

РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

На правах рукописи

ФЕЙЗОВ Эмин Эльдарович

УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА КОЛЕСНЫХ ПАР
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор В.В. Шаповалов

Ростов-на-Дону

2016

Оглавление

Введение.....	4
1. Обзор и анализ существующих технологических средств, направленных на увеличение ресурса системы «колесо-рельс». Выводы, цели и задачи исследования.....	10
1.1. Обзор применяемых современных энергосберегающих технических средств на подвижном составе железных дорог.....	10
1.2. Технологические средства модифицирования контакта «колесо-рельс»	19
1.3. Анализ методов исследования процессов взаимодействия колеса с рельсом.....	45
1.4. Выводы по главе, цели и задачи исследования.....	51
2. Обработка априорной информации методом ранговой корреляции для определения основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар локомотивов.....	52
2.1. Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар маневровых тепловозов.....	55
2.2. Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар магистральных электровозов.....	60
2.3. Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар магистральных тепловозов.....	65
2.4. Выводы по главе.....	70
3. Методики и лабораторное оборудование для комплексных исследований системы «подвижной состав – путь»	71
3.1. Физико-математическое моделирование системы «подвижной состав - путь».....	72
3.2. Экспериментальные стенды для исследования динамических свойств системы «подвижной состав – путь».....	82
3.3. Исследование контакта «колесо локомотива – рельс».....	85
3.4. Выводы по главе.....	92
4. Разработка комплекса мероприятий, направленных на увеличение ресурса колесных пар локомотивов	93
4.1. Улучшение условий вписывания тележек локомотивов в кривые	93

4.2. Модифицирование рабочих поверхностей колес локомотива с целью повышения ресурса колесных пар.....	101
4.3. Методика идентификации поверхностных температур контакта «колесо-рельс» при наличии в контакте модификатора (третьего тела) ...	122
4.4. Оптимизация противоползунной системы	128
4.5. Выводы по главе	130
5. Эксплуатационные испытания рельсосмазывающего поезда. Эксплуатационные испытания противоползунной системы. Комплекс мер по повышению ресурса системы «колесо-рельс» РГУПС-СКЖД.....	131
5.1. Эксплуатационные испытания рельсосмазывающего поезда, оснащенного автоматическим гребнерельсосмазывателем (АГРС).....	131
5.2. Эксплуатационные испытания противоползунной системы	138
5.3. Комплекс мероприятий по повышению ресурса системы «колесо – рельс» РГУПС-СКЖД	139
Заключение. Основные выводы и рекомендации	141
Библиографический список	144
Приложения	159
Приложение 1	159
Приложение 2	161
Приложение 3	171
Приложение 4	175
Приложение 5	182

Введение

Актуальность темы исследования. Увеличение ресурса колесных пар и рельсов является стратегически важной задачей железнодорожной отрасли. С целью решения задач повышения эффективности и надежности подвижного состава и железнодорожного пути, а также выполнения «Плана развития ОАО «РЖД» до 2030 года» необходимо выполнить большой объем комплексных исследований по определению факторов и степени их влияния на условия взаимодействия колеса с рельсом и, соответственно, на ресурс колесных пар и рельсов [1]. В частности, необходимо решить следующие задачи, которые были сформулированы участниками в рамках научно-практической конференции «Устройство и содержание пути и подвижного состава при тяжеловесном и скоростном движении. Колесо-рельс», прошедшей на «Экспериментальном кольце» ВНИИЖТа: увеличение ресурса колесных пар тягового подвижного состава до 1 млн. км; рост долговечности вагонных колес до 1,3 млн. км.

Определение рациональных режимов взаимодействия подвижного состава и пути, разработка систем, средств и материалов, снижающих износ элементов пути и ходовых частей подвижного состава, совершенствование методов увеличения ресурса колесных пар подвижного состава представляют собой важную практическую ценность. Реализация этих задач позволяет обеспечить ряд положительных эффектов: предотвращение вкатывания гребня колеса на головку рельса; увеличение ресурса колесных пар подвижного состава; снижение сопротивления движению поезда в кривых и прямых участках пути и, следовательно, экономия топливно-энергетических ресурсов; повышение уровня безопасности движения на железнодорожном транспорте; улучшение экологических показателей железнодорожного транспорта (снижение шума, вибрации, загрязнения окружающей среды) и др.

От величины и стабильности значения коэффициента трения в контакте колесо-рельс зависят важные технико-экономические показатели системы «железнодорожный подвижной состав – путь», а также надежность и долговечность ее элементов [2].

Для реализации сил тяги и удержания подвижного состава на рельсах колесо имеет две рабочие поверхности: фрикционную (поверхность круга катания) и антифрикционную – поверхность гребня колесной пары. При выполнении процесса гребнесмазывания, за счет отсутствия конструктивной границы между поверхностями гребня и круга катания очень высока вероятность попадания смазочного материала, особенно жидкого, на тяговую поверхность. В случае попадания смазочного материала на тяговую поверхность колеса происходит значительное падение коэффициента трения, а следовательно и коэффициента сцепления [3].

В связи с различными функциями, которые должны выполнять поверхности гребней колес и круга катания требования к показателям взаимодействия поверхностей гребня и круга катания противоположны. Для обеспечения относительно низкого уровня сопротивления движению поезда величина коэффициента трения поверхностей гребня колеса и боковой поверхности головки рельса лежит в диапазоне 0,12–0,14. С целью обеспечения максимального уровня тягового усилия коэффициент трения (сцепления) должен быть на уровне 0,27 и более. При этом должен быть реализован высокий уровень стабильности значений вышеназванного коэффициента трения.

Кроме того, для исключения условий вкатывания колеса и понижения величины интенсивности изнашивания гребней колес и рельсов, а также снижению уровня потерь тяговой энергии, особенно в кривых участках пути требуется максимально снизить трение между гребнем колеса и боковой поверхностью головки рельса.

Условия контактирования рабочих поверхностей колес и рельсов определяют во многом их ресурс. Для решения задачи по увеличению ресурса колесных пар и рельсов необходимо выполнить комплекс исследований, разработать обоснованные, технологические, конструктивные схемы и средства улучшения условий взаимодействия подвижного состава с рельсами. Вышеназванные вопросы являются актуальной проблемой железнодорожной отрасли.

Степень разработанности темы исследования. В настоящее время изучением темы взаимодействия колес с рельсами занимаются

отечественные и зарубежные ученые, однако, несмотря на достигнутые успехи, проблема увеличения ресурса колесных пар подвижного состава путем улучшения условий взаимодействия рабочих поверхностей колесных пар и рельсов на микроуровне сохраняет остроту и требует своего дальнейшего решения.

С целью преодоления термомеханических повреждений колесных пар подвижного состава и рельсов, под руководством доктора технических наук, профессора В.В. Шаповалова, разработаны теоретические основы динамического мониторинга так называемых фрикционных мобильных систем, к которым относится, в частности, система «колесо – рельс». При этом тема изучения аномального состояния контакта колеса с рельсом, термомеханических повреждений колес на немеханизированных сортировочных горках, влияния смазочных материалов на формирование максимальных температур в контакте остается недостаточно изученной.

Цель и задачи исследования

Целью работы является разработка и совершенствование научно обоснованных методов и способов, направленных на увеличение ресурса колесных пар подвижного состава, на повышение эффективности эксплуатации системы «подвижной состав – путь».

В соответствии с поставленной целью в работе решаются следующие **задачи**:

- 1 Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар, с учетом специфики условий эксплуатации подвижного состава.
- 2 Предложение схемы контроля состояния контакта колеса и рельса.
- 3 Разработка технологии и технологического оборудования для увеличения ресурса колесных пар подвижного состава.
- 4 Апробирование предложенных методов и способов увеличения ресурса колесных пар подвижного состава в эксплуатации.

Объект исследования: система «подвижной состав – путь», подсистема «колесо – рельс».

Предметом исследования является изучение возможностей управления термомеханическими и динамическими процессами для

увеличения эксплуатационного ресурса системы «подвижной состав – путь», в частности подсистемы «колесо – рельс».

Научная новизна:

1 Выведен критерий обеспечения идентичности поверхностных температур на натурном и модельном объектах для контакта «колесо – рельс».

2 Разработан метод оценки термомеханической нагруженности зоны контакта колеса с рельсом при наличии в ней смазочного материала.

3 Предложена схема контроля состояния контакта колеса и рельса.

4 Разработан контактно-ротапирный способ рельсосмазывания, в котором в качестве рабочего органа используются гребни колесных пар подвижного состава.

5 Разработан способ двухкоординатного демпфирования и самоуплотнения в противоположных системах.

Теоретическая и практическая значимость работы

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать способ, технологию, технологическое оборудование и расходные материалы для модифицирования рабочих поверхностей бандажей колесных пар локомотивов с целью увеличения ресурса системы «колесо – рельс». Полученные результаты были реализованы в виде рельсосмазывающего поезда. Обеспечено нанесение на рабочие поверхности колес и рельсов смазочного материала, снижающего интенсивность изнашивания гребней бандажей колесных пар локомотивов до уровня 0,1–0,2 мм/10 тыс. км и, как следствие, увеличивающего ресурс колесных пар и рельсов на 20–40 %.

Разработаны способ, технология и технологическое оборудование для устранения термомеханических дефектов (односторонних «ползунов») поверхностей катания колес вагонов, резко снижающих их ресурс. В течение четырех лет оптимизированная противоположная система (ППС), исключая образование односторонних «ползунов», успешно эксплуатировалась на немеханизированной сортировочной горке. На оборудованных тормозных позициях сортировочной горки ст. Тихорецкая было обеспечено стопроцентное предотвращение образования

односторонних «ползунов» при реализации сортировочного процесса и, как следствие, полное сохранение ресурса бандажей колесных пар вагонов при осуществлении «башмачного» торможения.

Комплексные всесезонные эксплуатационные испытания подтвердили высокую эффективность разработанных и усовершенствованных способов увеличения ресурса колесных пар подвижного состава.

Разработанный метод оценки термомеханической нагруженности зоны контакта колеса с рельсом и предложенная схема контроля состояния контакта колеса и рельса позволяют оценивать потери тяговой мощности путем контроля наличия или отсутствия смазочного материала в контакте колес подвижного состава с рельсами, а также посредством прогнозирования остаточного ресурса разового нанесения смазочных материалов.

Методология и методы диссертационного исследования.

Для решения поставленных задач использовались методы физико-математического моделирования процессов взаимодействия колеса с рельсом, трибоспектральной идентификации термомеханических процессов взаимодействия колеса с рельсом, математического планирования эксперимента. Также были проведены экспериментальные исследования с соответствующими конструктивными и проверочными расчетами.

Положения, выносимые на защиту:

1. Критерий обеспечения идентичности поверхностных температур на натурном и модельном объектах для контакта «колесо – рельс», повышающий вероятность соответствия данных, полученных в лабораторных исследованиях и в натуральных условиях.

2. Метод оценки термомеханической нагруженности зоны контакта колеса с рельсом путем идентификации поверхностных температур в контакте «колесо – рельс», позволяющий определить зависимость динамики системы и максимальных поверхностных температур от наличия «третьего тела» в контакте.

3. Схема контроля состояния контакта колеса и рельса, позволяющая контролировать наличие смазочного материала или его отсутствие в контакте по косвенным интегральным оценкам диссипации.

4. Контактно-ротапиритный способ рельсосмазывания, в котором в качестве рабочего органа используются гребни колесных пар подвижного состава.

5. Противоползунная система с реализацией двухкоординатного демпфирования и эффекта самоуплотнения, обеспечивающая стопроцентное исключение образования односторонних «ползунов» – термомеханических повреждений колес и рельсов.

Степень достоверности и апробация результатов исследования.

Достоверность результатов исследования подтверждена корректной постановкой задач исследования, а также высокой согласованностью результатов натурных испытаний и данных физического моделирования. При разработке схемы контроля состояния контакта «колесо – рельс» были использованы известные классические амплитудно-частотные характеристики динамических систем.

Основные положения и результаты исследований, выводы и рекомендации прошли **апробацию** на международных и всероссийских конференциях в период с 2008 по 2015 г. Материалы опубликованы в виде тезисов [4, 5, 34, 49, 50, 105, 115, 122–124, 135, 137, 138].

Личный вклад соискателя.

Основные положения и результаты исследований самостоятельно получены автором. Статьи [4, 93, 125, 132, 134] подготовлены единолично. Личный вклад автора в работах, опубликованных в соавторстве: [5, 32–34, 49–52, 102, 103, 105, 107, 113–117, 122–124, 129, 135–138] – постановка задач исследований, разработка моделей и алгоритмов реализации; [92, 126, 133] – проведение расчетов и обобщение полученных результатов; [104, 106, 127, 131, 139] – идеи технических решений.

Публикации. По результатам проведенных исследований опубликованы 33 печатные работы, в том числе 8 работ в центральных изданиях, включенных в перечень периодических изданий, рекомендованных ВАК Минобрнауки России для соискателей ученых степеней, имеется 5 патентов на изобретение.

1. Обзор и анализ существующих технологических средств, направленных на увеличение ресурса системы «колесо-рельс». Выводы, цели и задачи исследования

1.1. Обзор применяемых современных энергосберегающих технических средств на подвижном составе железных дорог

Внедрение и эффективное использование энергосберегающих технологий определяет динамическое развитие компании ОАО «РЖД». Применение современных энергосберегающих технических средств и систем на подвижном составе обеспечивает комплексную эффективность перевозочного процесса в широком диапазоне эксплуатационных факторов [4].

Применение эффективных технологий смазывания контакта гребня колеса с рельсом обеспечивает снижение до 10% затрат энергии на тягу локомотивов; позволяет в 2-10 раз увеличить ресурс колесных пар, повысить уровень безопасности в системе «путь – подвижной состав», особенно в кривых участках пути, значительно снизить уровень шумового воздействия на окружающую среду [5].

Развеска экипажной части локомотивов улучшает условия взаимодействия тягового подвижного состава с верхним строением пути, обеспечивая уменьшение потерь тяговой мощности при прохождении кривых и прямых участков пути. Развеска заключается в равномерном распределении массы локомотива на каждое колесо и влияет на силу нажатия колесной пары на головку рельса при прохождении локомотива в кривой, значительно повышает устойчивость локомотива к боксованию. На локомотивах производится продольная и поперечная развеска по колесам и осям каждой секции.

Использование рациональных способов обточки колесных пар и шлифования рельсов, оптимизация и применение энергооптимальных профилей бандажей колесных пар и рельсов позволяет улучшить условия взаимодействия колесных пар с рельсами и уменьшить износ гребней

колесных пар и головок рельсов. Геометрия исходных профилей колес и рельсов, а также динамика ее изменения оказывают значительное влияние на эксплуатационные затраты предприятий ОАО «РЖД». Даже незначительные изменения геометрии системы колесо-рельс имеют значительные последствия.

Формирование рациональных профилей колес и рельсов и их сохранение обеспечивают реализацию условий формирования тенденции снижения боковых сил и напряжений при взаимодействии колес и рельсов, а также динамического воздействия подвижного состава и железнодорожного пути.

Так прокат (износ поверхности круга катания) колес увеличивает затраты тяговой энергии и, соответственно, расход энергоносителей, интенсивно увеличивается износ гребней колес и рельсов, происходит рост поперечных сил в системе путь – подвижной состав, повышается вероятность схода подвижного состава с рельсов. Ненормативный износ поверхности круга катания колеса локомотива создает опасность схода и разрушения элементов пути и подвижного состава при прохождении стрелочных переводов, переходных стыков и других слабых мест железнодорожного пути. В следствии вышесказанного прокат может стать одной из главных причин ухудшения состояния внутренних рельсов кривых. Колеса с ненормативным прокатом и тонким гребнем в кривых с номиналом выше 1520 мм могут вызвать высокие контактные напряжения по причине несогласованных геометрий колес и рельсов, а также из-за увеличения углов набегания колес на рельсы. Эксплуатация колесных пар с дефектами на поверхностях кругов катания колес может привести к разрушению колес из-за интенсивных динамических нагрузок, а также повреждению элементов пути и подвижного состава, например, выкрашивание зубьев зубчатой передачи привода локомотива. Динамическое взаимодействие колес локомотивов снижает срок службы шпал (особенно железобетонных и наиболее интенсивно железобетонных шпал, лежащих на искусственных сооружениях железнодорожного пути. Интенсивно изнашиваются и сами

колеса. Данные явления ведут к росту затрат на текущее содержание пути подвижного состава, связанных с заменой рельсовых скреплений, изломами рельсов, особенно в холодное время года и в северных районах страны.

Динамические явления при взаимодействии пути и подвижного состава приводят к расстройству элементов ходовой части локомотивов в частности элементов тормозной системы, увеличиваются потери тяговой мощности локомотива. Проточка колес с целью восстановления номинального профиля продлевает ресурс колесных пар. Так, например, после износа поверхности круга катания по радиусу более чем на 2,28 мм на ряде железных дорог мира производят обточку колес. Данная технология, а также ряд других мероприятий, могут привести к заметному продлению долговечности и работоспособности колесных пар. В частности применение инновационных эффективных технологий использования фрикционных модификаторов трения ФМТ, альтернативных технологии повышения силы тяги путем подачи песка под колеса локомотивов, обеспечивает снижение на 2-3% потерь тяговой энергии, в 3-5 раз снижается интенсивность изнашивания, а также значительно снижается интенсивность динамических нагрузок, полностью устраняются фрикционные автоколебания в силовом приводе за счет динамических процессов, возникающих при разрушении колесом частиц песка. Ассоциация американских железных дорог (AAR), Центр транспортных технологий (ТТС), специалисты Шеффилдского университета, специалисты железнодорожного транспорта Великобритании, а также специалисты и ученые ВНИИЖТа, ВНИКТИ (Коломна), РГУПС работают в области определения рациональных допусков на профили колес, а также по оптимизации геометрии самих профилей колес и рельсов, а также геометрии железнодорожных путей в поперечном и продольном профилях, а также над определением рациональных значений колеи, в том числе в кривых малого радиуса. При этом особое внимание уделяется контакту (точнее фактической площади касания колеса и рельса). При этом основной задачей (целевой функцией оптимизации) является задача обеспечения значений контактных напряжений ниже пороговых значений (рис. 1.1).

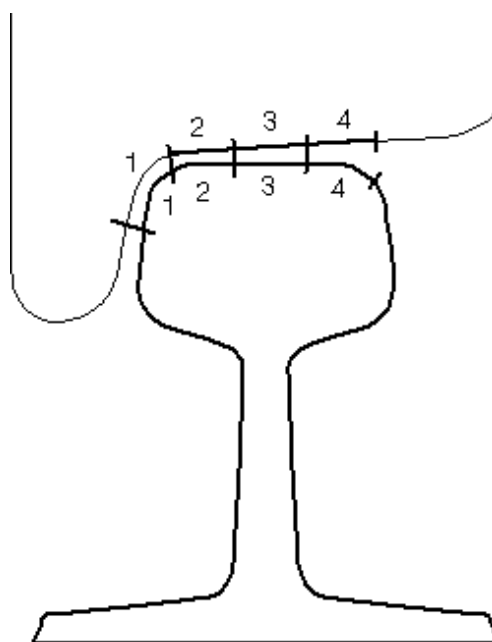


Рисунок 1.1 – Зоны рельсов и колес с различным характером износа в зависимости от уровня контактных напряжений

Знание значений контактных напряжений позволяет с большой степенью достоверности прогнозировать: интенсивность изнашивания рабочих поверхностей колес и рельсов, уровень потерь тяговой энергии, вероятность усталостных явлений и повреждений, связанных с ними, а также снижать затраты на эксплуатацию системы колесо-рельс, обеспечивая уровень контактных напряжений ниже допустимого. Обеспечение оптимальных допусков на геометрию профилей колеса и рельса улучшает условия взаимодействия контактных зон, что увеличивает срок службы колес и рельсов [6].

Дополнительными мерами, позволяющими существенно снизить износ колесных пар и рельсов, являются технологии магнитоплазменного упрочнения бандажей колесных пар локомотивов в зоне износа. Установки для термического упрочнения колесных пар позволяют проводить упрочнение гребней бандажей колесных пар как с выкаткой, так и без выкатки из-под локомотива. Упрочнению подвергается зона износа, то есть зона перехода от рабочей поверхности гребня к поверхности катания.

Устройство для безабразивной ультразвуковой обработки металлов предназначено для финишной обработки на типовом станочном

оборудовании конструктивных форм поверхностей, обеспечивает обработку поверхностей изделий до получения заданного уровня шероховатости, с одновременным упрочнением структуры поверхностей. Упрочнение бандажа основано на высоком удельном давлении в зоне контакта инструмента и бандажа, эффекте местной деформации металла, вследствие чего происходит изменение кристаллической решетки и повышение твердости обрабатываемой поверхности с 320 до 410 НВ. Данные мероприятия обеспечивают обработку поверхностей бандажей колесных пар с повышением их твердости и износостойкости [7].

Реостатные испытания – важнейшая часть системы технического содержания и ремонта тепловозов. Качество выполнения реостатных испытаний определяет надежность и экономичность работы тепловозов в эксплуатации. Реостатные испытания тепловозов целесообразно проводить с использованием комплекса «Кипарис» разработки ОАО «НИИТКД» [8], который позволяет диагностировать техническое состояние дизель-генераторных установок тепловозов и определять все теплотехнические параметры работы дизеля в номинальном энергооптимальном режиме.

Применение антифрикционных смазочных материалов с различными присадками во внутренних узлах трения механизмов позволяет снизить потери энергии в них, соответственно повысить ресурс и КПД механических систем [9, 10, 11].

К ресурсосберегающим технологиям на тяговом подвижном составе также относится применение рекуперативного и реостатного торможения, системы ослабления поля, которые позволяют экономить электроэнергию и тормозные колодки подвижного состава.

Известно, что за счет обладания свойством обратимости электрические двигатели могут также функционировать в режиме генераторов. С целью экономии тяговой энергии последние серии электровозов осуществляют режим рекуперации при следовании по участкам с отрицательным уклоном и при торможении, то есть тяговые электродвигатели работают в режиме генераторов. В данном случае кинетическая энергия и потенциальная,

запасенные в поезде, преобразуются в электрическую и передаются в контактную сеть на подстанцию. Торможение и передача рекуперированной энергии, при работе электродвигателя в генераторном режиме, на резисторы и превращение ее в тепловую называется реостатным торможением. Рекуперация энергии производится на электровозах, потребляющих электроэнергию с постоянным током, которые оснащаются специальными мотор-генераторами [12].

Применение ослабления поля (ослабления возбуждения) позволяет плавно и энергоэффективно увеличивать скорость двигателя постоянного тока с последовательным возбуждением. Любая машина постоянного тока является одновременно как двигателем, так и генератором. Возникающая противоЭДС ограничивает ток, т.к. направлена противоположно прикладываемому к обмоткам электродвигателя напряжению. При подключении резисторов параллельно обмоткам возбуждения (шунтировке) снижается противоЭДС и, следовательно, ток якоря растет, увеличивая его скорость вращения. Поле, создаваемое обмотками возбуждения, становится меньше, а поле, создаваемое якорем – больше. Ослабление возбуждения на малых оборотах приводит к уменьшению силы тяги и снижению ускорения при разгоне, что используется для плавного трогания с места подвижного состава. На высоких оборотах возбуждение нельзя ослаблять более положенного для конкретного мотора предела. Дополнительные полюса обмотки возбуждения компенсируют реакцию якоря, и чем меньше поле возбуждения, тем слабее компенсируется реакция якоря, что может привести к сильному искрению и круговому огню на коллекторе.

Компенсатор реактивной мощности (КРМ-Р) может быть использован на электровозах с тиристорным управлением (ВЛ80С(Р), ВЛ80ТК, ВЛ85, ВЛ65, ЭП1). Компенсатор реактивной мощности позволяет повысить среднеэксплуатационный коэффициент мощности до 0,92 – 0,94 практически во всем диапазоне регулирования мощности локомотива.

Применение трехфазных асинхронных тяговых электродвигателей повышает КПД и надежность тяговой системы локомотива. Асинхронные

двигатели имеют относительно простую конструкцию и обладают высокой надежностью. Развитие электронной техники позволяет создавать преобразователи для плавного регулирования скорости в широких пределах и свести к минимуму работу по уходу за оборудованием локомотивов и его ремонту [13, 12, 14].

Применение светодиодной техники и приборов эффективно для экономии электроэнергии в течение всего периода эксплуатации локомотивов. Светодиод — это полупроводниковый прибор, преобразующий электрический ток непосредственно в световое излучение [15]. Светодиод состоит из полупроводникового кристалла (чипа) на подложке, корпуса с контактными выводами и оптической системы (рис. 1.2). Излучаемый полупроводниковым кристаллом свет попадает в миниатюрную оптическую систему, состоящую из рефлектора и прозрачного корпуса светодиода. Изменяя конфигурацию рефлектора и линзы, добиваются необходимой направленности излучения: светодиоды бывают как узко, так и широконаправленные.



