Установление рациональных параметров упруго-диссипативных связей кузова грузового вагона с тележкой / Г. В. Левков, А. М. Подбелло, Б. А. Тененбаум // Труды ЛИИЖТ. – 1977. – Вып. 403. – С. 30–37.
93. Лехницкий, С. Г. Теория упругости анизотропного тела / С. Г. Лехницкий. – М.: Наука, 1977. – 415 с.
94. Ляпушкин, Н. Н. Модель сцепления с дислокационным механизмом / Н. Н. Ляпушкин, А. Н. Савоськин, А. А. Чучин // Мир транспорта. – 2010. – Т. 32. – № 4. – С. 38–43.
95. Ляпушкин, Н.Н. Модель физических процессов в пятне контакта при движении колеса по рельсу со скольжением / Н. Н. Ляпушкин, А. Н. Савоськин // Наука и техника транспорта. – 2008. – № 1. – С. 33–42.

96. Майба, И. А. Разработка оптимального состава смазки, повышающего термостойкость смазочных стержней РАПС / И. А. Майба, В. А. Могилевский, Д. В. Глазунов, В. М. Приходько, И. С. Морозкин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2012. – № 2. – С. 34–42.

97. Майба, И. А. Теоретическое обоснование механизма смешанной (полужидкостной) смазки в контакте «твердый оболочечный смазочный стержень-колесо-рельс» / И. А. Майба, Д. В. Глазунов // Инженерный вестник Дона. – 2012. – Т. 19. – № 1. – С. 223–232.

98. Марков, Д. П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте / Д. П. Марков // Труды ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2007. – 408 с.

99. Медель, В. Б. Основные уравнения динамики подвижного состава железных дорог / В. Б. Медель // Научные труды МЭИИЖТ. – М.: Трансжелдориздат, 1948. – Вып. 55. – 143 с.

100. НБ ЖТ ЦТ 04–98 Электровозы. Нормы безопасности на железнодорожном составе. – М.: МПС РФ, 2003. – 36 с.

101. Орлов, М. В. Реализация тангенциальных сил в зоне контакта колеса с рельсом / М. В. Орлов, М. И. Глушко // Труды ВНИИЖТа. – М., 1983. – Вып. 664. – С. 31–41.

102. Петров, В. М. Исследование свойств антифрикционных препаратов на основе геомодификаторов трения к смазочным композициям / В. М. Петров, А. Ю. Шабанов, Л. И. Погодаев // Труды Третьего Международного симпозиума по транспортной триботехнике «ТРАНСТРИБО-2005». – 2005. – С. 250–259.

103. Погорелов, Д. Ю. Моделирование механических систем с большим числом степеней свободы. Численные методы и алгоритмы: автореф. дис. ... д-ра физ. мат. наук: 01.02.01 / Погорелов Дмитрий Юрьевич. – Брянск, 1994. – 16 с.

104. Просви́ров, Ю. Е. Пути снижения износа гребней колесных пар локомотивов / Ю. Е. Просви́ров, К. О. Лютикова // Вестник СамГУПС. – 2007. – № 8 (12). – С. 73–77.

105. Рауба, А.А. Обеспечение работоспособности деталей подвижного состава в межремонтный период за счет повышения качества восстановления изношенных поверхностей / А. А. Рауба, Д. В. Муравьев, А. В. Обрывалин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2013. – № 3 (51). – С. 28–35.

106. Розенфельд, В. Е. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.

107. Ромен, Ю. С. Методы расчетов динамических процессов в подвижном составе с учетом неровностей железнодорожного пути в эксплуатации: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Ромен Юрий Семенович. – М., 1986. – 31 с.

108. Ромен, Ю. С. Характеристики возмущений, вызывающих колебания рельсовых экипажей / Ю. С. Ромен, А. Н. Савоськин, А. А. Акишин // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2013. – № 6. – С. 21–30.

109. Савоськин, А. Н. Колебания вагона рельсового автобуса / А. Н. Савоськин, Е. В. Сердобинцев, Б. М. Ибраев // Мир транспорта. – 2009. – Т. 25. – № 1. – С. 50–55.

110. Савоськин, А. Н. Моделирование параметров неоднородного грузового поезда / А. Н. Савоськин, О. Е. Пудовиков // Мир транспорта. – 2010. – Т. 29. – № 1. – С. 40–45.

111. Сакало, В. И. Контактные задачи железнодорожного транспорта / В. И. Сакало, В. С. Коссов. – М.: Машиностроение, 2004. – 496 с.

112. Смольянинов, А. В. Совершенствование расчетной методики оценки и достоверности результатов движения грузового вагона / А. В. Смольянинов, А. Н. Давыдов // Транспорт Урала. – 2009. – № 3. – С. 60–62.

113. Соколов, М. М. Динамическая нагруженность вагонов / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М.: Транспорт, 1981. – 207 с.

114. СТ ССФЖТ ЦТ 15-98 Тяговый подвижной состав. Типовая методика динамико-прочностных испытаний локомотивов. – М.: МПС РФ, 1998. – 27 с.
115. Табаков, В. П. Определение механических характеристик износостойких ионно-плазменных покрытий на основе нитрида титана / В. П. Табаков, А. В. Чихранов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – №4. – С. 292-297.
116. Тимошенко, С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – Пер. с англ. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
117. Тихонов, В. А. Модель изнашивания бандажей колесных пар электровозов с учетом действия триботехнического состава / В. А. Тихонов // Вестник УрГУПС. – 2014. – №3 (23). – С. 63–70.
118. Туранов, Х. Т. Обобщенная модель пружинно-фрикционного комплекта тележки грузового вагона / Х. Т. Туранов, О. В. Черепов // Транспорт: наука, техника, управление. – 2009. – № 12. – С. 32–36.
119. Туранов, Х. Т. Математическое моделирование пружинно-фрикционного поглощающего аппарата грузового вагона / Х. Т. Туранов, Н. В. Власова, О. Ю. Чуйкова // Наука и техника транспорта. – 2012. – № 4. – С. 22–30.
120. Токмурзина, Н. А. Анализ влияния конструкции экипажной части локомотива на напряженно-деформированное состояние железнодорожного пути / Н. А. Токмурзина, Д. Р. Пя, Е. С. Апенев // Вестник Казахской Академии транспорта и коммуникаций. – 2010. – № 2 (63). – С. 58–61.
121. Указание об учете локомотивов и моторвагонного подвижного состава, прошедших капитальный ремонт КРП № Ш-895у. Утв. 07.04.2000. – М.: МПС РФ, 2000. – 1 с.
122. Универсальный механизм. Руководство пользователя [Электронный ресурс] / Погорелов Д. Ю. – Электрон. дан. (19 файлов). – Брянск, 2009. – Режим доступа: http://www.umlub.ru/download_rus.htm.

123. Худояров, Д. Л. Повышение долговечности бандажей колесных пар электровозов в условиях депо: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Худояров Дмитрий Леонидович. – Екатеринбург, 2010. – 163 с.

124. Хусидов, В. В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ–ЦНИИ / В. В. Хусидов, А. А. Хохлов, Г. И. Петров, В. Д. Хусидов; под ред. А. А. Хохлова. – М.: МИИТ, 2001. – 160 с.

125. Хусидов, В. Д. Исследование динамики ходовых частей и упругих вибраций грузовых вагонов методами цифрового моделирования: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Хусидов Владимир Давидович. – М., 1980. – 50 с.

126. Хусидов, В. Д. Об использовании численных методов в решении задач нелинейных колебаний / В. Д. Хусидов // Колебания и прочность большегрузных вагонов: Научные труды МИИТ. – 1971. – Вып. 368. – С. 3–17.

127. Цихалевский, И. С. Исследования эффективности применения лубрикации гребней колесных пар подвижного состава: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Цихалевский Игорь Станиславович. – Екатеринбург, 1998. – 118 с.

128. Четвергов, В. А. Надежность локомотивов: Учебник для вузов ж.-д. транспорта / Под ред. В. А. Четвергова. – М.: Маршрут, 2003. – 415 с.

129. Чичинадзе, А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1967. – 231 с.

130. Шадур, Л. А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Л. А. Шадур, и др. // – М.: Транспорт, 1965. – 439 с.

131. Шаповалов, В. В. Повышение эффективности лубрикации железнодорожного транспорта / В. В. Шаповалов, Ю. А. Евдокимов, В. М. Богданов, И. А. Майба // Железнодорожный транспорт. – 1993. – № 7. – С. 40–41.

132. Шаповалов, В. В. Разработка ГОСТа для проведения входного контроля твердых смазочных материалов, используемых в узлах трения в системе «колесо – рельс» / В. В. Шаповалов, И. А. Майба, П. Н. Щербак, А. М. Лубягов, А. М. Ананко, Э. Э. Фейзов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2012. – № 1. – С. 74–77.

133. Широглазов, В. В. Влияние режимов эксплуатации локомотивов на износ гребней / В. В. Широглазов // Железнодорожный транспорт. – 1992. – № 9. – С. 64–66.
134. Шишмарев, А. А. О влиянии ширины колеи на износ рельсов / А. А. Шишмарев, А. Н. Никулин, Б. В. Коротаев // Путь и путевое хозяйство. – 1999. – № 5. – С. 16–18.
135. Шторм, Р. Теория вероятностей. Математическая статистика. Статистический контроль качества / Р. Шторм. – М.: Мир, 1970. – 368 с.
136. Электровоз ВЛ11М: Руководство по эксплуатации / Под. ред. Г. И. Чиракдзе, О. А. Кикнадзе. – М.: Транспорт, 1994. – 416 с.
137. Archard, J. F. Contact and rubbing of flat surfaces / J. F. Archard // Journal of Applied Physics, AIP. – 1953. – Vol. 24. – № 8. – P 981–988.
138. Hertz, H. Ueber die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – P. 156–171.
139. Kalker, J. J. Some new results in Rolling Contact / J. J. Kalker, J. Piotrowski // Vehicle System Dynamics, IAVSD. – 1989. – № 18. – P. 223–242.
140. Kalker, J. J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact / J. J. Kalker. – Dordrecht/Boston/London: Kluwer Academic Publishers, 1990. – 314 p.
141. Specht W. New particulars of Wear of Heavy Railway Carriage Wheels / W. Specht // Glasers Annalen. – 1987. – Vol. 9. – P. 271–280.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(обязательное)

**РЕЗУЛЬТАТЫ ВЕРИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СЕКЦИИ ЭЛЕКТРОВОЗА ВЛ11К**

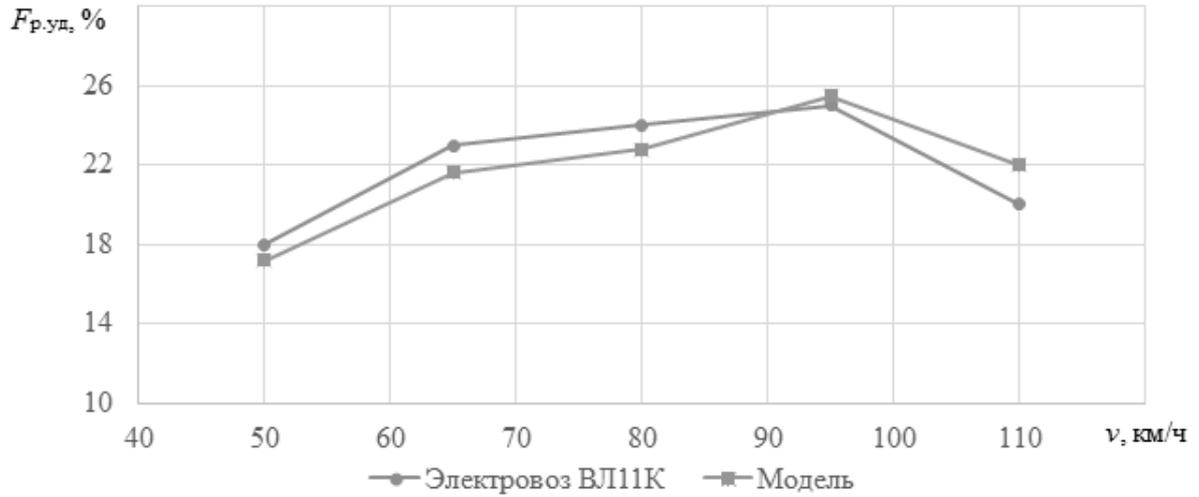


Рисунок А.1 – Зависимости рамных сил электровоза и модели от скорости при движении по прямому участку

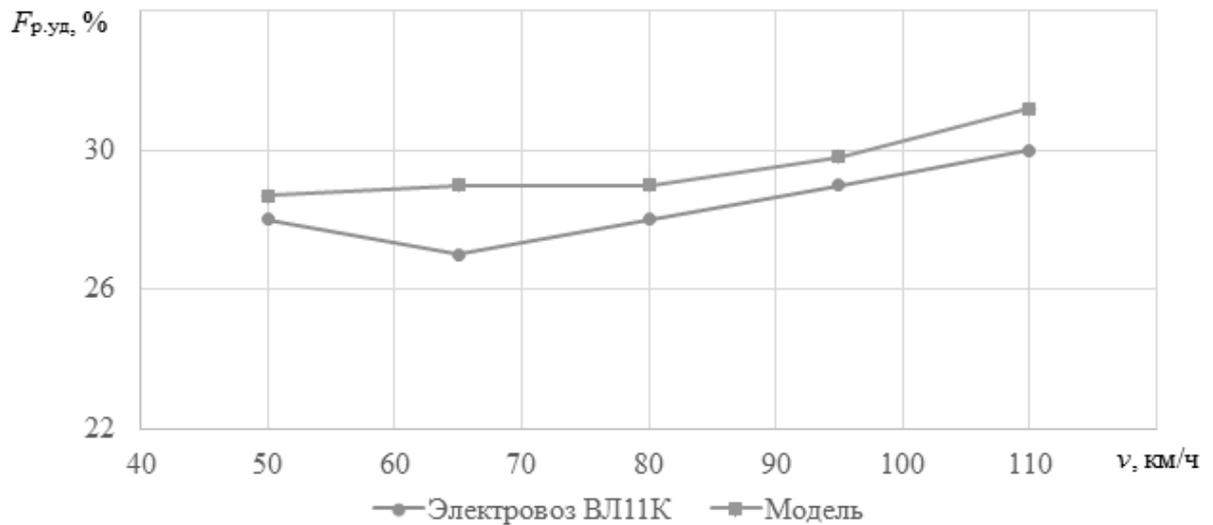


Рисунок А.2 – Зависимости рамных сил электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 1000 м

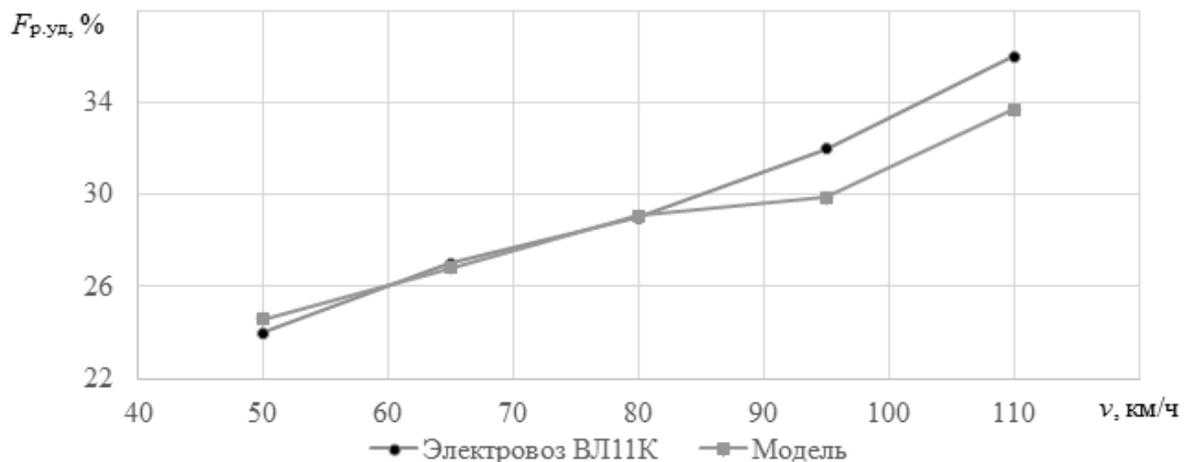


Рисунок А.3 – Зависимости рамных сил электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 500 м

