

На правах рукописи

БУЙНОСОВ Александр Петрович

**МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ
РЕСУРСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР
ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Екатеринбург – 2011

Работа выполнена в Федеральном государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Уральский государственный университет путей сообщения» (УрГУПС) на кафедре «Электрическая тяга».

Научный консультант доктор технических наук
НАГОВИЦЫН Виктор Степанович

Официальные оппоненты доктор технических наук, профессор
ИВАНОВ Игорь Александрович

доктор технических наук, профессор
НИКИФОРОВ Борис Данилович

доктор технических наук, профессор
РАУБА Александр Александрович

Ведущее предприятие Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный университет путей сообщения»

Защита диссертации состоится «__» _____ 2011 г. в 14.00 на заседании Диссертационного совета Д 218.013.01 при Уральском государственном университете путей сообщения (УрГУПС) по адресу: 620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66, ауд. 283.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета и в сети Интернет на сайте www.usurt.ru.

Автореферат разослан «_____» _____ 2011 г.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный гербовой печатью организации, просим направлять в адрес Диссертационного совета университета и по факсу (343) 245-31-88.

Ученый секретарь

диссертационного совета,

доктор технических наук, профессор  В. Р. Асадченко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. По оценке экспертов, в России в начале 80-х гг. XX века срок службы бандажей колесных пар локомотивов составлял 6–7 лет, а в 90-е гг. он сократился уже до 2–3 лет; в 2010 г. ремонту с обточкой при восстановлении конфигурации их профиля подвергалось около 3 млн. колесных пар.

Увеличение срока службы бандажей – один из крупных источников экономии проката черного металла – позволит существенно увеличить пробеги до ремонта тягового подвижного состава (ТПС), снизить трудозатраты на замену бандажей и обточку колесных пар, увеличить скорость доставки грузов, повысить безопасность движения и снизить расходы на техническое обслуживание и ремонт ТПС и связанной с ним инфраструктурой. Для решения задачи снижения интенсивности износа гребней бандажей колесных пар ТПС необходимы новые научные исследования. Одним из таких направлений должна стать разработка методов позволяющих, исходя из конкретных условий эксплуатации, определить и устранить причины износа колеса и рельса.

Совершенствование методов контроля и предупреждение параметрических и непараметрических отказов колесных пар в пути следования являются одним из самых важных факторов обеспечения безопасности движения поездов. Для снижения интенсивности износа гребней колесных пар ТПС и рельсов необходимо разработать комплекс мероприятий, которые, исходя из конкретных условий эксплуатации, позволят найти и устранить причины износа колеса, повысить надежность работы бандажей, снизить эксплуатационные расходы.

Работа, направленная на решение проблемы повышения ресурса бандажей колесных пар ТПС за счет разработки, теоретического обоснования и реализации методов на основе совершенствования контроля геометрических параметров и прогнозирования технического состояния бандажей колесных пар ТПС является актуальной.

Объект исследования: тяговый подвижной состав железных дорог.

Предмет исследования: износ бандажей колесных пар ТПС с учетом серии, типа и условий эксплуатации.

Цель работы: повышение ресурса бандажей колесных пар ТПС за счет разработки, теоретического обоснования и реализации методов на основе совершенствования контроля геометрических параметров и прогнозирования их технического состояния.

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

- разработать математическую модель, описывающую комплексное влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на интенсивность изнашивания гребней бандажей колесных пар для решения задач прогнозирования применительно к конкретным условиям работы ТПС;

- разработать методику сравнительного анализа процессов изнашивания бандажей для оценки причин их износа, которая позволяет обосновать выбор наилучших профилей и значения остаточного проката, способа лубрикации для разных серий ТПС и участков их эксплуатации исходя из критерия реализации максимального ресурса колесных пар до обточки и смены;
- предложить методику измерения значения максимального износа бандажей для получения более достоверных результатов;
- обосновать допустимые значения разности диаметров бандажей одной колесной пары и значения перекаса колесных пар в тележке с учетом конструктивных особенностей различных ТПС и условий их эксплуатации;
- исследовать влияние лубрикации на тяговые свойства электровоза с использованием динамометрического вагона;
- провести стендовые и экспериментальные исследования для определения наиболее эффективных конструктивно-технологических решений нанесения триботехнического состава (ТС) «НИОД» на гребни колесных пар ТПС;
- разработать способ измерения геометрических параметров колесных пар и программное обеспечение, позволяющих контролировать и прогнозировать сроки обточки и смены бандажей, осуществлять паспортизацию технических параметров ТПС, оценивать эффективность принятых технических решений;
- повысить эксплуатационную надежность посадки бандажа на обод колесного центра.

Методы исследования. Базовые положения теории надежности технических систем, технического контроля, вероятностно-статистических методов исследования: теории вероятностей, проверки статистических гипотез, регрессионного и дисперсионного анализов, элементы теорий моделирования, ситуационного планирования и прогнозирования, а также исследование физических явлений, лежащих на стыке ряда областей прикладных наук.

Достоверность полученных результатов работы подтверждается многократными стендовыми и экспериментальными исследованиями, верификацией полученных результатов, положительным опытом эксплуатации предложенных приборов и технических устройств на сети железных дорог Российской Федерации.

Обоснованность полученных результатов исследований подтверждается использованием апробированных методов математической статистики и теории вероятности, а также сходимостью результатов полученных на основании проведенных расчетов с использованием различных моделей и методов.

Основные результаты и положения, выносимые на защиту:

- математическая модель на основе методов теории вероятностей и математической статистики, использование которой определяет комплексный подход к решению задач прогнозирования влияния различных факторов на интен-

сивность износа гребней бандажей колесных пар применительно к конкретным условиям эксплуатации ТПС;

- методика сравнительного анализа процессов изнашивания бандажей для оценки причин износа, выбора наилучших профилей и значения остаточного проката, способа лубрикации для различных серий ТПС и участков их эксплуатации исходя из критерия реализации максимального ресурса колесных пар до обточки и смены;

- методика измерения значения максимального износа бандажей для получения более достоверных результатов;

- результаты оценки влияния лубрикации на тяговые свойства ТПС на основе проведенных испытаний с использованием динамометрического вагона, результаты стендовых и экспериментальных исследований для определения наиболее эффективных конструктивно-технологических решений нанесения триботехнического состава (ТС) «НИОД» на гребни колесных пар ТПС;

- программное обеспечение и способ измерения геометрических параметров колесных пар, реализованных в виде электронного прибора, позволяющего контролировать и прогнозировать сроки обточки и смены бандажей, осуществлять паспортизацию технических параметров ТПС, оценивать эффективность отдельно принятых и (или) общих технических решений;

- методика контроля шероховатости посадочных поверхностей обеспечивающая надежность соединения «бандаж–обод», позволяющая увеличить наработку до смены бандажей ТПС.

Научная новизна полученных результатов:

- предложена математическая модель, описывающая комплексное влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на интенсивность изнашивания гребней бандажей колесных пар для решения задач прогнозирования применительно к конкретным условиям работы ТПС;

- разработана методика анализа процессов изнашивания бандажей для оценки причин их износа, которая позволяет обосновать выбор наилучших профилей и значения остаточного проката, способа лубрикации для разных серий ТПС и участков их эксплуатации исходя из критерия реализации максимального ресурса колесных пар до обточки и смены;

- предложены методики определения допустимой разности диаметров бандажей одной колесной пары и значения перекоса колесных пар в тележке для различных серий ТПС и условий их эксплуатации;

- обоснована необходимость смещения по ширине бандажа места измерения значения износа для получения более достоверных результатов;

- разработана методика оценки влияния шероховатости посадочных поверхностей на надежность сочленения «бандаж–обод» и наработку до смены бандажей.

Практическая ценность исследования состоит в том, что:

- предложены наилучшие профили бандажей колесных пар ТПС в зависимости от типа, серии и условий эксплуатации локомотивов и применения различных способов лубрикации гребней колесных пар ТПС и рельсов;
- установлено влияние разности диаметров и степени перекоса колесных пар в тележках на ресурс бандажей колесных пар ТПС;
- разработаны и конструктивно проработаны электронные приборы и устройства для определения геометрических параметров бандажей колесных пар ТПС;
- определены наиболее эффективные конструктивно-технологические решения нанесения ТС НИОД на гребни колесных пар ТПС;
- предложен способ измерения геометрических параметров колесных пар, реализованный в виде электронных приборов и программного обеспечения, позволяющего контролировать и прогнозировать сроки обточки и смены бандажей, осуществлять паспортизацию технических параметров ТПС, производить оценку эффективности отдельно принятых и (или) общих технических решений;
- предложен способ контроля шероховатости посадочных поверхностей, реализованный в виде прибора, обеспечивающего существенное повышение эксплуатационной надежности сочленения «бандаж–обод» и позволяющего реализовать наработку до смены бандажей, практически равную величине ресурса по предельному износу;
- сформулированные в диссертации теоретические положения, методологический подход и методический инструментарий позволяют при комплексном применении приведенных автором методов увеличить ресурс бандажа до смены до 1 млн. км.

Реализация результатов работы. Результаты исследования и практические предложения внедрены в локомотивных депо Свердловской, Московской, Южно-Уральской, Куйбышевской, Горьковской, Дальневосточной, Октябрьской, Забайкальской, Северной и Приволжской железных дорог РФ.

Устройство для контроля диаметров бандажей и их разности внедрено в 21 локомотивном депо, прибор для оценки шероховатости посадочных поверхностей «бандаж–обод» успешно используется в трех колесных цехах, приборы КИП и ИД с программным продуктом АРМ «Депо» проходят опытную эксплуатацию, приборы К-61 и Т-71 внедряются на заводах и депо российских железных дорог.

Результаты работы используются в учебном процессе по дисциплинам «Основы теории надежности и диагностики», «Эксплуатация и ремонт ЭПС», «Механическая часть ЭПС» и «Надежность ЭПС».

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и были одобрены на: сетевых школах обмена опытом по износу колесных пар и рельсов (с 1992-го по 2000-й гг.), Межд. науч.-техн. конф. «Повышение автоматизации и механизации ремонта подвижного состава на железнодорожном транспорте» (Москва, 2009 г.), II Межд. науч.-техн. конф. по проблемам управления транспортными потоками (Екатеринбург, 2007 г.), Всерос. науч.-техн. конф. с межд. участием «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте» (Красноярск, 2005 г.), XXXI Межд. конф. «Информационные технологии в науке, образовании, телекоммуникации и в бизнесе (IT+SE-2004)» (Украина, 2004 г.), IV Межд. науч.-техн. конф. «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава» (Новочеркасск, 2003 г.), IV Межд. науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов» (Москва, 2003 г.), Межд. науч.-техн. конф. «Надежность машин, механизмов, оборудования» (Украина, 2000 г.), Межд. конф. «Состояние и перспективы развития электровозостроения» (Новочеркасск, 1995 г.), II Межд. науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта» (Москва, 1996 г.), II Межд. науч.-техн. конф. «Износостойкость машин» (Брянск, 1996 г.), II Межд. науч.-техн. конф. «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава» (Новочеркасск, 1997 г.), Межд. науч.-техн. конф. «Проблемы железнодорожного транспорта и транспортного строительства Сибири» (Новосибирск, 1997 г.), Всерос. науч.-техн. конф., посв. 130-летию Свердловской ж.д. «Транспорт, наука, бизнес: проблемы и стратегия развития»: (Екатеринбург, 2008 г.), науч.-техн. совещаниях МПС России и ОАО «РЖД», других науч.-техн и науч.-практ. конференциях и отраслевых технических совещаниях.

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 104 печатных работах, в том числе 21 в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России, кроме того 2 – в монографии и 65 – в материалах Международных и Всероссийских конференций, получено авторское свидетельство на изобретение. В опубликованных работах автору принадлежат основные идеи, теоретический и экспериментальный материал, выводы. Материалы диссертации приведены также в отчетах по Грантам и Программам, выполненным при участии и под руководством автора.

Структура работы. Диссертация включает в себя введение, восемь глав, заключение, библиографический список из 492 наименований и четырех приложений с описанием технических и технологических аспектов исследования. Основное содержание изложено на 346 страницах машинописного текста, в том числе 44 таблицы и 91 рисунок.

Автор выражает признательность д.т.н., профессору А. С. Лисовскому за конструктивные замечания и ценные советы, а также ректору УрГУПС А. Г. Галкину за поддержку и создание условий при выполнении работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, представлены методы исследования, алгоритмы, определена научная новизна, представлены основные результаты и практическое значение работы.

В первой главе дан анализ современного состояния проблемы эксплуатации и ремонта колесных пар ТПС, рассмотрены методы, алгоритмы и тенденции развития технических решений по снижению интенсивности износа гребней колесных пар.

Интенсивность изнашивания колес и рельсов зависит от более чем 60 факторов, которые можно объединить в три основные группы (по областям исследований и разработок): технологические, конструктивные особенности ТПС и эксплуатационные условия. В результате их воздействия нарушается необходимое условие качения бандажей колесной пары: без скольжения по рельсам и набегания гребнем внешнего колеса колесной пары на наружный рельс в кривых участках пути.

Большой вклад в решение теоретических задач и получение практических результатов по повышению ресурса бандажей колесных пар ТПС внесли отечественные и зарубежные ученые: С. В. Алехин, С. М. Андриевский, Ю. А. Бабич, В. М. Богданов, М. Ф. Вериге, А. А. Воробьев, А. Л. Голубенко, Т. К. Голутвина, А. В. Горский, К. И. Домбровский, Ю. А. Евдокимов, С. М. Захаров, И. А. Иванов, В. Н. Кашников, В. С. Коссов, Д. А. Курасов, В. А. Лазарян, В. С. Лысюк, И. А. Майба, М. М. Машнев, В. Б. Медель, Н. Н. Меншутин, Г. С. Михальченко, Б. Д. Никифоров, Н. А. Радченко, А. А. Рауба, Ю. С. Ромен, А. Н. Савоськин, В. В. Савченко, Г. В. Самме, В. П. Ткаченко, С. В. Урушев, А. А. Хохлов, В. Н. Цюренко, В. В. Шаповалов, Н. П. Щапов, В. Я. Шульга, В. Гарг, И. Калкер, О. Креттек, Г. Марье, Т. Мюллер и другие.

Существенный вклад в решение проблемы износа пары «колесо–рельс» внесли ученые и специалисты Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ОАО ВНИИЖТ), Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (ОАО ВНИКТИ), Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института электровозостроения (ОАО ВЭЛНИИ), Дальневосточного (ДВГУПС), Московского (МГУПС), Омского (ОмГУПС), Петербургского (ПГУПС), Самарского (СамГУПС), Сибирского (СГУПС), Уральского (УрГУПС) государственных университетов путей сообщения, Брянского государственного технического университета, Института проблем механики РАН и ряда других организаций.

При зарождении теории и практики тяги поездов детально рассматривали вопросы снижения износа колеса и рельса. Формировалась экспериментальная база по определению коэффициента сцепления, создавались математические модели взаимодействия колеса и рельса, но они давали прямо противоположные результаты. Модели, описывающие движение системы «вагон–тележка–

колесные пары–рельсы», описанные в трудах отечественных и зарубежных ученых, не учитывают сложный комплекс взаимосвязанных физико-химических явлений, происходящих на поверхностях колесных пар и рельсов (в микро- и макромасштабах). Такие явления изменяют физико-механические свойства материалов в пятне фактического контакта, действие температурных градиентов, стохастический характер разрушения микрообъемов, основные процессы, влияющие на формирование силы трения в реальных условиях, ответственные за механизм и интенсивность процесса изнашивания пары «колесо–рельс». Таким образом, решение поставленных задач необходимо решать единым методологическим комплексом на основе численных и вероятностно-статистических методов.

Выполненный анализ исследований позволил сформулировать цель и задачи исследований настоящей работы. Обобщенная структура исследования и решения задачи по повышению ресурса бандажей колесных пар ТПС на основе системного анализа и совершенствования методов контроля и прогнозирования их технического состояния приведена на рисунке 1.