Рисунок 1.2 – Устройство светодиода

Современные светоизлучающие диоды (LED, light-emitting diode) характеризуются высокими техническими характеристиками: высокой яркостью (тысячи кандел на квадратный метр) и высокой эффективностью преобразования электрической энергии в световую (до единиц люмен на ватт); высоким внешним квантовым выходом излучения (до 45% в инфракрасном диапазоне); высоким быстродействием (до единиц наносекунд); надежностью, безопасностью и большим сроком службы (до

сотен тысяч часов). Вследствие этого светоизлучающие диоды имеют обширные и многообразные области применения, в том числе и на железнодорожном транспорте.

Одним из направлений, которое обеспечивает положительную динамику энергосбережения, является внедрение интеллектуальных систем управления и контроля для железнодорожного транспорта. ООО «АВП-Технология» решает задачи повышения экономической эффективности работы железнодорожного транспорта путем внедрения новой техники и прогрессивных технологий [16].

Система автоведения поездов (Автомашинист) внедряется на электропоездах, пассажирских и грузовых электровозах постоянного и переменного тока. Сложный аппаратно-программный комплекс, построенный по модульному принципу обеспечивает автоматизированное энергооптимальное управление режимами движения поезда (тяга, переход на выбег, торможение и т.д.). Высокая точность выполнения графика движения, выбор рациональных, с позиции экономии электроэнергии и выполнения требований безопасности движения, режимов ведения поезда позволяет эффективно использовать энергию на тягу поездов.

В настоящее время актуальным является автоматизированное вождение соединенных поездов с локомотивами (группами локомотивов), распределенными по длине состава, что позволяет повысить пропускную способность грузонапряженных участков и минимизировать расход электроэнергии на тягу поезда, с экономией до 10%. Система автоматизированного вождения соединенных поездов с тягой, распределенной по длине состава (ИСАВП-РТ) внедряется на грузовых электровозах постоянного и переменного тока и осуществляет управление тягой и тормозами ведомых локомотивов состава как в автоматизированном, так и в ручном режиме.

Регистратор параметров движения и автоведения (РПДА-Т), Регистратор параметров работы тепловоза (РПРТ) внедряются на электропоездах, пассажирских и грузовых электровозах постоянного и

переменного тока, маневровых и магистральных тепловозах. Данные системы повышают точность учета и планирования расхода электроэнергии и дизельного топлива, обеспечивают контроль работы и технического состояния тепловоза.

Единая комплексная система управления и обеспечения безопасности движения на тяговом подвижном составе объединяет в своем составе и сопрягает функционирование системы автоведения, системы автоматического управления торможением поезда (САУТ), комплексного локомотивного устройства безопасности (КЛУБ) и телемеханической системы контроля бодрствования машиниста (ТСКБМ). Ввиду комплексного подхода система позволяет обеспечить увеличение пропускной способности на участках железных дорог на 13%, а скорости движения на 5-6,5%, сокращение интервала между поездами, обнаружение и регистрацию грубых отступлений в содержании пути и экипажа тягового подвижного состава, повышая таким образом энергоэффективность и безопасность перевозочного процесса [17].

1.2. Технологические средства модифицирования контакта «колесо-рельс»

Рассмотрим технологическое мероприятие, направленное на увеличение ресурса системы «колесо-рельс», – в частности лубрикацию (антифрикционное модифицирование) на сети железных дорог. Мировой опыт показывает, что применение антифрикционного модификатора – смазочного материала (СМ) – наиболее эффективный способ защиты от повышенного износа гребней колес и боковых поверхностей головок рельсов [2, 18, 19, 20, 21, 22]. На сети дорог ОАО «РЖД» в настоящее время используются различные СМ в трех основных технологических схемах лубрикации контакта гребня колеса с рельсом.

Первая технологическая схема лубрикации реализуется в стационарных лубрикаторах (СЛ), устанавливаемых перед кривыми малого радиуса, в которых реализуется контактная схема нанесения СМ на поверхность трения гребней колес и рельсов.

Так стационарный путевой лубризатор СПР-02 (рис. 1.3, рис. 1.4), изготовленный ООО «Машиностроитель» г. Саратова, разрабатывался и испытывался в течение ряда лет с целью создания рельсосмазывателя нового поколения, позволяющего существенно, на порядок, увеличить эффективность работы стационарных путевых лубрикаторов по сравнению с уже существующим в эксплуатации оборудованием [23].



Рисунок 1.3 – Стационарный рельсосмазыватель СПР-02



Рисунок 1.4 – Шкаф стационарного рельсосмазывателя СПР-02

Важной характеристикой системы рельсосмазывания СПР-02 является отсутствие прямого контакта рабочих органов системы и элементов подвижного состава. Данная особенность является позитивным фактором, так как увеличивает надежность системы. В системе СПР-02 используется также бесконтактная схема обнаружения колес, для чего используются индуктивные бесконтактные датчики. В отличие от других лубрикаторов в системе СПР-02 нет питательной пластины, что устраняет ограничения по его монтажу. В связи с вышесказанным можно сделать вывод о возможности установки системы СПР-02 в середине кривой. Лубрикатор СПР-02 реализует подачу смазочного материала в контакт колеса с рельсом как на четном, так и на нечетном путях. Смазочный материал системой СПР-02 подается при помощи форсунок (три форсунки). Форсунки включаются автоматически последовательно и смазывают весь гребень обрабатываемого колеса, что повышает эффективность технологии лубрикации контакта гребня колеса и боковой поверхности головки рельса. Для обеспечения качественной лубрикации форсунки работают в специальном режиме, который реализует автоматическая система по специальной программе и алгоритмом работы форсунок на четном и нечетном путях и не зависят друг от друга. Системы СПР-02 эксплуатируются без обслуживающего персонала на перегонах с

большой грузонапряженностью (до 50 млн.т.брутто, снижая существенно влияние человеческого фактора на эффективность работы системы.

Данная схема обладает рядом преимуществ, среди которых в первую очередь следует выделить возможность использования пластичных (консистентных) СМ, отсутствие высоких динамических нагрузок на конструкцию лубрикатора, относительная простота заправки СМ систем и практически неограниченный объем разовой заправки. В тоже время данные системы имеют и ряд недостатков. Так нередко наблюдаются случаи выдавливания СМ на тяговую поверхность и в балласт, загрязняются непосредственно прилегающие к СЛ участки рельсов. Замасливание балластной призмы приводит к изменениям ее дренажных свойств, демпфирующих характеристик, а также к просадке шпал.

Смазывание рельсов утрачивает эффективность на расстоянии более 1000 м от лубрикатора. Температурная зависимость вязкости СМ и связанные с этим проблемы эксплуатации стационарных лубрикаторов, большие расходы на обслуживание (заправка СМ, а также энергия для их работы), активный сброс СМ с гребней колес центробежными силами, особенно на повышенных скоростях движения подвижного состава (60 км/ч и более). Наличие явления сброса центробежными силами СМ практически исключает применение данных систем на участках с повышенным скоростным движением.

Вторая технологическая схема лубрикации является бесконтактной, т. е. СМ наносится на рабочие поверхности головки рельса и колеса рабочим органом, находящемся на базовом подвижном составе. Так, например:

- системы передвижных рельсосмазывателей конструкции ВНИИЖТ (консистентные СМ КР-400/РП и ПУМА), ВНИКТИ (быстросохнущее твердосмазочное покрытие РС-6);

- бортовые лубрикатеры АГС производства «Фромир» г. Ростов-на-Дону;

- системы, находящиеся в стационарном состоянии (например, СЛ), при этом между выходным отверстием рабочего органа и смазываемой поверхностью имеется воздушный зазор от 10 до 20 мм [24, 25].

Системы предназначены для нанесения консистентных, жидких СМ на внутреннюю боковую поверхность рельсов или гребень колеса с целью:

- снижения износа рабочих поверхностей рельса и колеса подвижного состава;
- увеличения пробега колесных пар п.с. до ремонта, связанного с обточкой колес;
- снижения энергетических затрат на тягу поездов;
- снижения высокочастотных шумов, возникающих в контакте «колесо-рельс»;
- увеличения срока службы рельсов.

Существует ряд недостатков при использовании локомотивов-рельсосмазывателей. Первый и главный недостаток – существующая технология лубрикации с использованием локомотивов-рельсосмазывателей, при которой две - три нитки графика твердо определены для их прохода, осложняет процесс уплотнения графика движения и препятствует росту интенсивности перевозочного процесса, так как необходимо введение ограничения скорости движения локомотива-рельсосмазывателя при выполнении им технологического процесса лубрикации. В летний период, когда необходимо предоставлять «окна» для путевых работ, график работы средств лубрикации падает на 50–60%, при этом интенсивность износа гребней колесных пар локомотивов возрастает на 25–30%, а уплотнение графика движения оказывается под большим вопросом.

К прочим недостаткам можно отнести ограничения на скорость движения передвижных рельсосмазывателей (в технологическом режиме смазывания 40–60 км/ч), ограниченный ресурс СМ (удаление смазочного слоя с боковой грани рельса происходит задолго до следующего прохода рельсосмазывателя, особенно на участках со сложным профилем пути). Отдельно в качестве одного из существенных недостатков использования

локомотивов-рельсосмазывателей стоит выделить удельные высокие затраты на лубрикацию рельсов (30–40 рублей на один километр), эксплуатацию рельсосмазывателя (500–700 тыс. рублей в год), капитальные затраты на модернизацию подвижного состава (700–800 тыс. рублей на одну единицу), значительно снижающие эффективность данных технических средств и делающие нерентабельным их использование на участках с малой интенсивностью движения. В среднем по сети более 80 % всех затрат приходится на эксплуатацию рельсосмазывателей.

При бесконтактной схеме подачи СМ в зону контакта «колесо-рельс» и наличии зазора в диапазоне до 5 мм суммирующая скорость ветровой нагрузки и скорости движения подвижного состава приводит к явлению выброса СМ из зоны трения и в ряде случаев исключает попадание СМ на поверхность трения. Таким образом, СМ замасливает экипаж, загрязняет балластную призму и попадает на тяговую поверхность, приводя к негативным последствиям.

Все СМ, которые подаются дистанционно, не предназначены для работы в открытых узлах трения, т.к. для подачи они должны иметь характеристики жидкого СМ или, в крайнем случае, консистентного, а жидкий СМ не эффективен в открытых узлах трения. Жидкий СМ эффективно работает в тех условиях, где созданы условия образования масляного клина, т.е. в закрытых узлах трения в режимах граничного и жидкостного трения (в зубчатых передачах, подшипниках скольжения и т. д.). Возникновение таких режимов трения в открытом узле трения «колесо-рельс» весьма затруднено при эксплуатации.

Жидкие СМ-покрытия, для эффективности, после нанесения на поверхность трения, требуют времени на образование рабочего состояния, то есть они должны высохнуть. Таким образом, в динамике рабочее состояние жидкого СМ-покрытия не успевает полноценно сформироваться, к тому же центробежные силы разносят часть СМ.

Для узла трения «колесо-рельс» необходимые СМ подобны тем, что применяются в кузнечнопрессовом производстве при штамповке. Такие СМ

представляют собой твердые смазочные материалы с антифрикционными свойствами, имеющие высокий уровень ресурса разового нанесения, устойчиво воспринимающие высокие (до 2-3 ГПа) давления, что обеспечивает реализацию нагрузочных способностей. Жидкие и консистентные СМ не выдерживают подобных нагрузок и выдавливаются из контакта, в том числе и на тяговую поверхность, что приводит к увеличению вероятности срыва сцепления, увеличению тормозного пути и, следовательно, к возможности прохождения подвижным составом запрещающих сигналов.

Контактные нагрузки в контакте «колесо-рельс» в ряде случаев превышают допустимый уровень контактных напряжений, это ведет к пластическому деформированию материалов колес и рельсов, вызывая такие явления, как остроконечный накат у колес при деформации материала колеса и наплывы нижней части боковой поверхности головки рельса.

Остроконечный накат возникает в результате износа и снижения механических характеристик рабочих поверхностей гребня колеса и боковой поверхности головки рельса. В связи с превышением нормативных уровней контактных напряжений гребень колеса и головка рельса деформируются, образуя дефект и остроконечный накат (рис. 1.5), а на головке рельса – наплывы нижней части.

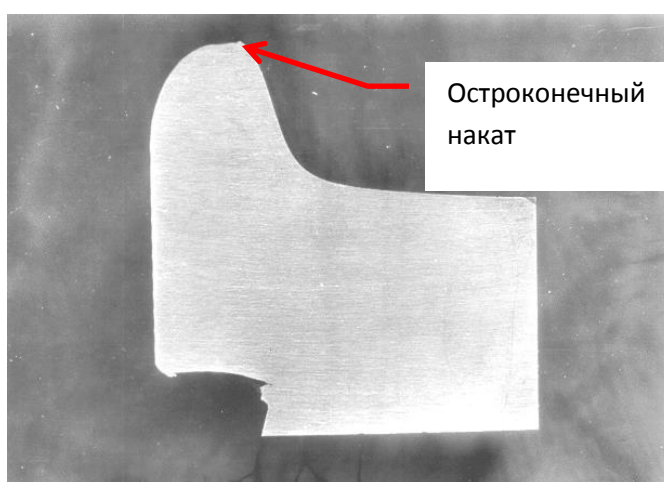
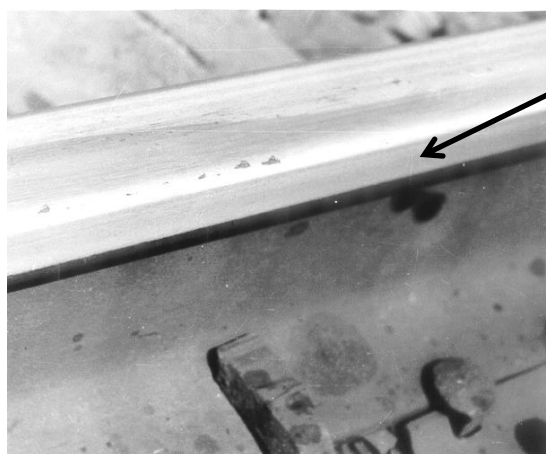


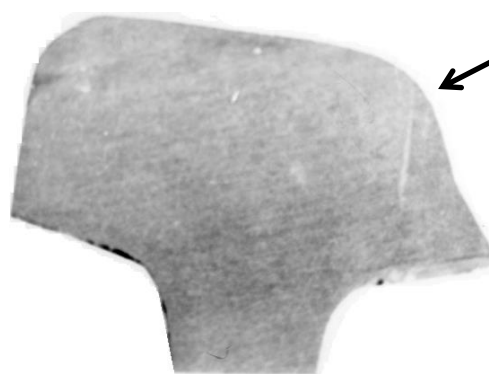
Рисунок 1.5 – Остроконечный накат – поперечное сечение изношенной поверхности гребня колеса

Контактные поверхности гребня и рельса в результате их ненормативного износа приобретают форму, значительно отличающуюся от первоначальной. Миграция материала боковой поверхности головки рельса происходит вниз, и в зоне закругления формируются наплывы за счет деформации материала рельса (рис. 1.6). Вследствие названных выше деформационных процессов, а также активного изнашивания происходит изменение первоначального профиля рельса. Рабочая поверхность головки рельса подвергается явлению атермического схватывания с материалом гребня колеса, что сопровождается процессом образования локальных очагов сварки материалов и вырывами микрообъемов металла из рабочих поверхностей колеса и рельса. Износ боковой поверхности головки рельса представлен на рисунке 1.7.



Вид бокового износа рельса

Рисунок 1.6 - Внешний вид поверхности боковой грани рельса



Изменение первоначальной формы боковой грани рельса

Рисунок 1.7 - Сечение головки изношенного рельса

Долговечность рабочих поверхностей колеса и рельса повышается при устранении схватываний I и II рода (атермического и термического). Возникновение, как следствие, заеданий можно устранить на базе использования оптимальных схем лубрикации. Введение в контакт рабочих поверхностей колеса и рельса третьего тела в виде фрикционного и антифрикционного модификаторов исключается прямое контактирование (касание) ювенильных поверхностей материалов колеса и рельса [3].

Именно поэтому в узле трения «колесо-рельс» должен быть СМ со специальными свойствами по несущим характеристикам, эффективно работающий при контактных нагрузках до 2-3 ГПа. Жидкие и консистентные СМ не обладают такими несущими характеристиками.

Третьей технологической схемой лубрикации является разработанная специалистами Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС) совместно с Северо-Кавказской железной дорогой (СКЖД) технология нанесения СМ на боковую поверхность головки рельса, основанная на использовании полифазного термопластичного СМ РАПС¹, аккумулятивно-ротапринтного (контактного) способа подачи СМ², универсальной конструкции гребнерельсосмазывателя ГРС³ – комбинированной системы подачи твердого СМ в зону фрикционного контакта гребня колеса с рельсом. Применение данной технологии позволяет устранить вышеперечисленные недостатки передвижных рельсосмазывателей [26].

Смазочный материал РАПС, выпускаемый серийно в виде смазочных стержней, представляет собой многофазные, многокомпонентные, экологически чистые модификаторы поверхностей трения, обладает широким спектром заданных технических характеристик, зависящих от

¹**Смазочный материал** – смазочные стержни РАПС ТУ 0254-001-01116006-2006, допущенные к применению для пары трения «колесо-рельс» Указанием МПС № К-91у от 24.01. 2000г. [141, 142].

²**Способ смазывания** – аккумулятивно-ротапринтный контактный [143, 145], обеспечивающий дозированное нанесение смазочного материала в расчетное место боковой поверхности головки рельса без замазывания элементов пути и подвижного состава.

³**Устройство для нанесения СМ**– системы гребнерельсосмазывания ГРС ТУ 3183-002-01116006-2005 [144, 145], реализует аккумулятивно-ротапринтный контактный способ нанесения смазочных стержней РАПС на боковую поверхность головки рельса гребнями колес подвижного состава, через контакт смазанного колеса с рельсом.

качества и количества функциональных присадок. СМ РАПС контактно наносится на гребень колеса базового подвижного состава и при контактировании с боковой поверхностью головки рельса переносится на нее в месте контакта, т.е. в нужном месте и в необходимом объеме (в рабочей фазе является тонкой антифрикционной сухой пленкой).

К недостаткам при смазывании твердыми СМ относятся:

- высокий уровень динамических нагрузок, воздействующих на конструкцию лубрикатора при его монтаже на неподрессоренную массу (ось колесной пары);
- плохая совместимость твердых СМ различного состава;
- возможность выдавливания жидкой фракции из твердого СМ под воздействием высоких давлений.

Однако можно отметить следующие преимущества твердых СМ:

- имеют высокий экономический показатель;
- удобны в хранении и использовании;
- легко дозируются в зависимости от эксплуатационных характеристик участка;
- не переносятся на поверхность катания;
- не оказывают влияния на контактно-усталостную повреждаемость материалов рельсов и колес, свойственного жидким СМ.

В составе пленочных СМ антифрикционных добавок (тефлон, мягкие металлы) может быть гораздо больше, чем жидких и твердых компонентов. Полимерные пленки сохраняются на рельсе гораздо дольше, периодичность их нанесения может достигать 30 дней и более [27, 18]. В эксплуатационных условиях полимерная пленка сохраняется на рельсе в 5 раз дольше, чем обычный пластичный СМ. Анализ зарубежного использования СМ показывает, что определяющим эффективным фактором работы системы смазывания является вид СМ [25, 28, 29, 30]. Таким образом, тщательный подбор характеристик СМ является необходимым условием эффективного взаимодействия колеса с рельсом. При этом целесообразнее использовать твердые СМ [31, 32, 33, 34].

Для реализации аккумулятивно-ротапринтного контактного способа нанесения СМ разработаны конструкции приводов подачи СМ РАПС в виде смазочных стержней – системы ГРС различной модификации.

1. Для подвижного состава, эксплуатируемого на коротких плечах (маневровые локомотивы, промышленный транспорт и т.д.), не превышающих 150-200 км пробега за смену, рекомендуется использование одно-, двухзарядных ГРС пружинного типа. Примером широкого внедрения являются гребнесмазыватели ГРС-40 (рис. 1.8).

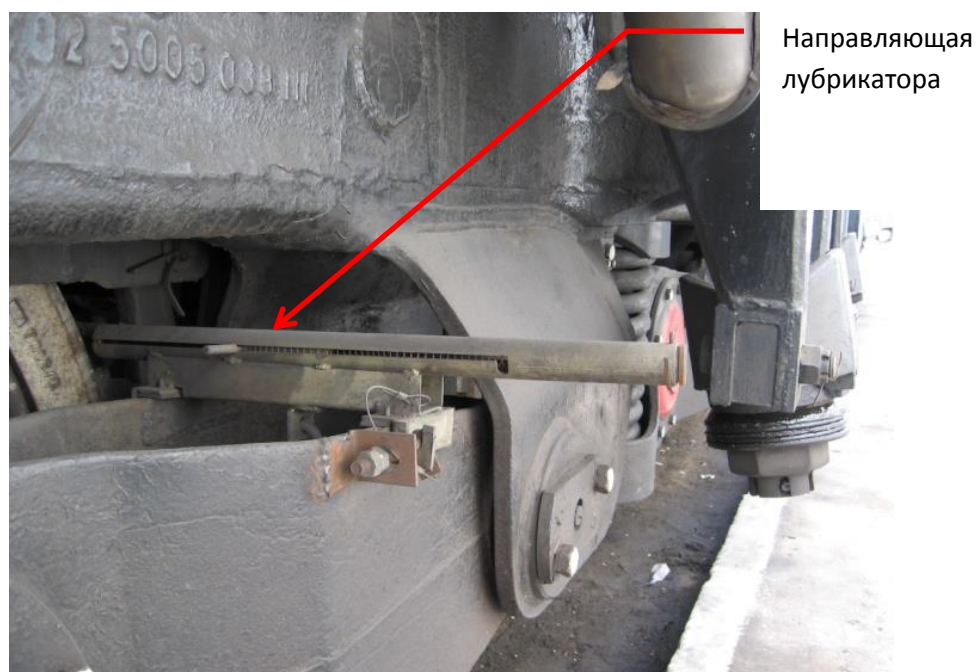


Рисунок 1.8 - ГРС-40.05 на тепловозе ЧМЭ-3

Гребнерельсосмазыватель ГРС-40.05 представляет собой сборную конструкцию, состоящую из механизма подачи смазочных стержней. Конструкция ГРС-40.05 монтируется на балансире колесной пары тепловоза, обеспечивая приводную подачу смазочного стержня на гребень колеса.

В комплект входит 8 конструкций ГРС-40.05 из расчета установки на один тепловоз серии ЧМЭЗ по две конструкции на 1, 3, 4 и 6-ю колесные пары.

Зарядка гребнерельсосмазывателя ГРС-40.05 осуществляется смазочными стержнями РАПС. Усилие подачи смазочного стержня на гребень колеса – в пределах 0,4–1 кг. Ресурс разовой заправки составляет 300 км пробега тепловоза при работе в маневровом движении. Системы ГРС-

40.05 эффективно используются в качестве рельсосмазывающего подвижного состава железнодорожных путей станций и узлов.

Примером эффективности данных систем является локомотивное депо С-Петербург Сортировочная Октябрьской ж.д., локомотивное депо Минеральные Воды Северо-Кавказской ж.д., локомотивные депо Поворино и Ртищево Юго-Восточной ж.д. и ряд предприятий промышленного транспорта ОАО «Газпром» (Оренбургский и Сургутский филиалы), ОАО «Минудобрения» (г. Россошь). После внедрения систем ГРС-40.05 интенсивность износа гребней колесных пар маневровых локомотивов снизилась в 1,5 -2 раза.

2. Для подвижного состава, эксплуатируемого на «длинных» плечах (свыше 1000 км) и на участках с ограниченным количеством кривых и относительно плавным продольным профилем, разработана бесприводная конструкция ГРС кассетного типа. Примером широкого внедрения являются гребнесмазыватели ГРС-20.07, представляющие собой сборную конструкцию, которая монтируется под углом относительно горизонтальной плоскости на раме подвижного состава, обеспечивая бесприводную подачу смазочного стержня на гребень колеса. ГРС-20.07 имеет бункер (кассету) емкостью 9 стержней, которые под действием собственного веса поступают в подающую направляющую к гребню колеса (рис. 1.9).