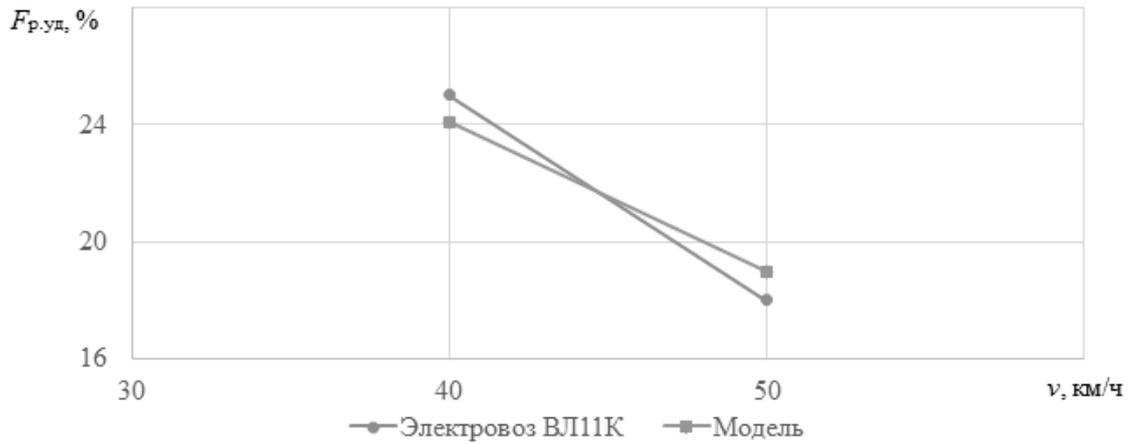


Рисунок А.4 – Зависимости рамных сил электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 300 м

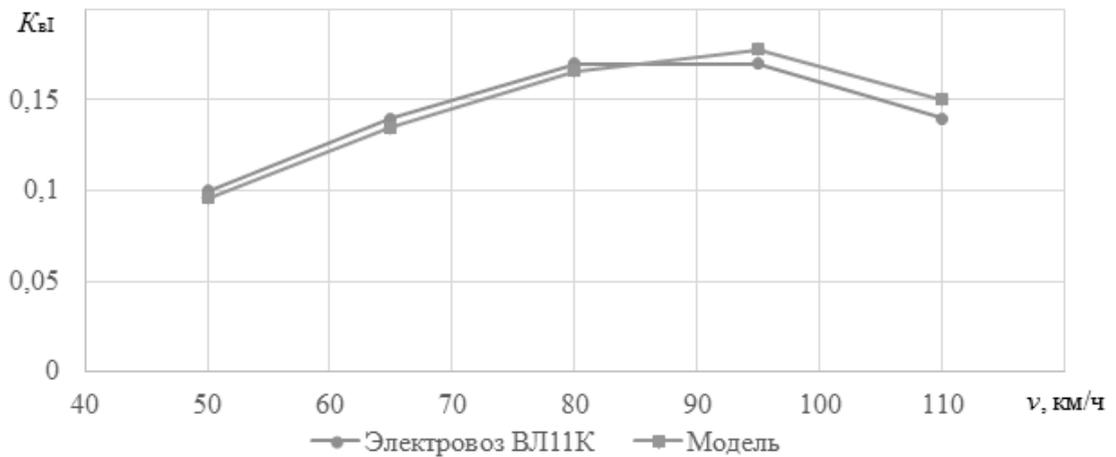


Рисунок А.5 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении по прямому участку

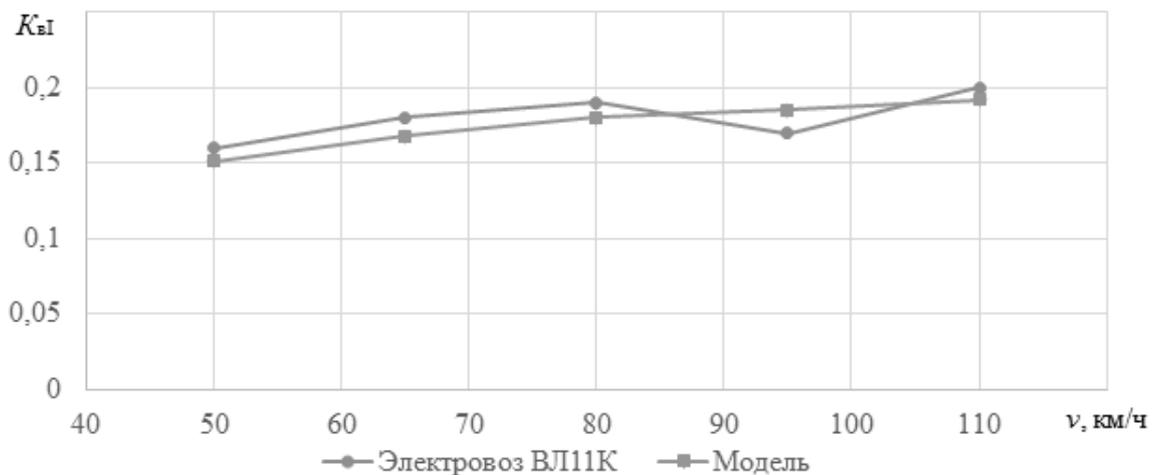


Рисунок А.6 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 1000 м

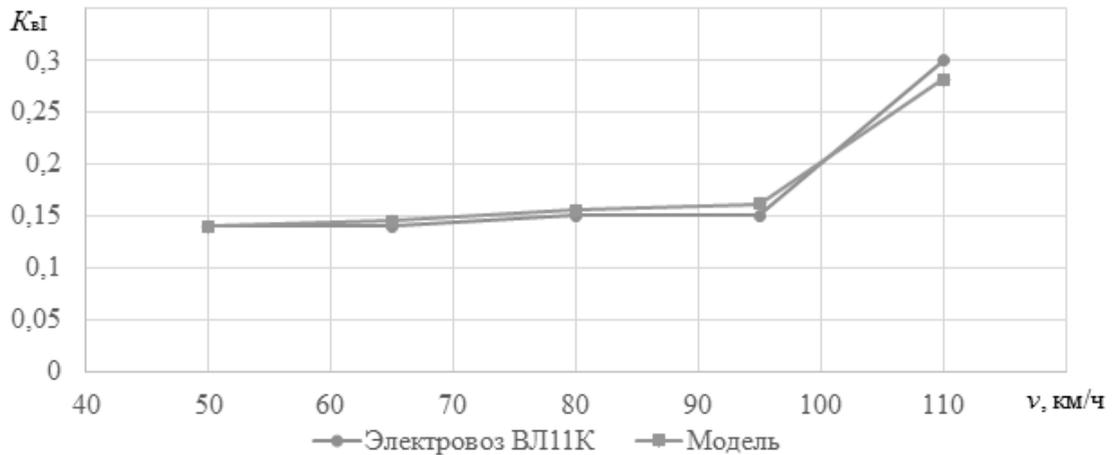


Рисунок А.7 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 500 м

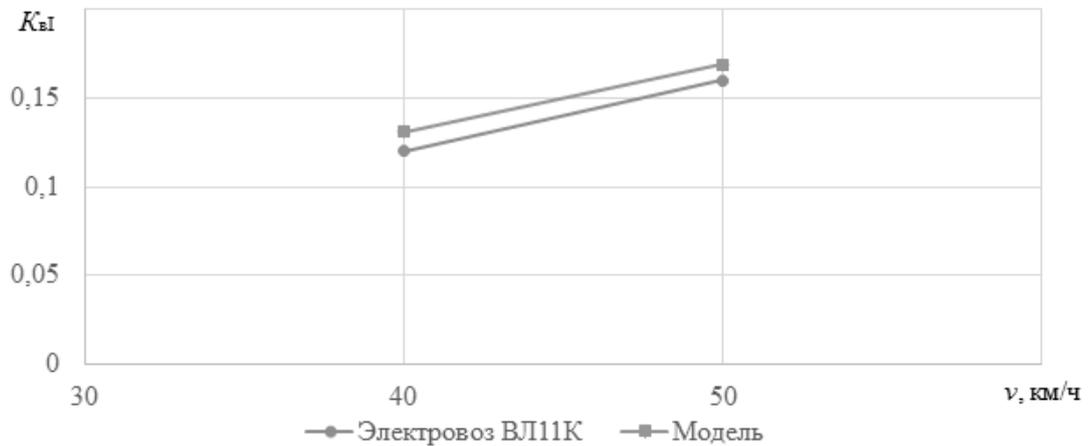


Рисунок А.8 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 300 м

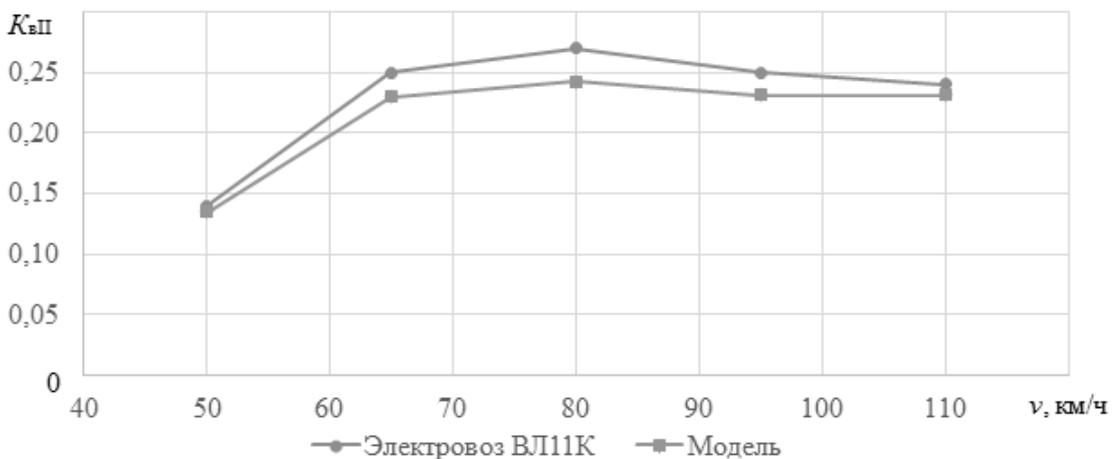


Рисунок А.9 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики второй ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении по прямому участку

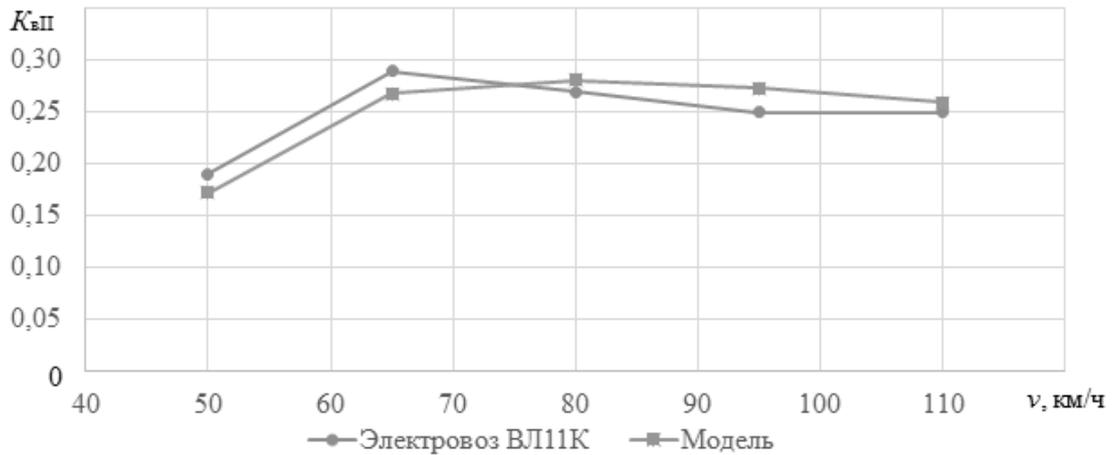


Рисунок А.10 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики второй ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 1000 м

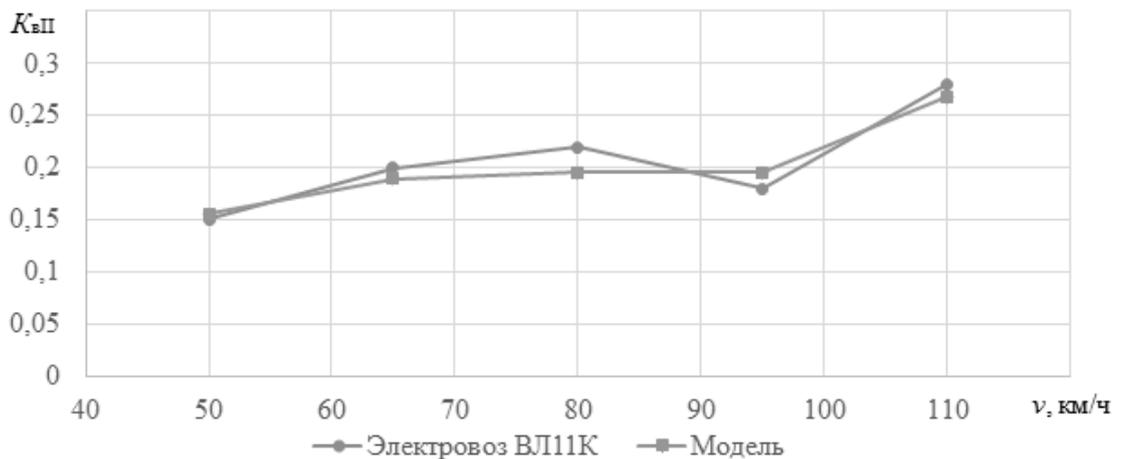


Рисунок А.11 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики второй ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 500 м

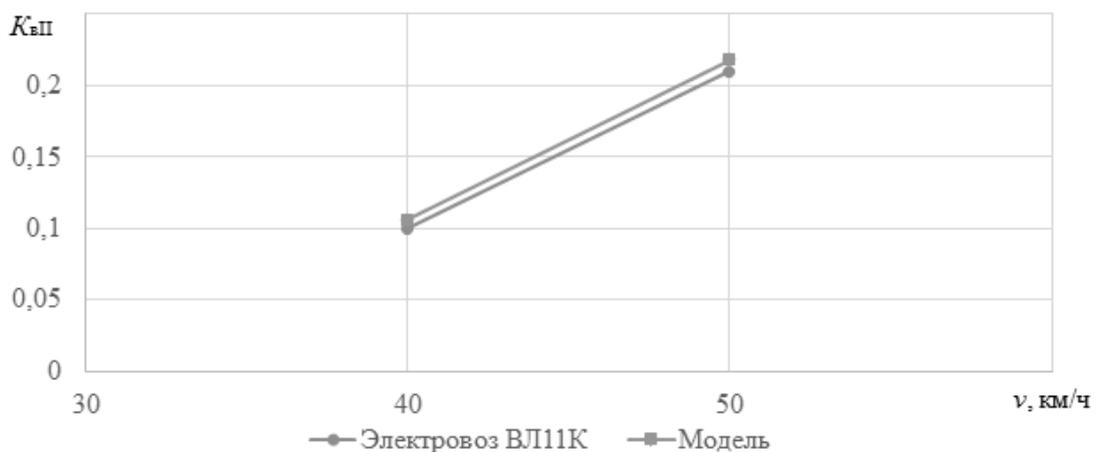


Рисунок А.12 – Зависимости коэффициентов вертикальной динамики второй ступени рессорного подвешивания электровоза и модели от скорости при движении в кривой с радиусом 300 м

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(обязательное)

**ЗАВИСИМОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ
КОНТРОЛИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ БАНДАЖЕЙ
КОНТРОЛЬНЫХ ГРУПП КОЛЕСНЫХ ПАР
ОТ ПРОБЕГА ЭЛЕКТРОВОЗОВ ВЛ11**