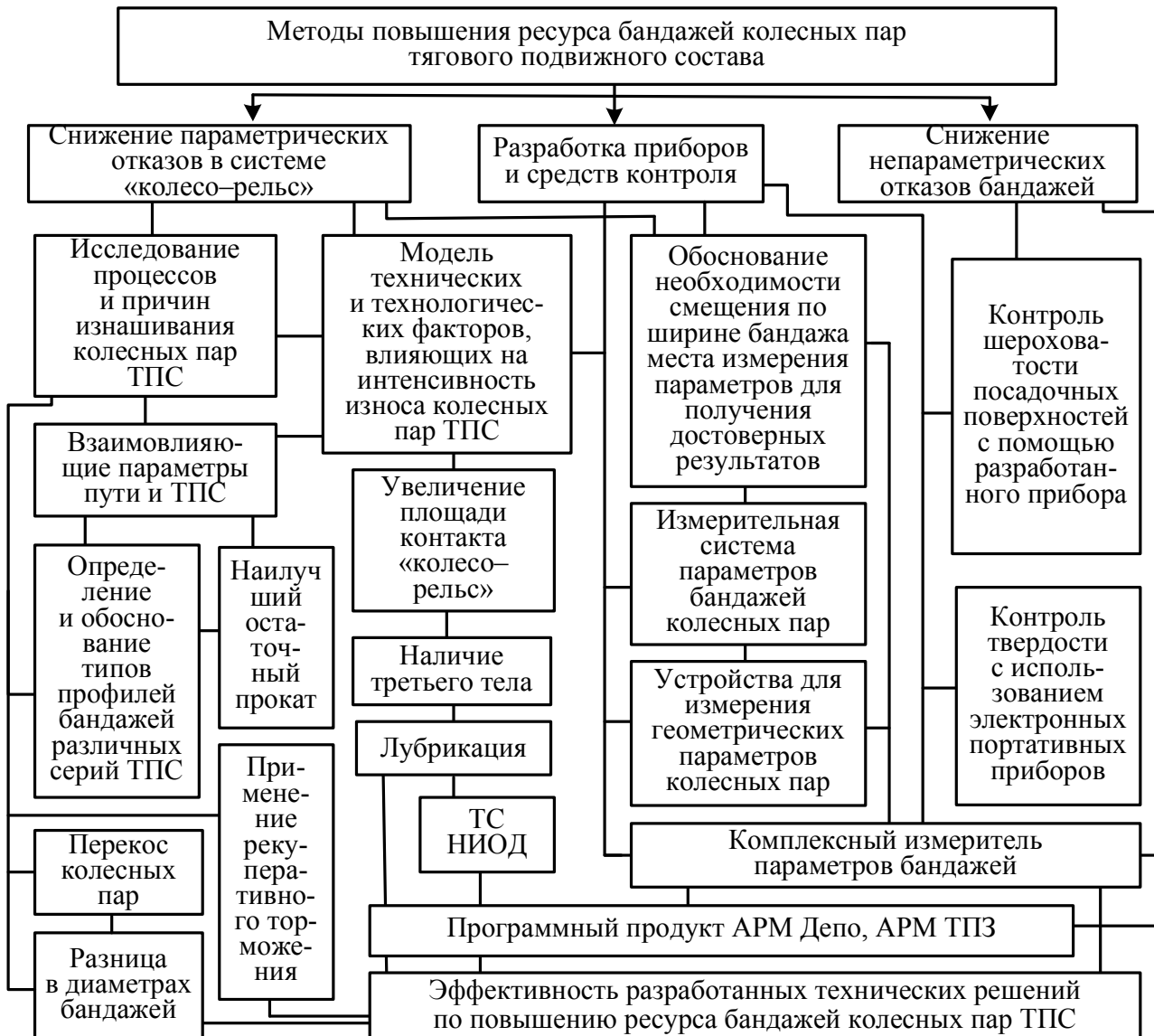


Рисунок 1 – Структура исследования и решения задачи

Во второй главе представлены результаты исследования основных факторов износа бандажей колесных пар ТПС и рельсов, которые показали, что на износ бандажей влияют: химический состав материалов и зависящие от них прочностные свойства деталей; качество изготовления; климатические и метеорологические условия эксплуатации ТПС; нагрузочные режимы и частота их повторяемости (число пусков и остановок, продолжительность движения с максимальной нагрузкой, зависящая от веса поезда и профиля пути и тому подобное); насыщенность поверхности трения колеса и рельса абразивными частицами; состояние пути и зависящие от него динамические нагрузки воздействия на ТПС и другие.

Анализ использования ресурса бандажей колесных пар электровозов показал, что в большинстве случаев их заменяют раньше износа до браковочного размера, они используются только на 47–53 %. Недоиспользование ресурса связано с технологическим снятием металла по кругу катания при обточке из-за различных дефектов (в том числе тонкого гребня) и разницы диаметров колес. На текущих ремонтах ТР-3, капитальных ремонтах (КР) независимо от толщины бандажа производится их замена (таблица 1).

Таблица 1 – Использование ресурса бандажей электровозов в локомотивных депо сети железных дорог

Локомотивное депо	Серия электровоза	Толщина бандажей, мм			Использование бандажа, %
		браковочная в эксплуатации	при отправке в ремонт	недоиспользуемая	
Свердловск-сортировочный	ВЛ11	45	70,493	26,493	52,2
Курган	ВЛ10	45	72,957	27,957	47,0
Рыбное	ВЛ8	40	67,523	27,523	52,8
Серов	ВЛ22 ^М	40	69,815	29,815	49,1

Более 40 % толщины бандажей снимается в стружку для восстановления гребня и конфигурации профиля бандажа. При обследовании 1624 колесных пар в дорожно-колесных мастерских Свердловской железной дороги – филиала ОАО «РЖД» установлено, что в ремонт из-за наличия предельного износа гребня поступает 69,77 % колесных пар, предельного проката – 20,39 %, ослабления посадки бандажа на ободе колесного центра – 5,48 %.

Результаты расчета фактического ресурса бандажей колесных пар и рельсов показывают, что ресурс по боковому износу рельсов уменьшился на 30 % (с 81 до 62 месяцев), а бандажей колесных пар до обточки по минимальной толщине гребня на 20,2 % (с 20,2 до 16,8 месяцев).

Исследования износа бандажей колесных пар ТПС в эксплуатации установили, что минимальный износ бандажей и рельсов обеспечивается при соотношении твердости бандажа и рельсов в пределах $H_B/H_P = 1-1,05$. До введения новых типов рельсов (Р65) применялись рельсы и бандажи одинаковой твердо-

сти, поэтому наблюдалось равенство износа рельсов и бандажей по объему металла на единицу выполненной работы.

В настоящее время твердость рельсов составляет 400–450 НВ, а твердость бандажей колесных пар ТПС осталась на уровне 275–315 НВ, что предопределяет увеличение износа бандажей и рельсов. При переходе на тип рельсов Р65 (с Р50) их износ увеличился более чем в два раза, причем лимитирует боковой износ (рисунок 2).

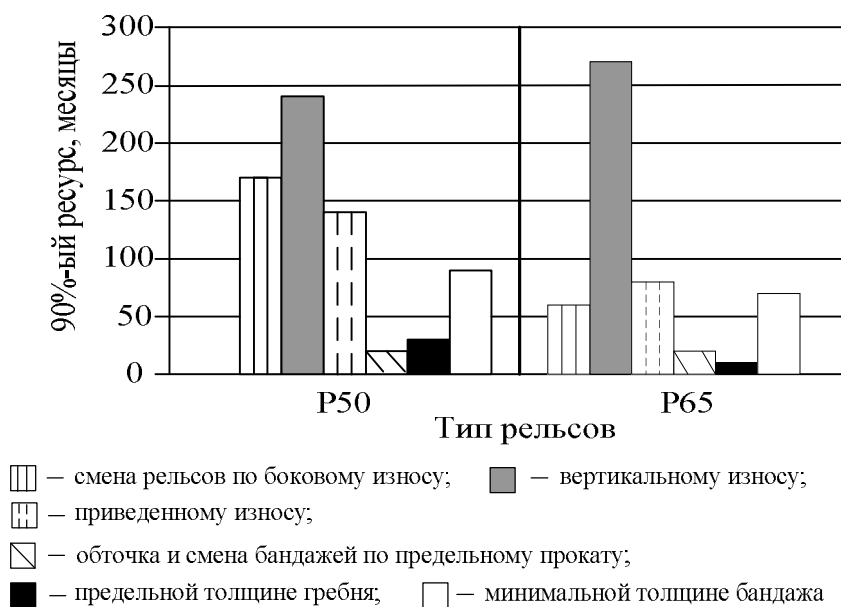


Рисунок 2 – Ресурс до обточки и смены рельсов и бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 при переходе на рельсы с повышенной твердости (Р65)

рельсов до 40 %. Установлено, что при использовании железобетонных шпал увеличивается вероятность повреждения поверхности катания колес, буксовых подшипников ТПС и рельсов.

В результате исследования подтверждено, что геометрические размеры и конструкция экипажной части подвижного состава влияют на интенсивность износа гребней бандажей и рельсов, особенно при установке осей колесных пар в раме тележки ТПС с перекосом и разницы диаметров кругов катания отдельных колесных пар.

Установлено, что основные причины интенсивного износа колесных пар и рельсов в кривых участках пути – уменьшение поперечного разбега колесных пар ТПС (и вагона) в рельсовой колее вследствие уменьшения ее ширины на 10–20 мм в кривых, особенно малого радиуса; увеличение допустимого бокового износа головки рельса в два и более раз в кривых участках в сравнении с колеей шириной 1524 мм; недостаточная величина возвышения наружного рельса в кривых участках, переведенных на ширину колеи 1520 мм; нарушение в эксплуатации норм содержания пути по ширине колеи, уровню и направлению в плане.

При разработке методов повышения ресурса бандажей колесных пар ТПС исследованы проблемы конструкционной прочности. Для этого необходимо,

Применение профилей железобетонных шпал (С56-1, С56-2, С56-3), рассчитанных на рельсы типа Р50, с рельсами Р65 приводит к сужению колеи до 1516 мм, так как в профиле шпал заложена величина подуклонки рельса 1/20. Требуется разработать тип шпал для новых марок рельсов. По предварительным расчетам это снизит износ гребней колесных пар ТПС и

чтобы металл колеса обладал определенным комплексом механических свойств. В настоящее время широко применяется магнито- и газоплазменное упрочнение (ПУ) гребней колесных пар ТПС. Одновременно возникает вопрос оценки уровня качества ПУ.

При участии автора разработаны и внедрены приборы К-61 и Т-71, предназначенные для контроля качества термической обработки деталей из конструкционных сталей, в том числе бандажей колес. Коэрцитивную силу оценивают по величине размагничивающего тока. Прибор Т-71 обладает существенными преимуществами по сравнению с аналогичными приборами-коэрцитиметрами.

Локомотивным депо рекомендовано ввести входной неразрушающий контроль бандажей колесных пар ТПС прибором К-61, сортировать бандажи и формировать колесные пары из бандажей одинаковой твердости (с последующей постановкой таких колесных пар под электровоз). Электровозы с повышенной твердостью бандажей целесообразно эксплуатировать на участках с повышенной интенсивностью износа гребней колесных пар, с меньшей твердостью – на участках с меньшей интенсивностью износа.

В третьей главе на основе системного анализа причин износа и разработанной статистической модели представлены результаты исследования влияния различных факторов на интенсивность износа гребней колесных пар ТПС.

Для определения профиля бандажа колесных пар наилучшего для каждого участка обращения ТПС (обеспечивающего максимальный ресурс) проведен сравнительный анализ их износа в локомотивных депо различных железных дорог. Участки обращения ТПС с определенным профилем выбраны таким образом, чтобы на них обращались электровозы одной серии, приписанные к одному локомотивному депо, с похожими направлениями, условиями плана и профиля пути.

Статистическая информация получена по результатам измерений колесных пар грузовых электровозов ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ11^М и ВЛ22^М, пассажирских электровозов ЧС2, ЧС2^Т и ЧС7. Анализ данных за различные годы эксплуатации позволил сделать вывод: значения параметров законов распределения носят устойчивый характер. Поэтому информационные данные 1987–1993 и 2000–2007 гг. использованы как исходные статистические материалы для исследований.

При исследовании изменения контролируемых геометрических параметров колесных пар рассматривался пробег, отсчет которого производился от момента восстановления (обточка или смена) конфигурации профиля бандажей, и условия эксплуатации ТПС.

Исходя из характера гистограммы и теоретических соображений, выбирается закон распределения, с помощью которого выравнивается данный статистический ряд. Проверяется, согласуются ли экспериментальные данные с гипотезой о том, что случайная величина имеет выбранный закон распределения,

заданный плотностью распределения $f(y)$. Вероятность того, что колесная пара при наработке L_i находится в неработоспособном состоянии, соответствует заштрихованной площади кривой распределения $f_i(y)$ над границей ω (рисунок 3).

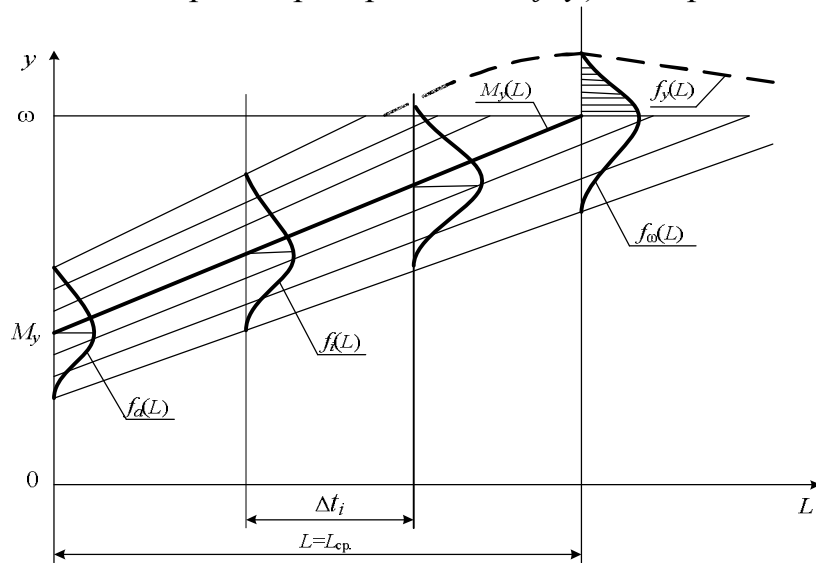


Рисунок 3 – Схема формирования постепенных отказов связей

Приращение этой площади за период наработки (L_i, L_{i+1}) пропорционально вероятности параметрического отказа колесной пары за этот период, формирование закона распределения равно $f(L)$.

Для гистограммы найдена адекватная математическая модель закона распределения износа. Контролируемые параметры бандажей колесных пар ТПС хорошо описываются нормальным законом. По значениям числовых характеристик контролируемых параметров и закону распределения можно прогнозировать процесс их изменения при больших значениях пробега для определения ресурсов бандажей, для чего определены аналитические зависимости среднего значения M_y и среднеквадратического отклонения σ_y от пробега L .

Задача прогнозирования заключается в предсказании технического состояния бандажей в некоторый следующий момент времени на основании информации, полученной в текущий момент. Для вычисления прогнозных значений по отдельным реализациям контролируемых параметров бандажей использованы адаптивные модели.

Согласно теоретическим представлениям считается, что кривая изнашивания имеет вид, характеризующийся тремя участками (периодами): участок начального изнашивания или период приработки, нормальный и ускоренного изнашивания. Полученные на практике значения контролируемых параметров представляют только второй участок функции – период нормальной эксплуатации, где зависимость контролируемых параметров от пробега близка к линейной функции. Об этом свидетельствует анализ полей корреляции числовых характеристик контролируемых параметров, полученных для электровозов ВЛ11 (локомотивное депо Пермь-сортировочная) (рисунок 4).

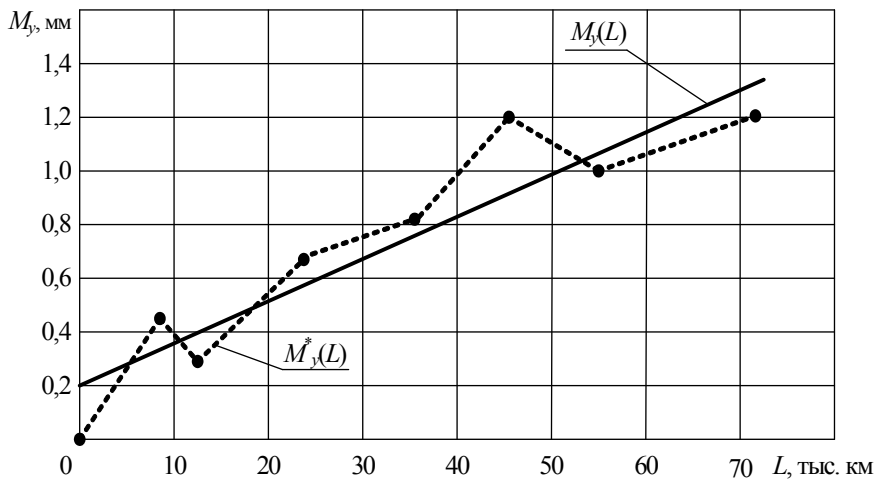


Рисунок 4 – Зависимость среднего значения проката бандажей колесных пар от пробега электровозов ВЛ11, обточенных по профилю ГОСТ 11018–2000

Угловые коэффициенты и свободные члены уравнений регрессии контролируемых параметров бандажей, а также остаточные дисперсии с различными профилями в различных депо отличаются между собой. Методами теории статистических гипотез выяснено, имеет ли отклонение уравнений

регрессий друг от друга только случайный характер. Числовые характеристики законов распределения контролируемых параметров существенно изменяются с увеличением пробега ТПС, бандажи колесных пар которых имеют различные профили поверхности катания.