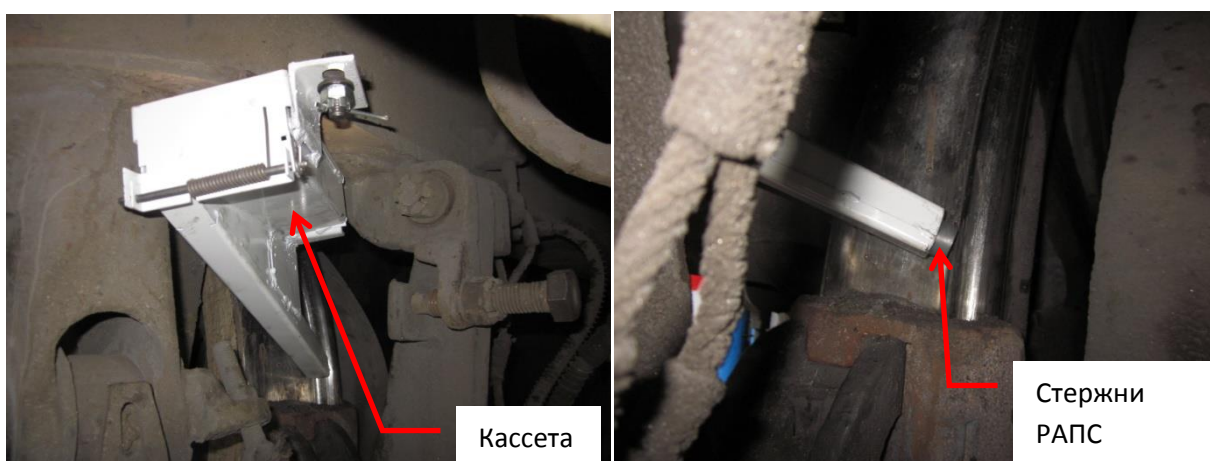


Рисунок 1.9 – ГРС-20.07 гребнерельсосмазыватель кассетного типа на электровозе ВЛ80:
1 – кассета; 2 – стержни РАПС

Работа ГРС-20.07 основана на использовании эффекта сервопривода. За счет явления самозаклинивания происходит прижатие стержня к гребню колеса, его износ и, соответственно, смазывание гребня колеса СМ РАПС. В системе реализован фундаментальный принцип самоорганизации фрикционных систем, обеспечивающий саморегулирование объема подаваемого на гребень колеса СМ, самоконтроль его наличия, а также последовательность входа в подающую направляющую стержней РАПС.

При оборудовании электровозов гребнесмазыватели устанавливаются согласно монтажной схеме, из расчета по одной конструкции ГРС-20.07 на каждое колесо. В комплект поставки для 8-осных локомотивов (например, ВЛ80) входит 16 конструкций ГРС-20.07. Средний ресурс смазочного стержня составляет 900-1100 км пробега. Ресурс работы гребнесмазывателя от заправки до заправки – 8,1...9,9 тыс. км пробега.

ГРС-20.07 успешно эксплуатируются на Северо-Кавказской, Куйбышевской, Восточно-Сибирской, Дальневосточной железных дорогах – филиалах ОАО «РЖД». Анализ результатов внедрения систем ГРС-20.07 на Куйбышевской и Восточно-Сибирской железной дороге показал, что снижение интенсивности изнашивания гребней колесных пар электровозов составило в пределах 1,2–1,6 раза, при увеличении ресурса колесных пар от 3 % до 15 %. Результаты показывают, что преимущество систем ГРС-20.07 кассетного типа заключается в обеспечении работы в режиме смазывания после разовой заправки до 10 тыс. км.

3. Для подвижного состава, эксплуатируемого на плечах до 500 км с повышенным количеством кривых и сложным продольным профилем, разработаны системы ГРС-22.

Гребнерельсосмазыватель ГРС-22 представляет собой сборную конструкцию, состоящую из механизма подачи смазочных стержней. Конструкция монтируется на раме электровоза, обеспечивая приводную подачу смазочного стержня на гребень колеса (рис. 1.10).

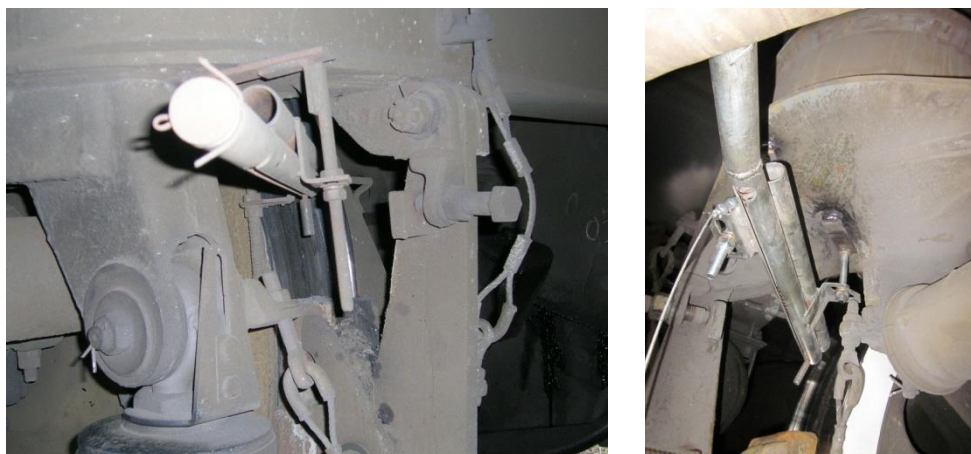


Рисунок 1.10 – ГРС-22 гребнерельсосмазыватель на электровозе ВЛ10, 2ЭС4К депо Туапсе

В комплект входит 16 конструкций ГРС-22 из расчета установки на каждое колесо электровоза серии ВЛ10, 2ЭС4К. Усилие подачи смазочного стержня на гребень колеса в пределах 0,4 ... 1 кг. Ресурс смазочного стержня РАПС составляет 150...200 км пробега электровоза в составе поезда.

Опыт использования бортовых гребнесмазывателей в локомотивном депо Пенза Куйбышевской железной дороги показал следующее [35].

В 2005 году из общего приписного парка электровозов ВЛ10, ВЛ10у 29,9% оборудованы системами АГС-8, 28,5% системами ГРС-20.07 и 41,7% не оборудованы гребнесмазывателями [36].

Отличие от 2004 года состоит в том, что в ноябре-декабре 2004 года 50 электровозов были оснащены новыми стержневыми гребнесмазывателями кассетного типа ГРС-20.07 разработки РГУПС.

Учитывая, что в депо на тот момент уже находились в эксплуатации 52 единиц электровозов с системами АГС-8, а также рельсосмазыватели РСМ и РС-2, то появилась возможность проведения сравнительного анализа работы гребнесмазывателей различного типа в сопоставимых условиях. Анализ проводился с использованием показателей статистической формы отчетности ТО-3 за 2004 и 2005 годы.

За основные показатели, характеризующие эффективность применения технических средств лубрикации были приняты интегральные характеристики:

- удельный износ гребней колесных пар (мм на 10000 км)
- ресурс бандажей колесных пар (тыс. км).

Учет этих показателей велся по всем электровозам приписного парка с учетом их разбивки на 3 группы:

- 1 группа - оборудованные АГС;
- 2 группа - оборудованные ГРС;
- 3 группа - не оборудованные средствами лубрикации.

Для глубокого анализа показателей по каждому колесу велся формуляр, где учитывались:

- наличие СМ на гребне;
- отметка о заправке СМ;
- толщина гребня;
- удельный износ гребня;
- текущий ресурс колесной пары;
- температура среды;
- запись об обточке колесной пары.

При этом наличие СМ на гребне колеса фиксировали визуально или снятием слепка обычным скотчем. Отметку о заправке СМ делали с указанием даты и места зарядки. Толщину гребня выбирали из журнала замеров формы ТУ-18. Удельный износ рассчитывали один (два) раза в месяц. Обязательно указывали причину обточки. Рассчитывали текущий ресурс.

Результаты анализа, представленные для наглядности в графическом виде (рис. 1.11 – 1.13), показывают:

1. Интенсивность износа гребней колесных пар электровозов в 2005 году снизилась по сравнению с 2004 годом на 64%. Ресурс бандажей колесных пар увеличился на 3% (по всему парку электровозов).

2. Интенсивность износа гребней колесных пар электровозов в 2005 году после оснащения их системами ГРС снизилась по сравнению с 2004 годом на 82%, а ресурс бандажей колесных пар увеличился на 22%.

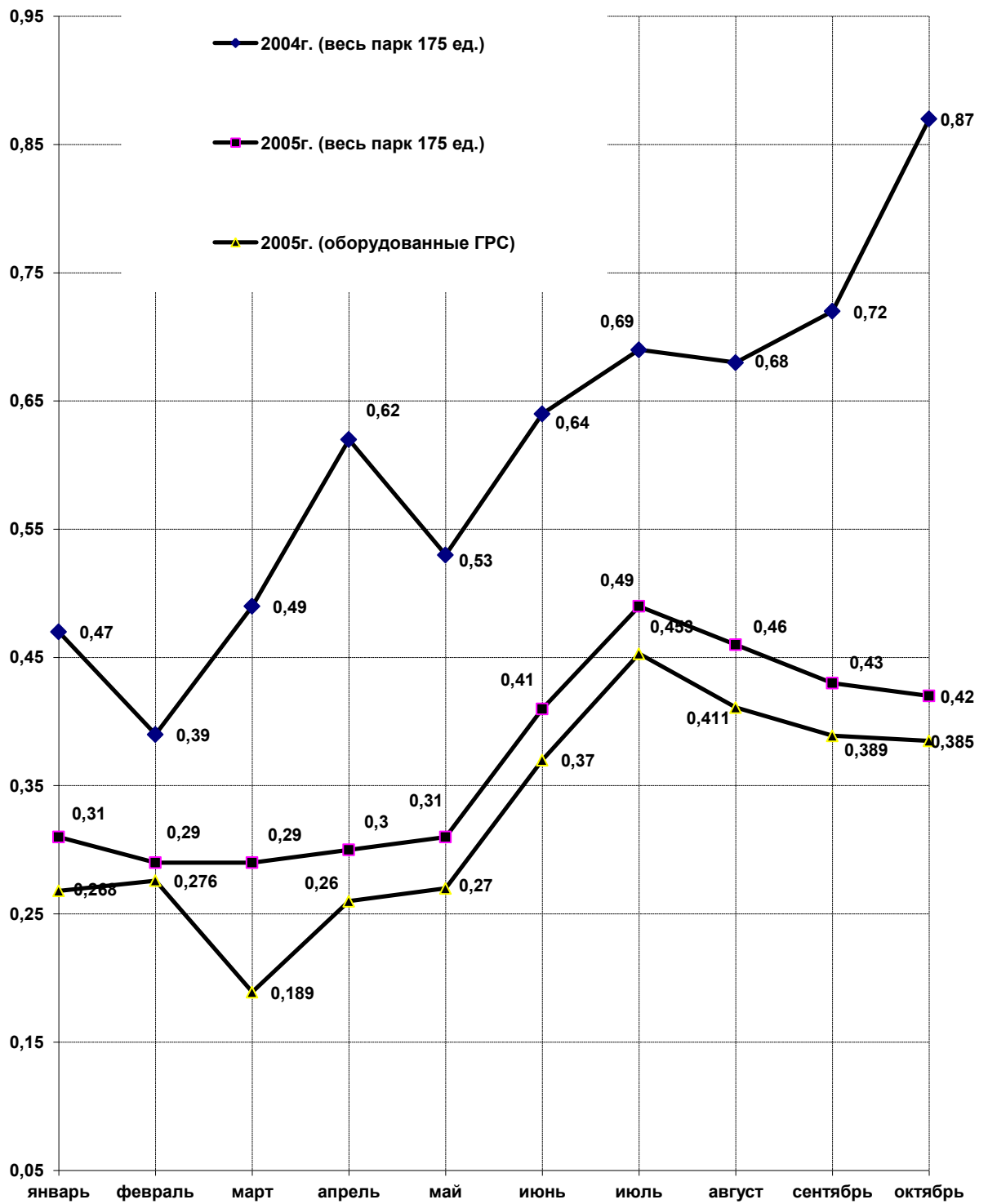


Рисунок 1.11 – График интенсивности износа гребней бандажей колесных пар электровозов за 2004-2005 гг. депо Пенза

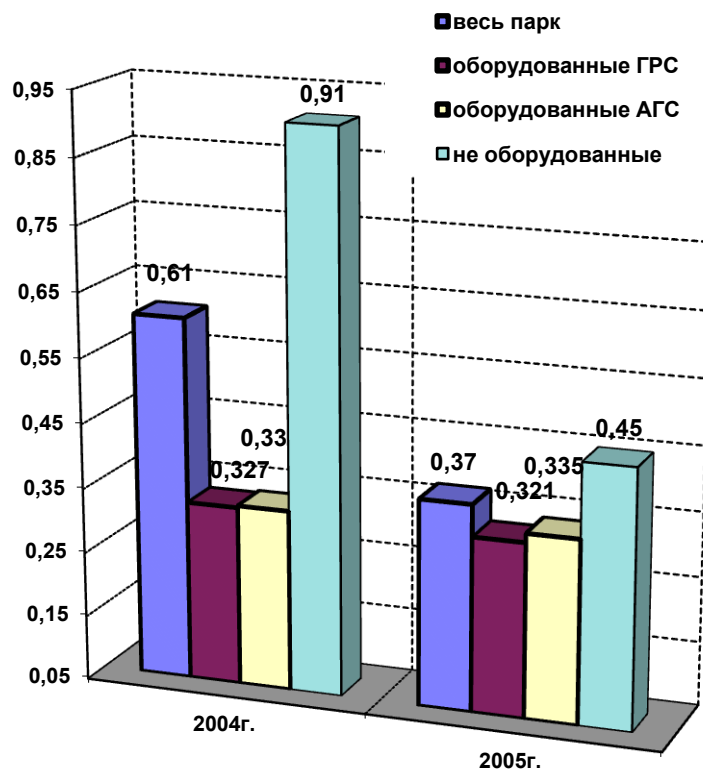


Рисунок 1.12 – График среднего износа гребней бандажей колесных пар электровозов за 2004-2005 гг. депо Пенза

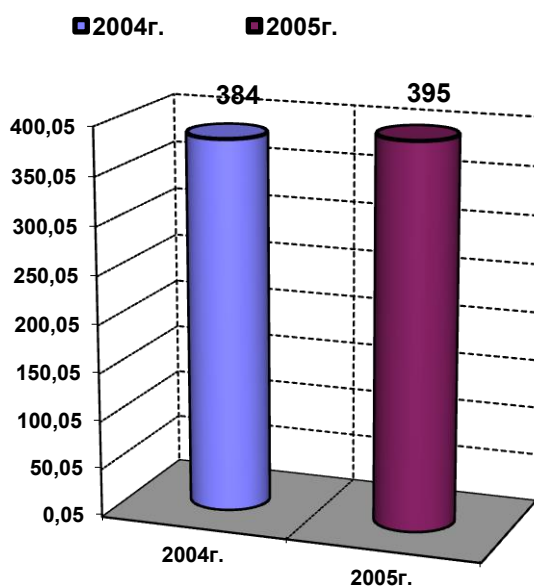


Рисунок 1.13 – График среднего ресурса гребней бандажей колесных пар электровозов за 2004-2005 гг. депо Пенза

С целью повышения эффективности использования гребнесмазывателей (ГРС) был установлен постоянный контроль за пополнением СМ не только на плановых видах ремонта, но и при производстве технического обслуживания электровоза на ПТОЛ депо Пенза.

Сделаны следующие выводы о работе ГРС:

1. Особенность схемы установки системы гребнерельсосмазывания ГРС обеспечивает нанесение защитного слоя СМ на все гребни колес подвижного состава.

2. Конструкция лубрикаторов ГРС предусматривает автономную работу, не требующую управления машинистом.

3. Многостержневые системы ГРС решают задачу обслуживания гребнесмазывателей ГРС с периодичностью от ТР1 до ТР1.

4. Преимущество технологии ГРС, в том, что она не требует затрат на создание инфраструктуры для эксплуатации гребнесмазывателей (заправочных устройств, стендов настройки форсунок).

5. Текущие расходы на обслуживание систем ГРС в 1,5 раза меньше, чем систем АГС.

6. Как показывает опыт эксплуатации технологии ГРС в локомотивном депо Пенза, интенсивность изнашивания гребней колес значительно снизилась по всему парку электровозов, в том числе оборудованных системами АГС и не оборудованных системами лубрикации. Данное явление говорит о высоком коэффициенте перехода СМ РАПС на боковую поверхность головки рельса.

Таким образом, технология ГРС, при монтаже систем ГРС на 50-60% локомотивов парка электровозов депо, может играть роль технологии гребнерельсосмазывания и позволит отказаться от использования для рельсосмазывания специальных рельсосмазывающих систем [37].

Рассмотренные выше модификации системы ГРС разработки РГУПС помимо перечисленных преимуществ имеют и ряд недостатков. Так, например, те конструкции, которые располагаются на буксовом узле, т.е. на

неподдресоренной массе, испытывают в процессе эксплуатации высокие динамические нагрузки и соответственно обладают низкой надежностью.

В частности, чтобы решить эту проблему некоторые конструкции ГРС (например, ГРС – 20.07, ГРС-22 и др.) располагают на поддресоренной массе базового подвижного состава. Если подвижной состав имеет двухступенчатое рессорное опирание, конструкции ГРС располагают на раме тележки, при одноступенчатом рессорном опирании конструкции ГРС располагают на раме подвижного состава (мотовозы серии МПТ и др.), что существенно уменьшает динамические нагрузки на конструкции ГРС. Однако в таком случае невозможно четко зафиксировать направляющий канал относительно смазываемой поверхности гребня и не исключена возможность прохождения стержней РАПС над гребнем колеса. Таким образом, можно сделать вывод о необходимости оптимизации привода подачи смазочного материала системы ГРС [38].

В период с января 2010 года по июнь 2011 года проведены эксплуатационные испытания гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на полигоне Северо-Кавказской железной дороги. В ходе эксплуатационных испытаний были получены следующие результаты:

- до установки гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на локомотивы контрольной группы серии ВЛ80 приписки ТЧЭ-11 Тимашевская интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составляла 0,356 мм/10000км, по окончании эксплуатационных испытаний интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составила 0,166 мм/10000км. Интенсивность износа уменьшена в 2,1 раза.

- до установки гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на локомотивы серии ВЛ80 приписки ТЧЭ-14 Сальск интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составляла 0,369 мм/10000км, по окончании эксплуатационных испытаний интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составила 0,264 мм/10000км. Интенсивность износа уменьшена на 28,5%.

Таким образом, сделан вывод, что внедрение технологии «ГРС-РАПС» и оборудование гребнерельсосмазывателями ГРС-20.07 магистральных электровозов позволили существенно снизить интенсивность износа гребней бандажей колесных пар локомотивов (Приложение 1 – Акт проведения эксплуатационных испытаний гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07.).

На сегодняшний день вопрос разработки новых технологий лубрикации, отвечающих современным требованиям, в условиях роста скоростей подвижных составов и грузонапряженности участков сети железных дорог, является открытым. Современные требования по технологичности, эффективности и практичности систем лубрикации, при обеспечении соответствующих экологических показателей, включают в себя такие свойства, как широкий диапазон температур эксплуатации, возможность использования во всех скоростных режимах, точность локализации СМ, при сохранении постоянства его свойств, состава и состояния и высокий ресурс разового нанесения. Кроме того, необходимо внедрение комплексной технологии гребнерельсосмазывания основанной на использовании пассажирских поездов (пригородных электропоездов и поездов дальнего следования) в качестве базового подвижного состава, осуществляющего процесс лубрикации рельсов главных путей, и маневровых тепловозов для лубрикации станционных путей [39].

Включение в технологическую схему гребнерельсосмазывания рейсового подвижного состава открывает перспективы развития так называемой «сквозной» лубрикации рельсов на базе пассажирских поездов дальнего следования (например, Санкт-Петербург – Адлер, Москва – Владивосток и др). Такой подход к решению поставленных задач и предполагаемой координацией действий на базе созданных на сети дорог ЕЦДУ (Единый Центр Диспетчерского Управления) позволит на порядок повысить эффективность процесса гребнерельсосмазывания при минимальных эксплуатационных затратах.

Применение технологии «сквозной» лубрикации в условиях сети дорог России позволит существенно снизить текущие эксплуатационные затраты на

проведение работ по гребнерельсосмазыванию. Эффективность данной технологии подтверждена высоким значением интегрального эффекта и минимальным сроком окупаемости вложений.

Эффективным направлением улучшения условий контактирования колеса с рельсом являются используемые в Канаде, Франции и США фрикционные и антифрикционные модификаторы поверхностей трения (Centra с VHPF, HPF, LCF), созданные компанией Portec Railway Maintenance Products и фирмой Kelsan Lubricants (рис. 1.14–1.15) [18, 40, 41].

Модификаторы трения делятся на три основные группы: LCF – с коэффициентом трения менее 0,2; HPF – с коэффициентом трения 0,2...0,4; VHPF – с коэффициентом трения 0,4 и более при значительных проскальзываниях колеса. Новое поколение модификаторов трения обычно применяют в форме стержня и наносят на колеса с помощью лубрикаторов, устанавливаемых на локомотивах, или в жидком виде наносят с помощью ручных аппликаторов на рельсы. Предполагается, что модификаторы трения обладают хорошими удерживающими способностями и достаточной водостойкостью, чтобы выдерживать многократные контактные воздействия (сохраняться на поверхности головки рельса после похода 4000 колес). Величина трения зависит от толщины слоя, который создает каждый из модификаторов и скорости проскальзывания колес подвижного состава.



Рисунок 1.14 – Модификаторы трения Centra с VHPF, HPF, LCF

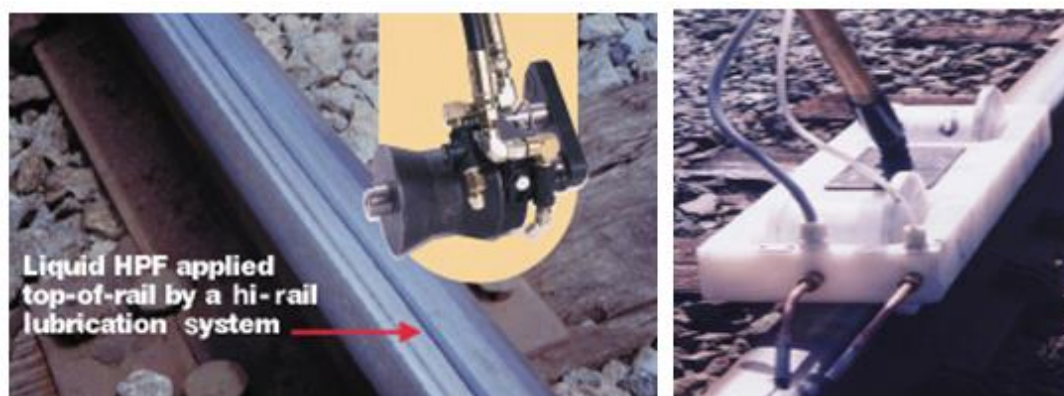


Рисунок 1.15 – Жидкие модификаторы трения Centra с HPF, LCF и устройства для их нанесения: слева – Centra с HPF, справа – Centra с LCF

Специализированные модификаторы трения типа HPF эффективно улучшают условия трения и уменьшают уровень шума на пути с рельсами, подверженными волнообразному износу и проскальзыванию колес. Тем не менее, каждый модификатор трения такого типа не может удовлетворять широкому набору требований охраны окружающей среды и эксплуатации пути. В случае применения модификаторов такого типа с коэффициентом трения более 0,2 возникают проблемы, связанные с отрицательным трением, прихватыванием локомотивных колес, динамическим торможением, волнообразным износом рельсов. До сих пор еще не разработаны практические методы ступенчатого снижения требуемого для локомотивов высокого коэффициента трения до среднего уровня, приемлемого для вагонов [40].

В ряде случаев, когда применяются фрикционные модификаторы трения с остаточным эффектом адгезионных связей, возникает дополнительное сопротивление движению поезда, то есть колеса вагонов, следующих за локомотивом, «прилипают» к рельсам. Кроме того, при одновременном использовании в качестве активизатора сцепления песка и подаче модификатора трения, обладающего повышенными адгезионными свойствами, происходит налипание песка на поверхности трения колеса, в том числе на гребень, что создает условия для возникновения абразивного износа в зоне контакта колеса с рельсом.

В.С. Коссов [42] предлагает при вписывании в кривую использовать антифрикционный модификатор трения с целью снижения поперечных сил крива, направленных в сторону наружного рельса.