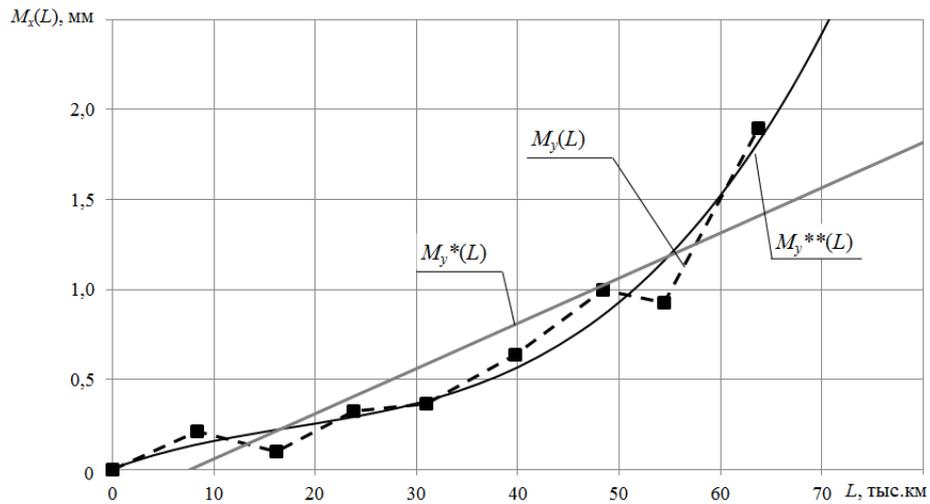


Рисунок Б.1 — Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

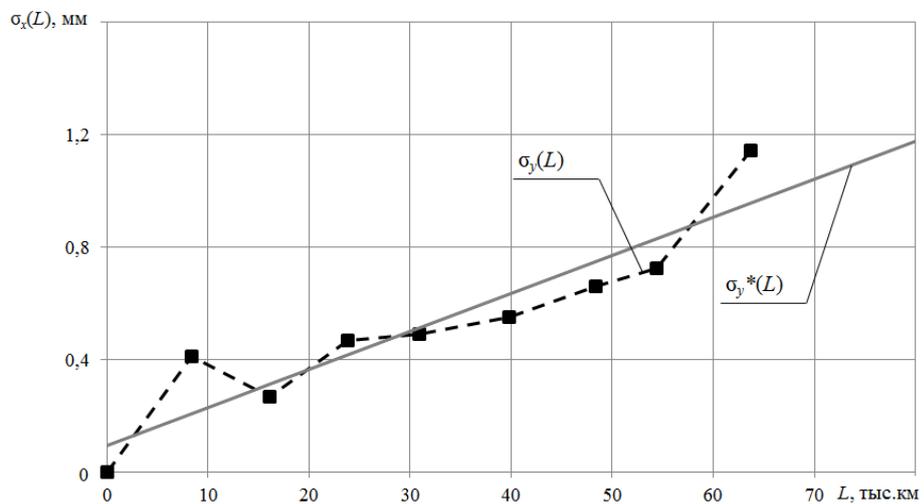


Рисунок Б.2 — Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

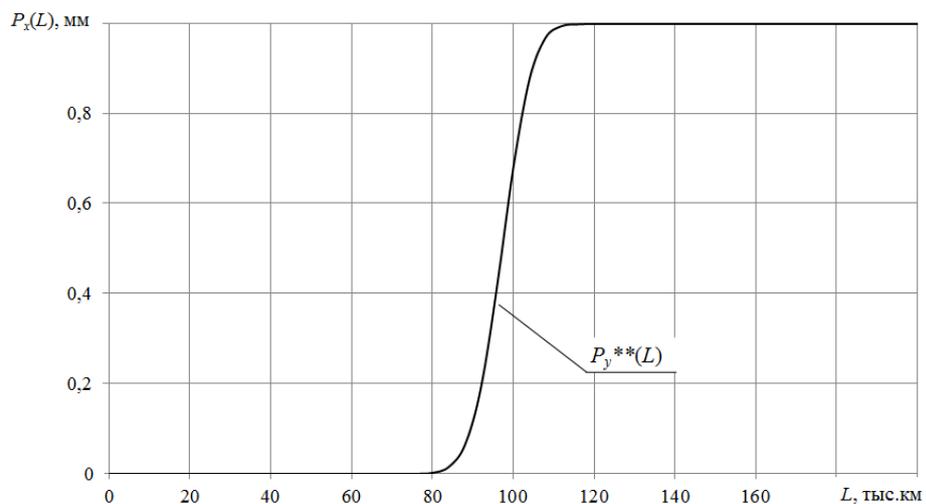


Рисунок Б.3 — Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1 по предельному прокату

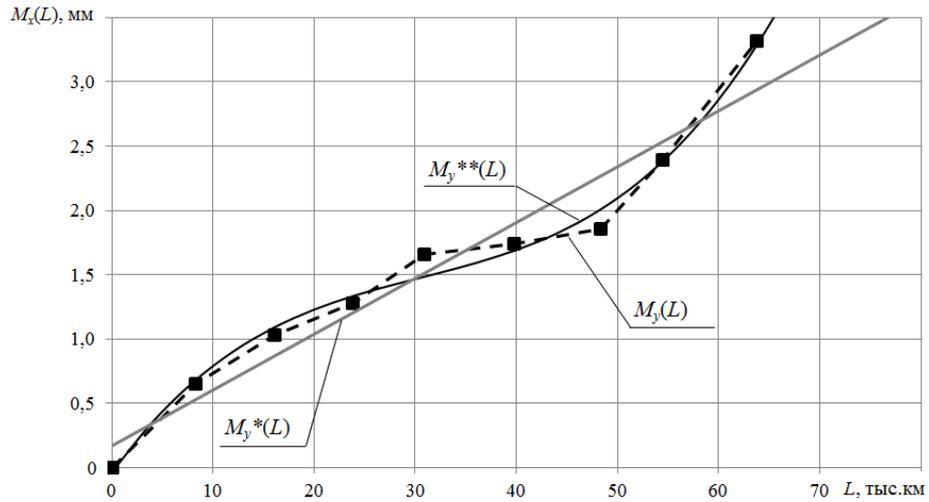


Рисунок Б.4 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

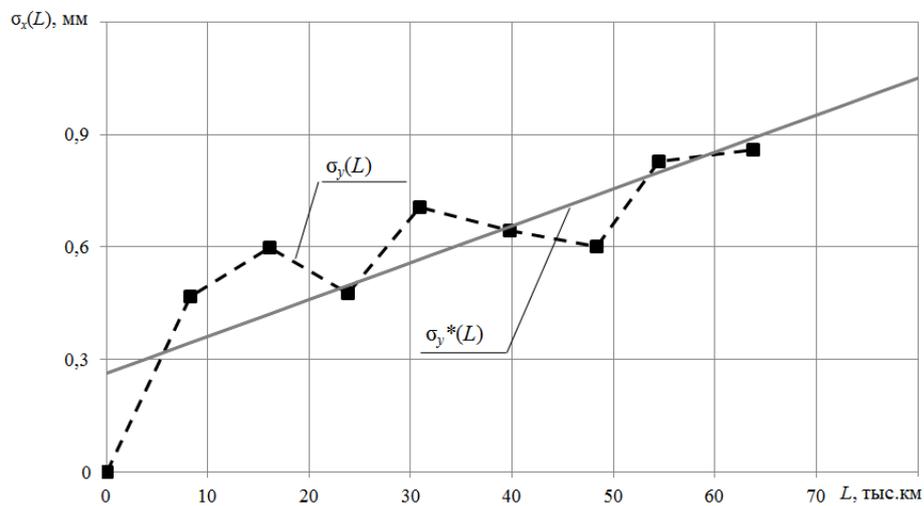


Рисунок Б.5 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

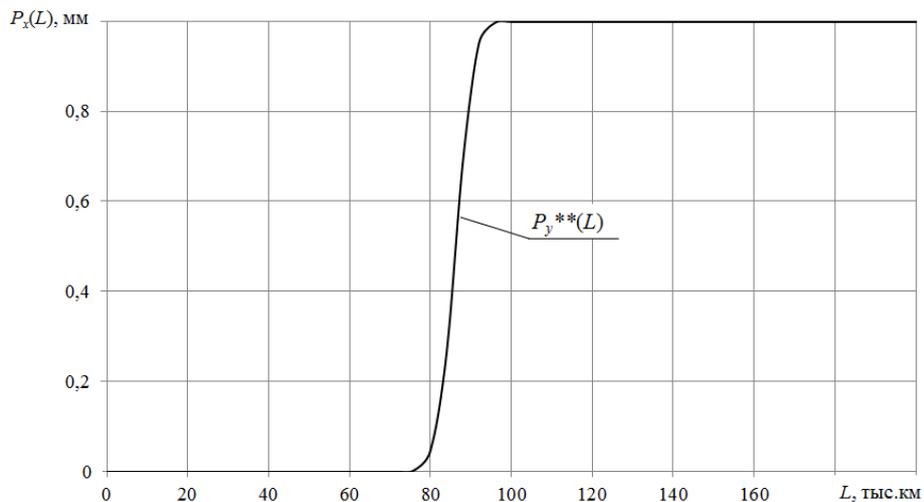


Рисунок Б.6 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1 по минимальной толщине гребня

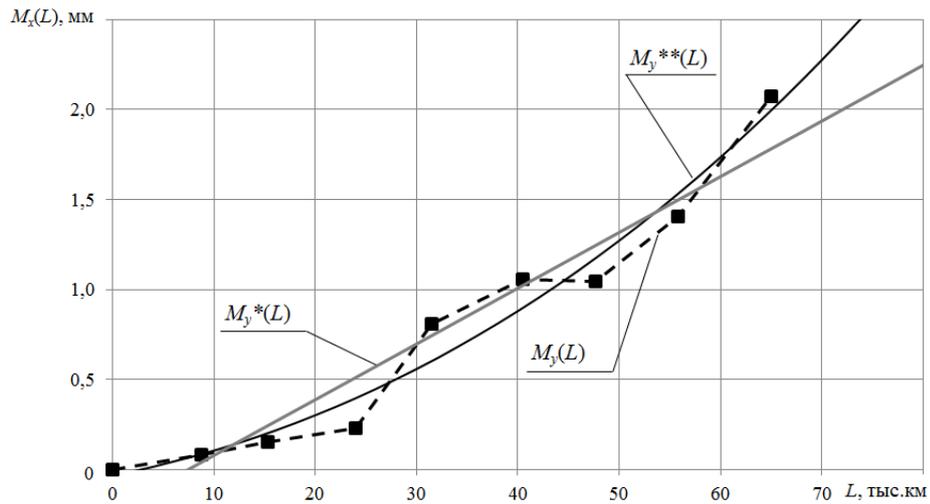


Рисунок Б.7 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2

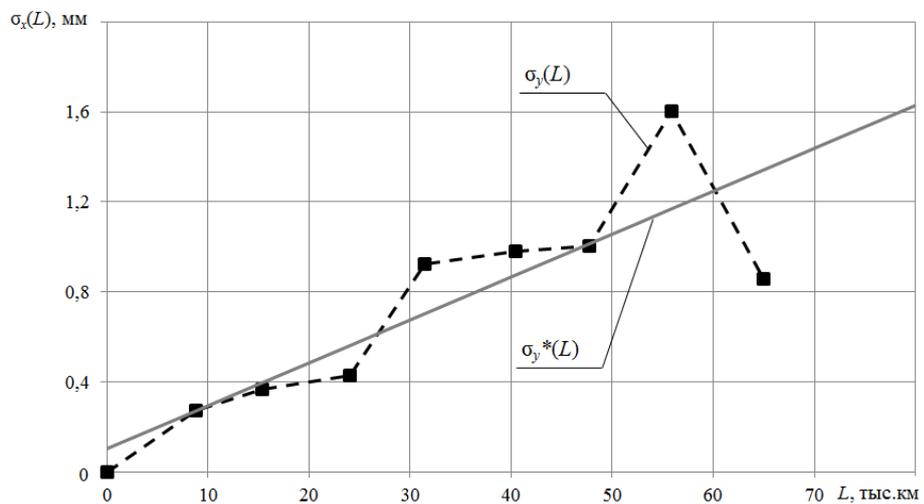


Рисунок Б.8 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2

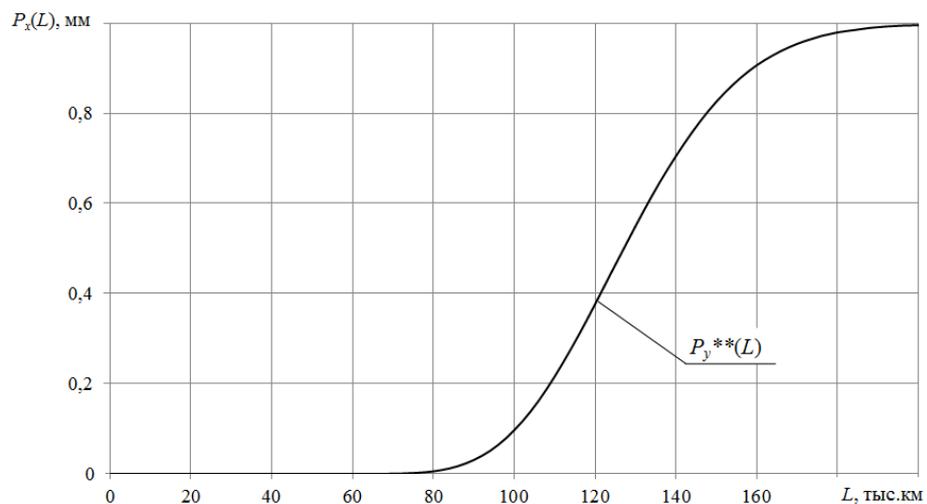


Рисунок Б.9 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2 по предельному прокату

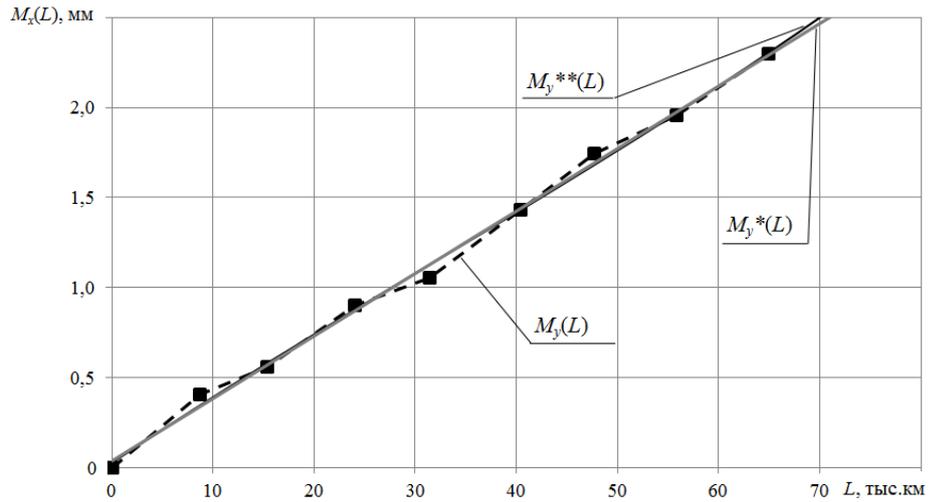


Рисунок Б.10 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2

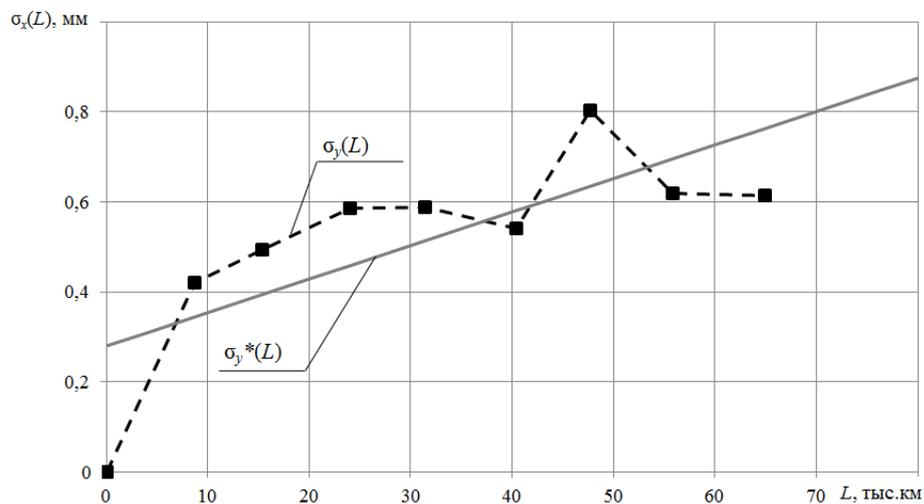


Рисунок Б.11 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2

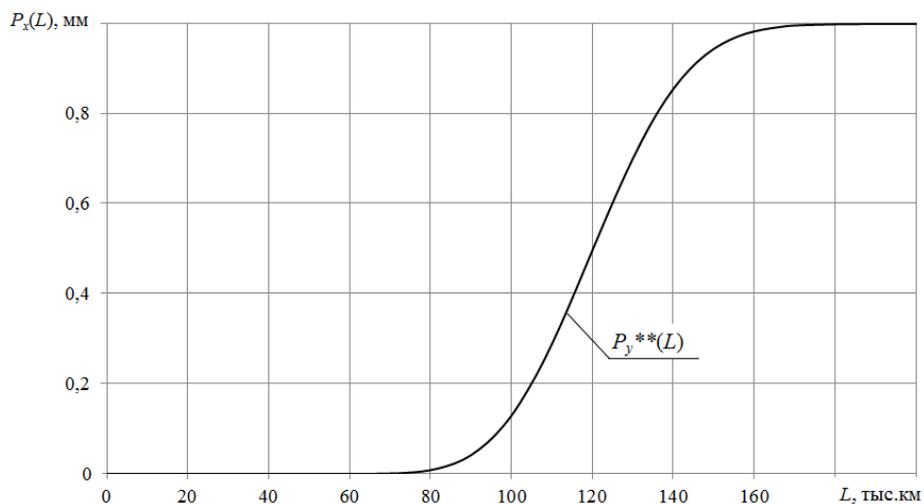


Рисунок Б.12 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2 по минимальной толщине гребня