Результаты исследований подтверждают, что с увеличением пробега L возрастает вероятность отказа P и, соответственно, уменьшается вероятность безотказной работы $\gamma = 1 - P$. Для износа гребня вероятность отказа при заданном пробеге равна

$$P(L) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{y_{\text{доп}}}^{M_y + 3\sigma_y} \frac{1}{\sigma_y(L)} e^{-\frac{(x - M_y(L))^2}{2\sigma_y^2(L)}} dy. \quad (1)$$

Если заменять изношенный бандаж при наработке (пробеге) не превышающей 90%-го ресурса ($P = 0,1$), то вероятность отказа бандажа в межремонтном периоде не превысит 10 %, а отклонение межремонтного пробега от установленной величины также окажется в пределах ± 10 %.

Идентификация параметров статистической модели производится по статистическим сведениям об износе гребней колес для дискретных значений пробега во всем диапазоне использования колес.

Значения всех коэффициентов корреляции составляют 0,757–0,999, что свидетельствует о достаточной точности линейной аппроксимации. Этого достаточно для оценки связи контролируемых параметров с величиной пробега L в четырнадцати локомотивных депо Свердловской, Южно-Уральской, Московской и Октябрьской железных дорог. Результаты расчетов по прогнозированию ресурса бандажей показаны на рисунке 5.

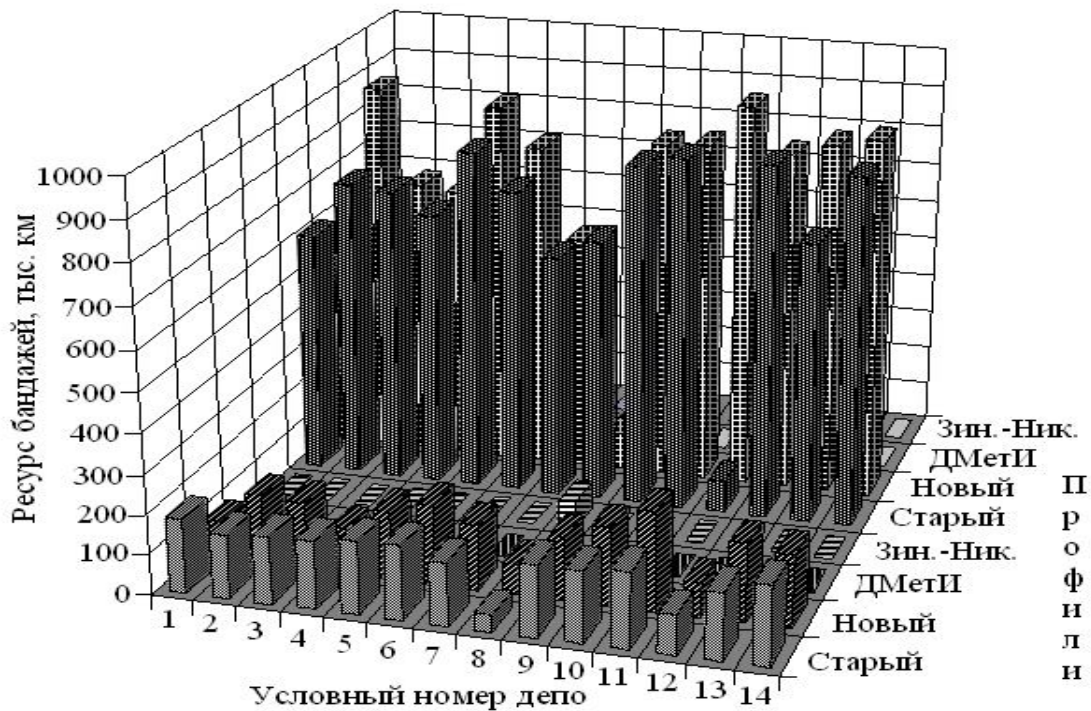


Рисунок 5 – Ресурс колесной пары при различном профиле бандажа

Для восстановления профиля гребня, имеющего предельный износ, необходимо снимать определенный объем металла по кругу катания колеса. Схема определения технологического износа локомотивного бандажа и подреза гребня с последующим восстановлением полного профиля по ГОСТ 11018–2000 приведена на рисунке 6.

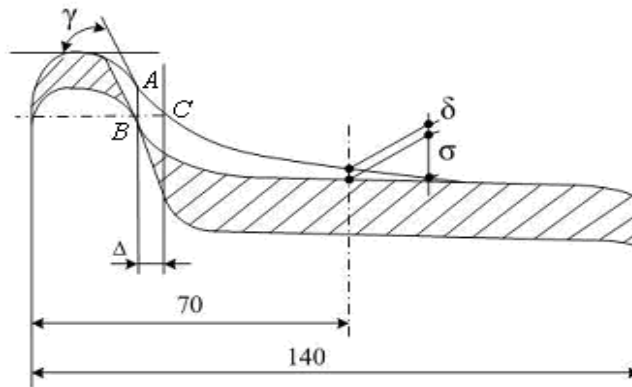


Рисунок 6 – Схема определения технологического износа при восстановлении профиля бандажа

Обозначив угол наклона гребня через γ , величину проката – δ , толщину снимаемого металла σ с поверхности катания и износ гребня через Δ , рассмотрим треугольник ABC : $|AB| = |BC| \tan \gamma$. Это соотношение показывает, что чем больше износ $|BC| = \Delta$, тем больше должна быть толщина снимаемого металла σ , так как величина $|AB|$ представляет собой сумму фактического проката и подлежащей снятию стружки, то есть:

$$|AB| = \delta + \sigma; \delta + \sigma = |BC| \tan \gamma, \sigma = \Delta \tan \gamma - \delta.$$

Чем меньше толщина снимаемого металла с поверхности катания, тем это соотношение ближе к условию экономичной обточки: $\sigma = 0$, то есть $\Delta \tan \gamma = \delta$. В эксплуатации бандажи колесных пар имеют различные профили (то есть раз-

личные γ). Обозначив отношение Δ/δ через K , можно определить его наилучшее значение для бандажей, обточенных по одному из профилей: «новому» (ГОСТ 11018–2000), МГУПС-МИИТа, где $K_0 = 0,466$, «старому», ДМетИ и Зинюка-Никитского, где $K_0 = 0,364$.

Таким образом, если в эксплуатации отношение износа гребня к величине проката близко или равно K_0 , то технологический износ бандажа будет или минимален, или равен нулю.

Отсюда следует, что при выборе того или иного профиля достаточно найти зависимость износа гребня от величины проката, и в случае минимума разности K и тангенса угла наклона полученной зависимости, то есть коэффициента A функции вида $\delta = A\Delta + B$, меньшая стружка снимается с поверхности катания при восстановлении полной конфигурации профиля. Это значит, что условие $K - A = \min$ есть условие при выборе наилучшего профиля бандажей для локомотивного парка депо.

Статистическая обработка собранного материала позволила рассчитать зависимость проката от износа гребня. Полученные зависимости для электровазов приписки депо Пермь-сортировочная представлены на рисунке 7.

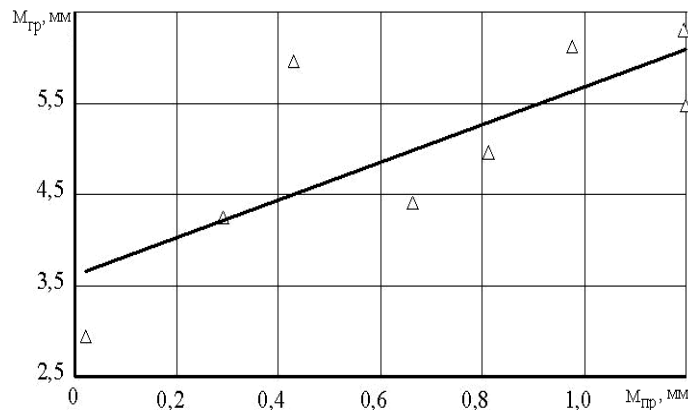


Рисунок 7 – Зависимость среднего износа гребня от проката бандажей колесных пар электровазов ВЛ11 (локомотивное депо Пермь-сортировочная)

Для снижения интенсивности износа гребней колесных пар ТПС и бокового износа рельсов предложено выбирать профиль поверхности катания колес различных ТПС в зависимости от участков и режимов эксплуатации.

Один из результатов исследований – метод применения частичной обточки бандажей, при котором профиль поверхности катания бандажа восстанавливают не полностью, а оставляют некоторый (остаточный) прокат. Именно он обеспечивает наименьший износ и повышает ресурс бандажей.

При остаточном прокате 0,5 мм интенсивность нарастания проката уменьшается и наступает его стабилизация. В этом случае наблюдаются минимальная остаточная деформация, упрочнение поверхности катания бандажа, увеличивается сопротивление материала пластической деформации. При увеличении остаточного проката до 2 мм интенсивность нарастания проката возрастает до 0,492 мм/10⁴ км пробега (ВЛ11) и 0,448 мм/10⁴ км (ВЛ22^М). Это объясняется влиянием остаточной деформации, которая ведет к отслаиванию металла с поверхности катания, проскальзыванию колеса по рельсу. По результатам расчетов определяется зависимость ресурса бандажей до смены (для электровазов ВЛ11 и ВЛ22^М) от величины остаточного проката (рисунок 8).

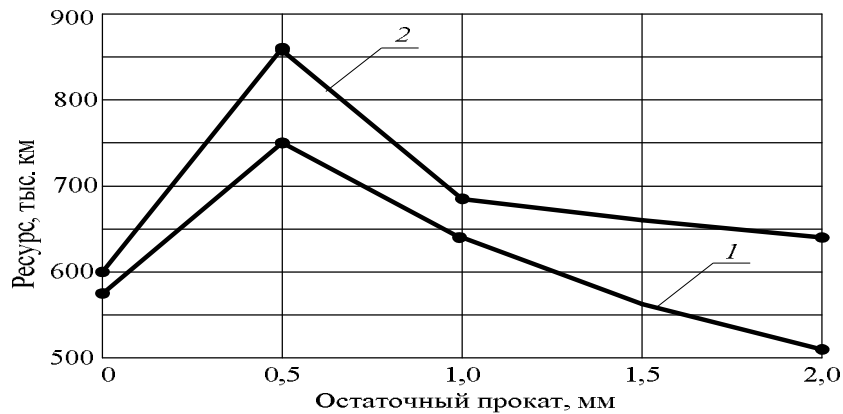


Рисунок 8 – Зависимость ресурса бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 (1) и ВЛ22^М (2)

Прогнозируемый ресурс до смены бандажей при остаточном прокате 0,5 мм равен 871 тыс. км для электровозов ВЛ22^М, 762 тыс. км – для электровозов ВЛ11 при увеличении межремонтного пробега на 31,4 %. При этом количество обточек существенно возрастает с пяти (полностью восстановленный профиль) до семи–восьми (остаточный прокат 0,5 мм) для ВЛ22^М и с пяти до шести–семи для электровозов ВЛ11. Поэтому целесообразно изменить технологию обточки бандажей колесных пар с глубиной резания, при которой остаточный прокат 0,5 мм остается не срезанным (полоса шириной до 20 мм) с поверхностной твердостью HB = 420.

При анализе результатов проведенных исследований установлено, что количественное изменение износа гребней бандажей ТПС (функция отклика) зависит не от одной, а от нескольких причин (факторов). К ним относятся: химический состав, физико-механические свойства материала бандажа, качество его изготовления, климатические и метеорологические условия эксплуатации, состояние экипажной части и пути и зависящие от этого динамические нагрузки, а также многие другие факторы.

Построение уравнений множественной регрессии для анализа износа гребней бандажей колесных пар в зависимости от рассматриваемых контролируемых параметров выполнено по принципу последовательных включений.

При этом износ гребней бандажей колесной пары электровоза рассмотрен как функция пяти аргументов:

- первым аргументом выбран пробег x_1 , у которого парный коэффициент корреляции r_j наибольший, и строится линейное уравнение $\hat{y} = f(x_1)$;
- вторым аргументом является количество возвращенной в контактную сеть электроэнергии x_2 , которая отличается наибольшим коэффициентом корреляции с функцией отклика y , и находится второе уравнение регрессии $\hat{y} = f(x_1, x_2)$;
- третьей составляющей уравнения множественной регрессии является величина перекоса колесной пары относительно пути x_3 ;
- четвертой составляющей выбрана величина недопустимой разности диаметров бандажей x_4 ;
- пятой составляющей является применение различных профилей поверхности катания колесных пар (величины технологического износа) x_5 .

Тогда уравнение множественной регрессии примет вид

$$y = f(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), \quad (2)$$

где y – износ гребня бандажа колеса электровоза.

В матричной форме система нормальных уравнений запишется как

$$(X^T X)B = X^T Y. \quad (3)$$

Для решения системы нормальных уравнений в матричной форме умножим ее слева на матрицу $(X^T X)^{-1}$, обратную матрице системы нормальных уравнений (4) и (5):

$$(X^T X)^{-1}(X^T X)B = (X^T X)^{-1}(X^T Y), \quad (4)$$

$$(X^T X)^{-1}(X^T X) = E, \quad (5)$$

где E – единичная матрица.

Таким образом, решение системы нормальных уравнений в матричной форме запишется следующим виде:

$$B = (X^T X)^{-1}(X^T Y). \quad (6)$$

По результатам расчетов построены зависимости износа гребней бандажей колесных пар электровозов от величины пробега и количества возвращенной в контактную сеть электроэнергии при фиксированном значении перекаса колесных пар относительно пути (рисунок 9).

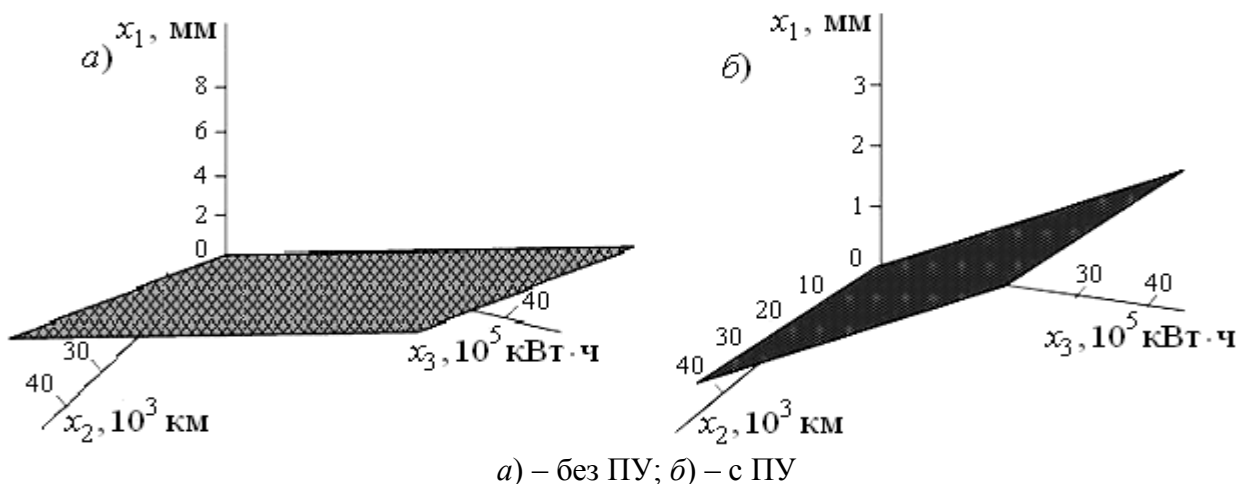


Рисунок 9 – Износ гребней колесных пар в зависимости от основных факторов при величине перекаса в тележке не более 4 мм (период приработки)

Результаты вычислений коэффициентов парной корреляции второго типа показывают, что связь просматривается только при вычислении парной зависимости типа $y(x_1; x_2)$.

Это объясняется тем, что с увеличением межремонтного пробега возрастает и количество возвращенной в контактную сеть электроэнергии. Но по сравнению с первым типом коэффициентов парной корреляции они невелики, что связано с неравномерностью условий ведения поезда (масса состава, профиль пути), от которых зависит применение рекуперативного торможения. Значения величины парных коэффициентов корреляции размеров перекаса с пробегом $y(x_1; x_3)$ и отдельно с количеством возвращенной в контактную сеть электроэнергии $y(x_2; x_3)$ очень малы. Это объясняется тем, что величина перекаса колесных пар (x_3) – величина постоянная и не зависит от пробега (x_1) и количества возвращенной в контактную сеть электроэнергии (x_2).

Для изучения тесноты связи между функцией отклика y и факторами x_1, x_2, x_3 , а также для оценки качества предсказания, определяется коэффициент множественной корреляции R . Чтобы оценить, насколько отличаются вычисленные значения износа от статистических данных, используется относительный показатель изменчивости наблюдаемого признака, называемый коэффициентом вариации v . Для периода приработки $v = 9,8 \%$, для периода нормальной эксплуатации $v = 4,8 \%$, то есть относительный показатель изменчивости наблюдаемого признака не велик.