С помощью лубрикации гребней колес и боковой поверхности наружного рельса предлагается уменьшить износ колес и рельсов, снизить расход топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов, повысить устойчивость колеса от вкатывания на головку рельса, а так же улучшить экологические показатели в работе железных дорог благодаря снижению уровня шума.

Комбинированная лубрикация предполагает регулирование трибологического состояния контактных поверхностей. Для этого на боковую грань головки наружного рельса в кривой наносится смазочное покрытие (лубрикант), что понижает коэффициент трения до значений, при которых процесс схватывания металлов колеса и рельса не происходит. На поверхность катания внутреннего рельса в кривой наносится смазочное покрытие (модификатор трения). Происходит стабилизация коэффициента трения на уровне, с одной стороны, понижающем сопротивление движению следующего за рельсосмазывателем состава, а с другой стороны, обеспечивающем необходимый коэффициент сцепления колеса с рельсом. Причем лубрикант можно наносить как перед колесной парой, так и вместе с модификатором трения после последней колесной пары локомотива. Повысить эффективность лубрикации можно дополнительным нанесением модификатора трения на поверхность катания внутреннего рельса. Комбинированная лубрикация, в отличие от традиционной, снижает боковое воздействие на путь подвижного состава.

Уменьшение воздействия подвижного состава на путь в перпендикулярном оси рельса направлении происходит путем перераспределения по колесам сил продольного и поперечного крива. При этом реализуется момент, отворачивающий колесную пару и тележку от наружного рельса, и уменьшаются поперечные силы крива, направленные в сторону наружного рельса. Система комбинированной лубрикации

существенно снижает боковое воздействие на путь транспортного средства, что непосредственным образом повышает безопасность движения. Во ВНИКТИ разработана конструкция рельсосмазывающего поезда для комбинированной лубрикации рельсов, которая предусматривает навешивание оборудования на все типы локомотивов и смазывание рельсов после последней колесной пары перед колесами следом идущего вагона.

Данное мероприятие направлено на ослабление фрикционных связей и снижение негативного эффекта замкнутого силового контура колесной пары, разворачивающего тележку при вписывании в кривую, с целью улучшения условия движения подвижного состава в кривых и увеличить ресурс элементов подсистемы «колесо-рельс».

Рост эффективности системы «путь – подвижной состав» достигается главным образом за счет увеличения весовых норм и скоростей движения поездов, что в свою очередь предопределяет высокий уровень требований к максимальным фрикционным качествам поверхностей кругов катания колес локомотивов, т.е. сцепным качествам системы «колесо-рельс». [43, 44].

Анализируя спектр мероприятий, способов и технологий, созданных для повышения силы тяги локомотива, можно сделать вывод о том, что сегодня не существует совершенных способов управления процессами трения.

Преобладающее использование в качестве активизатора сцепления кварцевого песка ведет к резкому возрастанию интенсивности абразивного изнашивания поверхностей трения колеса и рельса, а также сопровождается интенсивным загрязнением верхнего строения пути, балластной призмы, ухудшения дренирующих свойств балласта из-за его разброса СМ центробежными силами.

Модификаторы трения VHPF корпорации Kelsan [45, 46, 47], (увеличивающие коэффициент сцепления) наносятся на поверхность катания бандажей колесных пар локомотивов ротационно-контактным способом и формируют на тяговой поверхности насыщенный слой, создающий дополнительное сопротивление для прохождения вагонов. Принцип их

действия основан на увеличении адгезионной составляющей коэффициента трения, за счет использования термически твердеющих полимеров.

В настоящее время модификаторы в твердом АС – РАПС – ФТ и пластичном АС – РАПС – ФЖ исполнениях [48, 49, 50, 51, 52] еще не получили широкого применения в связи с тем, что оказывают не достаточно сильного воздействия на рабочие поверхности, на увеличение молекулярной составляющей сил трения.

Качественное регулирование процесса трения системы «колесо тягового подвижного состава – железнодорожный рельс» возможно при использовании модификатора трения, который быстро и эффективно нейтрализует слои поверхностных загрязнений и формирует на поверхности трения вторичные структуры, предохраняющие фрикционные поверхности от изнашивания.

Нейтрализация слоев поверхностных загрязнений осуществима за счет комплексной механохимической чистки рабочей поверхности кругов катания колес тягового подвижного состава, состоящей из процессов механического очищения поверхностей трибопары абразивом и ослабления щелочной средой действия поверхностных загрязнений.

Режимы трения способствуют деструкции силикатных композиций в зоне контакта, образуя SiO_2 , который обладает полирующим действием относительно «мягкого» абразива [53]; в случае необходимого уровня содержания SiO_2 на поверхности материала колеса его сцепление с металлом увеличивается [54]; SiO_2 образует с окислами железа силикаты [55, 56]. В качестве основы модификатора трения возможно использование водного раствора наиболее распространенного и хорошо изученного метасиликата натрия: 50,8% Na_2O и 49,2% SiO_2 . Силикаты калия и натрия являются щелочами, то в процессе фрикционного взаимодействия колеса с рельсом выделяется щелочная группа KOH и NaOH , которые способствуют вытеснению с поверхности трения включений с масляной основой и удалению данных загрязнителей из контакта под действием высокого уровня

контактных нагрузок и ускорения процессов очистки поверхностей трения колеса и рельса от загрязнителей.

Применение абразива, обладающего повышенными механическими свойствами относительно материалов фрикционного слоя, определенным размером и формой, высоким пределом прочности на срез абразивного зерна, дает возможность повышения механической составляющей коэффициента трения.

Увеличение факта формирования вторичных противоизносных структур на базе силикатов при возрастании параметра PV при процессах на фрикционном контакте колеса с рельсом, происходящих в режимах, характерных для режимов перехода к боксованию и юзу [53], за счет адсорбции на поверхности трения силикатов и возникновения химически связанных с металлом плёнок переменного состава [54, 55, 56].

Анализ вышеприведенных данных позволяет сделать вывод, что вторичные силикатные структуры, образующиеся на фрикционных поверхностях при реализации триботехнических процессов, могут снижать интенсивность изнашивания материалов колеса и рельса, обеспечивая высокие уровни стабильности коэффициента трения и его значения.

Ускорение окислительных процессов дает возможность повысить износостойкость фрикционного контакта, снизить уровень вероятности возникновения процессов схватывания при реализации максимальных уровней PV , возникающих при срыве сцепления и юзе [53]. Для этого в составе модификатора трения необходимо присутствие сильного окислителя, который способствует формированию на фрикционных поверхностях однородных окисных слоёв (окись Fe_2O_3 и закись Fe_3O_4), имеющих значительно более высокие значения температуры плавления, твердости, допустимого напряжения на сжатие и срез по отношению к оксиду железа при двух валентном Fe [57]. Согласно работам [58, 59] введение перманганата калия в жидкое стекло приводит к резкому увеличению величины силы трения (сцепления). Как известно, химическую реакцию модификатора с рабочей поверхностью колеса можно реализовать, обеспечив

в составе модификатора щелочную среду (например, силикатную). При этом ионы железа уходят в раствор, образуя при этом нерастворимый осадок трёхвалентного гидроксида железа, при этом на рабочих поверхностях системы «колесо-рельс» формируются плотные ферромагнитные плёнки $\text{Fe}(\text{MnO}_4)_2$, обладающие высокой упругостью и твёрдостью, а также достаточной величиной сопротивления деформации в касательной плоскости, что позволяет увеличить силу тяги локомотива за счет повышения уровня коэффициента сцепления, а также допустимого уровня мощности трения, и, соответственно, объемной температуры поверхностей трения.

Таким образом, рассмотрена теория качественного регулирования состояния тяговых поверхностей системы «колесо тягового подвижного состава – железнодорожный рельс» путем использования специальных модификаторов трения.

Ресурс колесных пар локомотивов также зависит от диффузионных и сегрегационных процессов в системе «полимерная композиционная тормозная колодка – железнодорожное колесо». Подробно данная проблема рассмотрена в трудах доктора технических наук, профессора, академика РАН РФ В.И. Колесникова и его последователей [60, 61, 62, 63].

Композиционные полимерные тормозные колодки нашли широкое распространение на железнодорожном транспорте в тормозных системах. Однако с течением времени становится очевидным тот факт, что наряду с массой достоинств полимерные композиционные тормозные колодки традиционных составов, в первую очередь, содержащих элементы и соединения с низкими величинами поверхностных натяжений, приводят к повышенному износу рабочей поверхности железнодорожного колеса, что негативно сказывается на ресурсных характеристиках колесных пар локомотивов [64, 65, 66].

1.3. Анализ методов исследования процессов взаимодействия колеса с рельсом

В случае рассмотрения динамики взаимодействия колеса локомотива с рельсом необходимо рассматривать две пары трения. Полезное трение – фрикционное взаимодействие поверхности круга катания колеса локомотива и «паразитное» трение – фрикционное взаимодействие гребня колеса с головкой рельса.

Данное положение, отсутствие конструктивной границы между областями контакта колеса и рельса, где реализуются «паразитное» и полезное трения, усложняет процесс создания технологии повышения эффективности фрикционной подсистемы «колесо-рельс».

В районе первой выкружки колеса реализуется философская категория «борьба и единство противоположностей». Практически антиподы фрикционной природы соединяются в районе первой выкружки и создают противоположные ожидаемым эффекты. Антифрикционные свойства СМ попадая на боковые поверхности создают условия срыва сцепления, а фрикционные МПТ попадая на гребень колеса провоцируют рост потерь тяговой энергии, попадая в контакт гребня колеса и головки рельса, где реализуется «паразитное» трение. Практически для материалов, аналогичных по своим фрикционным свойствам требуется реализовать противоположные эффекты:

- в зоне, которая формируется тяговыми поверхностями круга катания и головки рельса, для обеспечения реализации максимального уровня гарантированного тягового усилия необходимо получить стабильное значение силы сцепления (коэффициент сцепления 0,27–0,45);

- в контакте гребня колеса с боковой поверхностью головки рельса необходимо получить минимально допустимый уровень «паразитного» трения (0,13–0,16).

Процессы реализации сил сцепления, тягового усилия, фрикционного взаимодействия колеса локомотива с рельсами представляет сложную, очень

актуальную и еще полностью не решенную задачу отраслевого уровня. Разработка комплексных мероприятий, направленных на повышение тягового усилия локомотивов, ресурса колесных пар, снижение потерь тяговой энергии, увеличение срока службы рельсов является одной из основных отраслевых проблем. Решение вышеназванной комплексной задачи возможно только на базе фундаментальных исследований и внедрения их результатов на сети дорог ОАО «РЖД». Необходимо провести анализ опыта решения данной проблем у нас и за рубежом, выбрать рациональные и наиболее перспективные направления, соединив имеющиеся сведения с реализацией данных фундаментальных исследований. В результате проведенного анализа и имеющихся результатов исследований в области оптимизации условий взаимодействия колеса и рельса, на наш взгляд, рациональными могут быть следующие решения:

- оптимизация конструктивных характеристик системы «путь – подвижной состав» с учетом динамики взаимодействия колеса с рельсом и учетом взаимовлияния динамических процессов, протекающих во всех подсистемах системы «путь – подвижной состав»;

- оптимизация физико-механических характеристик материалов колеса и рельса путем совершенствования технологии механо-химической обработки материалов колеса и рельсов;

- применение фрикционных и антифрикционных модификаторов поверхностей трения с целью управления процессами трения качения с проскальзыванием.

Как известно, динамические процессы, протекающие в подсистемах пути и подвижного состава, – взаимовлияющие и взаимосвязанные. Так, например, динамические процессы, протекающие при взаимодействии пути и подвижного состава, оказывают существенное влияние на динамические процессы взаимодействия контактирующих микро- и макрошероховатостей поверхностей трения колеса и рельса. Вследствие этого, взаимодействия приводят к большому разбросу среднего значения коэффициента сцепления и к разбросу его значений относительно средних значений. Динамические

явления могут привести к срыву сцепления колеса с рельсом. Таким образом, имея информацию о динамических процессах, происходящих в подсистемах пути и подвижного состава можно с большой степенью достоверности прогнозировать динамические характеристики тяговых приводов локомотивов.

Сложная трехкоординатная динамика, связанная с движением, жесткие требования, предъявляемые к этим системам с точки зрения их безопасности, большие габариты, широкие диапазоны температур окружающей среды создают значительные трудности и трудоемкость в решении задач по исследованию, расчету и оптимизации параметров данных транспортных фрикционных механических систем (ТФМС).

Среди численных методов поиска оптимальных решений не существует универсального, который бы позволил эффективно решать задачу оптимизации любой механической системы [67].

Процессы трения находятся в существенной нелинейной зависимости более чем от двадцати нелинейно взаимосвязанных между собой и влияющих друг на друга факторов, а также от основных динамических характеристик механической системы.

Провести комплексные исследования натуральных ТФМС в лабораторных условиях очень сложно, так как они имеют большие габариты и в рабочем положении находятся в движении. Учитывая вышесказанное, наиболее эффективными методами расчета, исследования и оптимизации ТФМС являются методы, основанные на моделировании.

В настоящее время в ряде областей науки и техники широко и эффективно используются методы математического моделирования. Как показывает практика, решение вопросов исследования фрикционных механических систем (ФМС) путем создания их математических моделей с последующим этапом поиска оптимума искомого (или искомых) параметров связано с рядом сложностей и противоречий.

Задачи по определению условий принятия оптимальных решений при определении получения оптимальных вариантов их решения на этапах проектирования и оптимизации ТФМС имеют общий подход на стадии формирования математических моделей, для решения задач нелинейной оптимизации.

Процессы построения математических моделей в виде систем дифференциальных уравнений, описывающих динамику ТФМС. и их решение возможны с определенными допущениями, линеаризацией существенно нелинейных связей. В связи с этим значительно искажаются результаты и отличаются в ряде случаев на порядок от реальных значений.

Для ТФМС нелинейными являются их механические подсистемы, в связях этих подсистем модули упругости существенно влияют на величины деформаций связей. В свою очередь сила трения между фрикционными поверхностями при их относительном скольжении находится в зависимости от скорости (скорости скольжения) и т. д.

Учет данных нелинейных зависимостей, процессов и характеристик в механических подсистемах ТФМС создают условия обязательного представления связей в существенно нелинейном виде, например, нелинейную связь между напряжением в связях и величинами деформаций, или, например, существенно нелинейной зависимости коэффициента трения от скорости относительного скольжения, к нелинейной зависимости между прикладываемыми на элементы привода силами и сообщаемыми элементарным сечениям связей ускорениями. Вышеназванные и другие нелинейности ведут к тому, что системы дифференциальных уравнений, моделирующие движение механических подсистем приводов ТФМС, являются, как правило, нелинейными уравнениями.

Поведение нелинейных систем существенно отличается от свойств и законов движения квазилинейных систем. Одним из наиболее существенных недостатков и итогов исследования существенно нелинейных систем путем линеаризации нелинейных связей в математических моделях

многофункциональных зависимостей – применение принципа суперпозиций, т. е. последовательное «замораживание» ряда факторов и построение моделей из остальных переменных факторов. Данный подход не правомерен на том основании, что в нелинейных системах факторы зависят друг от друга и оказывают взаимное влияние, т.е. их нельзя «замораживать», следуя принципу суперпозиций. В ряде случаев именно существенно нелинейная взаимосвязь и является целью исследования нелинейных систем. Так, например, на выходные характеристики фрикционных систем влияют от 30 до 50 и более факторов (внешних и внутренних).

Следовательно, решая оптимизационные задачи для ТФМС, мы обязаны учитывать влияние на выходные параметры входящих в них узлов трения всех нелинейно взаимосвязанных основных и второстепенных факторов. При этом если, например, ограничиться учетом только тридцати факторов то, применив последние разработки в области математического планирования эксперимента, которые позволяют получать уравнения регрессии, включающие в свой состав до пяти переменных факторов, мы имеем около ста пятидесяти тысяч математических моделей ТФМС. Данное число необходимо помножить на число вариантов пар трения. Кроме этого необходимо учитывать динамические характеристики конкретных механических систем машин и механизмов.

По данным работ зарубежных и отечественных авторов изменение всего на 5-10% величины массы или жесткости одной из связей механической системы ведет к отличию на порядок данных, получаемых в лабораторных и натуральных условиях [68].

Из этого следует, что, решая триботехнические задачи, особенно оптимизационные, необходимо проводить лабораторные и стендовые испытания на установках, механическая часть которых является динамической моделью механической системы натурной машины или механизма. Т.е. экспериментальный стенд и искомая натурная система должны описываться одной и той же математической моделью, обеспечивать

совпадение основных частот и форм собственных колебаний. В связи с этим вышеназванное число моделей ТФМС необходимо помножить на количество переменных факторов механической системы, например, на число передаточных отношений редуктора. Таким образом, решая для ТФМС комплексные оптимизационные триботехнические задачи методами математического моделирования, мы получаем более миллиона математических моделей, описывающих ее поведение, решение которых весьма затруднительно.

Анализ выводов по результатам научно-исследовательской работы «Оптимизация ширины рельсовой колеи» (договор № 91р/07 от «11» сентября 2007 г.), полученным на базе физико-математического моделирования (катковый стенд ТФМС «путь – подвижной состав»), показывает, что они совпадают с выводами по результатам натурных испытаний состояния вагонов и уровня осевой нагрузки на характеристики взаимодействия в системе «колесо – рельс», проведенных на полигоне ВНИИЖТа (ст. Белореченская) и результатами эксплуатационных наблюдений состояния пути.

Как известно проведение натурных испытаний весьма дорогостоящее и трудоемкое мероприятие, кроме того в ходе исследований практически невозможно определить причину выявленных процессов. Таким образом, выбран наиболее эффективный способ проверки проектных и конструкторских решений на основе возможности оптимизации, прогнозирования выходных характеристик механической системы на различных стадиях испытаний – метод физико-математического моделирования [69].

В отличие от методов математического моделирования он позволяет проводить исследования существенно нелинейных процессов трения и изнашивания, например, происходящих в контакте колеса с рельсом.

1.4. Выводы по главе, цели и задачи исследования

Анализ патентной литературы и научных публикаций в области исследования систем и подсистем «путь – подвижной состав» показывает, что задача по разработке комплекса технических мероприятий по повышению ресурса колесных пар подвижного состава в мобильной фрикционной системе «подвижной состав – ж.д. путь» является актуальной.

Управление процессом повышения ресурса колесных пар базируется на разработке комплекса мероприятий, при их рациональном (эффективном) сочетании. Достичь прогресса в повышении ресурса колесных пар можно на основе рационального сочетания соответствующих мероприятий.

Целью работы является разработка и совершенствование научно обоснованных методов, направленных на увеличение ресурса колесных пар подвижного состава, на повышение эффективности эксплуатации системы «подвижной состав – путь».

В соответствии с поставленной целью поставлены следующие задачи:

1. Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар, с учетом специфики условий эксплуатации подвижного состава.
2. Предложение схемы контроля состояния контакта колеса и рельса.
3. Разработка технологии и технологического оборудования для увеличения ресурса колесных пар подвижного состава.
4. Апробирование предложенных методов увеличения ресурса колесных пар подвижного состава в эксплуатации.

2. Обработка априорной информации методом ранговой корреляции для определения основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар локомотивов

Процессы трения сложно и нелинейно зависят более чем от двадцати факторов. Для решения поставленных задач необходимо было определить факторы, влияющие на ресурс колесных пар и выявить наиболее существенные из них. Для этого было выбрано 28 факторов, наиболее существенно влияющих на ресурс колесных пар. С помощью метода ранговой корреляции (априорного ранжирования) была установлена весомость каждого фактора [70, 71, 72, 73, 74].

По методике обработки априорной информации методом ранговой корреляции на основании сформулированных целей и задач исследований приступают к сбору априорной информации (*априори* – независимо от опыта). Источником информации исследования по выявлению основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар и рельсов, являются опыт и знание специалистов – экспертов по данной проблеме [75].

С помощью метода ранговой корреляции (априорного ранжирования, метода экспертных оценок) устанавливают весомость каждого фактора. Для этого используются анкеты опроса, в которых указаны факторы.

В формулах i – номер фактора, ($i=1,2\dots k$); j – номер эксперта, ($j=1,2\dots m$).

Для статистической оценки степени согласованности мнений специалистов можно использовать дисперсионный коэффициент конкордации (*конкордат* – согласование).

Сумма рангов по столбцам рассматривается как случайная величина.

Для расчета дисперсии используют формулу:

$$S^2 = \frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (a_i - \bar{a})^2, \quad (2.1)$$

где

$$a_i = \sum_{j=1}^m a_{ij}, \bar{a} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k a_i \quad (2.2)$$

Коэффициент конкордации определяется как отношение дисперсии к максимальному ее значению:

$$W = \frac{\bar{S}^2}{S_{\max}^2} \quad (2.3)$$

Т. к. \bar{S}^2 может изменяться от 0 до S_{\max}^2 , то W принимает значения от 0 до 1, т. е. $0 \leq W \leq 1$.

Максимальное значение дисперсии S_{\max}^2 будет соответствовать полному совпадению мнений специалистов и равно:

$$S_{\max}^2 = \frac{m^2 \cdot (k^3 - k)}{12 \cdot (k - 1)} \quad (2.4)$$

Можно записать оценку дисперсии:

$$\bar{S}^2 = \frac{1}{k - 1} \cdot S^2 \quad (2.5)$$

Подставляя значения \bar{S}^2 и S_{\max}^2 в формулу (2.3), после соответствующих преобразований получаем выражение для расчета коэффициента конкордации для данного случая (случай отсутствия связанных рангов):

$$W = \frac{12S}{m^2(k^3 - k)} \quad (2.6)$$

где m – количество экспертов;
 k – количество факторов.

Для оценки значимости коэффициента конкордации можно использовать различные статистические критерии. При числе исследуемых факторов $x_i > 7$ значимость коэффициента конкордации оценивают по χ^2 -критерию:

$$X_p^2 = m \cdot (k-1) \cdot W = \frac{12 \cdot S}{m \cdot k \cdot (k+1)} \geq x_T^2, \quad (2.7)$$

при числе степеней свободы $f = k - 1$ и уровне значимости α .

Здесь x – критерий Пирсона; X_p – расчетный; X_T – табличное значение [76].

Критерий согласия x^2 , предложенный Г. Пирсоном, служит для оценки степени различия двух сравниваемых рядов частот (частота m – абсолютное число, показывающее, сколько раз тот или иной вариант встречается в совокупности).

Критерий согласия x^2 представляет сумму отношений квадратов разностей между частотами эмпирического m и теоретического $F(x)N$ распределений к частотам теоретического распределения:

$$x^2 = \sum \frac{[m - F(x)N]^2}{F(x)N}. \quad (2.8)$$

Т. к. статистическая гипотеза относится к самой функции распределения $F(x)$, а не к ее параметрам, то критерий x^2 является непараметрическим.

2.1. Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар маневровых тепловозов

Факторы, влияющие на ресурс колесных пар маневровых тепловозов:

- а) отличие кругов катания колес колесной пары по диаметру;
- б) величина шероховатостей поверхностей колеса и рельса;
- в) реализация касания колеса в 2х точках с головкой рельса;
- г) неравенство коэффициентов жесткости комплектов рессорного подвешивания одной из тележек;
- д) неправильная постановка или неравномерный износ скользунов тележки относительно друг друга;
- е) степень износа подвижного состава и пути;
- ж) разница в значениях профилей колес, связанных со степенью изношенности колеса или рельса (величина пятна контакта подсистемы колесо – рельс);
- з) возникновение значительных деформаций шпал и балластного слоя при восприятии силового воздействия железнодорожного подвижного состава;
- и) значение угла набегания колес на рельсы;
- к) величины механических характеристик материалов колеса и рельса (твердость);
- л) соотношение величин профилей колеса и рельса;
- м) погодные условия в момент эксплуатации (температура окружающей среды, влажность воздуха и др.);
- н) наличие и тип активизатора сцепления;
- о) условия взаимодействия в системе «тормозная колодка – колесо»;
- п) величина направляющего усилия на гребень колеса (силы горизонтального бокового давления);
- р) установка подшипников качения или скольжения в тележках подвижного состава;

- с) скорость движения подвижного состава;
- т) коэффициент проскальзывания колес при реализации тяги локомотива ($V_{СК} / V_K$);
- у) состояние тормозной системы (возможность возникновения двухсторонних «ползунов»);
- ф) качество металла для колесных пар и наличие дефектов в металле;
- х) абразив в зоне контакта колеса с рельсом, его качество и количество;
- ц) наличие и качество демпфирующих связей;
- ч) наличие смазочного материала в контакте «гребень колеса – рельс»;
- ш) величина нагрузки на ось в подсистеме «колесо-рельс»;
- щ) уровень значений коэффициентов трения скольжения и трения качения.