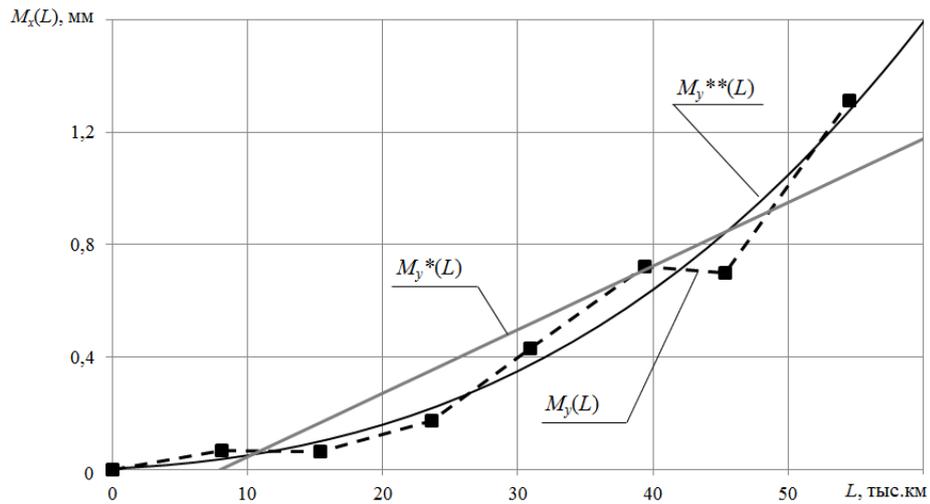


Рисунок Б.13 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3

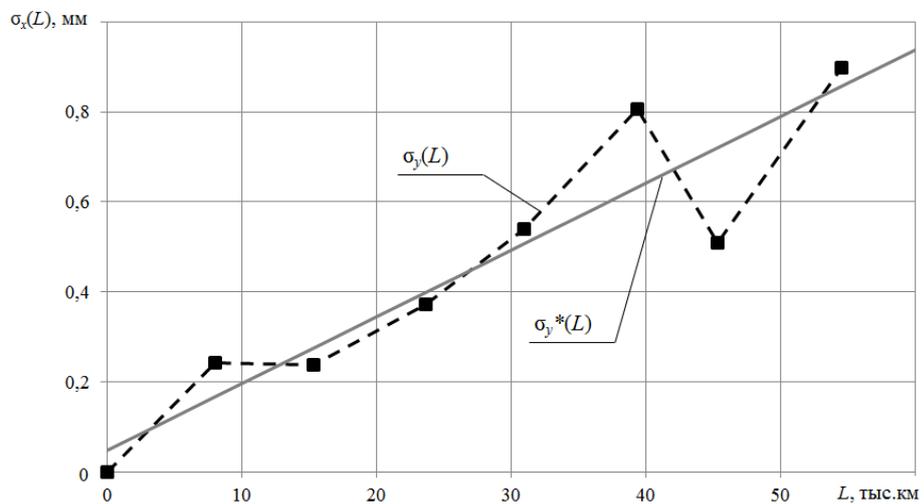


Рисунок Б.14 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3

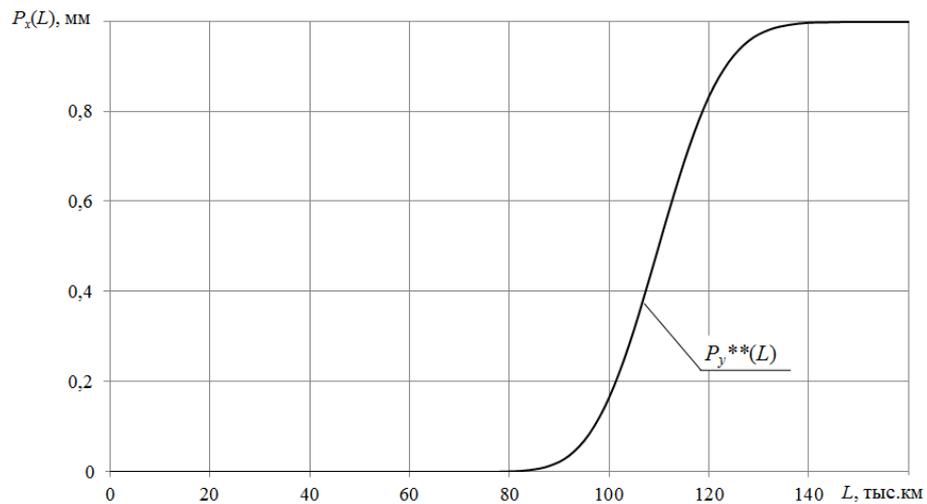


Рисунок Б.15 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3 по предельному прокату

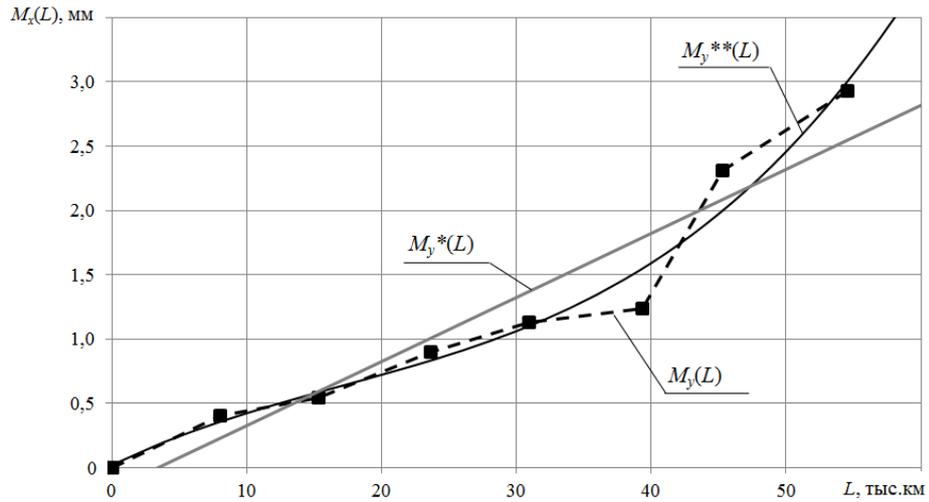


Рисунок Б.16 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3

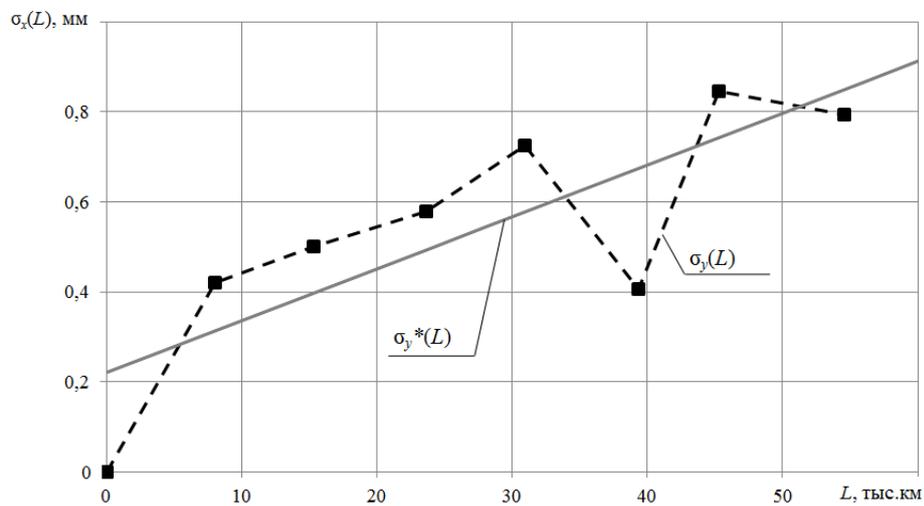


Рисунок Б.17 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3

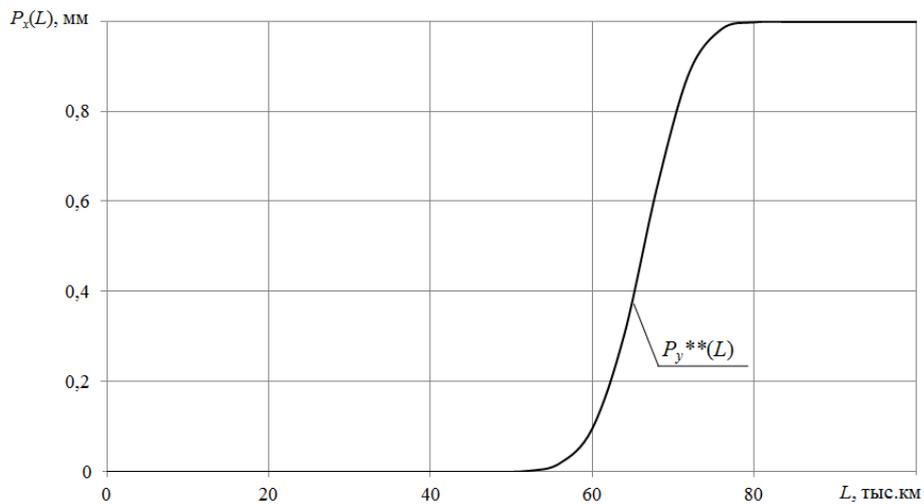


Рисунок Б.18 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3 по минимальной толщине гребня

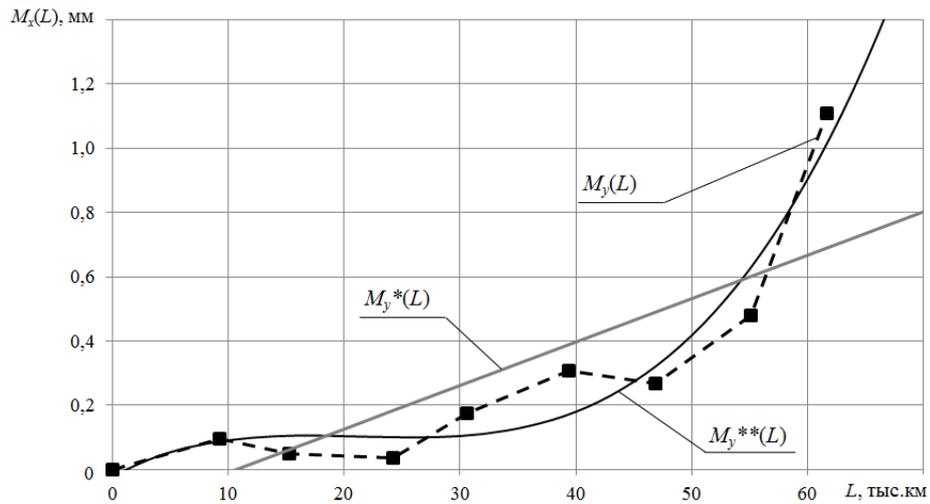


Рисунок Б.19 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 4

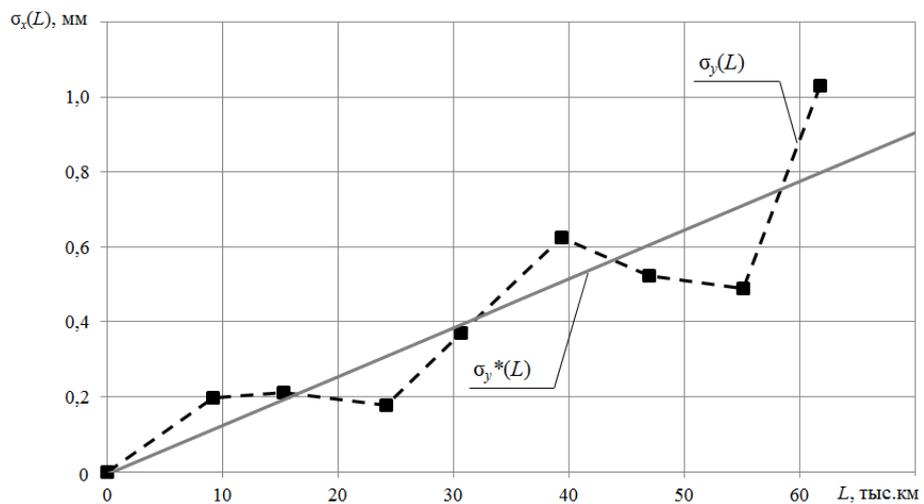


Рисунок Б.20 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 4

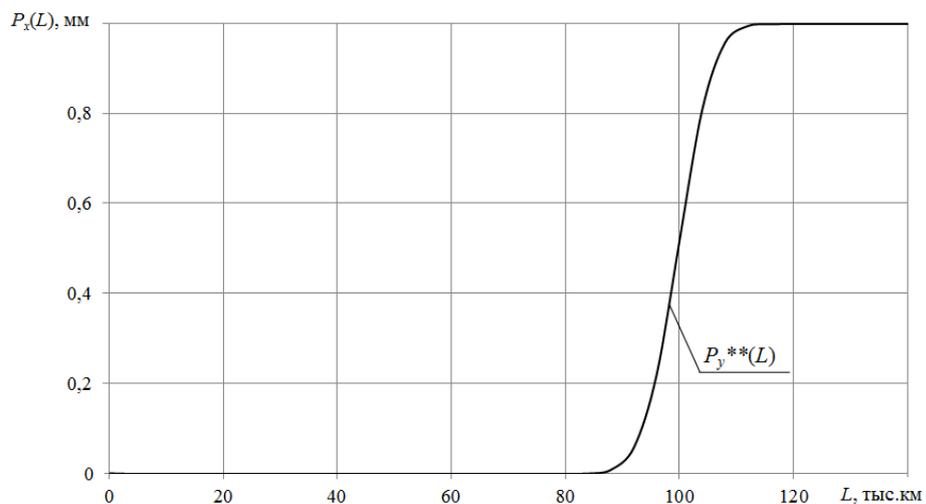


Рисунок Б.21 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 4 по предельному прокату

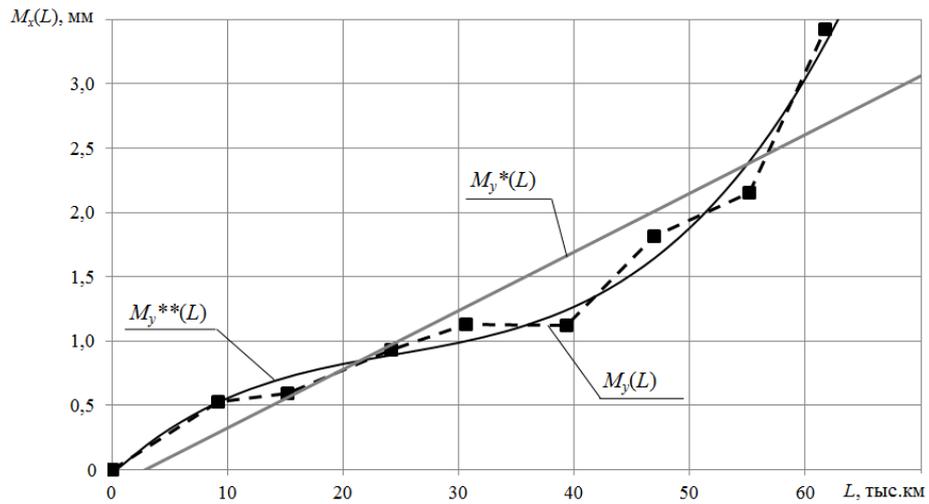


Рисунок Б.22 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 4

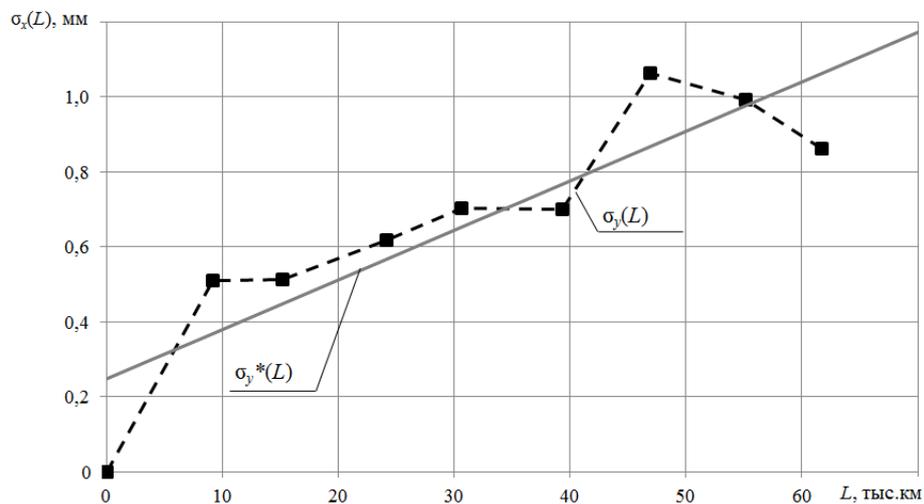


Рисунок Б.23 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 4

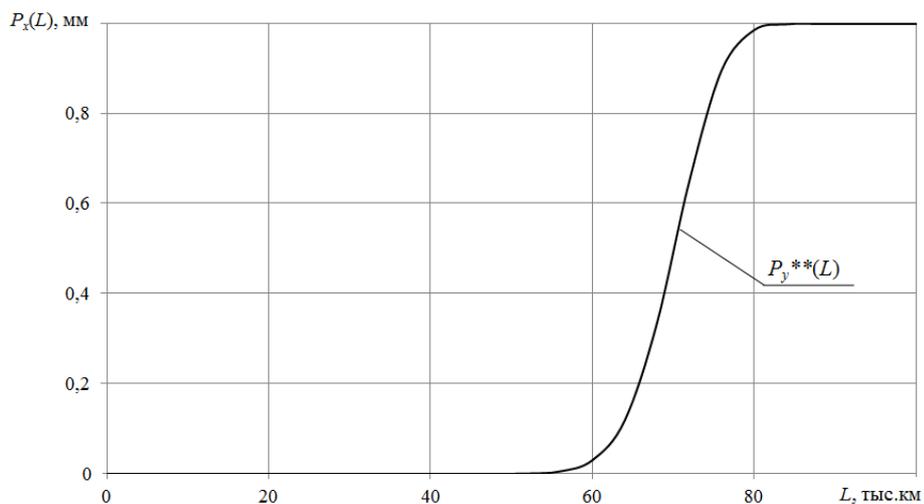


Рисунок Б.24 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 4 по минимальной толщине гребня