Для проверки значимости уравнения регрессии в целом с использованием критерия Фишера и качество предсказания определяют, сравнивая \bar{S}_o^2 с \bar{S}_y^2 , который показывает, во сколько раз уравнение регрессии предсказывает результаты опытов лучше, чем среднее y (7):

$$\hat{F}_R = \frac{R^2(n-p-1)}{(1-R^2)p}, \quad (7)$$

где n – количество наблюдений; p – число степеней свободы, равное количеству факторов, влияющих на функцию отклика y .

При сравнении полученного значения \hat{F}_R с табличными $F_{10\%}^T$ и $F_{5\%}^T$ для электровозов, колеса которых не прошли ПУ, при выбранном уровне значимости и числах степеней свободы $v_1 = 881$ и $v_2 = 3$ (для режима нормальной эксплуатации), $v_3 = 48$ и $v_4 = 3$ (для периода приработки) видно, что расчетное значение \hat{F}_R превышает табличное значение критерия Фишера только при 10%-ном уровне значимости. Поэтому гипотеза о равенстве коэффициента множественной корреляции нулю отвергается и связь считается статически значимой. При 5%-ном уровне значимости гипотеза о равенстве коэффициента множественной корреляции нулю не отвергается, и связь считается статически незначимой.

Для электровозов, колеса которых прошли ПУ, при $v_1 = 836$ и $v_2 = 3$ расчетное значение \hat{F}_R превышает табличное значение критерия Фишера как при 10%-ном, так и при 5%-ном уровнях значимости. Поэтому гипотеза о равенстве коэффициента множественной корреляции нулю отвергается и связь считается статически значимой.

Построенная многомерная математическая модель позволяет оценить влияние различных факторов на величину износа гребней бандажей колесных пар электровозов. Стандартными методами факторного анализа проверена корректность предлагаемой модели (проверка гипотезы по методике дисперсионного анализа, предложенной Фишером).

Прогнозирование ресурса износа гребней бандажей колесных пар ТПС можно произвести путем учета влияния различных величин – пробега, перекоса и количества возвращенной в контактную сеть электроэнергии.

Четвертая глава. В эксплуатации наблюдаются случаи одностороннего смещения плоскости с максимальной величиной проката от круга катания без подреза гребней. Плоскость максимального проката может смещаться в одну сторону из-за возможного поперечного перемещения колесной пары относительно продольной оси пути и наличия на отдельных участках поверхности катания бандажей различной конусности и кривизны в процессе эксплуатации.

Амплитуда поперечного перемещения колесной пары зависит от суммарного зазора ξ между гребнями бандажей и внутренними гранями рельсов, который зависит от ширины колеи S , расстояния между внутренними гранями бандажей t и толщины гребней Δ . Средняя величина суммарного зазора $\xi_{\text{ср.}} = S_{\text{ср.}} - t_{\text{ср.}} - 2 \cdot \Delta_{\text{ср.}} = 1521 - 1440 - 58 = 23$ мм, то есть практически возможно смещение плоскости максимального проката в среднем на 11,5 мм от круга катания или на 81,5 мм от внутренней грани бандажа. Это означает, при измерении величины износа по кругу катания в действительности определяется меньшее значение проката, максимальное значение которого будет лежать не в плоскости круга катания, а сдвинутой до 11,5 мм в сторону гребня.

Для проверки этих предположений измерены профили рабочей поверхности катания 188 бандажей с прокатом от 0,5 до 6,5 мм. В зависимости от величины проката в шестом сечении результаты замеров в каждом из рассматриваемых сечений объединялись в ту или иную выборку. В отдельную выборку объединяли замеры в определенном сечении, если величина проката по кругу катания лежала в интервале 0,3–0,7 мм, другую выборку – если величина проката составляла от 1,3 до 1,7 мм, следующую – от 2,3 до 2,7 мм и так далее (рисунок 10).

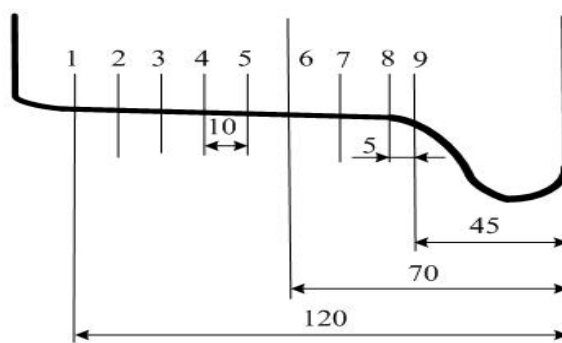


Рисунок 10 – Разбивка на сечения рабочей поверхности профиля для определения максимального износа (фактического круга катания)

Зависимости износа от расстояния l_i определялись с помощью регрессионного анализа. По полученным уравнениям регрессии построены зависимости среднего значения износа в различных плоскостях на поверхности катания от расстояния до внутренней грани бандажа при фиксированных значениях проката (рисунок 11).

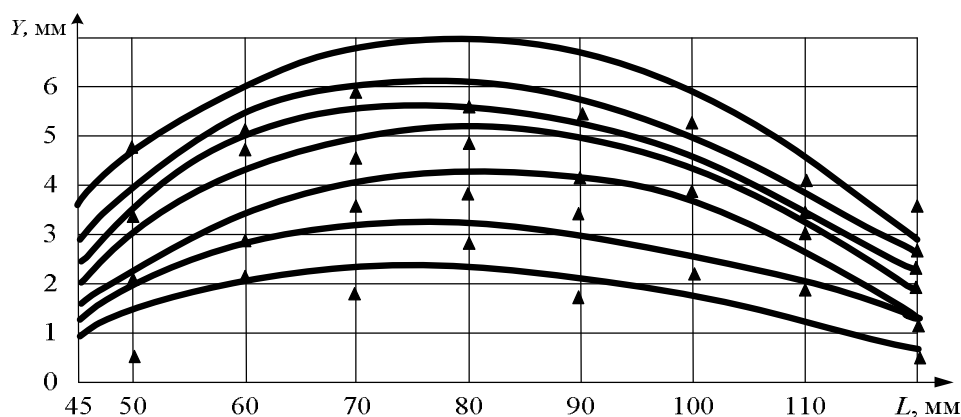


Рисунок 11 – Распределение величины износа по ширине бандажа

Координату \hat{l}_i , определяющую месторасположение плоскости, в которой лежит износ максимальной величины, рассчитываем из уравнения $\bar{y}' = 0$.

Значения \hat{l}_i при максимальной величине проката изменяются в пределах от 81,029 до 84,043 мм и составляют в среднем 82,3 мм, поэтому для получения действительного максимального значения проката необходимо движок шаблона И 430-01-00 (10350-52) установить на расстоянии 82 мм (а не 70 мм). Полученные результаты свидетельствуют о правильности вывода: плоскость, в которой лежит максимальный износ, смещена от плоскости круга катания.

Ошибку в измерении проката τ_0 , допускаемую при определении (по утвержденным методикам) величины износа по кругу катания, можно вычислить как отношение максимальной величины износа к величине проката, измеренного в плоскости, лежащей на расстоянии 70 мм от внутренней грани бандажа.

Из построенной зависимости относительной ошибки измерения проката от его величины видно, что при значениях проката до 3,5 мм в плоскости, лежащей по кругу катания, ошибка измерения τ_0 больше 10 % (рисунок 12).

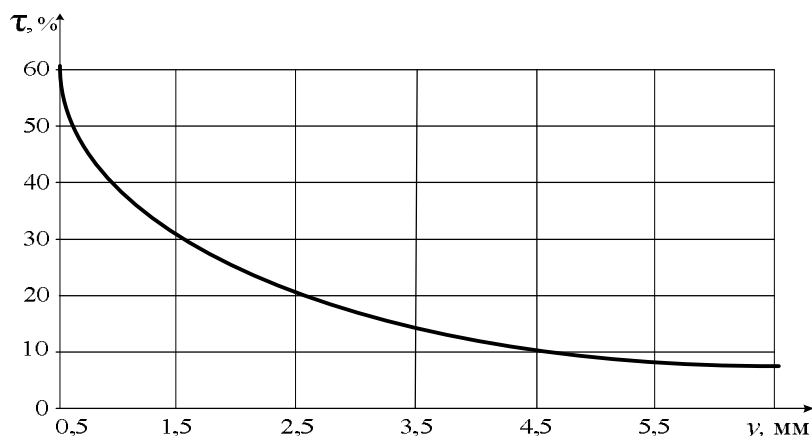


Рисунок 12 – Ошибка измерения проката в зависимости от его величины

Максимальные значения корреляционной функции для всех значений проката находятся у главной диагонали сформированных матриц при значениях t и m , равных 3–5. Максимальные значения корреляционной функции лежат в плоскости, сдвинутой от круга катания на один–два сечения, причем значения износа бандажей сильно коррелированы с износом при $l = 50$ –70 мм. Поэтому, измеряя величину проката на расстоянии 70 мм, мы не можем сказать, какое будет значение износа при $l = 82$ мм.

Рассматривая износ бандажей в различных сечениях как случайную величину или случайную функцию, мы получаем одинаковый вывод: плоскость, в которой лежит максимальный износ, сдвинута от плоскости круга катания.

Поэтому приборы КИП-01 (02, 03) и ИД-01 (02, 03) (предназначенные для измерения основных геометрических параметров бандажа колесных пар ТПС, характеризующих степень их износа – толщины гребня бандажа; диаметра бандажа по кругу катания; проката с автоматической регистрацией контролируемых параметров), изготовленные по конструкторской документации, разрабо-

танной автором, учитывают необходимость смещения по ширине бандажа места измерения плоскости круга катания.

Сигналы, снимаемые с резистивных датчиков, преобразуются восьмиразрядными АЦП с помощью специальных алгоритмов в ответ на запрос центрального процессора передаются по шине данных. Цифровые относительные единицы, получаемые микропроцессором от АЦП, преобразуются в миллиметровые значения данных.

Данная разработка – это часть системы контроля колесных пар, созданной автором в рамках отраслевой комплексной автоматизированной системы управления железнодорожным транспортом. Программа позволяет создавать базу данных электронных паспортов колесных пар индивидуально для каждого ТПС и, в отличие от аналогов, определять не только степень износа, но и прогнозировать изменение геометрических параметров колесных пар в зависимости от наработки, отслеживать динамику износа бандажей. Благодаря программам отображения и просмотра результаты измерения представляются в виде таблиц замеров с привязкой к номеру и типу ТПС с указанием даты и времени измерения; также в графическом виде представлены формы гребня и поверхности катания (в сравнении с эталоном). В информационной базе осуществляется прогнозирование дальнейшего изменения износа колес и формирование протоколов, стратегические прогнозы по всему парку ТПС.

Информация в базу данных поступает по результатам ручных (шаблонных) методов измерений и с автоматизированных систем обмера колес, а также с переносных приборов КИП и ИД, относительная погрешность которых не превышает 2–5 %. Функциональная схема измерителя геометрических параметров колесных пар ТПС представлена на рисунке 13, а алгоритм измерения – на рисунке 14.

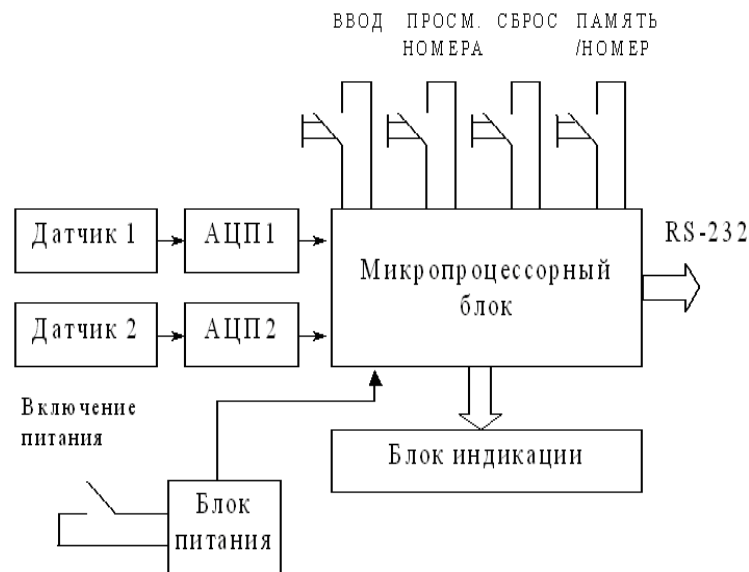


Рисунок 13 – Функциональная схема измерителя параметров колесных пар ТПС

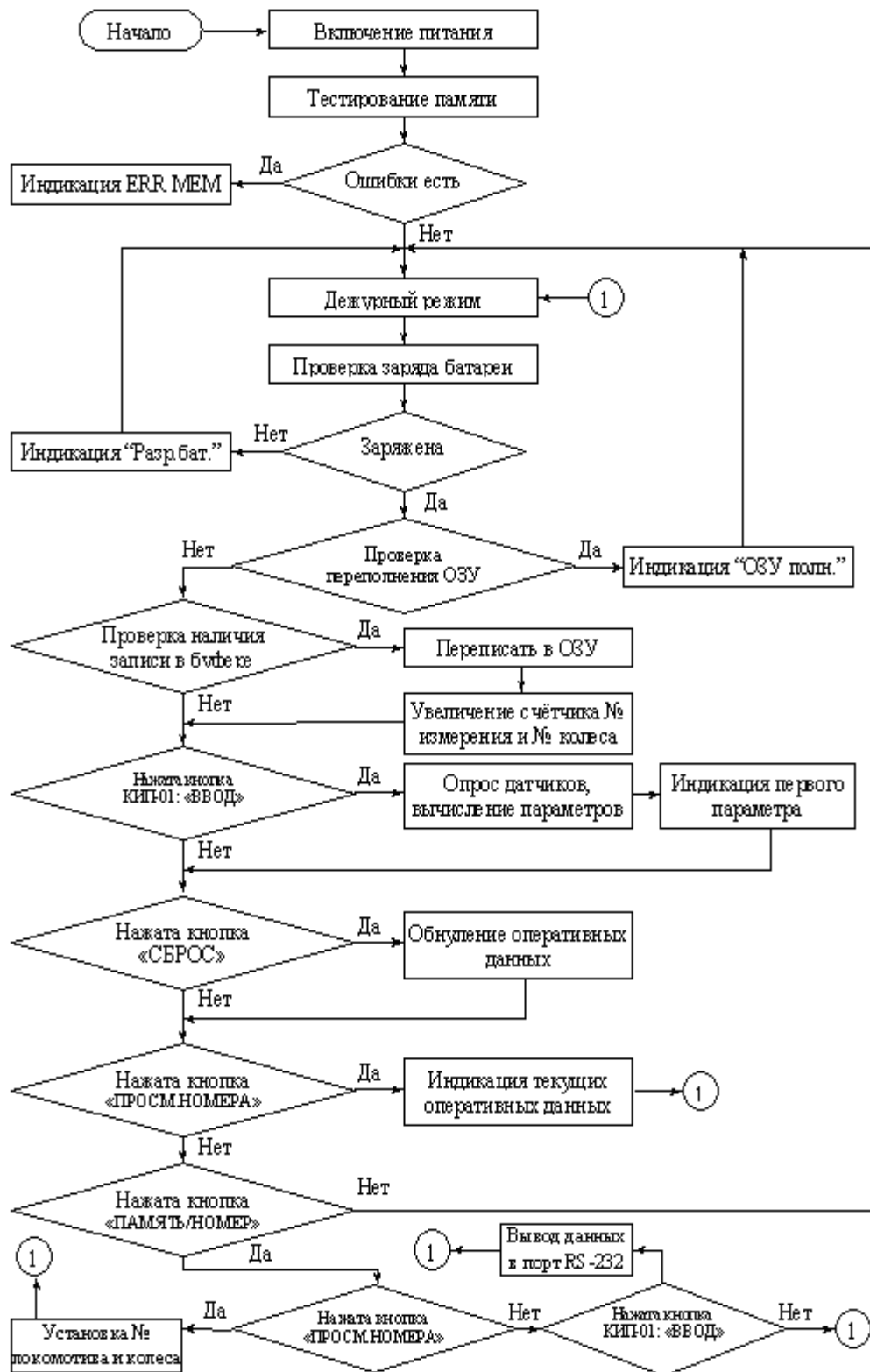


Рисунок 14 – Алгоритм измерения параметров

Разработанные электронные переносные средства контроля состояния поверхности катания колесных пар подвижного состава (рисунки 15 и 16) не только решение проблемы обеспечения безопасности движения, но и оперативная выдача рекомендации об индивидуальных объемах ремонта бандажей каждой единицы ТПС с учетом ее действительного технического состояния.



Рисунок 15 – Прибор для измерения проката и толщины гребня КИП-03



Рисунок 16 – Прибор для измерения диаметра ИД-03

Программный комплекс обрабатывает первичную локационную информацию для каждого бандажа колесной пары, поступающую из измерительных блоков приборов, систематизирует информационный поток, вычисляет геометрические параметры бандажей колесных пар на основе анализа априорной информации, формирует файл отчета о результатах вычислений отдельно по каждому бандажу колесной пары, локомотиву или парку ТПС с фиксацией всех параметров, диагностирует собственную аппаратную часть контрольно-измерительных приборов.