Последовательность расчетов:

$$\bar{a} = \frac{7050}{25} = 282;$$

$$S = 479598;$$

$$W = \frac{12 \cdot 479598}{22^2 \cdot (25^3 - 25)} = 0,762;$$

$$f = k - 1 = 25 - 1 = 24;$$

$$X_p^2 = 22 \cdot (25 - 1) \cdot 0,762 = 402,336;$$

Для $\alpha = 0,04$ при $f = k - 1 = 25 - 1 = 24$; $X_T^2 = 16,9$.

Так как $X_p^2 = 402,336 > X_T^2 = 16,9$, можно с доверительной вероятностью 96% утверждать, что мнения относительно степени влияния анализируемых факторов на износ рельсов согласуются в соответствии с коэффициентом $W=0,762$.

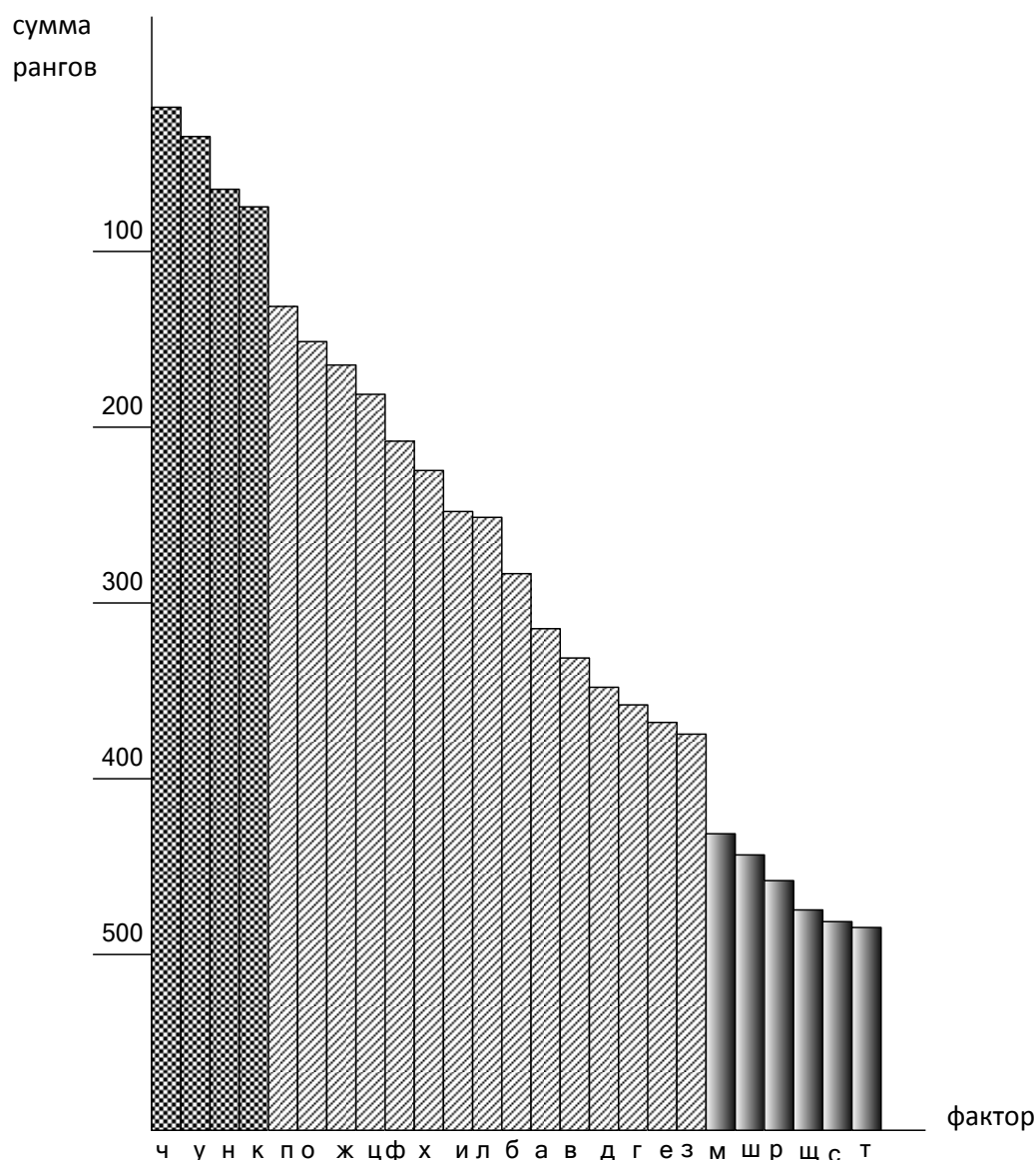


Рисунок 2.1 - Ступенчатая диаграмма ранжирования факторов, влияющих на ресурс колесных пар маневровых тепловозов(буквенное обозначение соответствует факторам на стр.55-54)

В итоге, весомость факторов, влияющих на ресурс колесных пар маневровых тепловозов, следующая:

1. к ведущим (доминирующим) факторам следует отнести: наличие смазочного материала в контакте «гребень колеса – рельс»; состояние тормозной системы (возможность возникновения двухсторонних «ползунов»); наличие и тип активизатора сцепления; величины механических характеристик материалов колеса и рельса (твердость);

2. к существенным факторам относятся: величина направляющего усилия на гребень колеса (силы горизонтального бокового давления); условия взаимодействия в системе «тормозная колодка – колесо»; разница в значениях профилей колес, связанных со степенью изношенности колеса или рельса (величина пятна контакта подсистемы колесо – рельс); наличие и качество демпфирующих связей; качество металла для колесных пар и наличие дефектов в металле; абразив в зоне контакта колеса с рельсом, его качество и количество; значение угла набегания колес на рельсы; соотношение величин профилей колеса и рельса; величина шероховатостей поверхностей колеса и рельса; отличие кругов катания колес колесной пары по диаметру; реализация касания колеса в 2х точках с головкой рельса; неправильная постановка или неравномерный износ скользунов тележки относительно друг друга; неравенство коэффициентов жесткости комплектов рессорного подвешивания одной из тележек; степень износа подвижного состава и пути; возникновение значительных деформаций шпал и балластного слоя при восприятии силового воздействия железнодорожного подвижного состава;

3. к несущественным - погодные условия в момент эксплуатации (температура окружающей среды, влажность воздуха и др.); величина нагрузки на ось в подсистеме «колесо-рельс»; установка подшипников качения или скольжения в тележках подвижного состава; уровень значений коэффициентов трения скольжения и трения качения; скорость движения подвижного состава; коэффициент проскальзывания колес при реализации тяги локомотива ($V_{СК} / V_K$).

Таблица 2.1 - Факторы, влияющие на ресурс колесных пар маневровых тепловозов

Факторы	Эксперты																						$\sum_{j=1}^m a_{ij}$	Δ_i	Δ^2_i	Ранги
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
а)	13	9	24	14	14	15	12	12	15	15	20	11	15	11	17	11	14	18	15	12	13	15	315	33	1089	14
б)	15	11	23	13	15	14	17	14	13	25	14	21	13	12	16	12	16	15	16	14	17	16	293	11	121	13
в)	14	10	22	12	13	13	16	13	12	14	16	23	14	13	18	13	15	13	17	13	16	19	329	47	2209	15
г)	16	15	21	15	16	17	15	15	18	13	15	22	23	16	19	16	17	20	18	17	15	13	372	90	8100	17
д)	17	14	6	16	18	16	19	16	16	12	18	12	21	15	21	15	18	21	19	15	14	17	356	74	5476	16
е)	18	17	8	17	17	18	18	17	17	24	17	24	22	14	15	14	19	14	20	16	18	18	382	100	10000	18
ж)	5	13	12	20	5	5	5	25	7	5	5	7	7	10	5	6	6	5	5	3	4	4	169	-113	12769	7
з)	19	18	11	19	23	19	20	18	20	16	19	20	19	17	14	17	13	16	14	18	19	14	383	101	10201	19
и)	12	21	9	18	12	12	14	5	6	18	13	14	12	8	9	10	12	17	13	11	8	12	266	-16	256	11
к)	3	4	3	4	3	3	3	3	4	2	2	5	5	4	10	5	4	4	2	9	5	3	90	-192	36864	4
л)	11	20	18	21	11	11	13	11	11	17	12	13	11	7	13	9	11	11	4	25	9	9	268	-14	196	12
м)	20	19	19	22	24	23	21	19	19	19	21	15	24	18	20	18	20	12	10	20	20	25	428	146	21316	20
н)	4	3	5	3	4	4	4	4	5	1	4	6	6	3	3	4	3	3	7	2	3	5	86	-196	38416	3
о)	7	5	4	5	9	8	8	6	14	7	7	8	3	9	1	1	8	7	11	10	11	7	156	-126	15876	6
п)	6	25	10	11	10	7	7	7	3	6	6	4	4	25	7	8	5	6	12	8	6	6	148	-134	17956	5
р)	21	24	13	23	20	20	23	23	21	20	24	16	20	24	12	23	21	22	23	21	21	20	455	173	29929	22
с)	25	12	16	25	25	22	22	24	23	23	22	18	18	19	22	19	22	25	24	22	23	21	472	190	36100	24
т)	22	23	20	24	19	21	24	20	22	21	23	17	17	20	24	20	23	24	25	23	22	22	476	194	37636	25
у)	2	2	1	1	1	2	2	1	1	3	3	3	1	2	2	2	2	2	1	4	2	2	42	-240	57600	2
ф)	8	7	7	8	6	6	6	10	10	8	8	1	10	22	6	25	10	10	6	6	12	11	203	-79	6241	9
х)	9	8	14	6	8	9	10	8	9	9	9	10	25	6	8	24	9	8	8	7	7	8	219	-63	3969	10
ц)	10	6	15	9	7	10	9	9	8	10	10	9	8	5	11	7	7	9	9	5	10	10	193	-89	7921	8
ч)	1	1	2	2	2	1	1	2	2	4	1	2	2	1	4	3	1	1	3	1	1	1	39	-243	59049	1
ш)	23	22	17	10	21	24	25	21	25	11	11	19	9	21	25	21	24	19	21	24	24	23	440	158	24964	21
щ)	24	16	25	7	22	25	11	22	24	22	25	25	16	23	23	22	25	23	22	19	25	24	470	188	35344	23

2.2. Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар магистральных электровозов

Факторы, влияющие на ресурс колесных пар магистральных электровозов:

- а) отличие кругов катания колес колесной пары по диаметру;
- б) величина шероховатостей поверхностей колеса и рельса;
- в) реализация касания колеса в 2х точках с головкой рельса;
- г) степень износа подвижного состава и пути;
- д) разница в значениях профилей колес, связанных со степенью изношенности колеса или рельса (величина пятна контакта подсистемы колесо – рельс);
- е) возникновение значительных деформаций шпал и балластного слоя при восприятии силового воздействия железнодорожного подвижного состава;
- ж) значение угла набегания колес на рельсы;
- з) величины механических характеристик материалов колеса и рельса (твердость);
- и) соотношение величин профилей колеса и рельса;
- к) погодные условия в момент эксплуатации (температура окружающей среды, влажность воздуха и др.);
- л) наличие и тип активизатора сцепления;
- м) условия взаимодействия в системе «тормозная колодка – колесо»;
- н) величина направляющего усилия на гребень колеса (силы горизонтального бокового давления);
- о) установка подшипников качения или скольжения в тележках подвижного состава;
- п) скорость движения подвижного состава;
- р) коэффициент проскальзывания колес при реализации тяги локомотива ($V_{СК} / V_K$);

- с) состояние тормозной системы (возможность возникновения двухсторонних «ползунов»);
- т) качество металла для колесных пар и наличие дефектов в металле;
- у) абразив в зоне контакта колеса с рельсом, его качество и количество;
- ф) наличие и качество демпфирующих связей;
- х) наличие смазочного материала в контакте «гребень колеса – рельс»;
- ц) величина нагрузки на ось в подсистеме «колесо-рельс»;
- ч) уровень значений коэффициентов трения скольжения и трения качения.

Последовательность расчетов:

$$\bar{a} = \frac{6057}{23} = 263;$$

$$S = 416692;$$

$$W = \frac{12 \cdot 416692}{22^2 \cdot (23^3 - 23)} = 0,851;$$

$$f = k - 1 = 23 - 1 = 22;$$

$$X_p^2 = 22 \cdot (23 - 1) \cdot 0,851 = 411,884.$$

Для $\alpha = 0,04$ при $f = k - 1 = 23 - 1 = 22$; $X_T^2 = 16,9$.

Так как $X_p^2 = 411,884 > X_T^2 = 16,9$, можно с доверительной вероятностью 96% утверждать, что мнения относительно степени влияния анализируемых факторов на износ рельсов согласуются в соответствии с коэффициентом $W=0,851$.

В итоге, весомость факторов, влияющих на ресурс колесных пар магистральных электровозов, следующая:

1. к ведущим (доминирующим) факторам следует отнести: наличие смазочного материала в контакте «гребень колеса – рельс»; состояние тормозной системы (возможность возникновения двухсторонних «ползунов»); наличие и тип активизатора сцепления; величины

механических характеристик материалов колеса и рельса (твердость); условия взаимодействия в системе «тормозная колодка – колесо»;

2. к существенным факторам относятся: соотношение величин профилей колеса и рельса; качество металла для колесных пар и наличие дефектов в металле; скорость движения подвижного состава; абразив в зоне контакта колеса с рельсом; наличие и качество демпфирующих связей; величина нагрузки на ось колесной пары; реализация касания колеса в 2х точках с головкой рельса; величина шероховатостей поверхностей колеса и рельса; отличие кругов катания колес колесной пары по диаметру; степень износа подвижного состава и пути; разница в значениях профилей колес, связанных со степенью изношенности колеса или рельса (величина пятна контакта подсистемы колесо – рельс); значение угла набегания колес на рельсы; возникновение значительных деформаций шпал и балластного слоя при восприятии силового воздействия железнодорожного подвижного состава;

3. к несущественным - погодные условия в момент эксплуатации (температура окружающей среды, влажность воздуха и др.); величина направляющего усилия на гребень колеса (силы горизонтального бокового давления); коэффициент проскальзывания колес при реализации тяги локомотива ($V_{СК} / V_K$); установка подшипников качения или скольжения в тележках подвижного состава; уровень значений коэффициентов трения скольжения и трения качения.

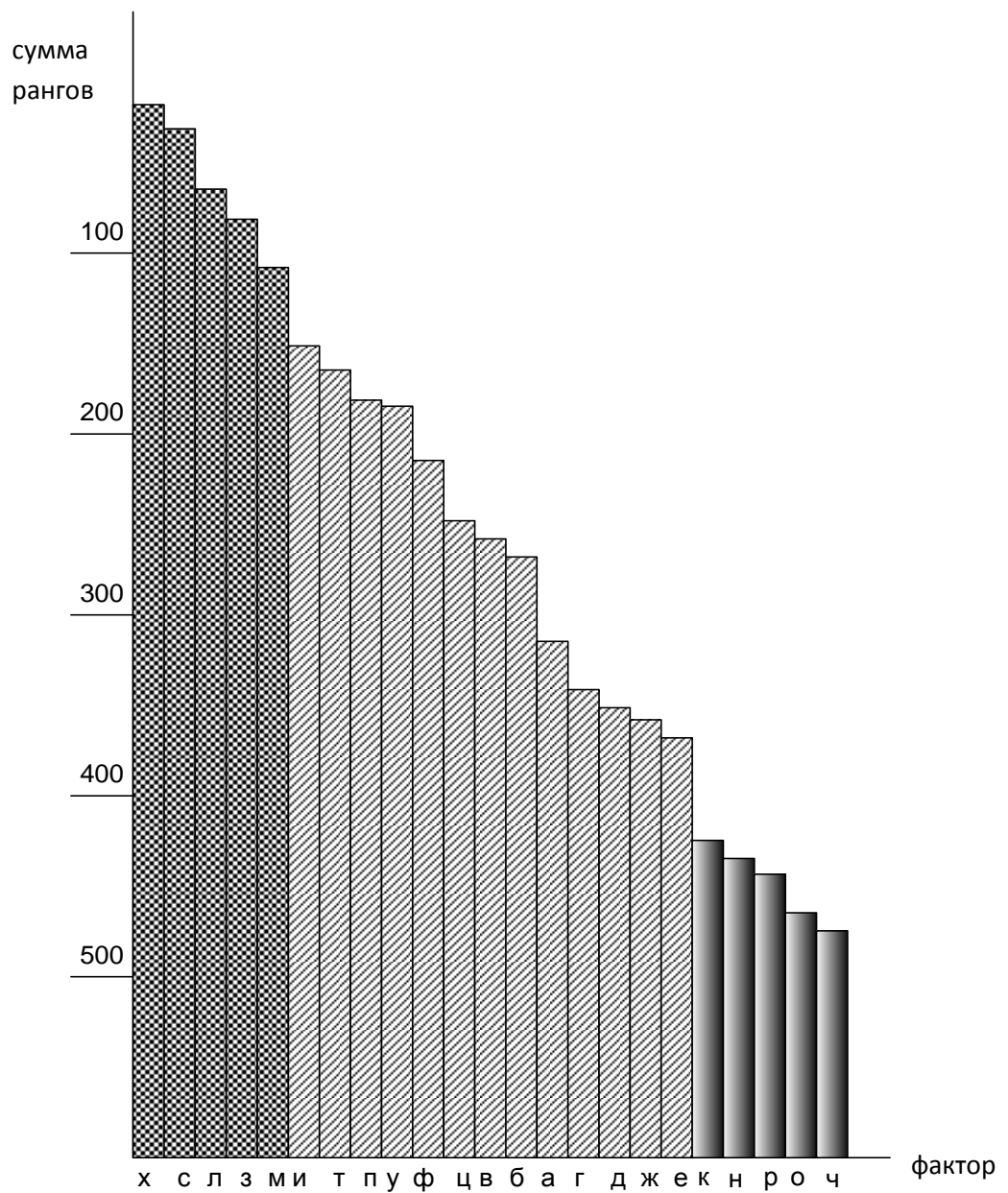


Рисунок 2.2 - Ступенчатая диаграмма ранжирования факторов, влияющих на ресурс колесных пар маневровых тепловозов(буквенное обозначение соответствует факторам на стр.60-59)

Таблица 2.2 - Факторы, влияющие на ресурс колесных пар магистральных электровозов

Факторы	Эксперты																					$\sum_{j=1}^m a_{ij}$	Δ_i	Δ^2_i	Ранги	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21					22
а)	14	9	22	14	14	14	14	13	14	14	14	15	13	14	14	13	11	14	15	12	14	16	307	44	1936	14
б)	13	14	21	13	12	12	13	12	13	13	12	7	12	13	13	12	9	13	14	13	13	13	280	17	289	13
в)	12	13	20	12	13	13	12	11	12	12	13	13	11	12	12	11	10	12	12	14	12	14	276	13	169	12
г)	15	16	8	15	15	15	20	17	17	15	15	14	14	15	15	15	16	15	13	18	16	15	334	71	5041	15
д)	16	15	10	18	17	16	15	15	16	16	16	17	15	18	16	16	17	16	16	17	17	18	353	90	8100	16
е)	17	19	11	17	16	17	21	16	15	18	18	16	17	17	18	17	23	17	17	16	18	17	378	115	13225	18
ж)	18	20	6	16	18	18	16	14	18	17	17	18	16	16	17	18	12	19	18	15	15	19	361	98	9604	17
з)	3	4	3	4	3	4	3	6	7	3	4	3	6	10	6	3	3	4	3	4	1	4	91	-172	29584	4
и)	6	18	17	19	11	5	4	5	6	4	3	5	5	11	5	6	8	6	4	6	6	5	165	-98	9604	6
к)	19	17	18	20	19	19	17	18	20	21	19	19	22	19	19	19	18	18	19	19	20	20	419	156	24336	19
л)	4	3	5	3	1	3	5	4	4	5	6	4	1	3	3	5	4	3	5	1	4	3	79	-184	33856	3
м)	5	5	4	5	4	7	6	3	3	6	5	6	4	4	4	4	5	5	6	5	5	6	107	-156	24336	5
н)	20	23	9	11	21	22	19	20	19	19	21	22	21	20	20	22	19	23	22	21	19	12	425	162	26244	20
о)	21	21	13	21	20	23	18	19	28	23	20	21	18	21	23	21	20	22	20	22	21	21	457	194	37636	22
п)	7	6	15	23	6	6	7	7	5	10	7	11	10	9	11	8	6	7	7	7	10	10	195	-68	4624	8
р)	22	22	19	22	22	21	22	21	23	20	23	20	20	23	21	14	21	20	21	20	22	22	439	176	30976	21
с)	2	2	1	2	5	2	2	1	2	2	2	1	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	42	-221	48841	2
т)	8	7	7	6	7	9	10	9	10	9	10	10	8	5	7	7	14	11	10	8	9	8	189	-74	5476	7
у)	9	8	12	7	8	8	9	8	9	11	11	9	7	7	8	9	13	9	9	9	8	9	197	-66	4356	9
ф)	10	11	14	10	9	10	8	10	8	8	9	8	9	8	9	10	15	10	8	10	7	7	208	-55	3025	10
х)	1	1	2	1	2	1	1	2	1	1	1	2	3	1	1	2	2	1	1	3	3	1	34	-229	52441	1
ц)	11	10	16	8	10	11	11	22	11	7	8	12	19	6	10	20	7	8	11	11	11	11	251	-12	144	11
ч)	23	12	23	9	23	20	23	23	22	22	22	23	23	22	22	23	22	21	23	23	23	23	470	207	42849	23

2.3.Определение основных факторов, влияющих на ресурс колесных пар магистральных тепловозов

Факторы, влияющие на ресурс колесных пар магистральных тепловозов:

- а) отличие кругов катания колес колесной пары по диаметру;
- б) величина шероховатостей поверхностей колеса и рельса;
- в) реализация касания колеса в 2х точках с головкой рельса;
- г) степень износа подвижного состава и пути;
- д) разница в значениях профилей колес, связанных со степенью изношенности колеса или рельса (величина пятна контакта подсистемы колесо – рельс);
- е) возникновение значительных деформаций шпал и балластного слоя при восприятии силового воздействия железнодорожного подвижного состава;
- ж) значение угла набегания колес на рельсы;
- з) величины механических характеристик материалов колеса и рельса (твердость);
- и) соотношение величин профилей колеса и рельса;
- к) погодные условия в момент эксплуатации (температура окружающей среды, влажность воздуха и др.);
- л) наличие и тип активизатора сцепления;
- м) условия взаимодействия в системе «тормозная колодка – колесо»;
- н) величина направляющего усилия на гребень колеса (силы горизонтального бокового давления);
- о) установка подшипников качения или скольжения в тележках подвижного состава;
- п) скорость движения подвижного состава;
- р) коэффициент проскальзывания колес при реализации тяги локомотива ($V_{СК} / V_K$);

- с) состояние тормозной системы (возможность возникновения двухсторонних «ползунов»);
- т) качество металла для колесных пар и наличие дефектов в металле;
- у) абразив в зоне контакта колеса с рельсом, его качество и количество;
- ф) наличие и качество демпфирующих связей;
- х) наличие смазочного материала в контакте «гребень колеса – рельс»;
- ц) величина нагрузки на ось в подсистеме «колесо-рельс»;
- ч) уровень значений коэффициентов трения скольжения и трения качения.

Последовательность расчетов:

$$\bar{a} = \frac{6172}{23} = 268;$$

$$S = 400276;$$

$$W = \frac{12 \cdot 400276}{22^2 \cdot (23^3 - 23)} = 0,817.$$

$$f = k - 1 = 23 - 1 = 22;$$

$$X_p^2 = 22 \cdot (23 - 1) \cdot 0,817 = 395,428.$$

Для $\alpha = 0,04$ при $f = k - 1 = 23 - 1 = 22$; $X_T^2 = 16,9$.

Так как $X_p^2 = 395,428 > X_T^2 = 16,9$, можно с доверительной вероятностью 96% утверждать, что мнения относительно степени влияния анализируемых факторов на износ рельсов согласуются в соответствии с коэффициентом $W=0,817$.