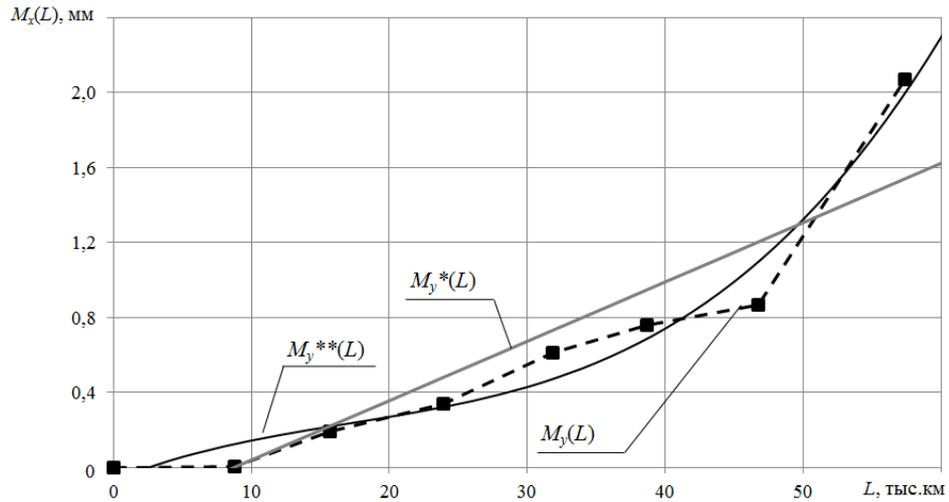


Рисунок Б.25 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 5

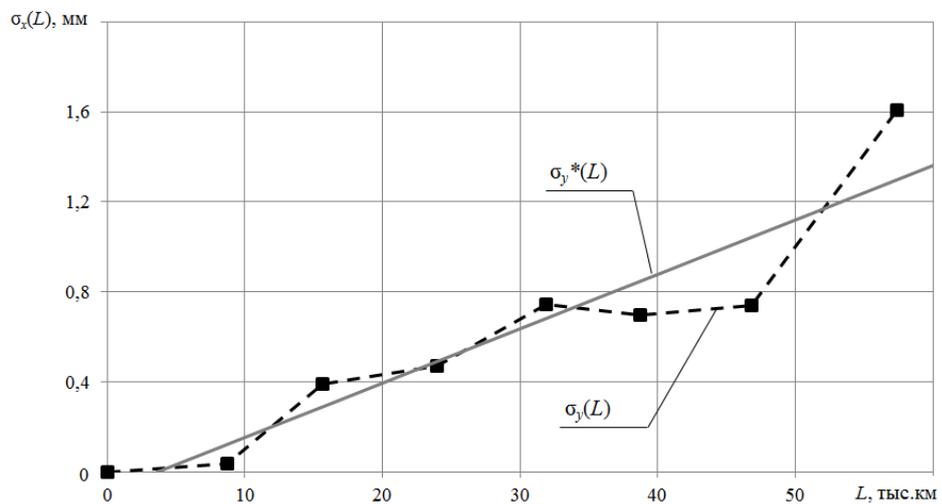


Рисунок Б.26 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 5

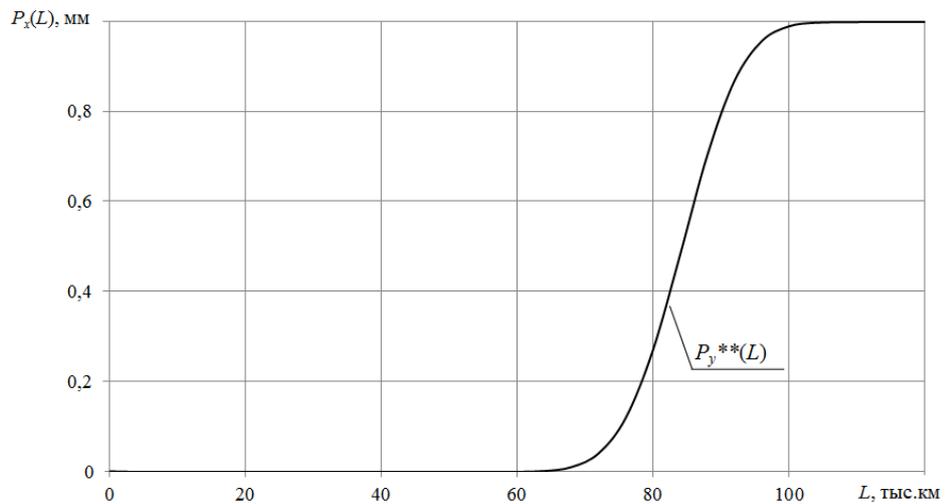


Рисунок Б.27 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 5 по предельному прокату

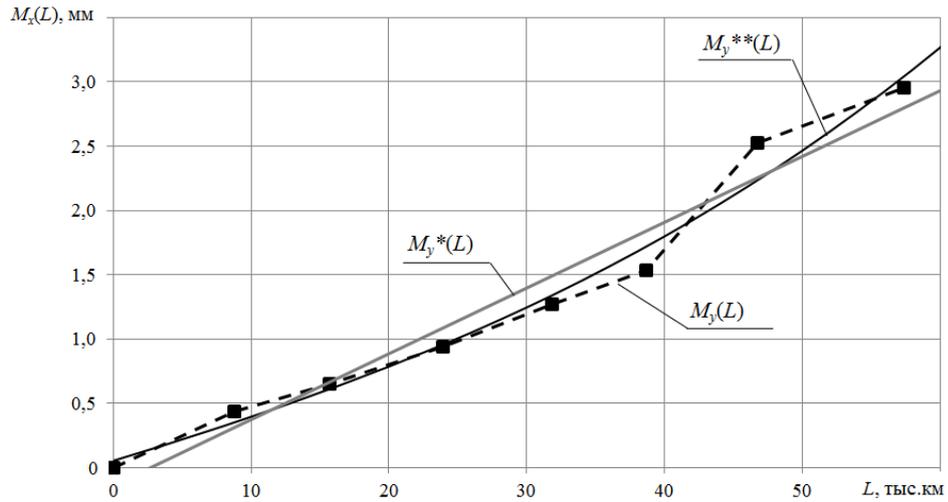


Рисунок Б.28 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 5

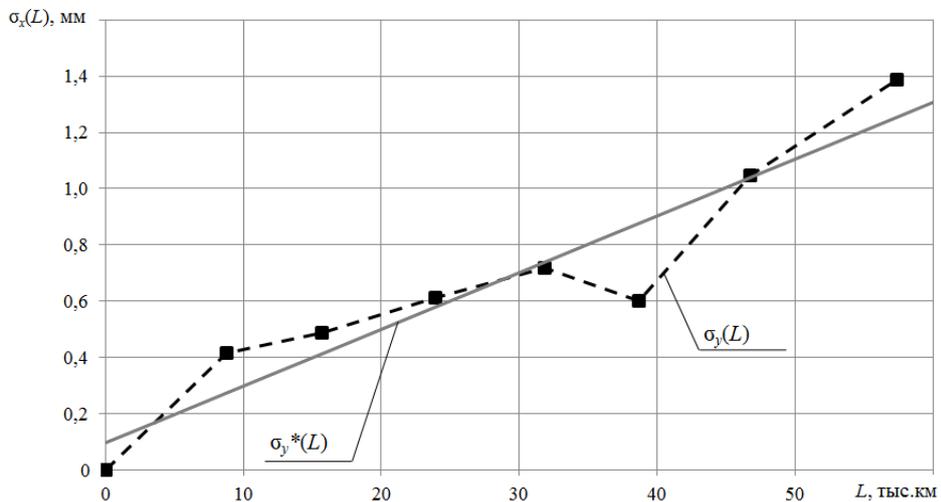


Рисунок Б.29 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 5

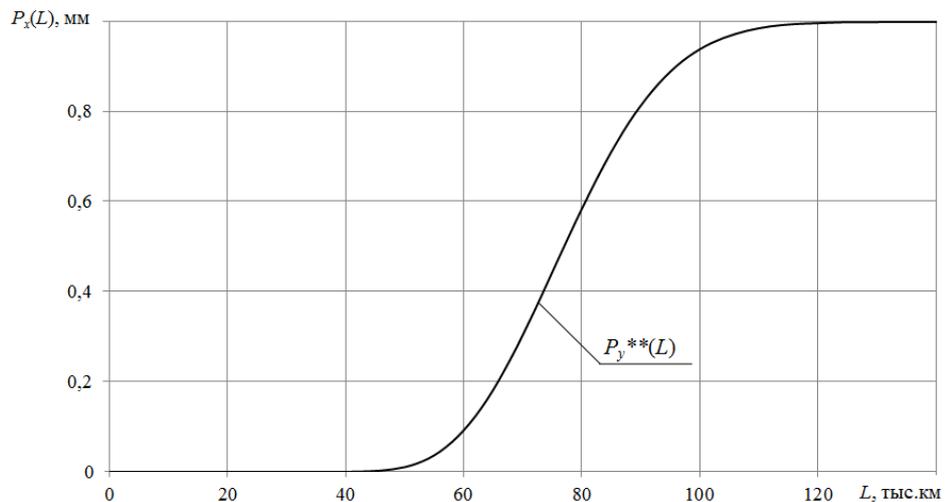


Рисунок Б.30 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 5 по минимальной толщине гребня

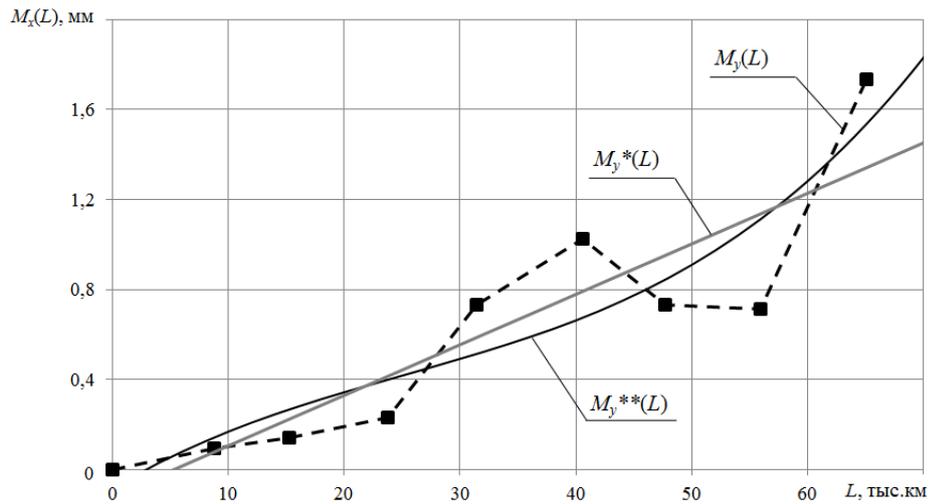


Рисунок Б.31 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы б

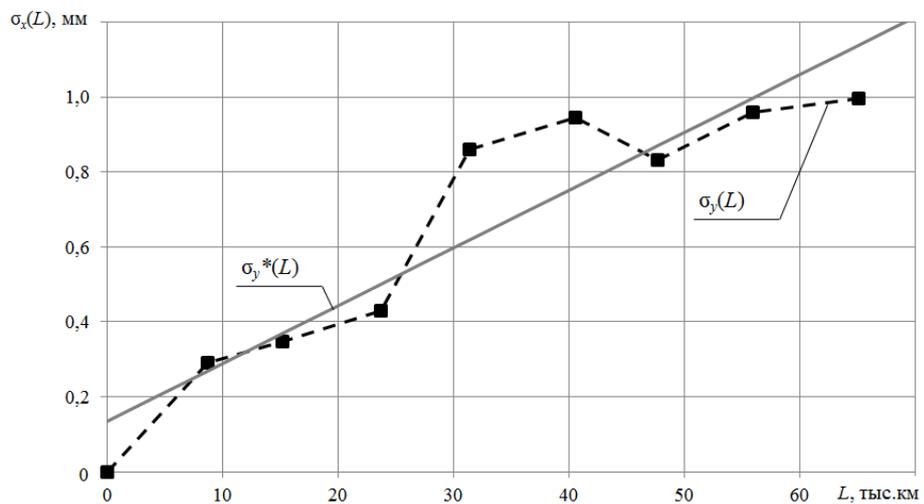


Рисунок Б.32 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы б

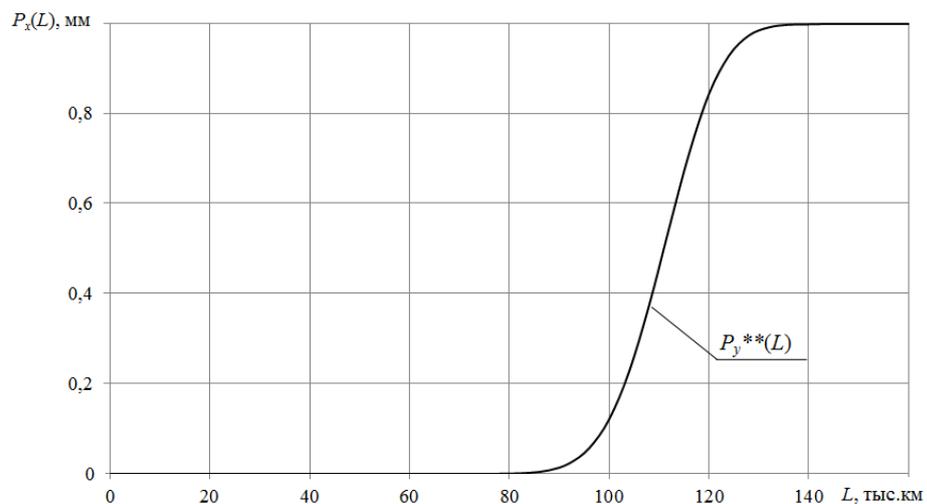


Рисунок Б.33 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы б по предельному прокату

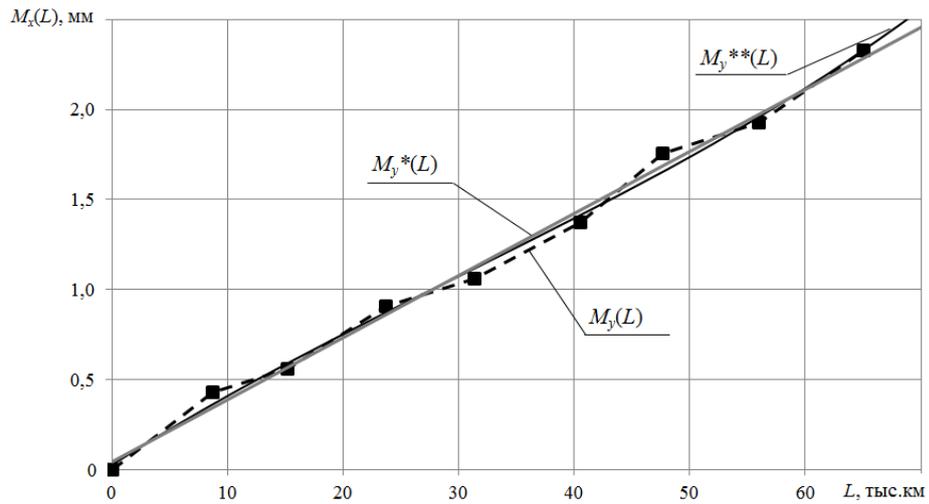


Рисунок Б.34 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы б

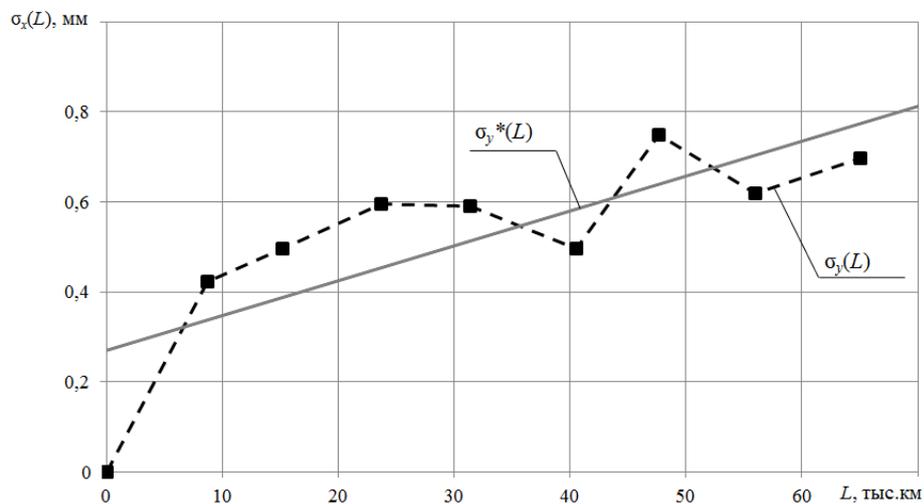


Рисунок Б.35 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы б

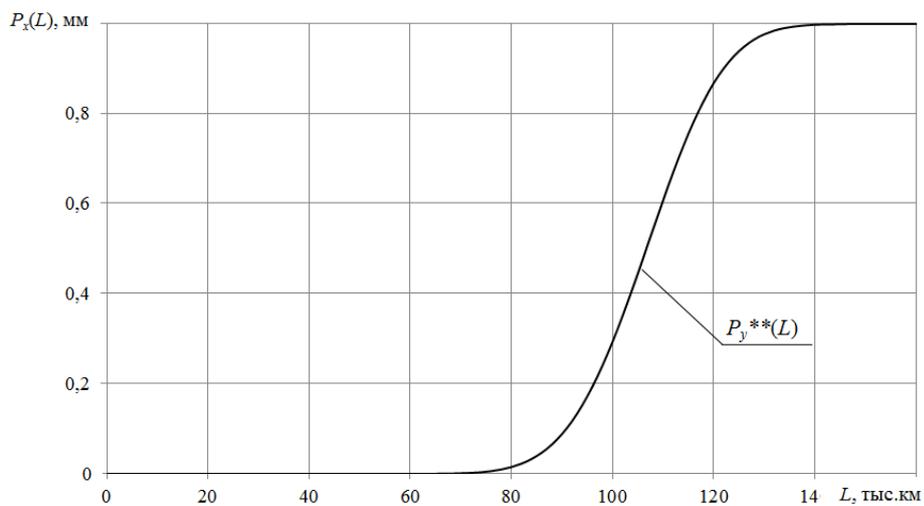


Рисунок Б.36 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы б по минимальной толщине гребня