Кроме этого, программный комплекс через устройство аварийного предупреждения о выходах контролируемых параметров колесных пар за пределы допуска подает соответствующие сигналы в подсистемы измерения, формирует базу текущих данных обследования колесных пар для последующего использования при обработке и прогнозировании их ресурса

В пятой главе приведены результаты анализа интенсивности изнашивания бандажей колесных пар электровозов и тепловозов с применением и без применения бортовых гребнесмазывателей различной конструкции.

Снизить уровень касательных напряжений позволяет применение пластических и твердых смазочных материалов путем нанесения их на боковую поверхность головки рельса (с помощью специального передвижного устройства) или на гребни колес ТПС (с помощью лубрикаторов).

Основной моделью исследования износа колесных пар оказывается двумерная случайная величина (двумерный случайный вектор) (X, L) , где X – величина износа гребня, а L – величина пробега.

Предложенная модель двумерного распределения задается выражением

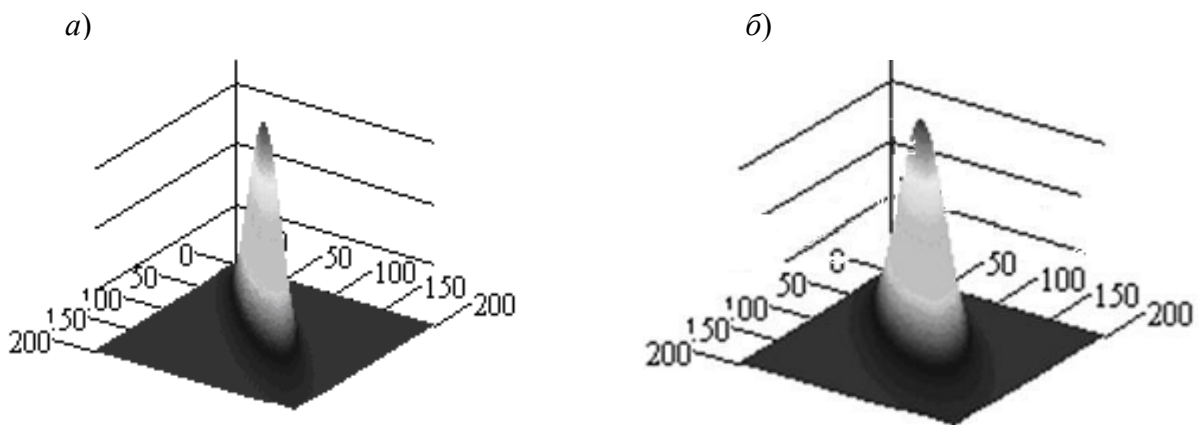
$$f_{XL}(x, L) = \frac{1}{2\pi\sigma_X\sigma_L\sqrt{1-R_{XL}^2}} e^{-\frac{1}{2}Q(x, L)}, \quad (8)$$

где

$$Q(x, L) = \frac{1}{1-R_{XL}^2} \left[\frac{(X-\nu_X)^2}{\sigma_X^2} + \frac{(L-\nu_L)^2}{\sigma_L^2} - 2R_{XL} \frac{X-\nu_X}{\sigma_X} \frac{L-\nu_L}{\sigma_L} \right]. \quad (9)$$

Точка с координатами (v_X, v_L) представляет центр распределения двумерной случайной величины (X, L) ; $\sigma_X, \sigma_L, R_{XL}$ – среднеквадратические отклонения и коэффициент корреляции этих величин. Функция плотности вероятности одномерного распределения может быть изображена в виде кривой на плоскости, при этом по оси абсцисс откладываются значения непрерывно изменяющегося аргумента, а по оси ординат – соответствующие им плотности. Подобным образом можно построить геометрическую интерпретацию двумерной плотности.

Плотности распределения износа гребней бандажей колесных пар до и после применения лубрикации с помощью гребнесмазывателей на тепловозах серии 2ТЭ116 локомотивного депо Егоршино Свердловской железной дороги показаны на рисунке 17. Для других типов и серий ТПС полученные плотности распределения носят аналогичный характер.



а) – без гребнесмазывателей; б) – с гребнесмазывателями

Рисунок 17 – Плотность распределения износа гребней колесных пар и пробега тепловозов 2ТЭ116 в локомотивном депо Егоршино Свердловской железной дороги

Плотность двумерного нормального закона распределения:

$$f(x_{\text{норм.}}, L_{\text{норм.}}) = \frac{1}{2\pi\sqrt{1-R_{XL}^2}} e^{-\frac{1}{2(1-R_{XL}^2)}(x_{\text{норм.}}^2 - 2 \cdot R_{XL} x_{\text{норм.}} \cdot L_{\text{норм.}} + L_{\text{норм.}}^2)} \quad , \quad (10)$$

где $x_{\text{норм.}}$ – нормированная величина для случайной величины износа гребня X ; $L_{\text{норм.}}$ – нормированная величина для случайной величины пробега L .

Анализ показывает, что плотность нормального распределения сохраняет постоянное значение на эллипсах:

$$(x_{\text{норм.}}^2 - 2 \cdot R_{XL} x_{\text{норм.}} \cdot L_{\text{норм.}} + L_{\text{норм.}}^2) = \lambda^2. \quad (11)$$

Коэффициент корреляции для рассматриваемых локомотивных депо получен близким к единице, то есть величина износа гребня X и пробег L имеют между собой прямолинейную связь и эллипсы равных вероятностей идентичны для этих депо.

Сопоставимость полученных выводов об эффективности применения различных систем лубрикации на основании проведенных расчетов, выполнен-

ных с использованием моделей одномерного и двумерного распределений, свидетельствует о достоверности полученных результатов.

Разброс результатов эффективности применения гребнесмазывателя объясняется различным уровнем надежности лубрикаторов на ТПС разных локомотивных депо. Поэтому были установлены показатели работоспособности гребнесмазывателя в целом и его отдельных узлов. В период эксплуатации гребнесмазывателя (от ремонта) до 16,6 тыс. км наблюдается большое количество отказов (из-за засорения форсунки, трубопроводов, неисправности насоса). Суммарное количество таких отказов составляло до 58 % от общего количества отказов гребнесмазывателя.

Под руководством автора изучено влияние лубрикации на тяговые свойства электровоза ВЛ11^М на основе проведенных испытаний с динамометрическим вагоном, имеющим специальное оборудование и приборы, которыми производили измерение всех необходимых величин. Опытные участки для обращения электровоза с включенной и выключенной системой гребнесмазывания: Гороблагодатская – Качканар и Смычка – Свердловск-Сортировочный.

Результаты исследований показывают, что средний удельный расход электроэнергии при применении гребнесмазывателя системы «Тракмастер» на электровозах серии ВЛ11 уменьшился на 16,9 % (с 18,197 до 15,564 кВт·ч/10³ т·км брутто), а ресурс бандажей локомотивов ВЛ11, 2ТЭ116 и ТЭМ2 увеличился до 1,3 раза. Применение рельсосмазывателя АРС-Эл позволило увеличить долговечность колесных пар на 13 %.

По методике, разработанной автором, рассчитаны коэффициент сцепления Ψ и сила тяги F_k в зависимости от координат пути, радиуса кривой и скорости движения V , построены зависимости $\Psi(V)$ и $F_k(V)$ в кривых и прямых участках пути. На основании полученных зависимостей можно сделать вывод: в прямых участках пути коэффициент сцепления остается неизменным независимо от применения системы лубрикации, тогда как в кривых участках пути коэффициент сцепления и, следовательно, максимальная сила тяги снижаются на 8–10 %, в основном, из-за не учитываемых проскальзываний, которые возникают в результате перекоса колесных пар, разности диаметров бандажей колесных пар, конусности и эксцентриситеты колес, кривизны пути.

Коэффициент сцепления между колесом и рельсом и сила тяги зависят от наличия лубрикаторов, внешних условий и времени года. Летом коэффициент сцепления на прямых участках пути не зависит от применения лубрикаторов (средняя величина составляет 0,272), а в кривых участках пути он снижается с 0,256 до 0,245. Зимой при применении лубрикаторов в прямых участках пути он снижается с 0,211 до 0,203, а в кривых – с 0,244 до 0,228. Средняя сила тяги в летний период времени в прямых участках пути не изменяется и составляет 729,06 кН, а в кривых уменьшается с 691,97 до 664,13 кН. Зимой в прямых участках пути она уменьшилась с 581,14 до 559,89 кН, а в кривых – с 665,77 до 625,19 кН.

Для проверки эффективности работы автоматического рельсосмазывателя (АРС-Эл) системы ВНИИЖТ исследовалась работа колесных пар электровозов

ВЛ11 на участках с лубрикацией и без нее. Ресурс бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 в локомотивном депо Пермь-сортировочная до обточки увеличился на 13 %. Эффективность использования АРС-Эл подтверждается сокращением износа гребней колесных пар и количеством обточек. Применение рельсосмазывателя положительно сказывается на расходе электроэнергии на тягу поездов, экономия составляет 3,5 %.

Одним из эффективных методов снижения износа является обработка трущихся поверхностей триботехническим составом (ТС) НИОД («нанесение ионного покрытия на детали»). Автором были проведены испытания на стационарной машине трения СМТ-1 (2). Испытывались пары трения: 1 – не обработанная ТС НИОД со смазкой ТАД-17И; 2 – обработанная ТС НИОД со смазкой ТАД-17И; 3 – пара трения, обработанная ТС НИОД без смазки. Контактные напряжения варьировались от минимальной рабочей до запредельной (от 135 до 4500 кгс/мм²). Твердость измеряли твердомером Роквелла, микротвердомером ПМТ-3. Металлографические исследования проводились на оптическом микроскопе.

При проведении испытаний выявлено наличие трех характерных зон максимального и минимального значений температур и моментов трения, указывающих на три стадии процесса: абразивное удаление дефектного поверхностного слоя с образованием ювенильной поверхности; дробление ТС НИОД с образованием свободных ионов, диффундирование их в поверхностный слой деталей и модификация поверхностей; удаление упрочненного слоя и дальнейшая приработка поверхностей. Во всем диапазоне контактных напряжений (от 145 до 2300 и более кгс/мм²) отмечено позитивное влияние ТС НИОД на время приработки пар трения и уменьшения температуры образцов и моментов трения и на изменение микроструктуры поверхностного слоя и триботехнические качества поверхности. Результаты исследований показывают, что такие дефекты как раковины и сколы устраняются полностью.

Проведенные автором стендовые испытания и экспериментальные исследования позволили определить наиболее эффективные конструкторско-технологические решения нанесения ТС НИОД на гребни бандажей позволили эксплуатировать электровозы до следующей обточки колесных пар без необходимости пополнения состава. Обработка гребней колесных пар ТС НИОД позволила увеличить ресурс бандажей до 1,4 раза (пассажирские электровозы ЧС2 и ЧС7), и незначительно (2–16 %) грузовых электровозов (ВЛ10 приписки депо Курган и Челябинск Южно-Уральской железной дороги, ВЛ11 приписки Свердловск-сортировочный, Смычка, Пермь-сортировочная и Ишим Свердловской железной дороги), что объясняется наличием гребневых тормозных колодок. ТС НИОД не успевает диффундировать в структуру металла на достаточную глубину, образовавшееся при обработке керамическое покрытие разрушается при торможении.

Установлена закономерность: чем толще бандаж (более высокое значение твердости), тем эффективнее обработка гребней ТС НИОД (рисунок 18); интенсивность бокового износа рельсов снизилась на 44–61 %. Увеличение интен-

сивности вертикального износа за указанный период на 20–47 % свидетельствует об изменении зоны контакта колесной пары с рельсом.

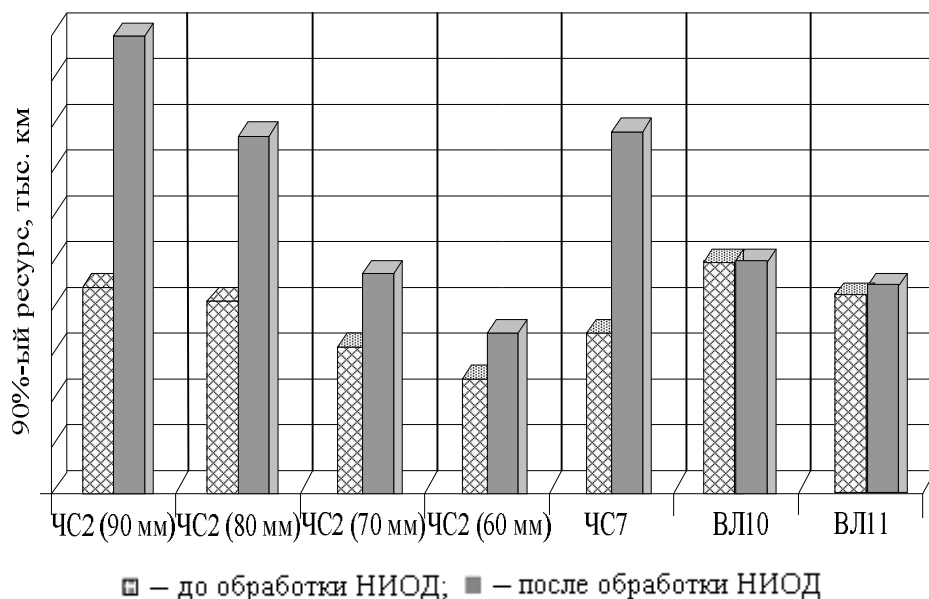


Рисунок 18 – Ресурс бандажей колесных пар до обточки

оси пути и рамы тележки. Под перекосом колесной пары понимают отклонение оси колесной пары от предполагаемой линии перпендикулярной к рельсу.

При выполнении работы использовались несколько способов замера перекоса колесных пар в тележке. В настоящем исследовании представлены статистические данные износа бандажей от пробега в зависимости от величины перекоса колесных пар в тележках ТПС, полученные с помощью разработанных автором технических устройств. Ресурс бандажей колесных пар до обточки от величины их перекоса в различных локомотивных депо Свердловской железной дороги показан на рисунке 19.

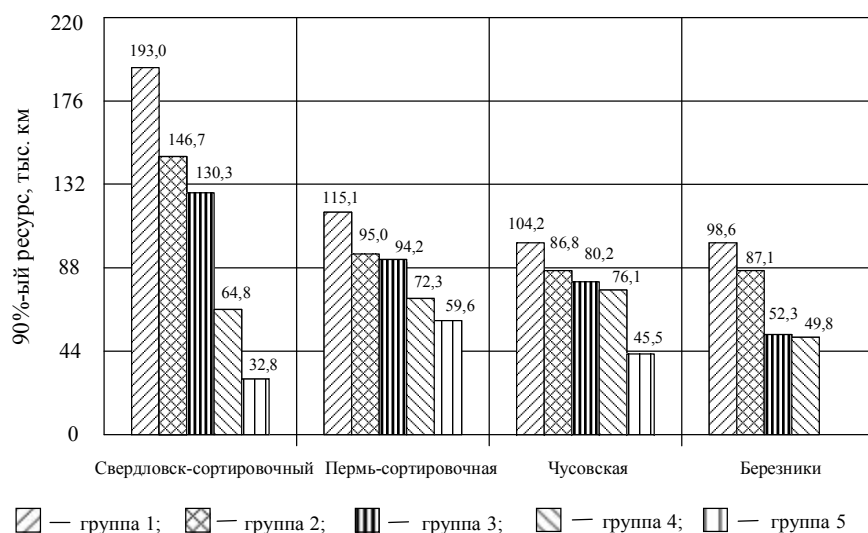


Рисунок 19 – Ресурс бандажей колесных пар до обточки в зависимости от величины их перекоса

В шестой главе приведены результаты исследований влияния перекоса, разности диаметров и рекуперативного торможения на износ гребней бандажей колесных пар ТПС. На интенсивный износ гребней бандажей ТПС влияет перекос колесных пар относительно

Возможный максимальный пробег бандажа до обточки при заданной нагрузке на колесную пару будет определяться допустимым значением при выпуске из ремонта и при содержании экипажа в период эксплуатации. Перекос колес в тележке от 1,0 до 2,3 мм допустим в эксплуатации.

Для измерения угла набегания колеса на рельс автором совместно с УО ОАО «ВНИИЖТ» разработан оптический прибор УНКР-ЛП. Разработка включает в себя методику и

технические решения, позволяющие с высокой точностью определять необходимые параметры.

Эксперименты, анализ конструкции и изучение чертежей тележек показали, что причиной повышенного износа гребней на электровозах серии ВЛ11 и ВЛ11^М может быть различная величина деформации резиновых втулок валиков буксовых поводков тележек.

При реализации силы тяги и торможения нарушаются межцентровые расстояния в тележке, то есть статическая установка колесных пар в рамах тележек не соответствует их динамической установке.