В итоге, весомость факторов, влияющих на ресурс колесных пар магистральных тепловозов, следующая:

1. к ведущим (доминирующим) факторам следует отнести наличие смазочного материала в контакте «гребень колеса – рельс»; состояние тормозной системы (возможность возникновения двухсторонних

«ползунов»); наличие и тип активизатора сцепления; величины механических характеристик материалов колеса и рельса (твердость);

2. к существенным факторам относятся: качество металла для колесных пар и наличие дефектов в металле; абразив в зоне контакта колеса с рельсом, его качество и количество; скорость движения подвижного состава; наличие и качество демпфирующих связей; величина нагрузки на ось в подсистеме «колесо-рельс»; условия взаимодействия в системе «тормозная колодка – колесо»; уровень значений коэффициентов трения скольжения и трения качения; реализация касания колеса в 2х точках с головкой рельса; отличие кругов катания колес колесной пары по диаметру; величина шероховатостей поверхностей колеса и рельса; степень износа подвижного состава и пути; соотношение величин профилей колеса и рельса; разница в значениях профилей колес, связанных со степенью изношенности колеса или рельса (величина пятна контакта подсистемы колесо – рельс); значение угла набегания колес на рельсы; возникновение значительных деформаций шпал и балластного слоя при восприятии силового воздействия железнодорожного подвижного состава;

3. к несущественным - погодные условия в момент эксплуатации (температура окружающей среды, влажность воздуха и др.); величина направляющего усилия на гребень колеса (силы горизонтального бокового давления); установка подшипников качения или скольжения в тележках подвижного состава; коэффициент проскальзывания колес при реализации тяги локомотива ($V_{СК} / V_K$).

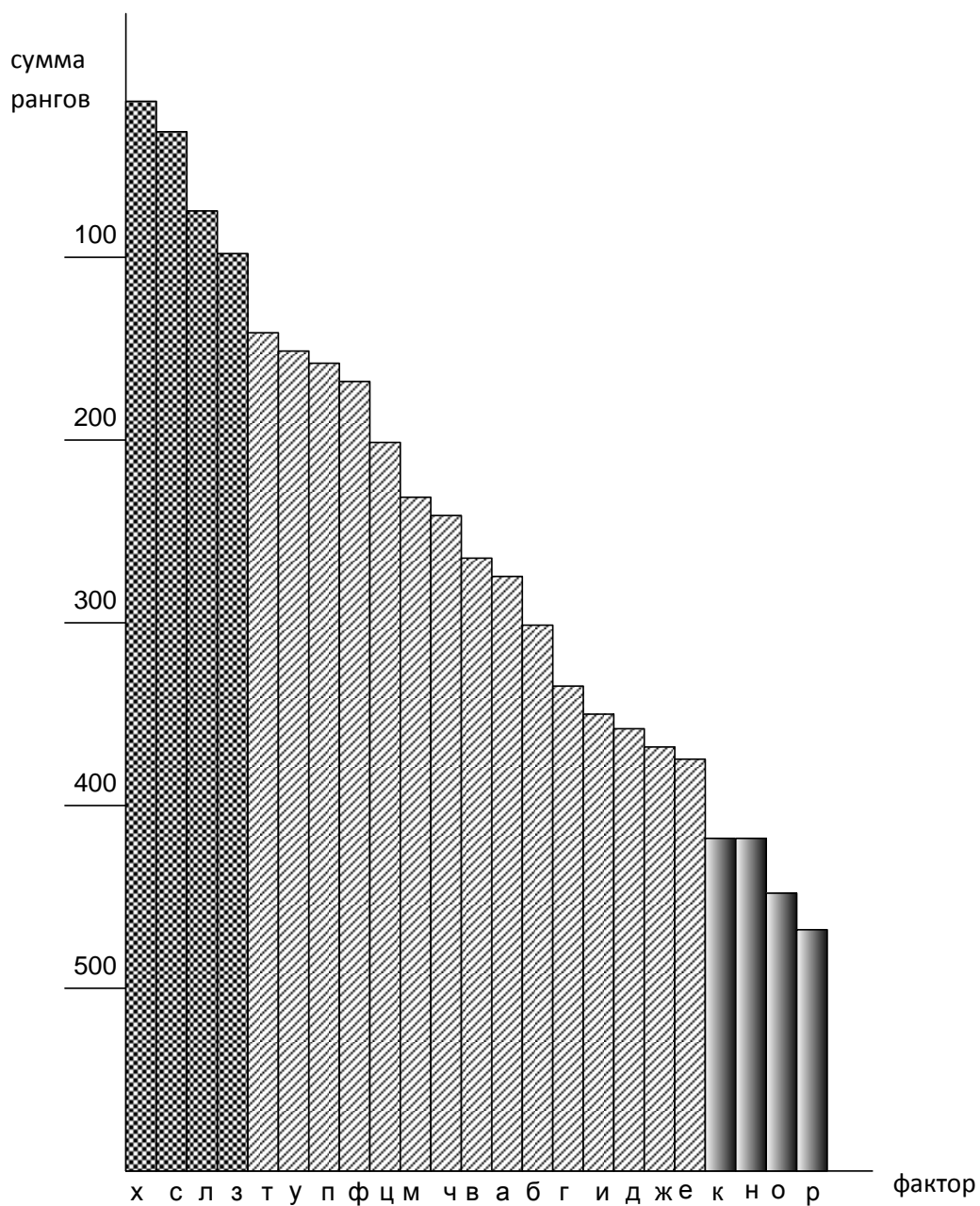


Рисунок 2.3 - Ступенчатая диаграмма ранжирования факторов, влияющих на ресурс колесных пар маневровых тепловозов(буквенное обозначение соответствует факторам на стр.65-64)

Таблица 2.3 - Факторы, влияющие на ресурс колесных пар магистральных тепловозов

Факторы	Эксперты																						$\sum_{j=1}^m a_{ij}$	Δ_i	Δ^2_i	Ранги
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
а)	13	11	22	14	9	13	14	13	13	13	10	11	13	12	12	13	14	15	11	13	14	12	285	17	289	13
б)	14	12	21	13	15	14	13	11	12	12	11	23	21	8	13	14	13	12	13	12	13	14	304	36	1296	14
в)	11	13	20	12	8	12	12	12	14	22	14	13	11	11	11	11	4	13	10	23	11	11	279	11	121	12
г)	16	14	9	15	16	16	15	18	15	17	15	16	14	15	16	18	16	16	14	19	15	15	340	72	5184	15
д)	17	15	10	18	17	15	16	17	16	18	18	14	16	18	17	19	18	23	15	18	16	17	368	100	10000	17
е)	18	16	11	17	19	17	18	19	23	14	19	15	15	17	19	20	17	18	18	17	17	18	382	114	12996	19
ж)	19	20	6	16	18	18	17	20	17	16	16	17	17	16	18	22	19	17	16	16	19	19	379	111	12321	18
з)	3	4	3	4	3	3	3	4	10	3	1	3	3	3	5	4	3	1	17	8	3	9	100	-168	28224	4
и)	15	19	17	19	14	19	19	14	21	15	13	19	20	10	15	15	15	11	20	14	20	16	360	92	8464	16
к)	20	18	18	20	20	22	20	15	22	19	20	18	19	14	21	21	23	19	19	15	18	21	422	154	23716	20
л)	4	3	5	3	2	4	2	3	6	4	5	4	4	4	4	1	12	4	4	5	4	4	91	-177	31329	3
м)	12	5	4	5	10	8	11	16	4	6	17	12	12	13	14	8	11	14	12	11	12	13	230	-38	1444	10
н)	21	22	8	11	23	23	21	21	19	20	21	20	18	19	20	12	20	21	21	20	21	20	422	154	23716	21
о)	22	21	16	21	22	21	22	23	18	21	22	21	22	20	22	17	22	20	22	21	23	22	461	193	37249	22
п)	5	8	12	23	11	11	5	5	5	5	7	6	10	5	6	16	5	5	2	2	5	5	164	-104	10816	7
р)	23	23	19	22	21	20	23	22	20	23	23	22	23	22	23	23	21	22	23	22	22	23	485	217	47089	23
с)	2	2	1	2	4	2	4	1	1	2	3	2	2	1	2	2	2	3	3	3	2	2	48	-220	48400	2
т)	6	6	7	6	5	6	7	6	11	11	6	5	5	6	7	6	6	6	5	6	6	6	141	-127	16129	5
у)	7	7	13	7	7	5	6	7	3	8	4	7	7	7	10	7	7	7	6	7	8	7	154	-114	12996	6
ф)	8	17	14	10	6	7	8	8	7	7	8	9	8	9	8	5	8	10	8	4	7	1	177	-91	8281	8
х)	1	1	2	1	1	1	1	2	2	1	2	1	1	2	1	3	1	2	1	1	1	3	32	-236	55696	1
ц)	9	9	15	8	12	10	9	9	8	9	9	8	6	23	3	9	9	8	7	9	9	8	206	-62	3844	9
ч)	10	10	23	9	13	9	10	10	9	10	12	10	9	21	9	10	10	9	9	10	10	10	242	-26	676	11

8

2.4. Выводы по главе

Посредством анализа априорной информации были определены основные факторы, влияющие на ресурс колесных пар локомотивов с учетом специфики условий эксплуатации подвижного состава и объективной необходимости применения эффективного динамического мониторинга системы «локомотив – путь».

После обработки информации мы получили следующие данные. Ведущими (доминирующими) факторами, влияющими на ресурс колесных пар железнодорожного подвижного состава, являются:

1. наличие, тип и способ нанесения модификатора (смазочного материала, активизатора сцепления) в контакте «колесо – рельс»;
2. образование термомеханических дефектов кругов катания колес – «ползунов»;
3. соотношение твердостей материалов бандажа колесной пары и рельса;
4. наличие эффективного динамического мониторинга системы «путь – подвижной состав», в частности подсистемы «колесо – рельс».

3. Методики и лабораторное оборудование для комплексных исследований системы «подвижной состав – путь»

В ходе реализации движения колеса по рельсу имеются две рабочие поверхности: тяговая поверхность колеса и рельса, где реализуется «полезное» тяговое усилие, а также поверхности гребней колес и боковые поверхности головки рельсов, где возникают силы сопротивления силе тяги локомотива.

Отсутствие конструктивной границы между этими двумя рабочими поверхностями, перекрытие в области выкружки зон «тяги» и «сопротивления» составляет всю сложность исследований, а также разработки методов улучшения условий взаимодействия колеса с рельсом путем модифицирования рабочих поверхностей.

Требуется реализовать в разных зонах контакта колеса с рельсом фрикционный и антифрикционный узлы трения. Антифрикционный узел трения представляет собой контакт гребня колеса и боковой поверхности головки рельса, обеспечивающий минимально возможный уровень потерь тяговой мощности. Фрикционный узел трения предназначен для обеспечения максимально возможной силы тяги (в зоне тяговых поверхностей колеса и рельса, при реализации тягового усилия).

Динамические характеристики локомотивов можно прогнозировать при условии рассмотрения динамических процессов в единой механической системе «экипажная часть – тяговый привод – путь».

Среди численных методов поиска оптимальных решений не существует универсального, который бы позволил эффективно решать задачу оптимизации конкретной механической системы. Как уже обозначалось выше, процессы, протекающие в зоне контакта колеса с рельсом существенно нелинейно зависят более чем от двадцати факторов, в том числе от динамических характеристик механической системы.

Провести комплексные исследования натуральных мобильных механических систем (ММС) в лабораторных условиях очень сложно, т. к.

они имеют большие габариты, в рабочем положении находятся в движении. Учитывая вышесказанное, наиболее эффективными методами расчета, исследования и оптимизации ММС являются методы, основанные на моделировании.

Решение сложных многофакторных задач оптимизации ММС наиболее целесообразно и корректно выполнять в лабораторных условиях на исследовательских комплексах, позволяющих исключить этап линеаризации существенно нелинейных процессов и путем натурального эксперимента получить математические модели (уравнения регрессии) динамических процессов с целью решения оптимизационных задач по улучшению условий взаимодействия колеса с рельсом. Как известно проведение натуральных испытаний весьма дорогостоящее и трудоемкое мероприятие, кроме того в ходе исследований практически невозможно определить причину выявленных процессов. Таким образом, метод физико-математического моделирования является наиболее эффективным способом моделирования, позволяющим осуществлять проверку проектных решений, оптимизацию, прогнозирование выходных характеристик ММС на различных стадиях проектирования, в ходе проведения стендовых, лабораторных исследований, макетных и доводочных испытаний.

3.1. Физико-математическое моделирование системы «подвижной состав - путь»

При движении подвижного состава по железнодорожному пути на него действуют более двух десятков взаимовлияющих случайных и нестационарных факторов, переменных по величине и направлению сил. Поэтому система «подвижной состав – путь» (далее – «ПС – путь») может быть представлена как сложная неоднородная система нелинейных функциональных зависимостей входящих в нее подсистем (рис. 3.1).

Построить математическую модель исследуемой системы при подобном количестве факторов и наличии множества нелинейных членов в

уравнениях движения представляет известные трудности, связанные с их линеаризацией [77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 67].

Таким образом, методы физического подобия и моделирования оптимальны для исследования системы «ПС – путь» [86, 87, 88, 89].

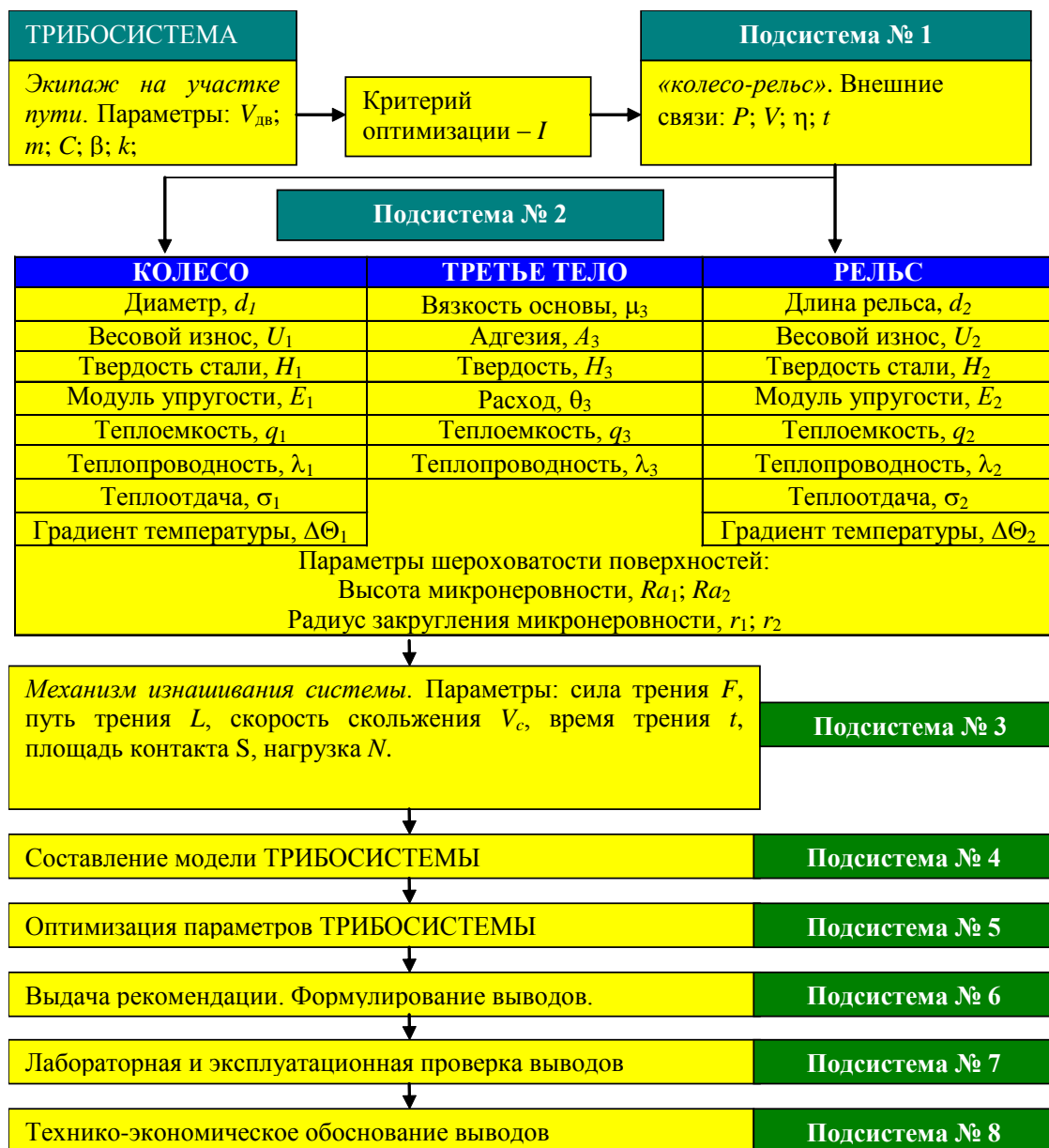


Рисунок 3.1 – Структурная модель системы «подвижной состав – путь»

Система (рис. 3.2) представляется в виде подвижного состава и приведенной части верхнего строения пути, в качестве подсистемы первого порядка – механическая часть привода ТПС и узел трения сцепления «колесо

– рельс». Параметры подсистемы №2 - это свойства поверхностей сцепления колеса и рельса, процессы трения и износа в контакте колеса с рельсом. Интенсивность износа I колеса и рельса – главный критерий оценки функционирования системы.

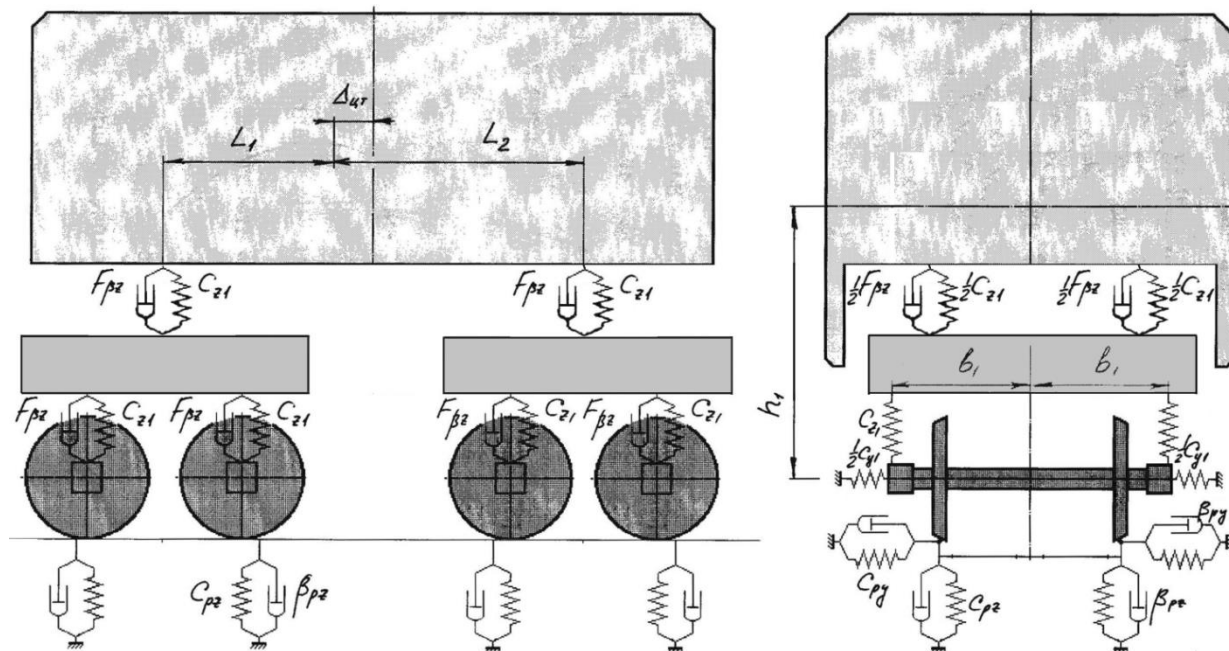


Рисунок 3.2– Схема системы «подвижной состав – путь»

Исследовать зависимость тяговых характеристик подвижного состава от функционирования системы «колесо – рельс» в эксплуатационных условиях практически невозможно. Поэтому для проведения данных исследований была создана физико-математическая модель системы «ТПС – путь», отражающая основные динамические свойства. Были исследованы триботехнические и трибоспектральные характеристики механической системы модели, а результаты стендовых испытаний применены к реальному объекту исследования.

Методика физико-математического моделирования ФМС состоит из трех этапов [67]:

1. Оценка условий динамического подобия механических подсистем.
2. Оценка условий динамического подобия фрикционного контакта.

3. Физическое моделирование контакта с использованием метода анализа размерностей с ограничениями.

Во-первых, на основе теории моделирования [90, 91, 92], были получены основные критерии для обеспечения условия динамического подобия механических подсистем первого порядка системы «ТПС – путь», т. е. механического привода ТПС и приведенной части пути. Движение подсистем привода ТПС и пути имеют апробированное практикой математическое описание, поэтому, при выводе условий их динамического подобия использовался метод анализа дифференциальных уравнений движения [92, 93]. Были сделаны следующие выводы:

1. масштабы подобия жесткости рессор, коэффициента демпфирования колебаний должны быть одинаковы;
2. модельные испытания должны проводиться в реальном масштабе времени;
3. условием динамического подобия механической системы при поступательном и угловом перемещениях принимаем равенство частот собственных колебаний и коэффициента затухания амплитуд колебаний модели и объекта.

Во-вторых, реализация модельного эксперимента должна обеспечиваться характерным видом и интенсивностью изнашивания контактирующих тел. Согласно третьей теореме подобия обеспечено выполнение ряда граничных условий динамического подобия процессов трения [92, 93].

В-третьих, на этапе моделирования для узла трения ФМС анализируются критерии физического подобия.

Согласно структурной модели (рис. 3.1) функциональная зависимость процесса представляется в общем виде:

$$I = \Phi(\sigma, V, N, l, \Delta\Theta, k, q, V_{СК}, I_0, \beta, n, F_{сч}, \tau, L)$$

где σ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(К·м²); V – скорость качения, м/с; N – нормальная нагрузка колеса на рельс, Н; l – линейный размер, м; $\Delta\Theta$ – температурный градиент, К/м; k – частота собственных колебаний, с⁻¹; q – давление в контакте, Па; $V_{ск}$ – скорость скольжения, м/с; I_0 – интенсивность охлаждения, Вт/м²; β – коэффициент сопротивления, (Н·с)/м; n – частота вращения, с⁻¹, $F_{сц}$ – сила сцепления, Н; τ – время трения, с; L – путь трения, м.

Основываясь на методе анализа размерностей с ограничениями [82], в краевые условия вводятся градиент температуры $\Delta\Theta$, контактное давление q , частота колебаний k .

Выбраны четыре базисных параметра с возможностью измерения в лабораторных условиях. Представим их в основных единицах массы, длины, времени и температуры MLT Θ :

- | | |
|----------------------------|--|
| 1) коэффициент теплоотдачи | $[\sigma] = [M^{-1} L^0 T^{-3} \Theta^{-1}]$; |
| 2) скорость качения | $[V] = [M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0]$; |
| 3) нагрузка | $[N] = [M^1 L^1 T^{-2} \Theta^0]$. |
| 4) размер (линейный) | $[l] = [M^0 L^1 T^0 \Theta^0]$. |

В качестве краевых условий выбираем частоту колебаний, градиент температуры и контактное давление.

Результаты расчета масштабных коэффициентов перехода сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 - Основные параметры модели узла трения «колесо-рельс» для подвижного состава

Параметр	Размерность в системе СИ	Критерий подобия, =idem	МКП	Формула пересчета с натуры на модель
1	2	3	4	5
Скорость качения, V	м/с	Базисный параметр	$C_V = C_l$	$(V)_M = \frac{(V)_H}{C_l}$
Коэффициент теплоотдачи, σ	Вт/(К·м ²)	Базисный параметр	$C_\sigma = C_l^0 = 1$	$(\sigma)_M = (\sigma)_H$
Нагрузка, N	Н	Базисный параметр	$C_N = C_l^2$	$(N)_M = \frac{(N)_H}{C_l^2}$

Параметр	Размерность в системе СИ	Критерий подобия, =idem	МКП	Формула пересчета с природы на модель
1	2	3	4	5
Линейный размер, l	м	Базисный параметр	C_l – задается при моделировании в результате эксперимента, $C_l = 5$	
Частота колебаний, k	Гц	$\pi_k = \frac{kl}{V}$	$C_k = C_l^0 = 1$	$(k)_M = (k)_H$
Градиент температуры, $\Delta\Theta$	К/м	$\pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta\sigma^3}{VN}$	$C_{\Delta\Theta} = 1$	$(\Delta\Theta)_M = (\Delta\Theta)_H$
Контактное давление, q	Па	$\pi_q = \frac{q \cdot l^2}{N}$	$C_q = 1$	$(q)_M = (q)_H$
Скорость скольжения, $V_{ск}$	м/с	$\pi_{V_{ск}} = \frac{V_{ск}}{V}$	$C_{V_{ск}} = 1$	$(V_{ск})_M = (V_{ск})_H$
Интенсивность охлаждения, I_0	Вт/м ²	$\pi_{I_0} = \frac{I_0 \cdot l^2}{VN}$	$C_{I_0} = C_l$	$(I_0)_M = \frac{(I_0)_H}{C_l}$
Коэффициент сопротивления, β	Н·с/м	$\pi_\beta = \frac{\beta V}{N}$	$C_\beta = C_l^2$	$(\beta)_M = \frac{(\beta)_H}{C_l^2}$
Частота вращения, n	1/с	$\pi_n = \frac{n \cdot l}{V}$	$C_n = C_l^0 = 1$	$(n)_M = (n)_H$
Сила сцепления, $F_{сц}$	Н	$\pi_{F_{сц}} = \frac{F_{сц}}{N}$	$C_{F_{сц}} = C_l^2$	$(F_{сц})_M = \frac{(F_{сц})_H}{C_l^2}$
Время трения, τ	с	$\pi_\tau = \frac{\tau V}{l}$	$C_\tau = 1$	$(\tau)_M = (\tau)_H$
Путь трения, L	м	$\pi_L = \frac{L}{l}$	$C_L = C_l$	$(L)_M = \frac{(L)_H}{C_l}$

Приведем критерии подобия небазисных параметров.