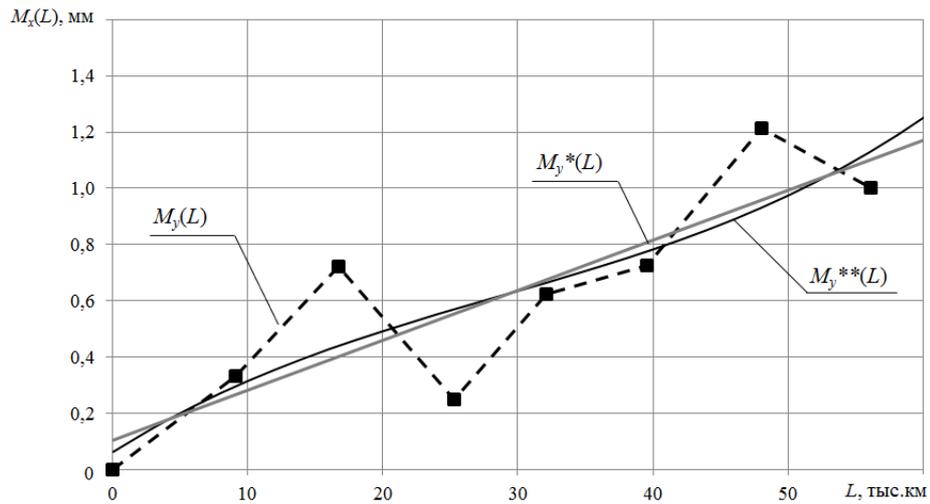


Рисунок Б.37 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 7

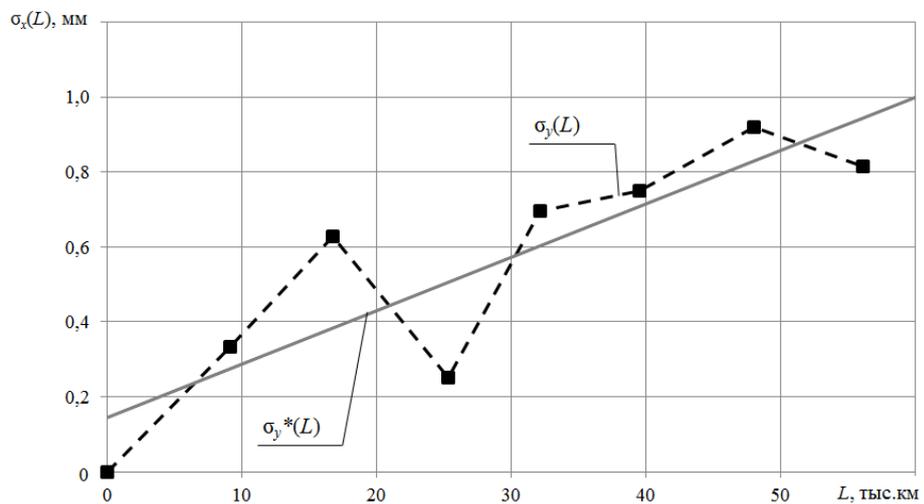


Рисунок Б.38 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 7

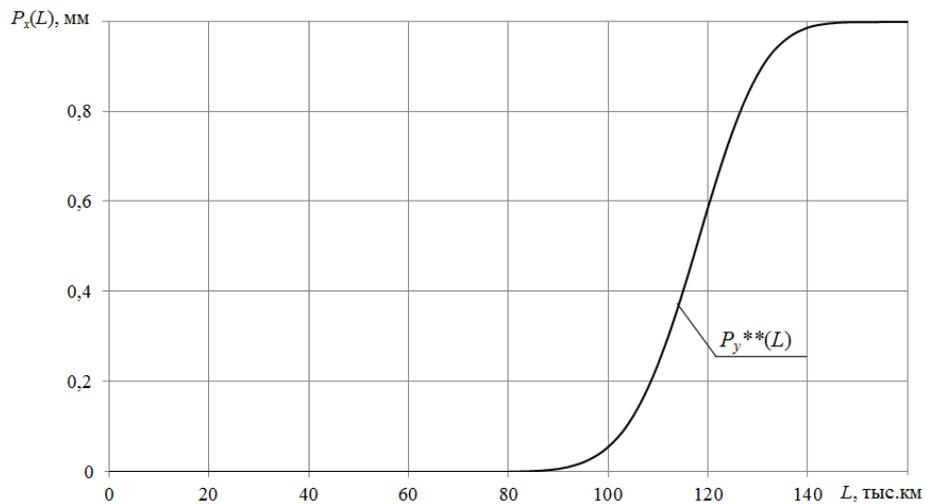


Рисунок Б.39 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 7 по предельному прокату

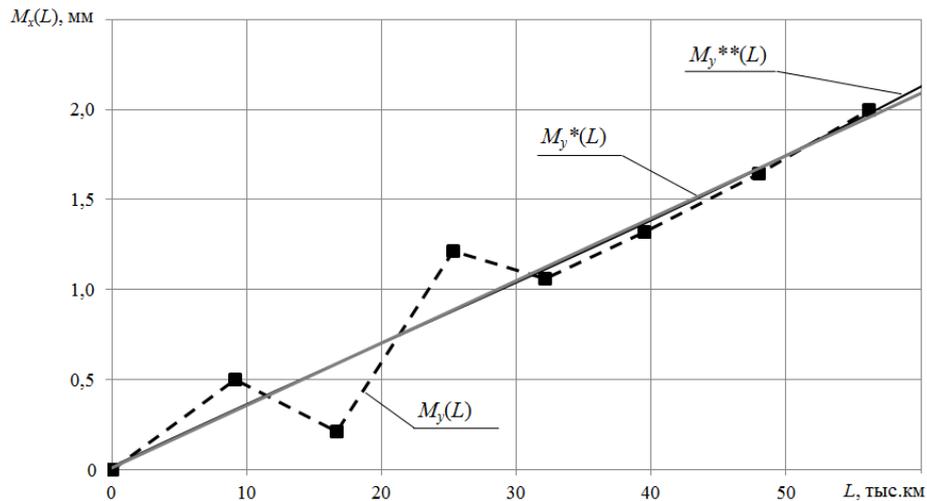


Рисунок Б.40 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 7

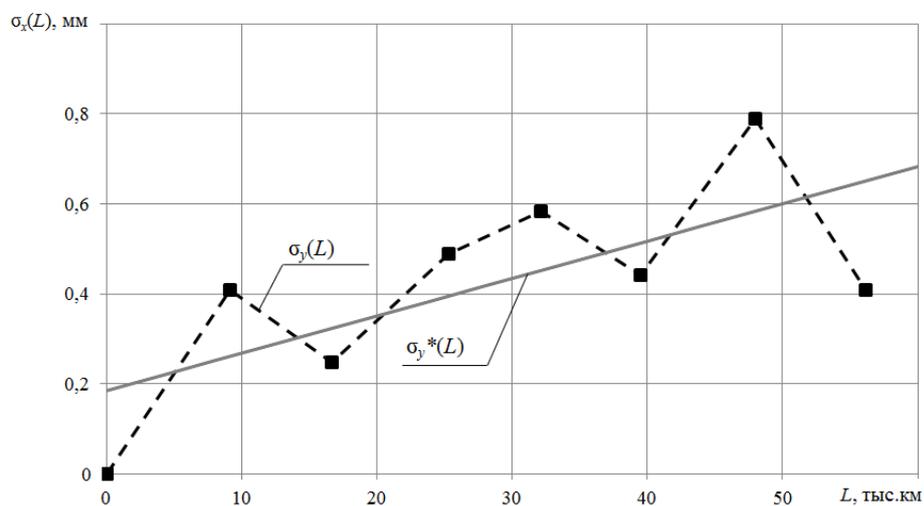


Рисунок Б.41 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 7

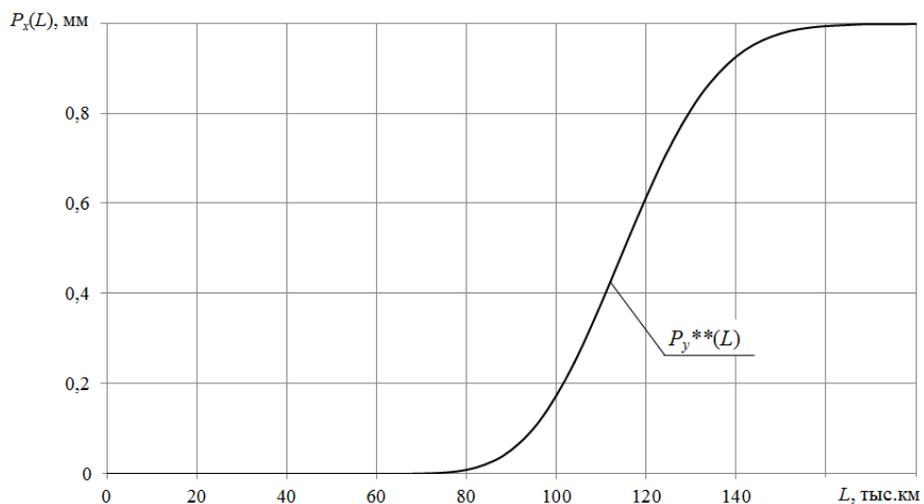


Рисунок Б.42 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 7 по минимальной толщине гребня

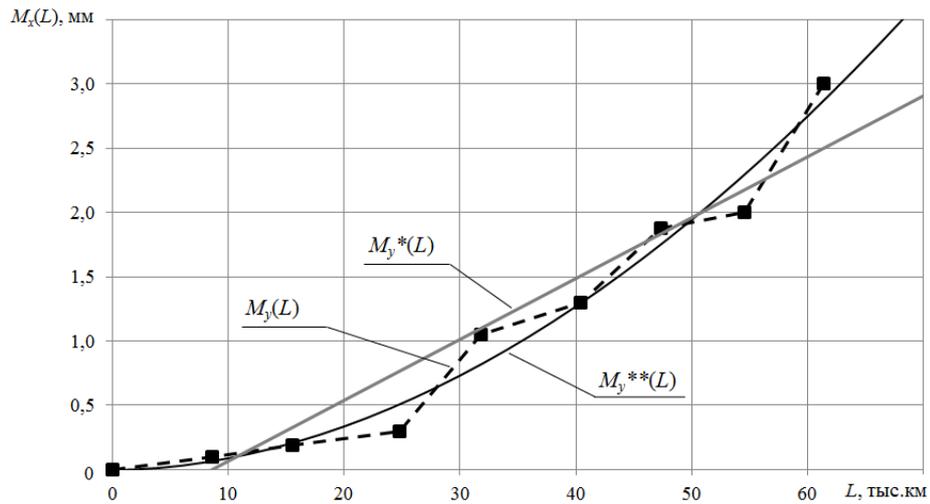


Рисунок Б.43 – Зависимость среднего значения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 8

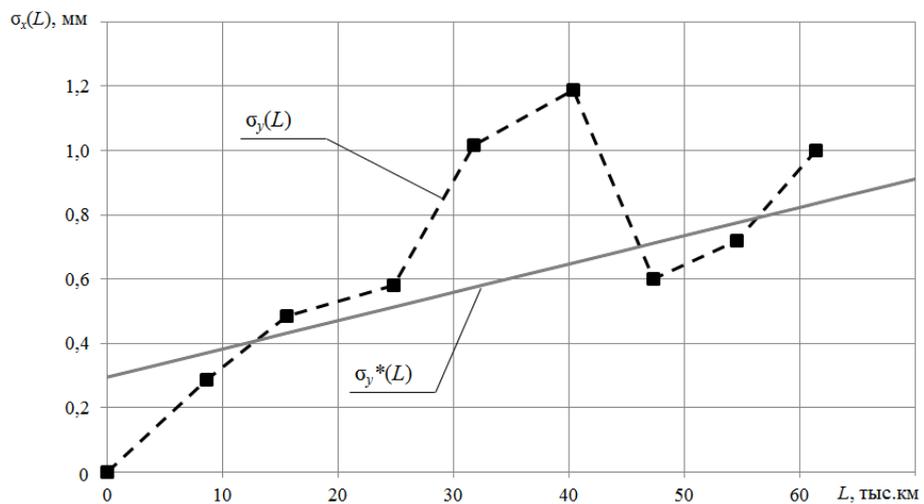


Рисунок Б.44 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра увеличения проката бандажей от пробега электровозов контрольной группы 8

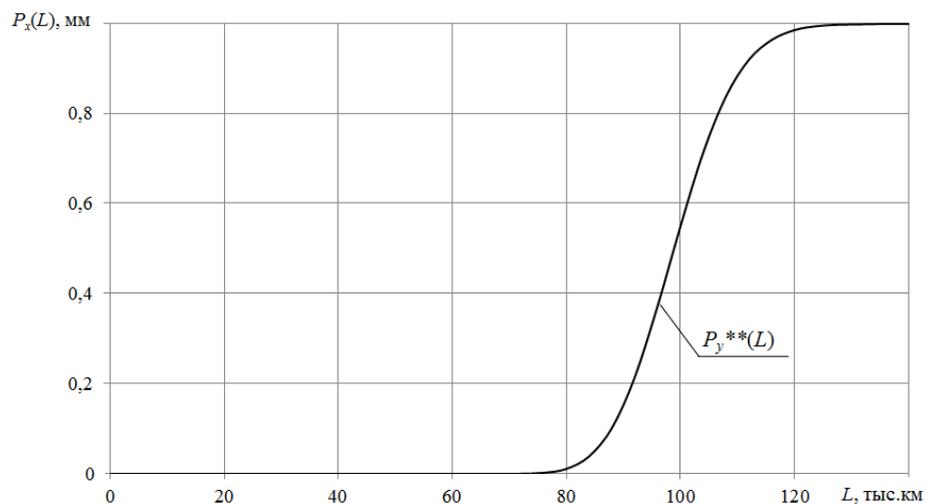


Рисунок Б.45 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 8 по предельному прокату