По результатам замеров, произведенных на рамах тележек электровозов, ясно, что перекос колесных пар заложен уже при сборке на заводе-изготовителе – не выдерживаются размеры и допуски при сборке рамы.

Колесные пары в тележке могут устанавливаться с односторонним перекосом, тогда правая или левая боковина рамы смещается вперед при движении в одну сторону. При изменении направления движения изменяется и перекос рамы тележки. К такому положению тележки в эксплуатации могут привести различные диаметры по кругу катания после их обточки и различная конусность профиля бандажа.

Важные параметры обеспечения максимального использования ресурса бандажа колесной пары – его диаметр и разница диаметров.

Среди рассматриваемых контролируемых параметров, наилучшим образом отражающих зависимость изнашивания бандажей от разности диаметров методом множественного корреляционного анализа, выбрана разность диаметров (y), которая может быть представлена как функция двух аргументов: x_1 – прокат бандажей; x_2 – изменение толщины гребня. Их реализации будут соответственно: x_{1i} , x_{2i} , y_i ($i = 1, 2, \dots, n$), если n – объем выборки. Если случайная величина Y для любой фиксированной пары значений $(x_1; x_2)$ распределяется по нормальному закону, то ее можно описать математическим ожиданием и дисперсией: $Y = a + b_1x_1 + b_2x_2$.

Расчет уравнений регрессии контролируемых параметров выполнен по принципу последовательных включений по методике, разработанной автором, представленной в диссертации. Для оценки предельно допустимой разницы в диаметрах бандажей $y_{\text{доп.}} = \Delta D_{\text{доп.}}$ определяют параметры x_1 и x_2 , значение которого раньше достигает предельно допустимой величины, и для этого параметра находят значение другого, используя при этом полученные уравнения регрессии. Подставив полученные величины x_1 и x_2 в уравнения вида $y = f(x_1; x_2)$, можно получить значения предельно допустимой разности диаметров бандажей одной колесной пары во время эксплуатации. Значения $\Delta D_{\text{доп.}}$, различные для электровозов серий ЧС2, ЧС2^Т, ЧС7, ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11 в разных локомотивных депо, объясняются конструкцией механической части электровоза, различными условиями эксплуатации.

Построение эмпирических регрессий в виде полей корреляций для каждой из групп мероприятий по снижению износа показали, что рассматриваемые эмпирические зависимости при фиксированной разности в диаметрах бандажей могут быть аппроксимированы линейными функциями вида $y_i = a_i L + b$ (y_i – значение уменьшения толщины гребня при фиксированном значении ΔD , b – начальное значение износа гребня для каждого ΔD). Значения угловых коэффициентов a_i определяют интенсивность износа гребней.

В первом приближении функцию интенсивности износа гребня можно представить в виде двух линейных отрезков, каждый из которых соответствует одному из двух характерных периодов – периоду нормальной эксплуатации и периоду интенсивного износа гребней:

$$\begin{cases} a_1(\Delta D) = A_1 \Delta D + B_1, & \Delta D \leq \Delta D_1; \\ a_2(\Delta D) = A_2 (\Delta D - \Delta D_1) + B_2, & \Delta D_1 \leq \Delta D. \end{cases} \quad (12)$$

Целевой функцией аппроксимации экспериментальных точек будет выражение:

$$Z = \sum_{i=1}^n [a(\Delta D_i) - a_i]^2 \Rightarrow \min. \quad (13)$$

При этом аппроксимация интенсивности износа гребня сводится к кусочно-линейной аппроксимации эмпирической функции $a'(\Delta D)$, заданной n точками с координатами $(\Delta D_i; a_i)$. Целевая функция примет вид

$$Z = \sum_{\Delta D_i \leq \Delta D_1} [A_1 \Delta D_i + B_1 - a_i]^2 + \sum_{\Delta D_i > \Delta D_1} [A_2 (\Delta D_i - \Delta D_1) + A_1 \Delta D_1 + B_1 + a_i]^2 \Rightarrow \min. \quad (14)$$

Целевая функция зависит от четырех параметров: $A_1, A_2, B_1, \Delta D_1$, однако, учитывая, что ΔD_1 совпадает с граничным значением линейных отрезков функции $a'(\Delta D)$, область его применения ограничена набором $\Delta D_1, \Delta D_2, \dots, \Delta D_n$, поэтому для понижения порядка системы неизвестных величин целесообразно зафиксировать значение ΔD_1 и определить локальный минимум целевой функции Z , затем повторить решение при другом значении ΔD_1 , выбрав то, которое обеспечивает наименьшее значение (глобальный минимум) целевой функции Z .

При фиксированном значении ΔD_1 минимизируется функция остальных трех аргументов $Z(A_1, A_2, B_1)$. При решении этой задачи был использован метод «скорейшего спуска» для нахождения минимума функций нескольких переменных численного решения уравнений. Вычисления сводятся к построению последовательной группы чисел $A_{1,K}, A_{2,K}, B_{1,K}$, где $K = 2, 3, \dots$ и так далее, исходя из групп $A_{1,1}, A_{2,1}, B_{1,1}$, представляющих собой произвольную совокупность чисел по возможности близкую к какому-либо из решений уравнения (14). Группа чисел $A_{1,K}, A_{2,K}, B_{1,K}$ представляет собой значения известных коэффициентов.

Зависимость интенсивности износа гребня от разности диаметров бандажей колесной пары электровоза ВЛ10 в виде функции интенсивности износа гребня $a'(\Delta D)$ показана на рисунке 20.

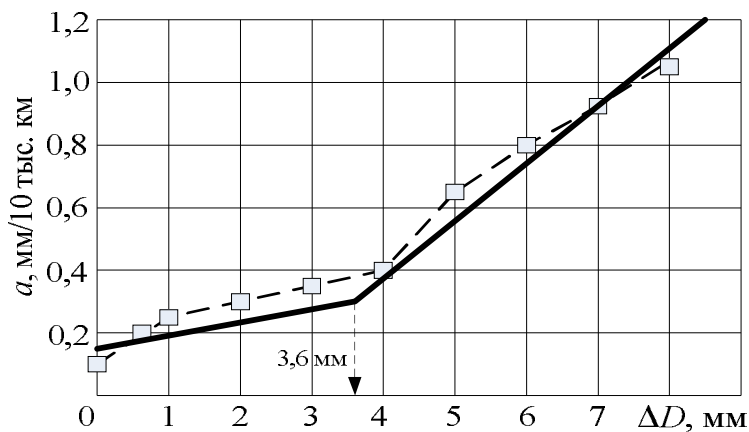


Рисунок 20 – Зависимость интенсивности износа гребня от разности диаметров бандажей колесных пар электровоза серии ВЛ10

$$E = E_{1i} + E_{2i} + E_{3i}, \quad (15)$$

где E_{1i} – расходы, связанные с сокращением срока службы бандажей в связи со снятием некоторого слоя металла при обточках; E_{2i} – расходы на обточку бандажей (рабочую силу, режущий инструмент, электроэнергию, амортизацию станка); E_{3i} – расходы, связанные с простоем электровоза из-за обточки бандажей колесной пары.

Эксплуатационные затраты E_{1i} , E_{2i} и E_{3i} были определены для каждой серии ТПС во всех рассматриваемых депо в зависимости от наработки (пробега) до обточки, который изменяли от 50 до 400 тыс. км с градацией 10 тыс. км. При увеличении наработки от момента полного восстановления конфигурации профиля (обточки) составляющая E_{1i} увеличивается во время периода приработки бандажа и увеличения проката. В это время интенсивность нарастания проката опережает уменьшение толщины гребня. При дальнейшем увеличении пробега L увеличивается разность диаметров бандажей колесной пары, что ведет к интенсивному износу гребней и увеличению толщины снимаемого металла x_T при обточке. Увеличение x_T ведет к дальнейшему росту величины E_{1i} . Таким образом, начало резкого увеличения расходов E_{1i} соответствует периоду износа бандажа, когда начинает лимитировать износ гребня.

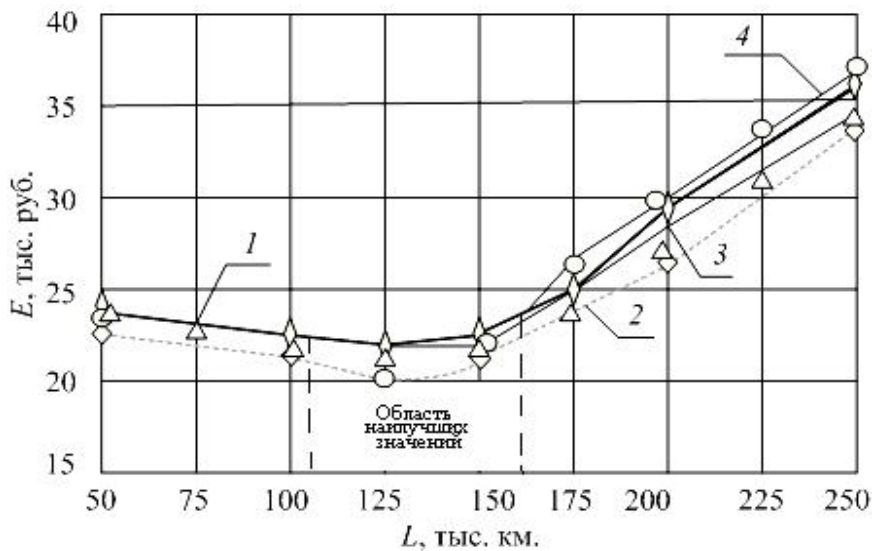
Расходы на обточку бандажей колесной пары, расходы, связанные с простоем ТПС, и количество обточек снижаются при увеличении пробега L и, соответственно, уменьшаются: необходимое время на простой локомотива на обточку; расходы на электроэнергию и техническое обслуживание; текущий и капитальный ремонты станков по обточке колесных пар. Таким образом, функция $E(L)$ имеет минимум в точке, соответствующей минимуму затрат на обточку, расходу толщины бандажа, простоем ТПС.

Значения расходов $E(L)$ были аппроксимированы параболической функцией:

$$E(L) = a_0 + a_1 L + a_2 L^2. \quad (16)$$

Для других серий локомотивов полученные зависимости аналогичны. Значения допустимой разности диаметров колесных пар ТПС $\Delta D_{\text{доп.}}$ должны быть обоснованы с экономической точки зрения, то есть соответствовать минимуму затрат на обточку, расходы бандажа, простоя ТПС. Эксплуатационные затраты:

Аналитические зависимости расходов на ремонт бандажей от пробега до обточки колесной пары для электровозов ВЛ8, ВЛ10 и ВЛ11 представлены на рисунке 21. Для других типов и серий ТПС полученные зависимости носят аналогичный характер.



1 – ВЛ11 Свердловск-сортировочный,
2 – ВЛ8 Рыбное, 3 – ВЛ11 Пермь-сортировочная,
4 – ВЛ10 Курган

Рисунок 21 – Зависимость расходов на ремонт бандажей от пробега до обточки колесной пары для электровозов ВЛ8, ВЛ10 и ВЛ11

щих дисперсий удельных расходов D_q на ремонт бандажей колесных пар. Это свидетельствует об адекватности выбранных аналитических зависимостей и подтверждает достаточно тесную связь расходов E с пробегом L . Для определения пробега до обточки, которому соответствует минимум удельных суммарных затрат на ремонт колесной пары, решают уравнение $E'(L)=0$. Значение $L_{\text{отп.}}$ подставляют в уравнения вида $Y(X_1; X_2)$ и определяют значения $Y_{\text{доп.}} = \Delta D_{\text{доп.}}$.

При использовании различных методов расчета (последовательных включений, кусочно-линейной аппроксимации и с учетом затрат на ремонт) можно утверждать, что различные значения $\Delta D_{\text{доп.}}$ (от 0,5 до 3,6 мм) для соответствующих депо и серий ТПС являются допустимыми значениями разности в диаметрах бандажей колесной пары в эксплуатации, так как при величине большей, чем $\Delta D_{\text{доп.}}$, интенсивность износа гребня будет резко возрастать.

Устройство для измерения диаметров бандажей колесных пар по кругу катания без выкатки из-под ТПС, разработанное автором, защищено авторским свидетельством (а.с. № 1717936, МКИ G 01 B 5/08).

Принцип работы устройства, заключается в измерении диаметра бандажа D_B путем замера расстояния Δ , которое выражается по рисунку 22:

$$\Delta = l - m = \sqrt{D_B d_p} - \sqrt{D_B S - S^2}, \quad (17)$$

где d_p – диаметр ролика (движка) устройства; S – толщина скоса линейки.

Аналитическим зависимостям величин удельных расходов от пробега для каждой серии локомотива ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ЧС2, ЧС2^Т и ЧС7 в каждом рассматриваемом депо соответствует коэффициент корреляции близкий к единице. Остаточные дисперсии, характеризующие разброс эмпирических данных около аналитических зависимостей, на порядок меньше соответствующих

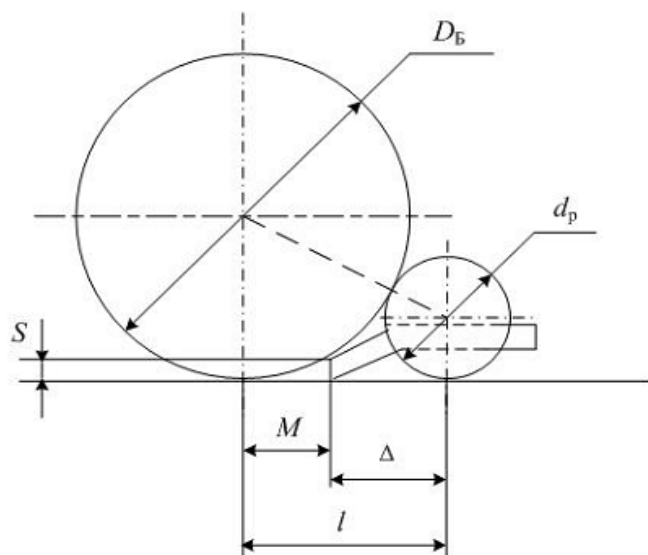


Рисунок 22 – Принцип работы устройства для измерения диаметра бандажей

50 до 100; от 100 до 200; от 200 до 500. Для каждой группы установлены интервалы в зависимости от пробега (от 0 до 10, от 10 до 20, от 20 до 30 тыс. км и так далее). Изменение ресурса бандажей колесных пар до обточки при различных значениях величины возвращенной в контактную сеть электроэнергии представлено на рисунке 23.

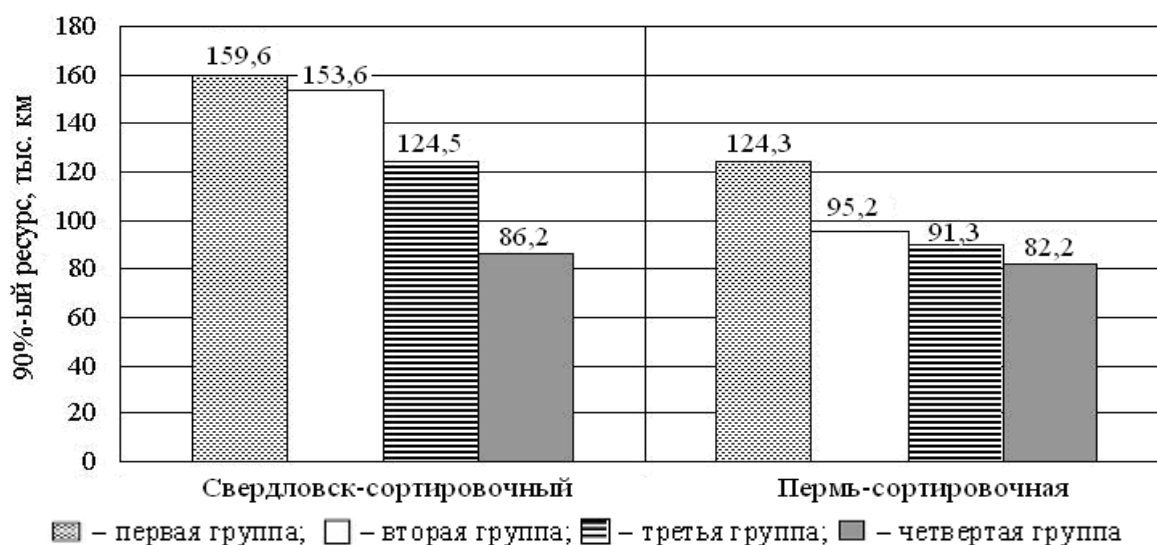


Рисунок 23 – Ресурс бандажей колесных пар до обточки от степени использования рекуперативного торможения в локомотивных депо

Увеличение количества возвращенной в контактную сеть электроэнергии приводит к росту интенсивности износа гребней колес и уменьшению межремонтных пробегов электровозов. Из анализа результатов опытных поездок на участке Свердловск-Сортировочный – Шаля установлено, что при электрическом торможении с токами рекуперации свыше 450 А тормозные усилия концентрируются в головной части поезда; колесные пары занимают перекосное положение в колее. Последнее ведет к повышенному трению гребней колесных

Квадраты характеристик, полученные в результате расчетов для диаметров бандажей, составляют 5,3 %, а для разности диаметров – 6,2 %.