1) критерий частоты колебаний $[k] = [M^0 L^0 T^{-1} \Theta^0]$;

$$\pi_k = \frac{k \cdot l}{V} = idem$$

2) критерий градиента температуры $[\Delta\Theta] = [M^0 L^{-1} T^0 \Theta^1]$;

$$\pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta \cdot \sigma \cdot l^3}{V \cdot N} = idem$$

3) критерий контактного давления $[q] = [M^1 L^{-1} T^{-2} \Theta^0]$;

$$\pi_q = \frac{q \cdot l^2}{N} = idem$$

4) критерий скорости скольжения $[V_{ск}] = [M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0]$;

$$\pi_{V_{ск}} = \frac{V_{ск}}{V} = idem$$

5) критерий интенсивности охлаждения $[I_0] = [M^1 L^0 T^{-3} \Theta^0]$;

$$\pi_{I_0} = \frac{I_0 \cdot l^2}{VN} = idem$$

6) критерий коэффициента сопротивления $[\beta] = [M^1 L^0 T^{-1} \Theta^0]$;

$$\pi_{\beta} = \frac{\beta V}{N} = idem$$

7) критерий частоты вращения $[n] = [M^0 L^0 T^{-1} \Theta^0]$;

$$\pi_n = \frac{n \cdot l}{V} = idem$$

8) критерий силы сцепления $[F_{сц}] = [M^1 L^1 T^{-2} \Theta^0]$;

$$\pi_{F_{сц}} = \frac{F_{сц}}{N} = idem$$

9) критерий времени трения $[\tau] = [M^0 L^0 T^1 \Theta^0]$;

$$\pi_{\tau} = \frac{\tau V}{l} = idem$$

10) критерий пути трения $[L] = [M^0 L^1 T^0 \Theta^0]$;

$$\pi_L = \frac{L}{l} = idem$$

Получено уравнение подобия:

$$I = f\left(\frac{kl}{V}, \frac{\Delta\Theta\sigma^3}{VN}, \frac{q \cdot l^2}{N}, \frac{V_{ск}}{V}, \frac{I_0 \cdot l^2}{VN}, \frac{\beta V}{N}, \frac{n \cdot l}{V}, \frac{F_{сц}}{N}, \frac{\tau V}{l}, \frac{L}{l}\right).$$

Подтверждением проведения корректного моделирования и правильного подбора базисных параметров является реализация «стандартных» критериев.

1. Критерий гомохронности $\left(\frac{\tau V}{l}\right); \left(\frac{L}{l}\right) = \frac{V\tau}{L} = idem$ характеризует однородность процессов во времени.

2. Критерий Ньютона выражает второй закон Ньютона

$$\left(\frac{F_{сц}}{N}\right) \times \left(\frac{\tau V}{l}\right) \cdot \left(\frac{mV^2}{Nl}\right) = \frac{F\tau}{mV} = \frac{F\tau^2}{mL} = idem$$

3. Критерий Фруда характеризует соотношения силы инерции и силы тяжести, в поле которой происходит движение

$$\left(\frac{mV^2}{Nl}\right) \cdot \left(\frac{\tau V}{l}\right) = \frac{mV}{N\tau} = \frac{L}{\tau^2 g} = idem \quad \text{умножив на квадрат критерия гомохронности,}$$

$$\text{получаем } \left(\frac{L}{\tau^2 g}\right) \cdot \left(\frac{V\tau}{L}\right)^2 = \frac{V^2}{Lg} = \pi_{Fr}.$$

Выведен критерий $\pi_{ТТД}$ для обеспечения идентичности поверхностных температур на натуре и на модели для контакта «колесо – рельс».

Факторы, повышающие температурные характеристики, заносим в числитель, а факторы, понижающие их – в знаменатель. Было выбрано семь факторов, наиболее полно характеризующих процессы:

$$\pi_{ТТД} = ТТД \frac{\left(\frac{q \cdot l^2}{N}\right) \cdot \left(\frac{V_{сск}}{V}\right) \cdot \sigma}{\left(\frac{I_0 \cdot l^2}{VN}\right) \cdot \left(\frac{\beta V}{N}\right) \cdot \left(\frac{k \cdot l}{V}\right) \cdot \left(\frac{n \cdot l}{V}\right)} = ТТД \frac{q \cdot V_{сск} \cdot \sigma}{I_0 \cdot \beta \cdot k \cdot n} = idem$$

где, $[q] = [M^1 L^{-1} T^{-2} \Theta^0]$ – контактное давление; $[V_{сск}] = [M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0]$ – скорость скольжения; $[\sigma] = [M^1 L^0 T^{-3} \Theta^{-1}]$ – коэффициент теплоотдачи; $[I_0] = [M^1 L^0 T^{-3} \Theta^0]$ – интенсивность охлаждения; $[\beta] = [M^1 L^0 T^{-1} \Theta^0]$ – коэффициент сопротивления; $[k] = [M^0 L^0 T^{-1} \Theta^0]$ – частота колебаний; $[n] = [M^0 L^0 T^{-1} \Theta^0]$ – частота вращения.

Проверим верность выведенного критерия по размерностям:

$$\pi_{ТТД} = \Theta^1 * (M^1 L^{-1} T^{-2} \Theta^0 \cdot M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0 \cdot M^1 L^0 T^{-3} \Theta^{-1}) / \\ (M^1 L^0 T^{-3} \Theta^0 \cdot M^1 L^0 T^{-1} \Theta^0 \cdot M^0 L^0 T^{-1} \Theta^0 \cdot M^0 L^0 T^{-1} \Theta^0) = 1$$

Критерий выведен верно.

Расчетные значения параметров системы «ТПС – путь» для построения каткового стенда в масштабе 1:5 представлены в таблице (Таблица 3.2) [78].

Таблица 3.2 - Расчетные значения параметров системы «ТПС – путь» для построения каткового стенда ($C_l = 5$)

Характеристики	Значения параметров оригинала	Формула пересчета с оригинала на модель для построения каткового стенда	Значения параметров модели
1	2	3	4
1. Глубина просадок пути η_0 , мм	0,5	$(\eta_0)_M = \frac{(\eta_0)_H}{C_l}$	0,1
2. Соответствующая просадке длина неровности рельса L_H , м	2	$(L_H)_M = \frac{(L_H)_H}{C_l}$	0,4
3. Масса ВЛ80к 1 сек. M_k , кг	56000	$(M_k)_M = \frac{(M_k)_H}{C_l^2}$	2240
4. Масса наддресорного подвешивания M_T , кг	8834	$(M_T)_M = \frac{(M_T)_H}{C_l^2}$	353
5. Необрессоренная масса тележки $M_{кол}$, кг	5526	$(M_{кол})_M = \frac{(M_{кол})_H}{C_l^2}$	221
6. Приведенная масса пути $M_{п}$, кг	904	$(M_{п})_M = \frac{(M_{п})_H}{C_l^2}$	31,212
7. Жесткость центрального подвешивания тележки C_{Z1T} , кН/м	364	$(C_{Z1T})_M = \frac{(C_{Z1T})_H}{C_l^2}$	14,6
8. Жесткость рессор колесной пары $C_{Z1кол}$, кН/м	268,8	$(C_{Z1кол})_M = \frac{(C_{Z1кол})_H}{C_l^2}$	10,75

Характеристики	Значения параметров оригинала	Формула пересчета с оригинала на модель для построения каткового стенда	Значения параметров модели
1	2	3	4
9. Вертикальная жесткость пути, C_n , МН/м	52,8	$(C_n)_M = \frac{(C_n)_H}{C_1^2}$	2,111
10. Контактная жесткость колесо-рельс C_K , МН/м	450	$(C_K)_M = \frac{(C_K)_H}{C_1^2}$	18
11. Коэффициент сопротивления рессор колесной пары $\beta_{Z1\text{кол}}$, кН·с/м	5,8	$(\beta_{Z1\text{кол}})_M = \frac{(\beta_{Z1\text{кол}})_H}{C_1^2}$	0,233
12. Коэффициент демпфирования «колесо-рельс» β_K , кН·с/м	1,88	$(\beta_K)_M = \frac{(\beta_K)_H}{C_1^2}$	0,075
13. Коэффициент сопротивления центрального подвешивания тележки $\beta_{Z1\Gamma}$, кН·с/м	16,1	$(\beta_{Z1\Gamma})_M = \frac{(\beta_{Z1\Gamma})_H}{C_1^2} = 0,644$	0,643
14. Коэффициент демпфирования пути в вертикальной плоскости β_n кН·с/м	9,3	$(\beta_n)_M = \frac{(\beta_n)_H}{C_1^2}$	0,371

3.2. Экспериментальные стенды для исследования динамических свойств системы «подвижной состав – путь»

С использованием полученных в данной главе масштабных коэффициентов перехода на базе физико-математического моделирования для исследования динамических свойств системы «подвижной состав – путь» были использованы следующие экспериментальные комплексы: катковый стенд в масштабе 1:5 с расчетными значениями параметров системы, установка для исследования характеристик фрикционного контакта «колесо – рельс» в масштабе 1:24.

С целью определения оценки динамических характеристик моделируемого подвижного состава и пути, влияния величины демпфирования пути, модифицирования рабочих поверхностей на значения и стабильность коэффициента сцепления, т. е. для проведения комплекса модельных испытаний был использован специальный испытательный стенд (рис. 3.3).

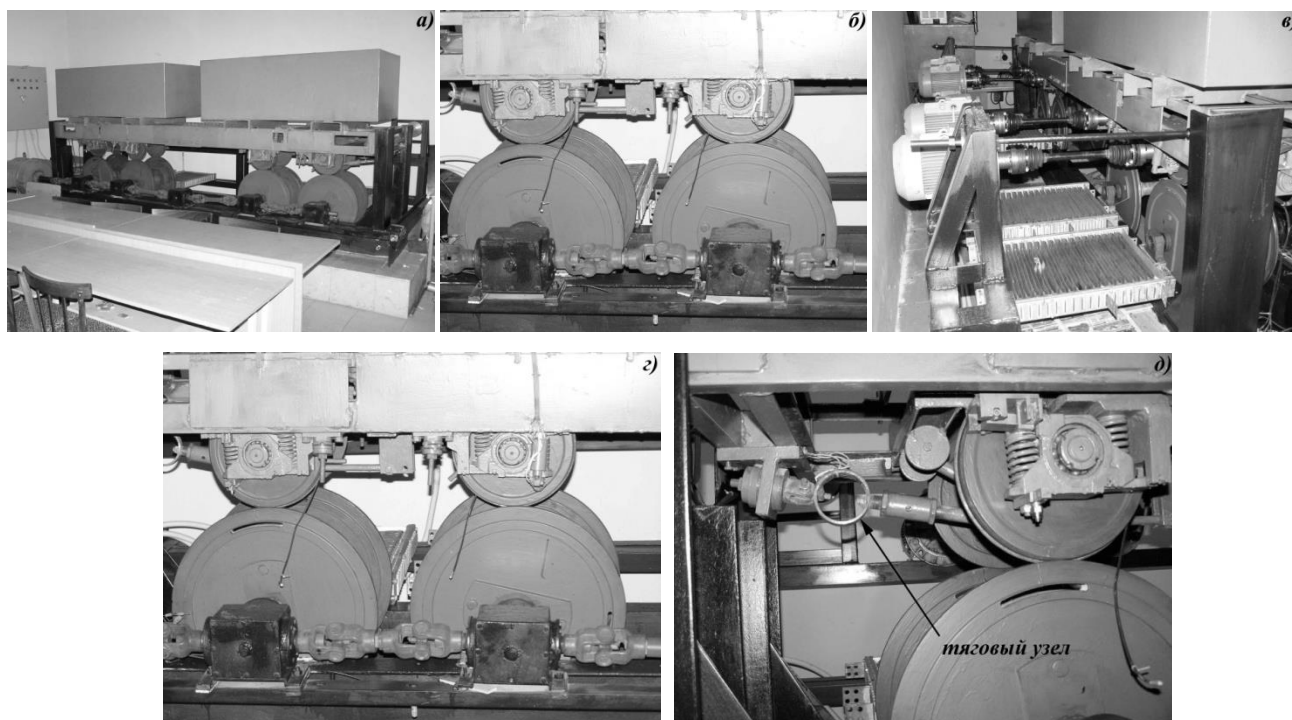


Рисунок 3.3 – Катковый стенд:
а, б – общий вид стенда; в – моторно-осевые блоки; г – конструкции ФМС «колесо – рельс»; д – конструкция тягового узла нагружения

На стенде можно испытывать двух-, трех- и четырёхосные экипажные части, в соответствии с базой тележек устанавливать расстояние между осями катков стенда, в модели экипажной части через соответствующий масштаб соблюдены распределение массы по осям колесных пар, моменты инерции и жесткости соответствующих связей.

Опорные катки стенда (рис. 3.4) предназначены для моделирования различных видов колебаний экипажа: продольная качка (галомирование), боковая качка, виляние и др. Опорные катки позволяют моделировать железнодорожный путь с разной шириной колеи.

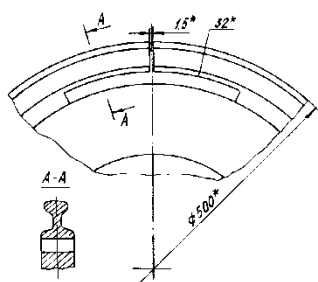


Рисунок 3.4 – Схема катка, моделирующего рельс

Для исследования характеристик системы «колесо – рельс» использована специальная модернизированная установка трения СМЦ-2 (рис. 3.5, рис. 3.6).

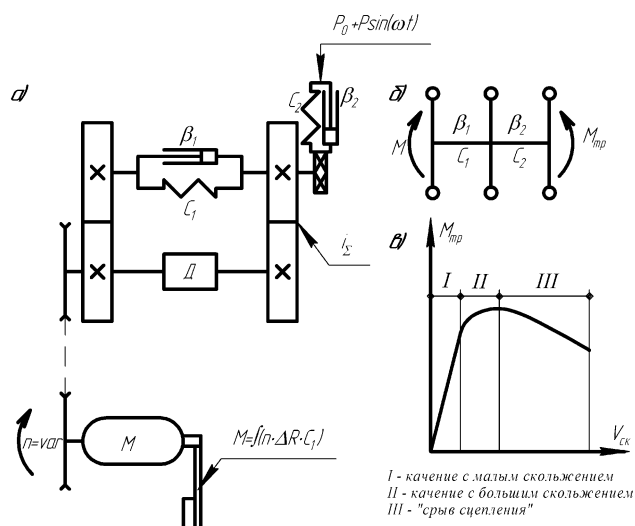


Рисунок 3.5– Модернизированная установка трения СМЦ-2:
а – схема кинематическая; *б* – схема расчетная эквивалентная; *в* – тяговая характеристика.

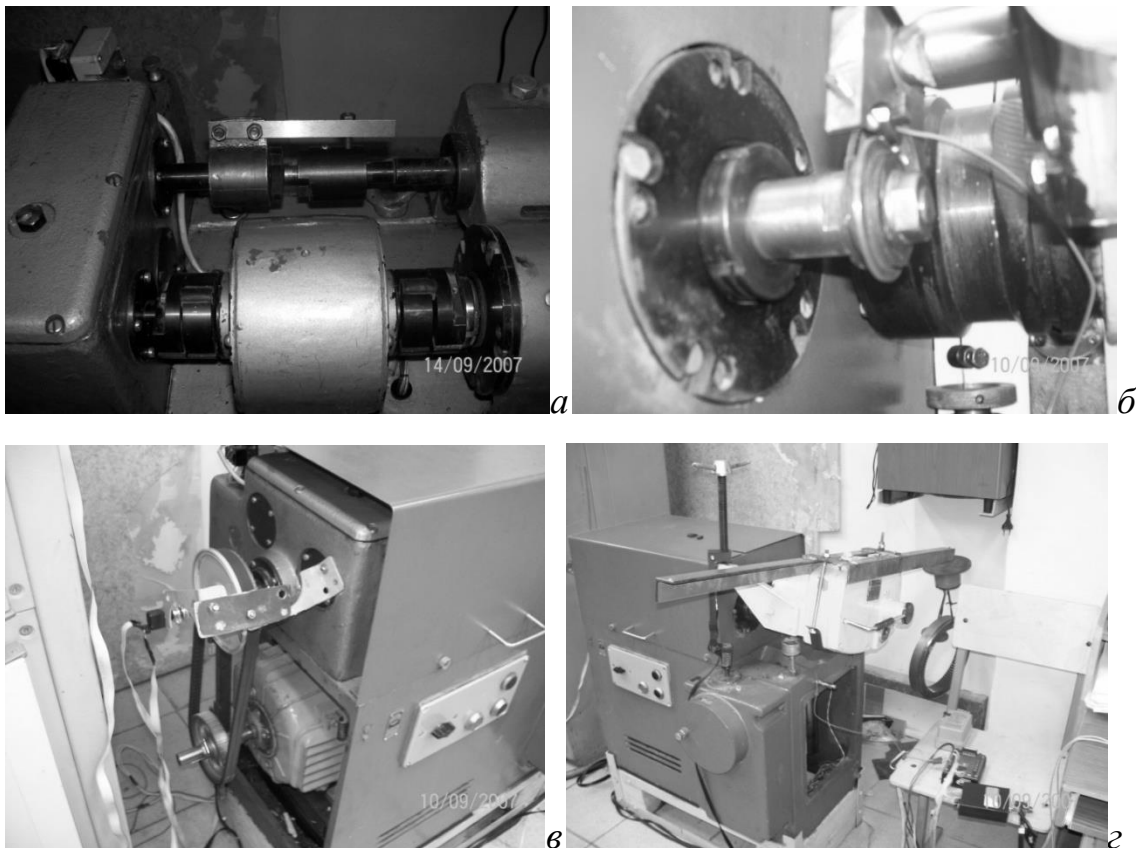


Рисунок 3.6– Модернизированная установка трения СМЦ-2
а – моделирование жесткости привода для измерения тяговых характеристик; *б* – схема испытаний трения скольжения колеса и колодки; *в* – привод установки; *г* – моделирование механической системы и контакта (Рисунок 3.5, в)

Разработанные комплексы позволяют проводить испытания в лабораторных условиях и исследовать все режимы и объекты, которые были поставлены в целях и задачах работы.

3.3. Исследование контакта «колесо локомотива – рельс»

Как было сказано выше, контроль (мониторинг) условий взаимодействия колеса локомотива с рельсом входит в число существенных факторов, влияющих на величину ресурса колесных пар, а также на эффективность и безопасность эксплуатации системы «локомотив – путь». Создание системы мониторинга подсистемы «колесо-рельс» является одной из важнейших задач отрасли.

В работе вопросы мониторинга условий взаимодействия колеса локомотива с рельсом предлагается решать путем оценки температуры в зоне контакта колеса с рельсом. Данный параметр напрямую связан с состоянием контакта, с наличием третьего тела (модификатора) в контакте. Кроме того контроль наличия данных об объемной температуре позволяет прогнозировать остаточный ресурс вносимых в контакт модификаторов. Например, в случае выполнения работ по лубрикации имеется возможность исключить режим контактирования гребня колеса локомотива с рельсом без третьего тела (модификатора, смазочного материала), тем самым избежать случаев возникновения аномального состояния в контакте «колесо – рельс», возникновения явлений схватывания 1-го и 2-го рода, двухсторонних и односторонних ползунов, ведущих к резкому снижению ресурса колесных пар, понижению эффективности системы «локомотив – путь» и уровня безопасности ее эксплуатации.

Высокая температура в контакте изменяет физико-механические свойства материалов, что сказывается на стабильности рабочих параметров тягового узла. Градиент температуры и температура ускоряют химические процессы в контакте, уменьшая толщину третьего тела, инициируют внутренние напряжения, коробления, изменения структурных, фазовых состояний и т.д. [94]

В то же время, температура в контакте напрямую зависит от фактической площади касания (ФПК), которая характеризует количество

микронеровностей во фрикционном взаимодействии. Генерируемая в результате взаимодействия тепловая энергия отводится через ФПК, которая в свою очередь определяет для тел максимальную объемную температуру [95, 96].

Величина ФПК контактирующих поверхностей трения нелинейно зависит от большого числа факторов и в процессе эксплуатации узлов трения может меняться на порядок и более.

Термодинамические процессы взаимосвязаны и во многом определяют условия контактирования поверхностей трения и, следовательно, триботехнические параметры открытых узлов трения (величину и стабильность коэффициента сцепления, величину и стабильность интенсивности изнашивания, наличие и свойства третьего тела). Например, при вписывании локомотива в кривые малого радиуса в зависимости от условий вписывания подвижного состава в кривую, технического состояния колесных пар и элементов ходовой части в контакте гребня колеса локомотива и боковой поверхности головки рельса возникают условия термического повреждения материала колеса и рельса в зоне их контактирования.

Таким образом, значительные нагрузки при уменьшении ФПК приводят к возрастанию температуры в контакте «колесо локомотива – рельс», а высокая температура, в свою очередь, влечет формирование условий термомеханических повреждений поверхностей. С целью обеспечения безопасности движения подвижного состава в криволинейных участках пути необходимо осуществлять мониторинг поверхностной температуры контакта «колесо локомотива – рельс». Данное мероприятие позволит повысить эффективность перевозочного процесса железных дорог России с учетом роста грузонапряженности, скоростей и весовых норм грузовых поездов в условиях развития конкурентной рыночной экономики.

В 2007-2008 г., по распоряжению президента компании ОАО «РЖД» В.И. Якунина, проводились научно-исследовательские работы по программе

19.5.002.Р «Оптимизации ширины рельсовой колеи». Программа исследований была направлена на определение причин и выработку обоснованных предложений по уменьшению износа боковой поверхности головки внешнего рельса в криволинейных участках пути.

В рамках данной программы ОАО «ВНИКТИ» дали экспериментальную оценку фактических значений температуры в контролируемых зонах контакта первой колесной пары и боковой поверхности головки рельса.

Измерения проводились путем установки изолированных от рельса разомкнутых термопар на разной высоте относительно гребня колеса (рис.3.7).

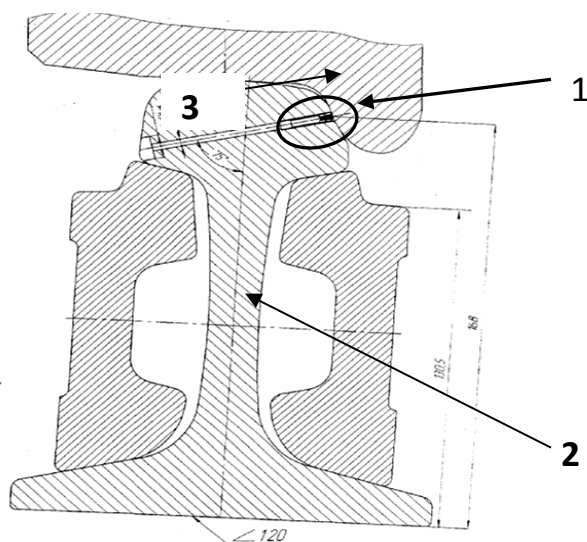


Рисунок 3.7 – Установка термопары в головке рельсов
1 – термопара; 2 – рельс Р65; 3 – колесо тепловоза 2ТЭ10(116)

Измерения температуры производилось с помощью термопар (рис. 3.8). Разомкнутая термопара – это термоэлектроды диаметром 0,3 мм в изолирующей оболочке в стальном корпусе. Закреплялись термопары в отверстиях в головке рельса.