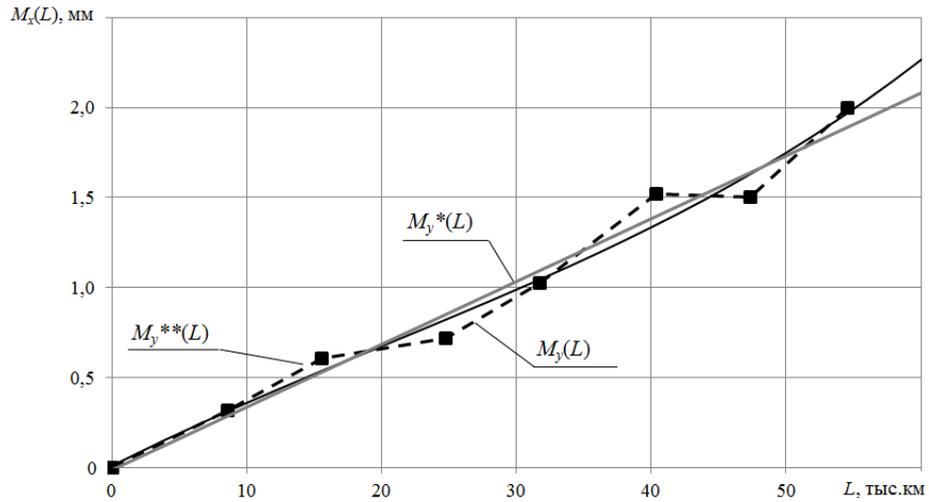


Рисунок Б.46 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 8

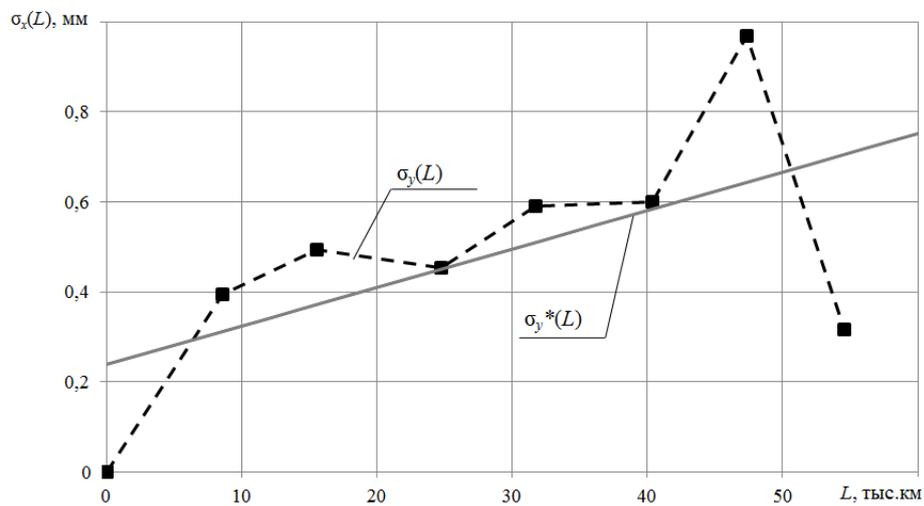


Рисунок Б.47 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 8

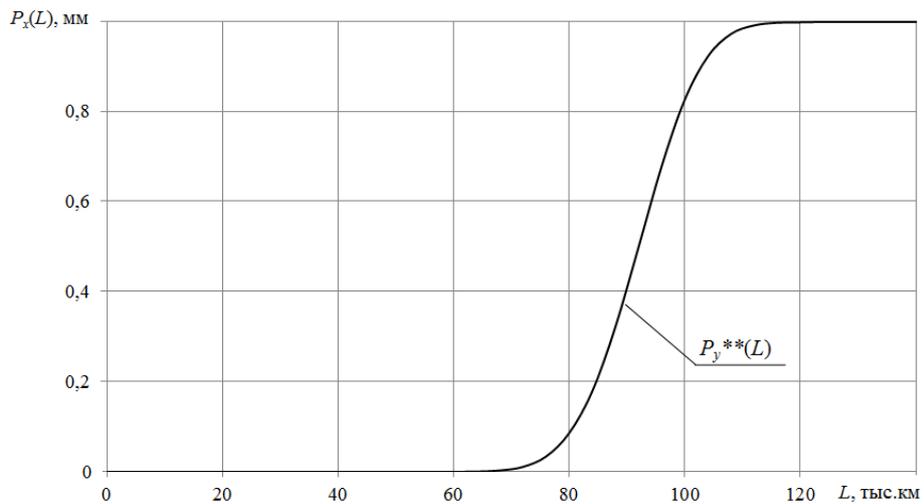


Рисунок Б.48 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 8 по минимальной толщине гребня

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(обязательное)

**РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ
ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ СОСТАВОВ**

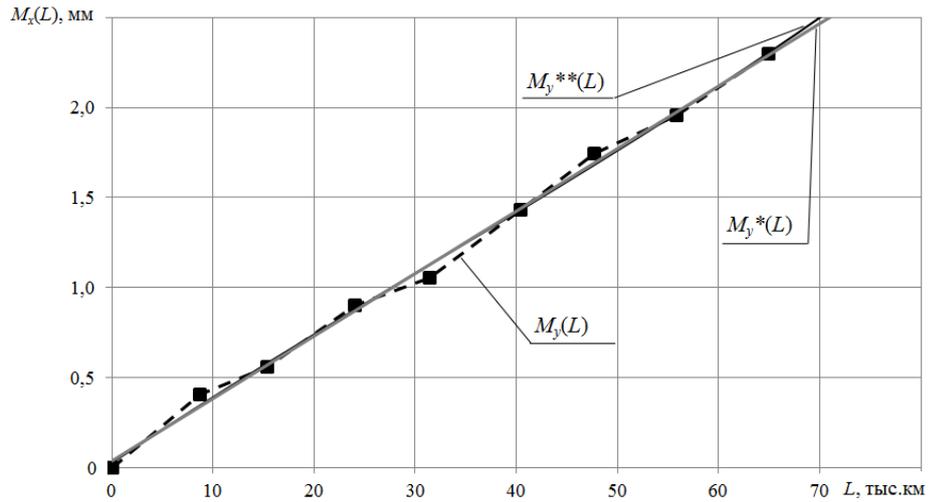


Рисунок В.1 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

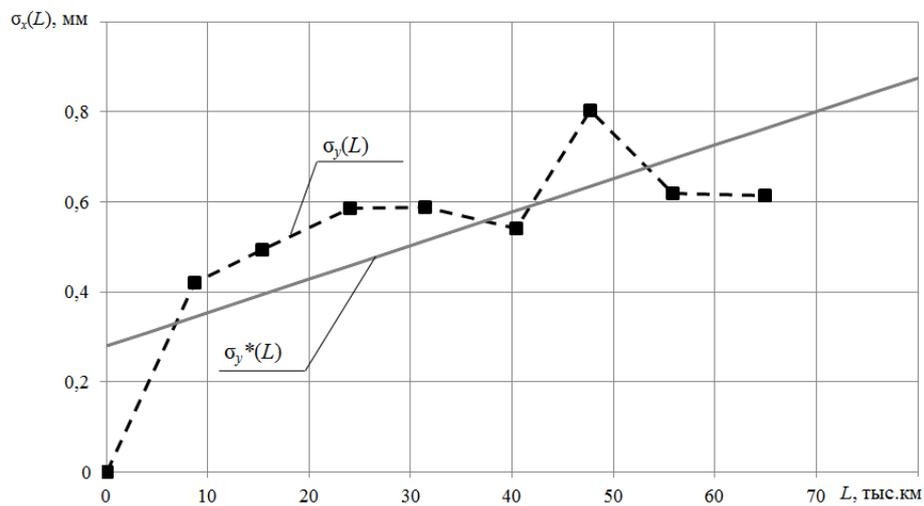


Рисунок В.2 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1

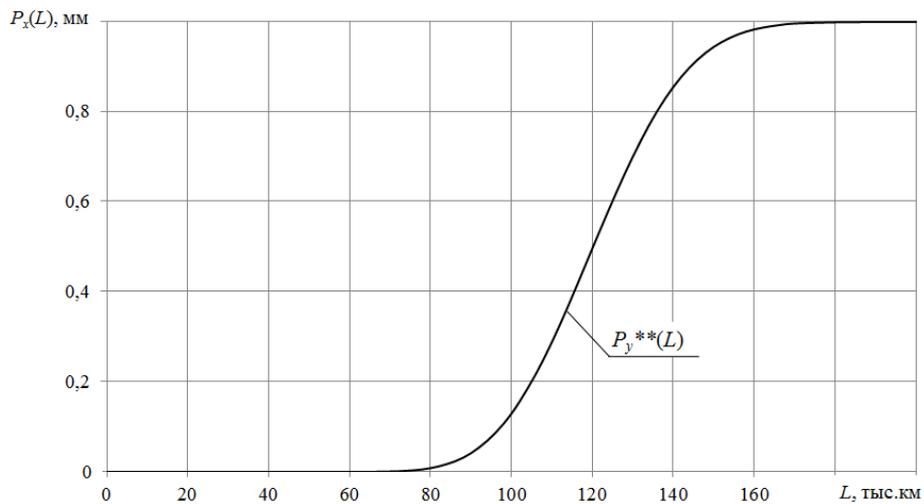


Рисунок В.3 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 1 по минимальной толщине гребня

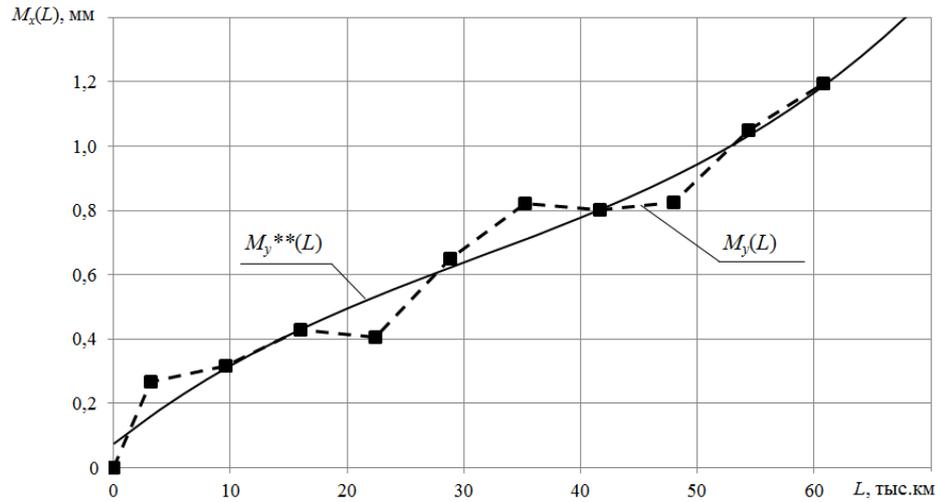


Рисунок В.4 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2

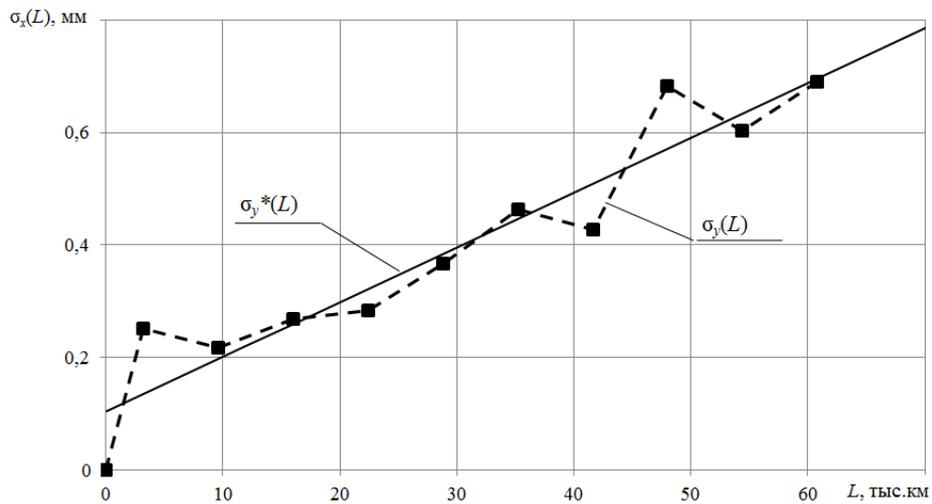


Рисунок В.5 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2

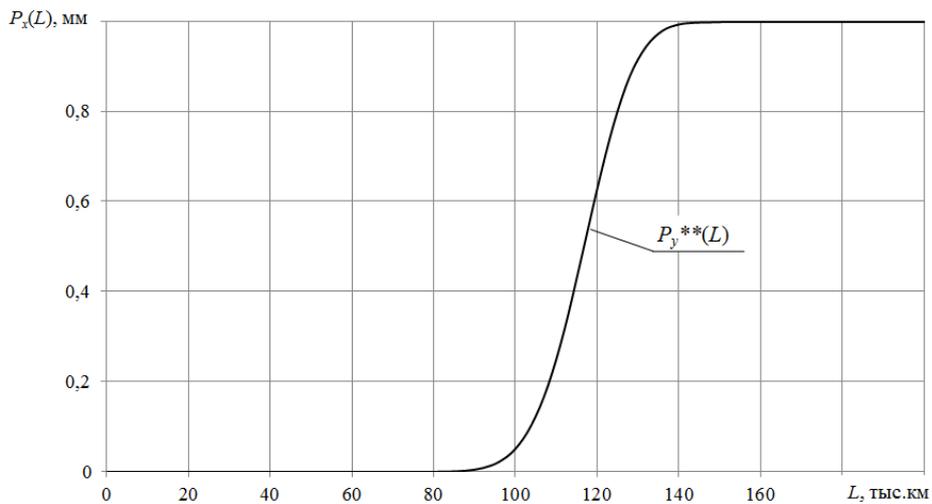


Рисунок В.6 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2 по минимальной толщине гребня

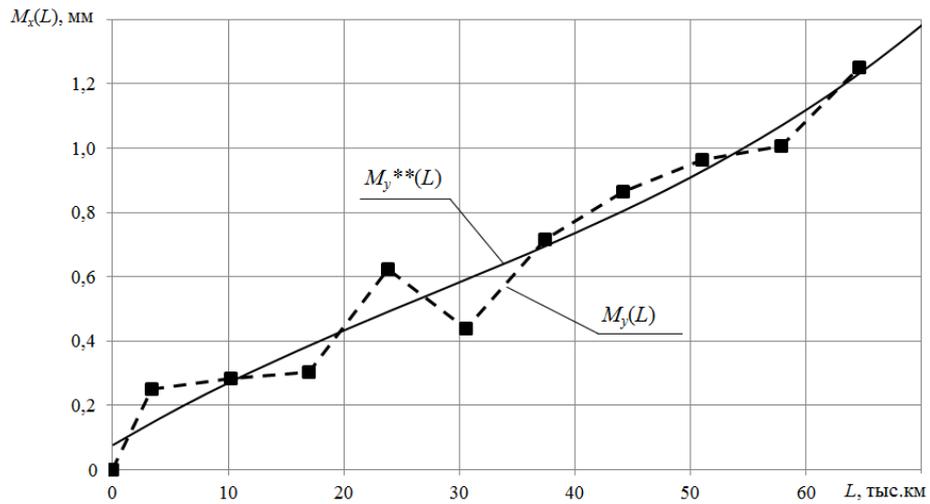


Рисунок В.7 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2а

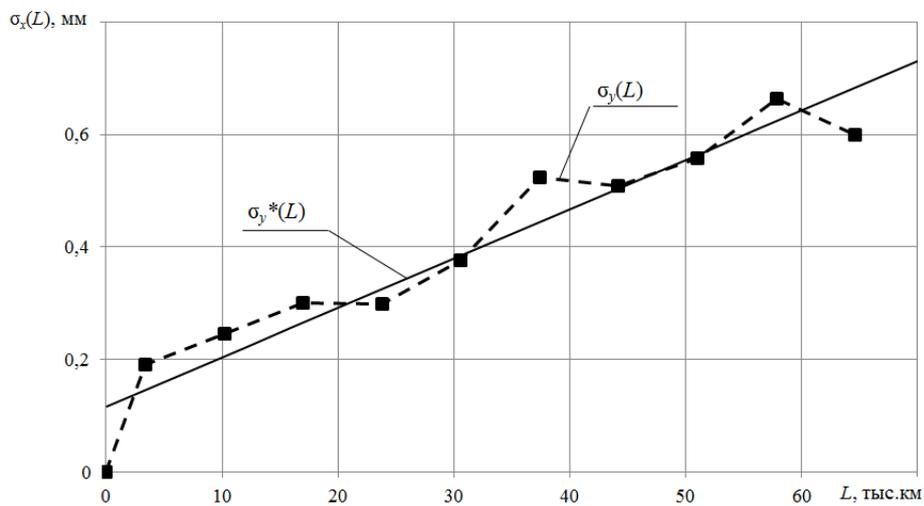


Рисунок В.8 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2а

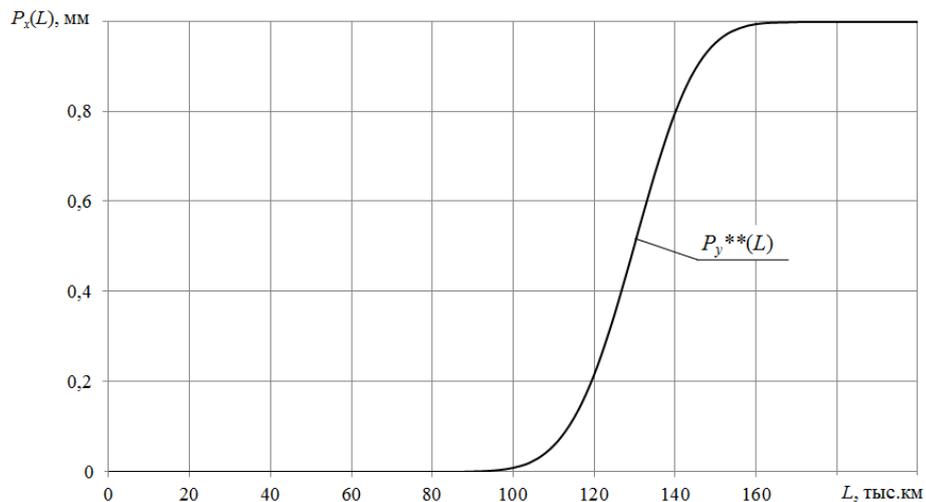


Рисунок В.9 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 2а по минимальной толщине гребня