Для оценки эффективности и взаимосвязи влияния рекуперативного торможения электровозов на интенсивность износа колесных пар выполнен комплекс исследований. Исследуемые электровозы разделили на четыре группы (в зависимости от количества возвращенной в контактную сеть электроэнергии), кВт·ч: от 0 до 50; от

пар о боковые поверхности рельсов, повышенному угону пути и его расшивке, росту бокового износа рельсов, подрезу бандажей колесных пар. Увеличение массы и длины поездов резко ухудшает рассмотренную ситуацию.

Колесным парам присущи как параметрические, так и непараметрические отказы.

В седьмой главе рассмотрен один из факторов повышения надежности колесных пар ТПС в эксплуатации – качество посадки бандажа на колесном центре. Применяемый в настоящее время субъективный способ оценки, основанный на сравнении обработанной поверхности с эталонами шероховатости (ГОСТ 2789–98), не обеспечивает надлежащего качества контроля. Более достоверные результаты дает предлагаемый способ определения шероховатости посадочных поверхностей с применением прибора, разработанного автором.

С целью оценки точности определения шероховатости (класса чистоты), соответствия требованиям на изготовление колесных пар и инструкции ЦТ/329 (ЦТ/4351) с использованием предлагаемого прибора путем сравнения с эталонами производился контроль шероховатости посадочных поверхностей «бандаж–колесный центр» 207-ми колесных пар при соблюдении допустимой величины овальности (не более 0,5 мм), конусности (не более 0,2 мм) и величины натяга перед насадкой бандажа на обод колесного центра. За каждым бандажом велись наблюдения в эксплуатации и фиксировались случаи ослабления и пробег L от ремонта до проворота или ослабления бандажа на колесном центре. После отказа бандажей наблюдения прекращались. Класс чистоты обработки каждого из 414 бандажей перед насадкой на колесный центр определяли с помощью двух способов: существующего (сравнение обработанной поверхности с эталоном) и с помощью предлагаемого автором прибора. Если результаты оценки шероховатости двумя способами совпадали (соответствовали 5-му классу чистоты), то бандажи относили к группе А. В этой группе, состоящей из $N_A = 108$ бандажей, наблюдения проводились до пробега $l_A = 460 \cdot 10^3$ км. За этот период вышел из строя $n_A = 21$ бандаж, 7 из них были с ослаблениями, а 14 – с проворотом.

Если по оценке существующим способом шероховатость поверхности соответствовала 5-му классу чистоты, а оценка предлагаемым способом не подтверждала его и показывала, что шероховатость соответствует 3-му или 4-му классу чистоты, то такие бандажи были объединены в группу Б, $N_B = 306$ бандажей. Наблюдения за бандажами из этой группы проводили до пробега $l_B = 380 \cdot 10^3$ км. За этот период отказали $n_B = 68$ бандажей (с ослаблением – 12, с проворотом – 56). Класс чистоты обработки посадочных поверхностей колесных центров соответствовал требованиям инструкции ЦТ/329. Анализ отказов колесных пар из-за проворота бандажей показывает, что с увеличением наработки интенсивность отказов возрастает по мере уменьшения их толщины, при

этом интенсивность зависит от состояния обработки и фактического определения качества сопрягаемых поверхностей (рисунок 24).

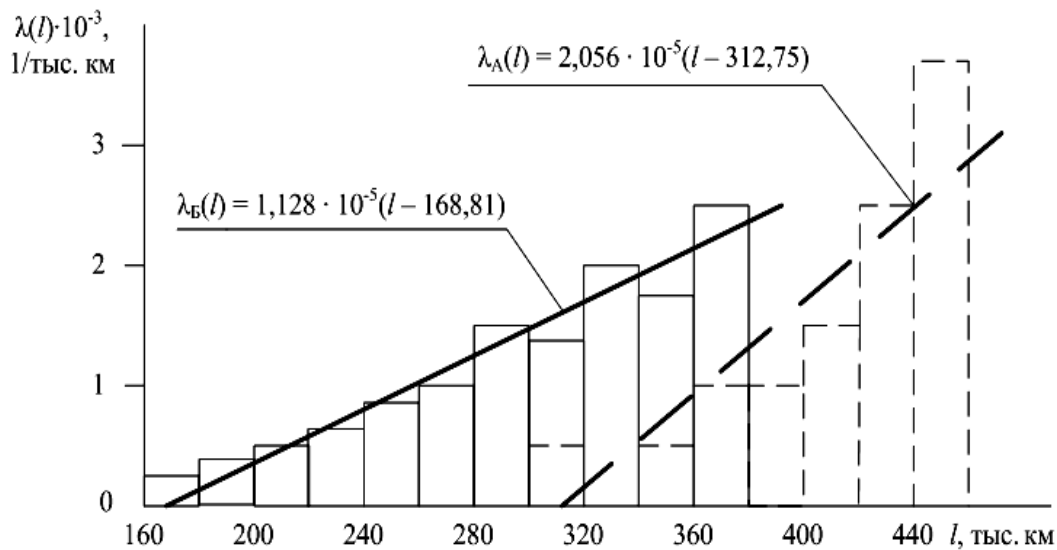


Рисунок 24 – Интенсивности отказов (ослаблений и проворотов) бандажей колесных пар двух групп исследования

Это подтверждает необходимость контроля качества обрабатываемых посадочных поверхностей и доказывает преимущество использования прибора контроля, разработанного автором.

Из диаграмм интенсивности отказов двух групп бандажей видно, что $\lambda_A(l)$ бандажей, обработка которых соответствует 5-му классу чистоты, лежит в области больших пробегов, чем $\lambda_B(l)$ бандажей с 3-м или 4-м классом чистоты обработки поверхностей.

Вероятность безотказной работы бандажей колесных пар будет определяться соотношением

$$P_{\Sigma}(l) = P_1(l)P_2(l), \quad (18)$$

где $P_1(l)$ – вероятность того, что при наработке l не возникнет постепенного отказа бандажа, $P_1(l) = 1 - F_1(l)$; $P_2(l)$ – вероятность того, что до наработки l не произойдет внезапный отказ бандажа.

Параметрическая функция распределения $F_1(l)$ рассчитана по модели накапливающихся повреждений, параметры которой являются исходными для модели отказов с релаксацией.

Функция распределения наработки на отказ $F_2(l)$ найдена по модели отказов с релаксацией решением системы уравнений состояний, характеризующих марковский процесс. Анализ и проверка соответствия эмпирических функций распределения различным теоретическим законам осуществлялось по критерию Колмогорова–Смирнова. В результате установлено, что наработка бандажей колесных пар до ослабления и (или) проворота хорошо описывается экспоненциальным законом распределения. Суммарная функция распределения наработки на отказ бандажа $F_{\Sigma}(l) = 1 - P_{\Sigma}(l)$ (рисунок 25).

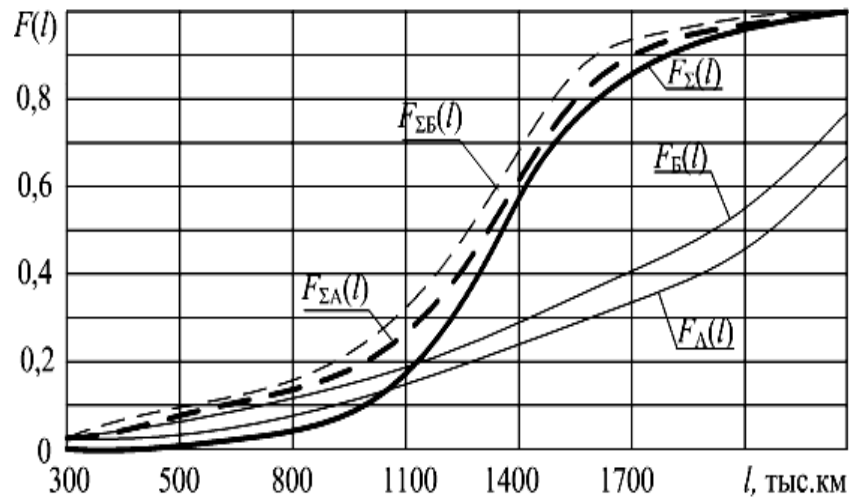


Рисунок 25 – Функции распределения наработок на отказ бандажей групп А и Б

По эмпирическим функциям суммарный параметр потока отказов бандажей колесных пар определяется решением интегрального уравнения Вольтера II рода:

$$\omega_{\Sigma}(l) = f(l) + \int_0^l \omega(\tau) f(l - \tau) d\tau, \quad (19)$$

где $f(l)$ – функция плотности распределения наработки на отказ вычисленная по эмпирической функции распределения численным дифференцированием.

Решение интегрального уравнения (19) осуществлялось численным методом в виде следующей рекуррентной последовательности:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_0 = \omega_0; \\ f_1 = (\omega_1 - h\omega_1 f_0 / 2) / (1 + h\omega_0 / 2); \\ f_2 = (\omega_2 - h(2\omega_1 f_1 + \omega_2 f_0) / 2) / (1 + h\omega_0 / 2); \\ \\ f_n = (\omega_n (1 - hf_0 / 2) - h \sum_{i=1}^{n-1} \omega_i f_{n-i}) / (1 + h\omega_0 / 2), \end{array} \right. \quad (20)$$

где h – шаг интегрирования, принятый равным 1 тыс. км.

Точность численного решения оценена сопоставлением результатов решения интегрального уравнения (19) численным (20) и аналитическими методами для нормального закона распределения наработки на отказ. Совпадение результатов расчета, полученных двумя методами при одних и тех же исходных данных, свидетельствует о достаточной точности численного решения.

Определение затрат на смену бандажей является важным при решении задачи оптимизации межремонтных пробегов. Затраты на плановый ремонт C_{Π} включают в себя затраты на материалы C_1 , оплату труда C_2 и потери от простоя локомотива C_3 . Затраты на неплановый ремонт $C_{\text{Н}}$, помимо указанных величин C_1 , C_2 , C_3 , включают потери C_4 , вызванные отказом ТПС в пути следования, которые определяются: $C_{\text{Н}} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$. Тогда $C_{\text{Н}} \geq C_{\Pi}$, причем $C_{\text{Н}} = C_{\Pi}$ только для тех элементов, отказы которых не вызывают задержек локомотивов в пути следования.

Используя относительные величины C_H и C_{Π} можно определить пробег между плановыми ремонтами L_0 , которому соответствует минимальное значение средних суммарных удельных затрат $q(L_0)$, то есть наилучший пробег до смены бандажей колесных пар. Обозначим отношение затрат на неплановые и плановые ремонты через K ($K \geq 1$).

Выразив C_H через K и C_{Π} , получаем:

$$q(L) = C_{\Pi} \frac{K \int_0^L \omega(\lambda) d\lambda + 1}{L}. \quad (21)$$

По физическому смыслу величина, стоящая в числителе, является суммарными затратами на проведение неплановых и плановых ремонтов, поэтому выражение в скобках представляет собой суммарное приведенное число ремонтов, то есть величина $K \int_0^L \omega(\lambda) d\lambda$ приводит суммарное число неплановых ре-

монтов $\int_0^L \omega(\lambda) d\lambda$ к эквивалентному по стоимости числу плановых ремонтов.

В качестве целевой функции при определении наилучшего пробега L до смены бандажей групп А и Б выбраны суммарные удельные затраты на проведение плановых и неплановых ремонтов:

$$S(L) = \frac{K}{L} \int_0^L \omega(\lambda) d\lambda. \quad (22)$$

Так как C_{Π} является величиной постоянной в одних и тех же условиях, то экстремумы функций $q(L)$ и $S(L)$ будут соответствовать одному и тому же значению L_0 . Зависимость от наработки суммарного удельного приведенного числа ремонтов бандажей колесных пар двух групп при различных соотношениях затрат на выполнение плановых и неплановых ремонтов ($K = 1, 2, 3$) приведена на рисунке 26.

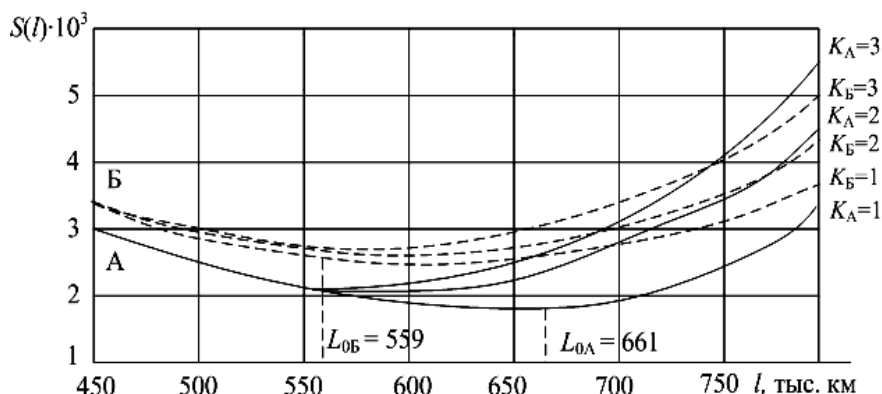


Рисунок 26 – Диаграммы определения пробега до смены бандажей

При $K = 1$ затраты минимальны, при этом пробег до смены бандажей колесных пар группы А – 661 тыс. км, а группы Б – 559 тыс. км. Увеличение K приводит к существенному уменьшению L_0 . Так, при $K = 3$ бандажи колесных пар группы А имеют $L_{0А} = 638$ тыс. км, а группы Б – $L_{0Б} = 537$ тыс. км.

Вывод: наилучший пробег до смены бандажей группы Б составляет 559 тыс. км, а для группы А – 661 тыс. км, тогда как пробег до замены бандажа по предельному износу составляет 683 тыс. км.

В восьмой главе рассмотрены вопросы внедрения и экономической эффективности результатов научного исследования по повышению ресурса бандажей колесных пар ТПС.

Результаты исследования и практические предложения внедрены в локомотивных депо Свердловской, Московской, Южно-Уральской, Куйбышевской, Горьковской, Дальневосточной, Октябрьской, Забайкальской, Северной и Приволжской железных дорог РФ. Устройство для контроля диаметров бандажей и их разности внедрено в 21 локомотивном депо, прибор для оценки шероховатости посадочных поверхностей «бандаж–обод» успешно используется в трех колесных цехах, приборы КИП и ИД с программным продуктом АРМ «Депо» проходят опытную эксплуатацию в пяти депо, а приборы К-61 и Т-71 внедряются на заводах и депо российских железных дорог.

Выполнен расчет экономического эффекта внедрения приборов и технических устройств контроля параметров колесных пар ТПС, методов и технических решений по повышению ресурса бандажей ТПС. Экономический эффект обеспечивается за счет использования разных типов профилей конфигурации поверхностей катания колесных пар различных серий локомотивов для определенных участков и условий их эксплуатации, устранения перекаса колесных пар в раме тележки, поддержания в эксплуатации допустимой разности диаметров, измененного способа контроля шероховатости посадочных поверхностей «бандаж–обод».

Ресурс бандажей колесных пар ТПС от комплексного применения предложенных автором методов можно определить:

$$L_{\text{ср.}\Sigma} = k_{\text{эф.}} \cdot \left(\sum_{i=1}^n \frac{L_{\text{исх.}(i)}}{n} + \sum_{i=1}^n \left[\frac{L_i - L_{\text{исх.}(i)}}{n} \right] \right), \quad (23)$$

где $L_{\text{исх.}(i)}$ – значение ресурса бандажа до внедрения i -го метода; L_i – значение ресурса после внедрения i -го метода; $k_{\text{эф.}}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность эффективности методов, направленных на повышение долговечности бандажей колесных пар при одновременном воздействии, $k_{\text{эф.}} = 0,9$.

В результате комплексного применения приведенных методов ресурс бандажа до смены составит 1038,66 тыс. км. Суммарный годовой экономический эффект от внедрения предложенных технических решений по повышению ресурса бандажей колесных пар ТПС составит более 40 тыс. руб. на один локомотив (в ценах на 1.01.2010 г.); ресурс бандажей колесных пар возрастет до 1 млн км. Чистый дисконтированный доход при дисконте 0,25 (ставка ЦБ РФ – 25 %) и рисковом коэффициенте 0,08 составит 23,833 тыс. руб./лок. при сроке окупаемости 0,23 года. Чистый дисконтированный доход от внедрения одного прибора КИП с АРМ «Депо» или АРМ ТПЗ за пять лет составит 418,9 тыс. руб. при сроке окупаемости 0,62 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложены методы, которые позволили разработать технические и технологические решения по эксплуатации и ремонту колесных пар ТПС, обеспечивающие увеличение ресурса бандажей на основе использования вероятно-статистических методов исследования, создания моделей и методик для количественной оценки их износа, связанного с особенностями конструкции ТПС, технического обслуживания и ремонта применительно к конкретным условиям их эксплуатации.