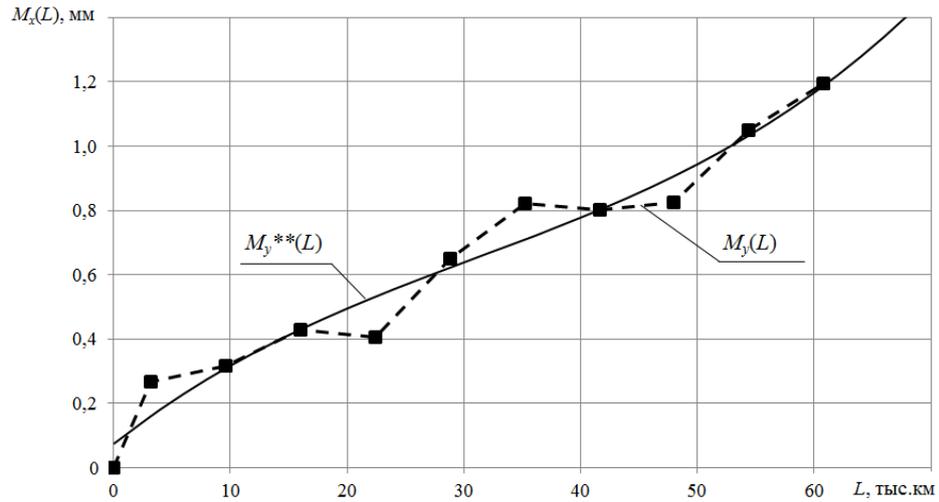


Рисунок В.10 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3

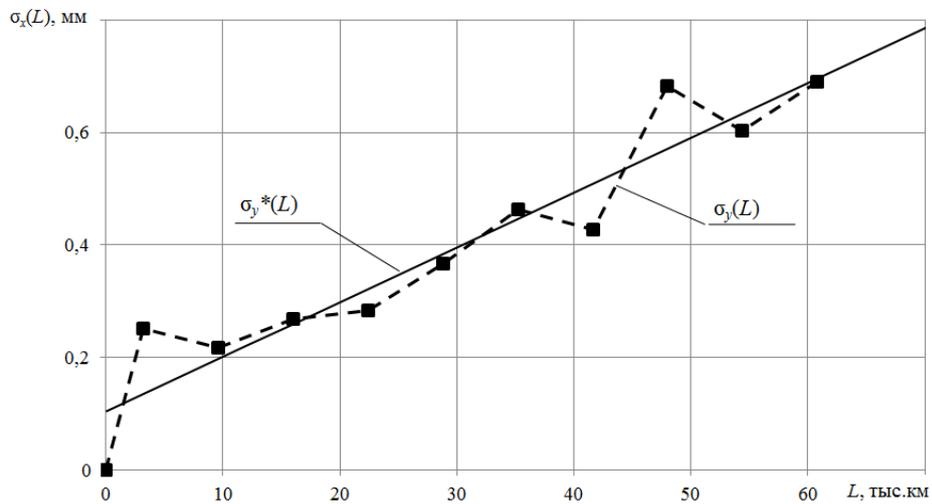


Рисунок В.11 – Зависимость среднеквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3

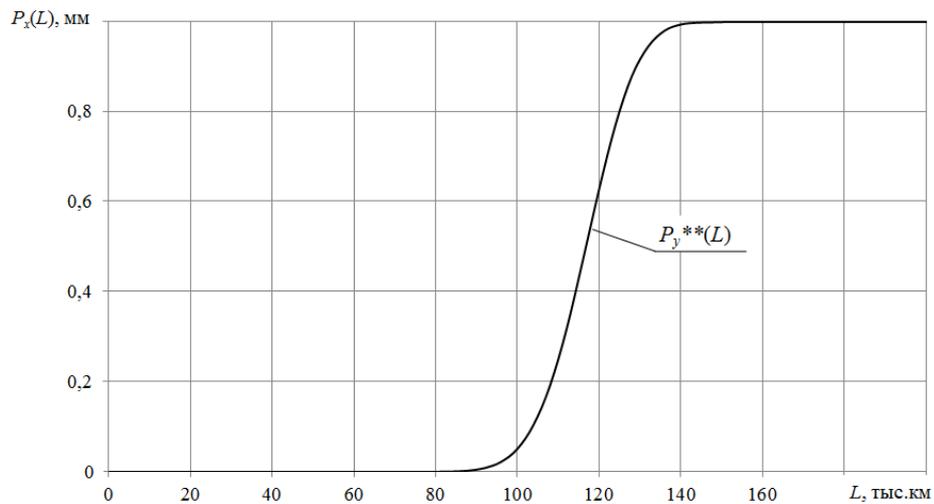


Рисунок В.12 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы 3 по минимальной толщине гребня

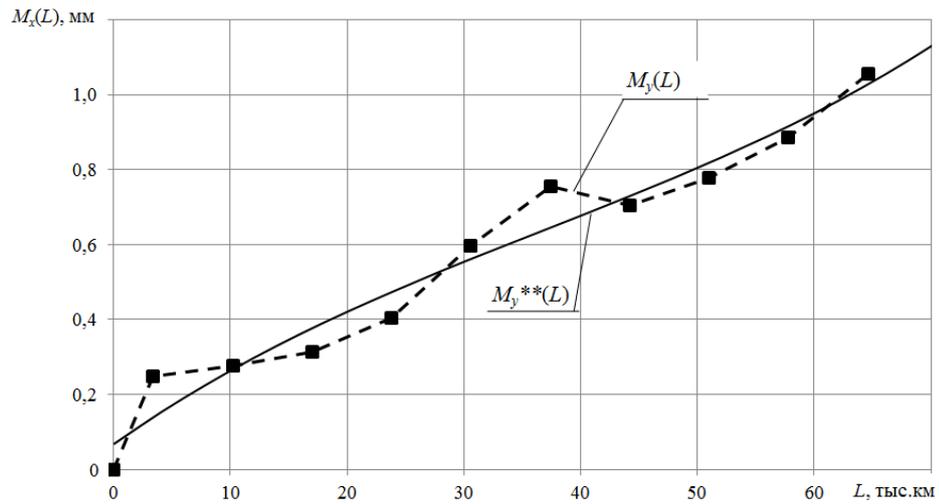


Рисунок В.13 – Зависимость среднего значения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы За

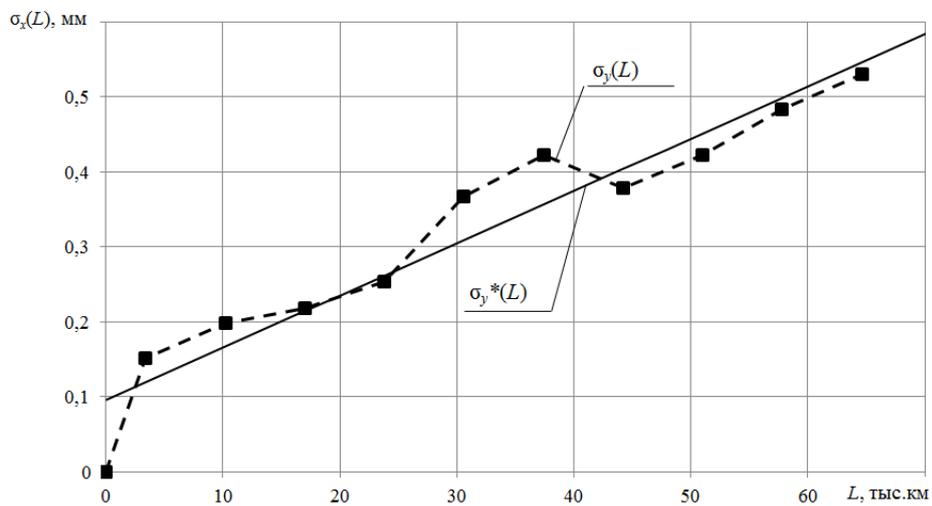


Рисунок В.14 – Зависимость средноквадратического отклонения параметра снижения толщины гребня бандажей от пробега электровозов контрольной группы За

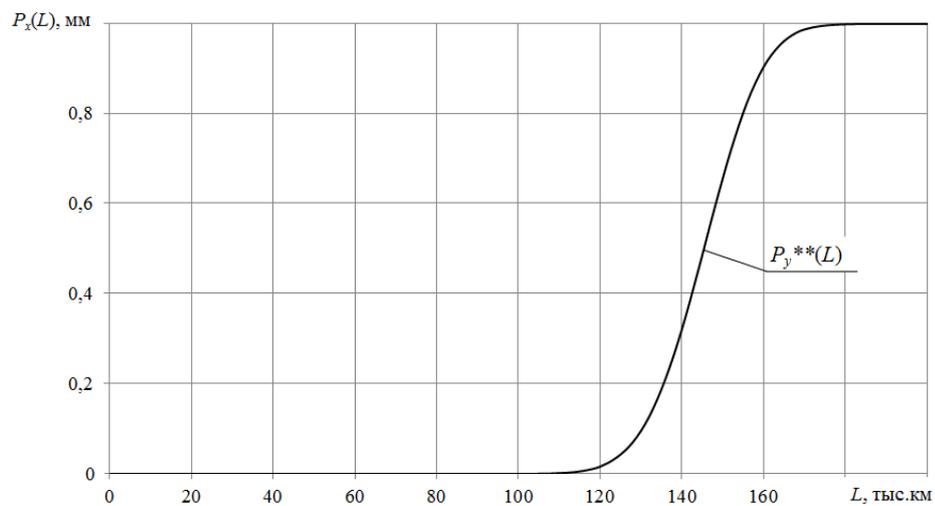


Рисунок В.15 – Зависимость вероятности отказа бандажей от пробега электровозов контрольной группы За по минимальной толщине гребня

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(обязательное)

ДОКУМЕНТЫ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ



ФИЛИАЛ ОАО «РЖД»
ДИРЕКЦИЯ ПО РЕМОНТУ
ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО
СОСТАВА
СВЕРДЛОВСКАЯ ДИРЕКЦИЯ ПО
РЕМОНТУ ТЯГОВОГО
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

В Диссертационный совет

Вокзальная ул. 6, Екатеринбург, 620107
Тел.: (343) 380-12-62, факс: (343) 372-61-12

«22» марта 2014 г. № 401/Свердл ПР

На № _____ от _____

А К Т

о внедрении результатов диссертационных исследований

Годовой экономический эффект в ремонтном локомотивном депо Пермь (ТЧР-32) Свердловской дирекции по ремонту тягового подвижного состава от внедрения методики увеличения ресурса бандажей колесных пар электровозов, разработанной в рамках диссертационного исследования аспирантом кафедры «Электрическая тяга» УрГУПС Тихоновым Виктором Артуровичем на тему «Повышение надежности работы бандажей колесных пар электровозов за счет применения триботехнических составов», при внедрении оптимального профиля поверхности катания бандажа составил в ценах на 1 января 2013 года 17,535 тысяч рублей на одну секцию при чистом доходе 10,988 тысяч рублей.

Чистый дисконтированный доход от внедрения методики увеличения ресурса бандажей составил 35,278 тысяч рублей на одну секцию при сроке окупаемости 0,08 года.

Заместитель Начальника Свердловской
дирекции по ремонту тягового подвижного
состава структурного подразделения
Дирекции по ремонту тягового подвижного
состава – филиала ОАО «РЖД», по экономике
и финансам



А.Н. Карташев

Проректору по научной работе
и международным связям УрГУПС
Бушуеву С.В.

А К Т

о внедрении результатов диссертационных исследований

В соответствии с методикой, разработанной в рамках диссертационного исследования аспирантом кафедры «Электрическая тяга» УрГУПС Тихоновым Виктором Артуровичем на тему «Повышение надежности работы бандажей колесных пар электровозов за счет применения триботехнических составов», произведен эксперимент для определения оптимального профиля поверхности катания бандажей (с позиции наименьшего износа) электровозов серии ВЛ11 в ремонтном локомотивном депо Пермь (ТЧР-32) Свердловской дирекции по ремонту тягового подвижного состава.

Наблюдения велись в течение шести месяцев за 540 секциями электровозов ВЛ11 различных серий, разделенных на группы в зависимости от профиля бандажей (ДМетИ ЛР или ГОСТ 11018–2011) и от средней толщины бандажа (90, 80, 70 и 60 мм). При прохождении электровозом плановых ремонтов и осмотров Тихоновым В.А. фиксировались следующие параметры: снижение толщины гребня бандажа, величина нарастания проката и уменьшение толщины бандажа.

Статистический анализ показал, что средние интенсивности параметров снижения толщины гребня и нарастания проката ниже в 1,67 и 1,66 раза соответственно для бандажей, обточенных по профилю ДМетИ ЛР в сравнении с профилем ГОСТ 11018–2011. Сравнительный анализ изнашивания по критерию максимального ресурса до обточки бандажей показал, что при средней толщине бандажа 90 мм применение профиля поверхности катания ДМетИ ЛР позволит увеличить ресурс бандажей до обточки в 1,2 раза, при этом технологический износ будет минимален. При средней толщине бандажа от 80 мм до минимально допустимой (45 мм) применение профиля бандажа по ГОСТ 11018-2011 более эффективно с точки зрения экономичности проведения обточки.

Разработанную Тихоновым В.А. методику рекомендуется использовать в ремонтных локомотивных депо Свердловской дирекции по ремонту тягового подвижного состава.

Главный инженер Свердловской дирекции по
ремонту тягового подвижного состава
структурного подразделения Дирекции
по ремонту тягового подвижного состава
филиала ОАО «РЖД»



И.В. Лебедев

ФИЛИАЛ – ОАО «РЖД»
ДИРЕКЦИЯ ТЯГИ
СВЕРДЛОВСКАЯ ДИРЕКЦИЯ ТЯГИ

Челюскинцев ул. 11, Екатеринбург, 620013
Тел.: (343) 358-45-00, факс: (343) 358-20-50

«27» августа 2014 г.

О внедрении результатов исследований

В Свердловскую дирекцию тяги представлена диссертация аспиранта Уральского государственного университета путей сообщения Тихонова Виктора Артуровича на тему «Повышение надежности работы бандажей колесных пар электровозов за счет применения триботехнических составов». Результаты представленной работы приняты к использованию в производственном процессе.

 Первый заместитель начальника
Свердловской Дирекции тяги



В.В.Быков



**ЖЕЛДОРКОМПЛЕКС
ПЛЮС**

ООО «ЖЕЛДОРКОМПЛЕКС ПЛЮС»
ИНН 6659168253 КПП 665901001 ОГРН 1086659003639
620050, г. Екатеринбург, ул. Монтажников, 2 «Б», оф. 235
Телефон / факс: +7 (343) 253-58-07
Электронная почта: mail@gdkplus.ru
Сайт: www.gdkplus.ru

Сертификат ИСО 9001-2008 РОСС.RU.ЦШОО.00436

В диссертационный
совет Д 218.013.01

А К Т

о внедрении диссертационных исследований
аспиранта УрГУПС Тихонова Виктора Артуровича

Результаты диссертационного исследования аспиранта кафедры «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения В. А. Тихонова на тему «Повышение надежности работы бандажей колесных пар электровозов за счет применения триботехнических составов» направлены на увеличение ресурса бандажей колесных пар электровозов.

Проведенные исследования позволили увеличить эффект от применения триботехнических составов для обработки гребней бандажей с целью увеличения межремонтных пробегов колесных пар локомотивов.

Использование тормозной колодки с измененным профилем позволило исключить фрикционное изнашивание образуемого на поверхности гребня покрытия в период формирования. Это позволило увеличить долю колесных пар, для которых зафиксировано повышение ресурса бандажей, с 44 до 96 % от общего числа колесных пар, обработанных триботехническими составами.

Разработанная технология обработки гребней бандажей колесных пар триботехническими составами позволила увеличить ресурс бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 в 1,38 раза.

Результаты исследования и практические предложения используются ООО «Желдоркомплекс плюс» при ремонте электровозов и тепловозов на предприятиях промышленного железнодорожного транспорта Уральского федерального округа Российской Федерации. Технология обработки гребней бандажей колесных пар триботехническими составами используется для восстановления работоспособности бандажей колесных пар в процессе эксплуатации локомотивов.

Генеральный директор
ООО «Желдоркомплекс плюс»



А.С. Тупицын

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
**«Уральский государственный
университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВПО УрГУПС)**

ул. Колмогорова, д. 66, г. Екатеринбург, 620034

Тел./факс: (343) 245-34-57, 221-24-44

E-mail: rector@usurt.ru

<http://www.usurt.ru>

ОКПО 01116035, ОГРН 1026602950065

ИНН/ КПП 6659014366/665901001

№ _____

на № _____ от _____

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационного исследования
ассистента кафедры «Электрическая тяга» Тихонова В.А. в учебном процессе

Выдана Тихонову Виктору Артуровичу для предоставления в диссертационный совет Д 218.013.01, подтверждающая, что результаты диссертационной работы «Повышение надежности работы бандажей колесных пар электровозов за счет применения триботехнических составов» используются на кафедре «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения в процессе обучения студентов 3 курса очной формы обучения по специальности 190303 «Электрический транспорт железных дорог» по дисциплинам «Теория тяги поездов», «Основы механики подвижного состава».

Проректор по научной работе
и международным связям УрГУПС



С.В. Бушуев

Согласовано:

Заведующий кафедрой «Электрическая тяга»
УрГУПС, к.т.н., доцент

Н.О. Фролов