2. Разработана математическая модель, на основе которой проанализировано влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на интенсивность изнашивания гребней бандажей колесных пар применительно к конкретным условиям эксплуатации ТПС.

3. Предложены обоснованные критерии разных типов профиля бандажей колесных пар в зависимости от серии локомотива и условий его эксплуатации. Это позволило увеличить долговечность бандажей колесных пар ТПС в 16 локомотивных депо железных дорог России до 46,1 %.

4. Установлено в результате проведенных стендовых испытаний и экспериментальных исследований:

- оборудование ТПС системой гребнесмазывания «Тракмастер» позволяет повысить ресурс бандажей до 1,3 раза, применение рельсосмазывателя АРС-Эл – на 13 %, а обработка ТС НИОД гребней колесных пар пассажирских электровозов – до 1,4 раза;

- обработка гребней бандажей грузовых электровозов не эффективна из-за наличия гребневых тормозных колодок. ТС НИОД не успевает диффундировать в структуру металла на достаточную глубину, образовавшееся при обработке керамическое покрытие разрушается при торможении.

5. Изучено воздействие лубрикации на тяговые свойства электровоза на основе проведенных испытаний с использованием динамометрического вагона на опытных участках. Установлено, что работа системы гребнесмазывания «Тракмастер» не влияет на тормозной путь состава, коэффициент сцепления и максимальная сила тяги остаются неизменными в прямых участках пути, в кривых – уменьшаются на 8–10 %.

6. Проведены исследования по результатам корреляционного и регрессионного анализов распределения износа по ширине бандажа. Установлено, что максимальное его значение лежит не по кругу катания, а сдвинуто на 10–15 мм в направлении от гребня, что требует корректировки положения плоскости измерения геометрических параметров бандажей колесных пар ТПС.

7. Научно обоснованы нормы допустимого значения перекоса колесных пар относительно рамы тележки различных серий ТПС (от 1,0 до 2,3 мм). Разработана методика и созданы технические устройства для определения перекоса колесных пар в тележке ТПС.

8. Разработаны методы определения разности диаметров бандажей (последовательных включений, кусочно-линейной аппроксимации и с учетом затрат на ремонт), использование которых позволили определить их нормативные значения для колесных пар электровозов ЧС2, ЧС2^Т, ЧС7, ВЛ8, ВЛ10 и ВЛ11

(от 0,5 до 3,6 мм). Соблюдение установленных нормативных значений разности диаметров бандажей одной колесной пары для соответствующих депо и серий локомотивов позволяет повысить ресурс бандажей колесных пар ТПС до 69 %.

9. Исследовано влияние качества посадки бандажа на колесном центре. Разработана методика оценки влияния шероховатости посадочных поверхностей на эксплуатационную надежность сочленения «бандаж–обод» и наработку до смены бандажей, на 19 % увеличен ресурс колесных пар.

10. Установлено значение остаточного проката (0,5 мм), которое при увеличении количества обточек с 5 до 7 увеличивает ресурс до смены бандажей более чем на 30 %.

11. Разработаны способ измерения геометрических параметров колесных пар и программное обеспечение, позволяющих контролировать и прогнозировать сроки обточки и смены бандажей, осуществлять паспортизацию технических параметров ТПС, оценивать эффективность принятых технических решений.

Конструктивно проработаны и внедряются в локомотивных депо приборы и технические устройства, обеспечивающие решение задачи повышения долговечности колесных пар ТПС. Опыт эксплуатации приборов и устройств показал, что они удовлетворяют требованиям по достоверности контроля и могут быть рекомендованы к массовому применению на железных дорогах России.

Устройство для контроля диаметров бандажей и их разности внедрено в 21 локомотивном депо, прибор для оценки шероховатости посадочных поверхностей «бандаж–обод» успешно используется в трех колесных цехах, приборы К-61 и Т-71 внедряются на заводах и депо железных дорог.

Созданы и внедряются на сети железных дорог электронные приборы КИП и ИД с программным продуктом АРМ «Депо» (АРМ ТПЗ), чистый дисконтированный доход от внедрения которых за 5 лет составит 418,9 тыс. руб. при сроке окупаемости 0,62 года.

12. Результаты исследования и практические предложения внедрены в:

- локомотивных депо Свердловской, Московской, Южно-Уральской, Куйбышевской, Горьковской, Дальневосточной, Октябрьской, Забайкальской, Северной и Приволжской железных дорог России;
- учебном процессе УрГУПС.

13. Выполнена оценка экономической эффективности внедрения предлагаемых решений по повышению ресурса бандажей колесных пар тягового подвижного состава. Реализация предложенных автором технических решений позволяет увеличить ресурс колесных пар тягового подвижного состава в среднем на 35–40 % при годовом экономическом эффекте более 40 тыс. руб. на один локомотив (в ценах на 01.01.2010 г.).

14. В результате комплексного применения приведенных методов ресурс бандажа до смены составит 1038,66 тыс. км. Таким образом, реализуя предложенные автором методы, есть возможность выполнить требование Стратегии развития железнодорожного транспорта России до 2030 г. и уже в настоящее время повысить ресурс бандажей колесных пар до 1 млн. км.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

Во включенных в перечень установленных ВАК Минобрнауки России ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:

1. Буйносов А. П. Использование гребнесмазывателей системы «Тракмастер» для уменьшения износа гребней колесных пар локомотивов [Текст] // Транспорт: наука, техника, управление. – 2006. – № 11. – С. 44–46. – ISSN 0236–1914.
2. Буйносов А. П. Определение допустимой разности диаметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава [Текст] // Транспорт Урала. – 2009. – № 4 (23). – С. 53–54. – ISSN 1815–9400.
3. Буйносов А. П. Влияние упрочнения на ресурс бандажей колесных пар [Текст] / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров // Транспорт Урала. – 2010. – № 1 (24). – С. 63–68. – ISSN 1815–9400.
4. Буйносов А. П. Автоматизированный контроль параметров колесных пар тягового подвижного состава [Текст] // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 7. – С. 52–53. – ISSN 0044–4448.
5. Буйносов А. П. Выбор оптимального остаточного проката бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 [Текст] // Транспорт Урала. – 2010. – № 2 (25). – С. 45–47. – ISSN 1815–9400.
6. Буйносов А. П. Анализ влияния разности диаметров колесных пар по кругу катания на экономическую реализацию их ресурса [Текст] / А. П. Буйносов, А. А. Воробьев // Транспорт Урала. – 2010. – № 2 (25). – С. 48–52. – ISSN 1815–9400.
7. Буйносов А. П. Методика контроля шероховатости посадочных поверхностей, обеспечивающая надежность соединения «бандаж–обод» колесных пар тягового подвижного состава [Текст] // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 2 (22). – С. 5–14. – ISBN 1997–0722.
8. Буйносов А. П. Методика оценки влияния разности диаметров бандажей колесных пар на их износ [Текст] / А. П. Буйносов, А. А. Воробьев // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 4. – С. 38–43. – ISBN 0869–8163.
9. Буйносов А. П. Еще раз об износе колеса и рельса [Текст] // Путь и путевое хозяйство. – 2010. – № 9. – С. 23–26. – ISSN 0033–4715.
10. Буйносов А. П. Повышение ресурса бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 [Текст] / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 9. – С. 51–52. – ISSN 0044–4448.
11. Буйносов А. П. Определение допустимой разности диаметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава методом последовательных включений [Текст] // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 3 (23). – С. 54–63. – ISBN 1997–0722.
12. Буйносов А. П. Прибор для контроля рельсов [Текст] / А. П. Буйносов, Н. А. Михайлова, О. М. Михайлова // Путь и путевое хозяйство. – 2010. – № 10. – С. 13–15. – ISSN 0033–4715.
13. Буйносов А. П. Разработка и аппаратная реализация прибора для измерения геометрических параметров бандажей колесных пар [Текст] // Транспорт Урала. – 2010. – № 3 (26). – С. 64–68. – ISSN 1815–9400.

14. Буйносов А. П. Оценка эффективности снижения износа бандажей колесных пар электровозов, обточенных по различным профилям [Текст] // Транспорт: наука, техника, управление. – 2010. – № 12. – С. 40–42. – ISSN 0236–1914.

15. Буйносов А. П. Автоматическая система мониторинга состояния бандажей колесных пар тягового подвижного состава [Текст] / В. Л. Балдин, А. П. Буйносов // Вестник ВЭЛНИИ. – Новочеркасск, 2010. – № 2(60). – С. 113–125. – ISSN 1816–1928.

16. Буйносов А. П. Определение допустимой разности диаметров бандажей колесной пары электровозов [Текст] // Вестник РГУПС. – 2010. – № 4. – С. 25–34. – ISSN 0201–727X.

17. Буйносов А. П. Модель эксплуатационного износа сложных систем железнодорожного транспорта [Текст] // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 4(24). – С. 21–25. – ISSN 1997–0722.

18. Буйносов А. П. Влияние применения триботехнического состава НИ-ОД на ресурс колесных пар электроподвижного состава [Текст] / А. П. Буйносов, К. А. Стаценко, В. А. Тихонов // Вестник транспорта Поволжья. – 2011. – № 1(25). – С. 30–35. – ISSN 1997–0722.

19. Буйносов А. П. Влияние смазки на тяговые свойства электровоза ВЛ11 [Текст] // Вестник РГУПС. – 2011. – № 1. – С. 39–42. – ISSN 0201–727X.

20. Буйносов А. П. Выбор профиля поверхности катания бандажей колесных пар промышленных тепловозов [Текст] / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров, И. М. Пышный // Транспорт Урала. – 2011. – № 1. – С. 44–47. – ISSN 1815–9400.

21. Буйносов А. П. Математическая модель повышения ресурса бандажей колесных пар электровозов [Текст] / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров, В. Л. Балдин // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2011. – № 4. – С. 43–48. – ISSN 1684–2561.

Монографии:

22. Буйносов А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения [Текст] / Научное издание. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2009. – 224 с. – ISBN 978–5–94614–148–2.

23. Буйносов А. П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава [Текст]: Монография. – М.: ГОУ «УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 244 с. – ISBN 978–5–9994–0038–3.

Другие публикации:

24. Буйносов А. П. Устройство для измерения диаметра бандажа колеса локомотива [Текст] / А. В. Горский, А. П. Буйносов. А.С. № 1717936, СССР, МКИ G 01 B 5/08, Опубл. в Б.И. – 1992. – № 9. – 2 с.

25. Буйносов А. П. Срок службы бандажей продлить можно [Текст] / Н. Ф. Медведев, А. П. Буйносов // ЭТТ: Электрическая и тепловозная тяга. – 1989. – № 6. – С. 38. – ISSN 0869–8147.

26. Буйносов А. П. Влияние шероховатости посадочных поверхностей на надежность сочленения «бандаж-обод» [Текст] / И. П. Исаев, А. В. Горский,

- А. А. Воробьев, А. П. Буйносов // Вестник ВНИИЖТ. – 1991. – № 1. – С. 27–29. – ISSN 0869–8163.
27. Буйносов А. П. Использование ресурса бандажей колесных пар электропоездов [Текст] / А. В. Горский, А. П. Буйносов, М. А. Волков // Железнодорожный транспорт. – 1991. – № 1. – С. 34–35. – ISSN 0044–4448.
28. Буйносов А. П. Анализ износа бандажей [Текст] / А. В. Горский, А. П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. – 1991. – № 1. – С. 46–47. – ISSN 0044–4448.
29. Буйносов А. П. Повышение ресурса бандажей колесных пар электропоездов в результате изменения технологии обточки [Текст] // Автоматизация и современные технологии. – 1992. – № 2. – С. 23–25. – ISSN 0869–4931.
30. Буйносов А. П. Об износе бандажей электропоездов ЧС2 и ЧС7 [Текст] / А. П. Буйносов, В. С. Клинский // Железнодорожный транспорт. – 1992. – № 5. – С. 45–46. – ISSN 0044–4448.
31. Буйносов А. П. Система ремонта локомотивов на конкретных участках обращения [Текст] / А. Т. Головатый, И. П. Исаев, А. В. Горский, А. П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. – 1992. – № 7. – С. 40–44. – ISSN 0044–4448.
32. Буйносов А. П. Как влияет шероховатость на повышение ресурса бандажей колесных пар [Текст] // Сб. науч. тр. ВЭЛНИИ. – 1993. – С. 12–17. – ISSN 1816–1928.
33. Буйносов А. П. Износ бандажей и рельсов: причины и возможности сокращения [Текст] // Железнодорожный транспорт. – 1994. – № 10. – С. 39–41. – ISSN 0044–4448.
34. Буйносов А. П. Обеспечение эффективного смазывания бандажей локомотивов [Текст] / А. П. Буйносов, С. А. Дибров // Железнодорожный транспорт. – 1994. – № 11. – С. 60–61. – ISSN 0044–4448.
35. Буйносов А. П. Влияние твердости колеса и рельса на их износ [Текст] // Локомотив. – 1995. – № 3. – С. 31–32. – ISSN 0869–8147.
36. Буйносов А. П. Важный фактор уменьшения износа колес и рельсов [Текст] / А. П. Буйносов, С. А. Дибров // Железнодорожный транспорт. – 1995. – № 6. – С. 39. – ISSN 0044–4448.
37. Буйносов А. П. Снизить интенсивность износа гребней [Текст] // Локомотив. – 1995. – № 6. – С. 31–32. – ISSN 0869–8147.
38. Буйносов А. П. Бесконтактные измерения бандажей колесных пар [Текст] / А. П. Буйносов, В. С. Наговицын, А. А. Калмыков, В. И. Елфимов // Железнодорожный транспорт. – 1995. – № 11. – С. 34–36. – ISSN 0044–4448.
39. Буйносов А. П. Новый гребнесмазыватель на основе графитосодержащего материала [Текст] / А. П. Буйносов, В. С. Наговицын // Железнодорожный транспорт. – 1996. – № 2. – С. 39–41. – ISSN 0044–4448.
40. Буйносов А. П. Повышение надежности бандажей [Текст] // Железнодорожный транспорт. – 1996. – № 12. – С. 23–24. – ISSN 0044–4448.
41. Буйносов А. П. Эффект смазки [Текст] / А. П. Буйносов, М. Н. Трофимов, И. С. Цихалевский // Железнодорожный транспорт. – 1998. – № 5. – С. 41–44. – ISSN 0044–4448.

42. Буйносов А. П. Оценка качества термической обработки (твердости и структуры) металла неразрушающим методом магнитного контроля [Текст] / А. П. Буйносов, В. С. Наговицын, М. Н. Трофимов // Вестник Академии транспорта Российской Федерации. Уральское межрегиональное отделение. – Курган. – 1998. – С. 132–133.

43. Буйносов А. П. Повышение надежности бандажей [Текст] // Железнодорожный транспорт. – 1998. – № 12. – С. 23–24. – ISSN 0044–4448.

44. Буйносов А. П. Взаимодействие колеса и рельса [Текст] // Путь и путевое хозяйство. – 1999. – № 5. – С. 22–25. – ISSN 0033–4715.

45. Буйносов А. П. Оценка применяемых материалов бандажей колесных пар и рельсов [Текст] // Тяжелое машиностроение. – 2000. – № 11. – С. 16–20. – ISSN 0131–1336.

46. Буйносов А. П. Влияние разности диаметров колесных пар на их износ с учетом средств технической диагностики [Текст] / А. П. Буйносов, К. А. Стаценко // Ресурсосберегающие технологии на ж.д. транспорте: Сб. научн. тр. – ЧИПС, 2002. – С. 24–33.

47. Буйносов А. П. Определение натяга пары «бандаж–обод» с помощью ультразвуковых импульсов [Текст] // А. П. Буйносов, К. А. Стаценко, Н. И. Сергеев / Транспорт Урала. – 2004. – № 3 (3). – С. 31–37. – ISSN 1815–9400.

48. Буйносов А. П. Анализ процессов эксплуатационного износа гребней бандажей колесных пар электровозов [Текст] / А. П. Буйносов, К. А. Стаценко, Н. Г. Фетисова // Электрическая тяга: Сб. науч. тр. – Екатеринбург: УрГУПС, 2008. – Вып. 68(151). – С. 10–19.

49. Буйносов А. П. Влияние разности диаметров бандажей на их износ колесных пар тягового подвижного состава [Текст] // Вестник УрГУПС. – 2010. – № 3(7). – С. 62–73. – ISBN 2079–0392.

50. Буйносов А. П. Прибор для измерения параметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава [Текст] // Тяжелое машиностроение. – 2011. – № 3. – С. 17–19. – ISSN 0131–1336.

Буйносов Александр Петрович

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов
и электрификация

Сдано в набор

Формат бумаги 60×84 1/16

Заказ №

Подписано к печати

Объем 2,6 п. л.

Тираж 100 экз.

Типография УрГУПС, 620034, Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66