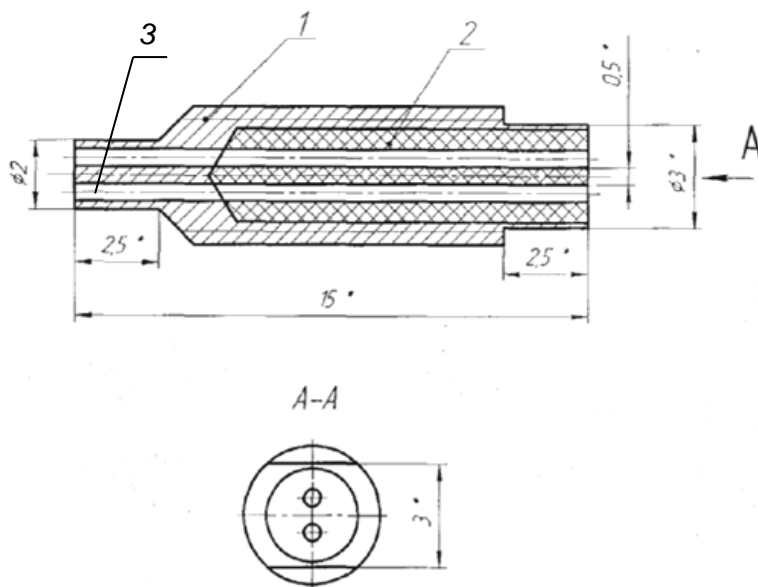


Рисунок 3.8— Термопара для определения поверхностной температуры в контакте: 1 – корпус термопары; 2 – изоляционный материал; 3 – термоэлектроды

В ходе экспериментов выявлено, что температура в контакте достигает 580° и 637° С при прохождении подвижного состава со скоростью 30 и 70 км/ч (рис. 3.9) [97].

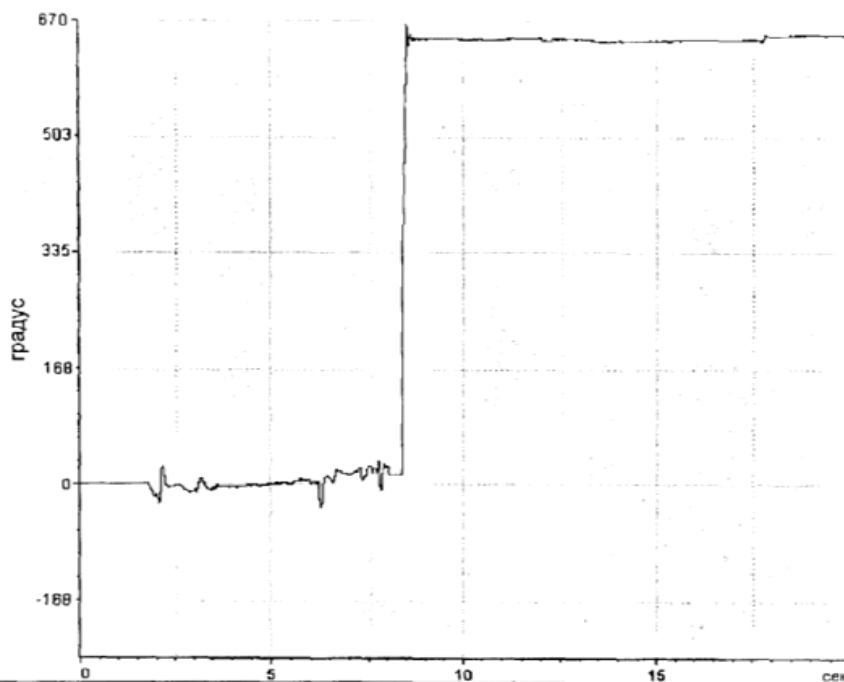


Рисунок 3.9 – Значение температуры в зоне контакта гребня колеса тепловоза и рельса при скорости 70 км/ч, кривая радиусом 600 м

Профессором Шаповаловым В.В. выдвинута гипотеза, что максимальной является объемная температура тела с тремя зонами состояния (рис. 3.10, 3.11) [95]:

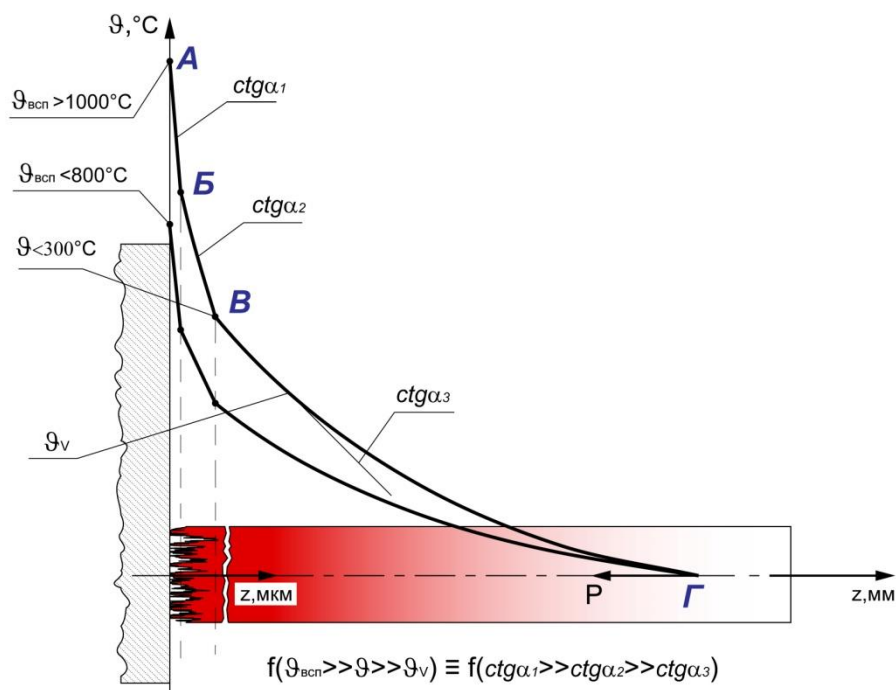


Рисунок 3.10 – Тепловая модель ФС профессора В.В.Шаповалова

Шероховатости контактирующих тел определяют температуры в зонах I и II и собственно характеристики фрикционных систем. На сегодняшний день исследовать теоретическими или экспериментальными методами тепловое состояние зоны I проблематично, т.к. оно во многом определяется значениями шероховатостей поверхностей в контакте и значением ФПК, которые входе относительного скольжения трущихся тел меняются на порядок и более. Величина объемных температур в зоне I определяется только на базе математических моделей. Температура зоны I значительно выше относительно других зон, поэтому она в большей степени определяет термомеханические повреждения [98, 99].

Результаты, полученные специалистами ВНИКТИ в 2007-2008 г., подтверждают обоснованность данной гипотезы.

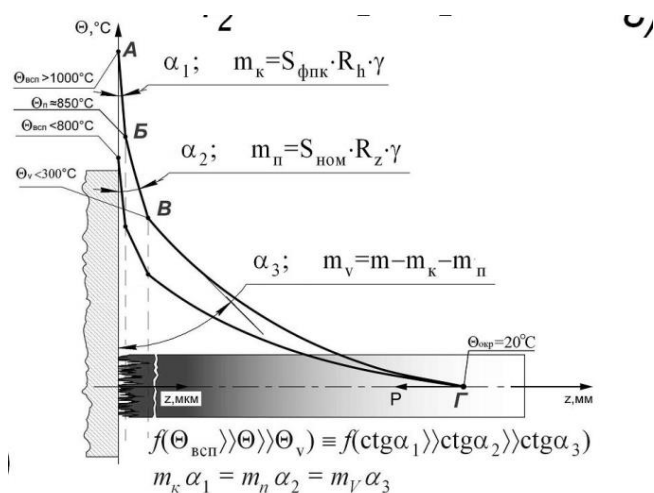


Рисунок 3.11 – Тепловая модель ФС профессора В.В.Шаповалова

Предлагается выражение экспериментального установления максимальной температуры активных микрообъемов на ФПК, беря за основу постоянство произведения масс микрообъемов m на коэффициент асимптоты α градиента объёмной температуры (рис. 3.11) при изменении линейных размеров ФПК S , стремящихся к нулю [100].

$$m_k \alpha_1 = m_n \alpha_2 = m_v \alpha_3 \quad \text{при} \quad \lim_{S \rightarrow 0} \Theta = \infty,$$

(3.1)

где измеренная температура пропорциональна массе активных микрообъемов на величине ФПК m_k , либо поверхностной массе материала m_n , заключённого между выступами и впадинами активных микрообъемов, либо массе основного материала m_v соприкасающихся поверхностей. Это зависит от статистической точности установки термопары в зону фрикционного взаимодействия поверхностей трения: чем ближе будет размещён спай термопары к фактическому контакту поверхностей трения, тем мы с большей вероятностью можем зафиксировать значение температуры «вспышки».

Косвенным подтверждением правильности сделанных выводов могут послужить фотографии поверхностей трения на оптическом микроскопе (рис. 3.12), на которых видны области оплавления и наволакивания материала вследствие воздействия высоких температур – схватывание II

рода. Режим атермического схватывания (схватывание I рода) характеризуется возникновением локальных металлических связей.

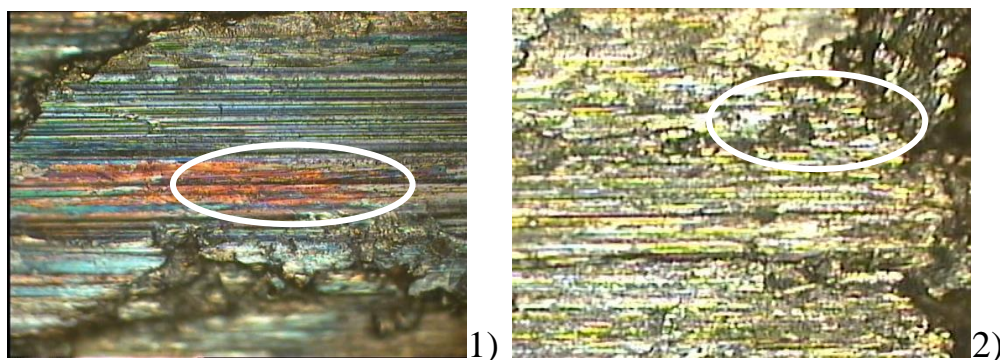


Рисунок 3.12 – Поверхности трения после испытаний:
1 – температура 800-1050°C; 2 – температура 1050-1250°C.

Для контроля, диагностирования и прогнозирования состояния фрикционного контакта в зоне I разработана методика на базе метода трибоспектральной идентификации триботехнических характеристик [101, 102]. Данная методика позволяет косвенным способом посредством интегральных характеристик и амплитудно-фазочастотных характеристик идентифицировать условия характерные для термомеханических повреждений контактирующих поверхностей и оценить максимальный уровень температуры.

3.4. Выводы по главе

1. Анализ показал, что фрикционная мобильная система «ТПС – путь» состоит минимум из двух упругих подсистем, которые объединены в единое целое посредством контакта в узле трения. Физическая модель узла трения элементов механических подсистем представляется как динамическая связь подсистем, объединенных трением.

2. Условием динамического подобия механических подсистем при моделировании фрикционной механической системы «ТПС – путь» является равенство констант подобия жесткостей связей и масс системы, что обеспечивает равенство частот собственных колебаний механических подсистем натурального образца и его модели. Для этого в число критериев, индикаторов подобия вводится индикатор динамического подобия $C_\omega = \frac{C_c}{C_m} = 1$.

3. Структурная модель узла трения представляется как система, с дискретной моделью деформаций микрообъемов материала поверхностей трения. При этом адекватность динамических процессов, протекающих на фрикционном контакте на натуре и на модели, обеспечивается реализацией равенства величин деформаций связей механической подсистемы, микро- и макронеровностей поверхностей трения.

4. Теоретически обоснованы и практически реализованы при построении разномасштабных моделей принципы построения физических моделей динамически нагруженной фрикционной механической системы «ПС – путь».

5. Полученная система уравнений позволяет определить параметры условно-линейной подсистемы «подвижной состав – путь», т. е. ее механической части, обеспечить равенство частот и форм собственных колебаний. Воспользовавшись данной математической моделью, возможно построить натурную модель контакта. Для построения физической модели контакта используются и учитываются масштабные коэффициенты подобия, полученные из масштабных коэффициентов перехода. Таким образом, существует возможность эффективно проводить испытания в лабораторных условиях и исследовать все режимы и объекты, которые были поставлены в целях и задачах работы.

4. Разработка комплекса мероприятий, направленных на увеличение ресурса колесных пар локомотивов

4.1. Улучшение условий вписывания тележек локомотивов в кривые

Благодаря динамическому мониторингу и идентификации поверхностных температур контакта «колесо-рельс» открывается возможность реализации схемы управляемого движения тележек локомотива в кривых за счет автономного управления приводом подачи модификатора трения, изменения скоростей скольжения и обеспечения передаточного отношения в замкнутом силовом контуре «рельс – колесо – ось колесной пары – колесо – рельс» равного единице, или изменения его в заданных пределах.

При разработке способа управления движением тележек локомотива при вписывании в кривые использовано изобретение для обеспечения разности процентов скольжения колес относительно внешней и внутренней нитки рельсов.

Известно, что в кривой под действием центробежной силы колесо, идущее по наружной нити, поднимается на больший радиус, а внутреннее колесо, катясь по меньшему радиусу, вписывает колесную пару в кривую. Для выполнения этого условия необходимо, чтобы центробежная сила поднимала колесо до соответствующего радиуса. Если центробежная сила недостаточна, то колесо «не добирает» необходимого радиуса, в результате чего колесная пара из-за пробуксовки одного колеса или проскальзывания другого разворачивается относительно оси пути наружу кривой. Чем больше разница радиусов качения, тем больше сила разворота, которая заставляет реборду колеса упираться в рабочую грань рельса. А чем больше угол разворота колесной пары, тем сильнее давление гребня колеса на рабочую грань рельса и значительнее боковой износ рельса и гребня колеса. В результате этого коэффициент сцепления снижается, сила тяги, развиваемая

локомотивом, и контактное давление на рельсы в кривых меняются. Смазывание боковой грани рельса в этом случае не решает всех проблем, жидкие и пластичные смазочные материалы просто выдавливаются гребнем.

Аналогом рассматриваемого способа управления движением тележек локомотива при вписывании в кривые является изменение конструкции и количества тележек локомотива.

Технические изменения, вносимые в конструкцию тележек для снижения разности частот вращения колес, нанесение на колеса покрытий из специальной износостойкой пластмассы, профильная шлифовка головки рельсов в кривых с целью приближения места контакта рельса и колеса на наружной нити к внутреннему краю колеса, а контакта на внутренней нити – к наружному краю рельса связаны с большими затратами.

Прототипом данного изобретения может быть исследование входа экипажа в кривой участок пути при учете неравноупругости пути в плане. Анализируется устойчивость движения системы в кривых участках пути и влияние параметров экипажа и пути на горизонтальную динамику локомотива в кривых. Исследование входа электровоза ВЛ80 в круговую кривую производится на электронной моделирующей установке ЛМУ-1. В результате расшифровки опытных данных и математической обработки их получают графики изменения отжатия наружного рельса и рамных усилий под набегающей колесной парой в функции скорости движения электровоза для различных радиусов кривых. При скорости движения ≥ 90 км/ч в диапазоне изменения поперечной жесткости пути J_n исследуемой кривой рамные усилия растут тем интенсивней, чем меньше жесткость пути. Например, при скорости 110 км/ч в кривой радиусом 620 м. максимальные рамные усилия, действующие на набегающую колесную пару электровоза ВЛ80 составляют при поперечной жесткости рельсовой нити 10Мн/м и 15Мн/м, соответственно 92 кН и 64 кН. Недостатком этого метода является то, что конкретная проблема вписывания тележек локомотива в кривые

остаётся не решённой, а производится лишь исследование процесса вписывания.

В отличие, от прототипа данное изобретение представляет способ решения проблемы управления движением тележек локомотива при вписывании в кривые.

Техническим результатом изобретения является уменьшение бокового давления на путь колесных пар посредством перераспределения продольных сил скольжения по колесам. Создается момент, отворачивающий колесную пару и тележку от внутреннего рельса, уменьшаются поперечные силы скольжения, направленные в сторону внутреннего рельса. В результате чего повышается безопасность при движении локомотива в кривых, исключая вероятность схода его с рельсов, увеличивается время эксплуатации без проведения ремонтных работ. Изобретение также имеет такие значимые достоинства, которые достигаются за счет снижения сил вписывания в кривые, а также потребления топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов.

Указанный технический результат достигается тем, что в способе управления движением тележек локомотива при вписывании в кривые согласно изобретению фрикционный модификатор трения (активизатор сцепления), автономно подают на внешний рельс в кривой. Существует множество модификаторов сцепления (например, силикатный, который содержит бихромат калия (СМТХ); силикатный МТ, который содержит перманганат калия (СМТМ) и другие). Качество материала и вид фрикционного модификатора трения определяют время и количество подачи его на рельс. Изобретение обеспечивает требуемую разность процентов скольжения колес относительно внешней и внутренней нитки рельсов. Для достижения желаемого эффекта используются следующие зависимости (рис. 4.1):

$$S = 2\pi Rk;$$

$$k = \frac{l}{L}; k = \frac{1}{4},$$

где k – отношение длины кривой к длине окружности, м.;

l – длина кривой, м.;

L – длина окружности, м.

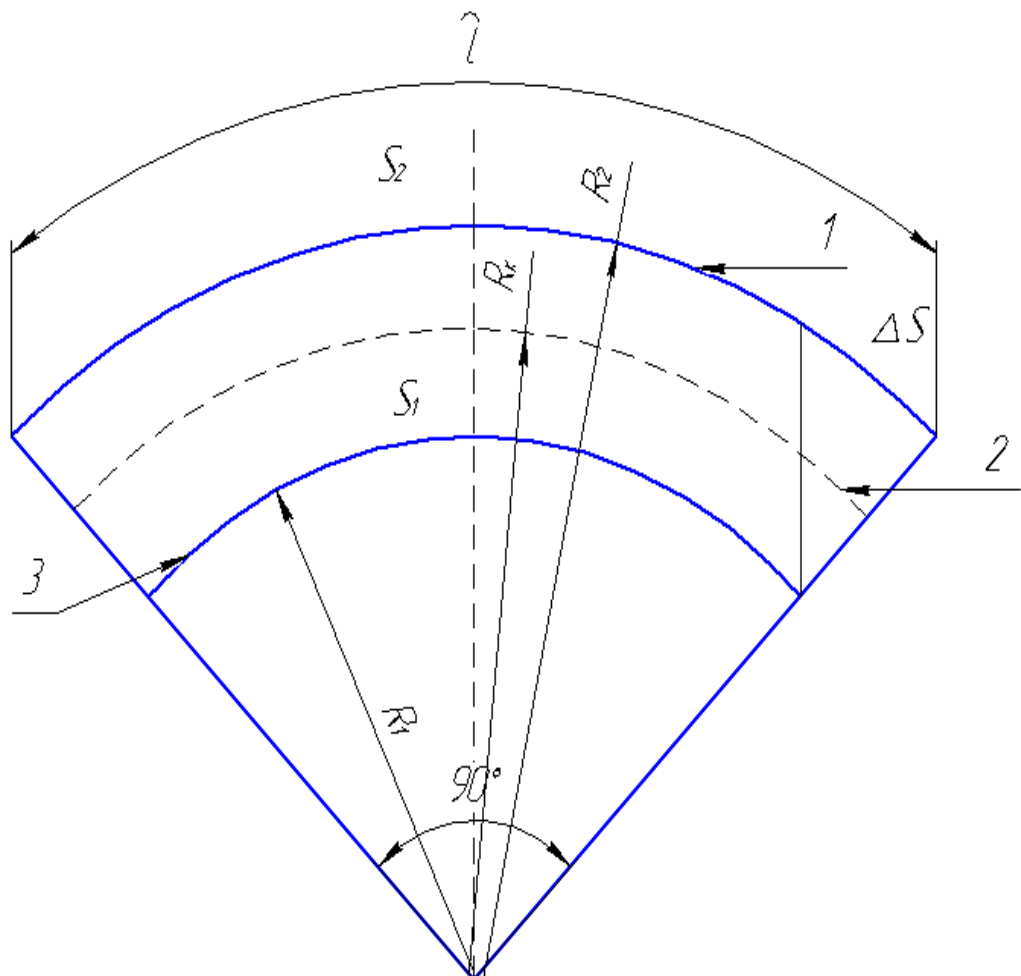


Рисунок 4.1–Примерное расположение рельсов кривой:

1 – внешний рельс; 2 – условный центр; 3 – внутренний рельс)

$$S = 2\pi Rk;$$

$$k = \frac{l}{L}; k = \frac{1}{4};$$

$$S_1 = 2\pi R_1 \cdot \frac{1}{4}; S_2 = 2\pi R_2 \cdot \frac{1}{4};$$

$$S_1 = \frac{\pi R_1}{2}; S_2 = \frac{\pi R_2}{2};$$

$$\Delta S = \frac{\pi}{2}(R_2 - R_1);$$

где S_1, S_2 – путь в кривой, пройденный тележками локомотива, соответственно по внутреннему и внешнему рельсу, м.;

ΔS – величина, показывающая, на сколько длина внешнего пути превышает длину внутреннего пути в кривой, м.;

R_1, R_2 – радиусы кривых, соответственно для внутреннего и внешнего рельса, м.;

$$\pi \approx 3,1415926\dots$$

Пусть, например, $R_k = 500\text{м.}; k = \frac{1}{4},$

где R_k – радиус, соответствующий расстоянию от условного центра окружности до центра между колесными парами, м.

Тогда

$$\Delta S = \frac{\pi k}{2}(R_2 - R_1).$$

$$\Delta S_{\text{п}} = \Delta S + \Delta S'_1; \Delta S_3 = \Delta S - \Delta S'_2,$$

где $\Delta S_{\text{п}}$ – путь, пройденный передними колесами тележек локомотива, м.;

ΔS_3 – путь, пройденный задними колесами тележек локомотива, м.;

$\Delta S'_1, \Delta S'_2$ – расстояние, на которое колеса, катящиеся по внутреннему и внешнему рельсу отстоят друг от друга, м.

$$|+\Delta S'_1| = |-\Delta S'_2|;$$

$$\alpha_1 = 0^\circ; \Delta S'_1 = 0;$$

$$\alpha_1 = 90^\circ; \Delta S'_1 = \left(\left(\frac{B}{2 \cdot 90} \right) \cdot \alpha_1 \right) \sin \alpha_3; \Delta S'_1 = \frac{B}{2} \sin \alpha_3;$$

$$\Delta S_{II} = \frac{\pi k}{2} (R_2 - R_1) + \left(\frac{B \cdot \alpha_1}{180^\circ} \right) \sin \alpha_3;$$

$$\Delta S_3 = \frac{\pi k}{2} (R_2 - R_1) - \left(\frac{B \cdot \alpha_1}{180^\circ} \right) \sin \alpha_3;$$

где α_1, α_3 – углы, соответствующие развороту тележки;

B – межосевое расстояние, колесная база, м.

$$S_{\text{ск}} = \frac{S}{100} \cdot B;$$

где $S_{\text{ск}}$ – путь, пройденный колесами тележек локомотива со скольжением, м.;

B – скольжение, %;

$$S_{\text{внеш.}} = S_{\text{к}} + S_{\text{ск}} = S_{\text{к}} + \frac{S}{100} \cdot B_1;$$

$$S_{\text{внутр.}} = S_{\text{к}} + S_{\text{ск}} = S_{\text{к}} + \frac{S}{100} \cdot B_2;$$

где $S_{\text{внеш.}}$ – путь, пройденный колесами тележек локомотива по внешнему рельсу, м.;

$S_{\text{к}}$ – путь, на котором колеса тележек локомотива катились без скольжения, м.;

$S_{\text{ск}}$ – путь, на котором колеса тележек локомотива скользили, м.;

$S_{\text{внутр.}}$ – путь, пройденный колесами тележек локомотива по внутреннему рельсу, м.

$$a = \frac{\pi k}{2} (R_2 - R_1) - \left(\frac{B \cdot \alpha_1}{180} \right) \sin \alpha_3;$$

$$b = \left(S_{\text{к}} + \frac{S}{100} \cdot B_1 \right) - \left(S_{\text{к}} + \frac{S}{100} \cdot B_2 \right);$$

$$t_{\text{вкл.}} = \frac{l \cdot a}{v}; t_{\text{вкл.}} = \sum_{k=1}^m t_k,$$

где $t_{\text{вкл.}}$ – общее время включения привода подачи фрикционного модификатора трения, с.;

$t_1, t_2, t_3 \dots t_m$ – время включения привода подачи фрикционного модификатора трения на отдельных участках пути, с.;

v – скорость локомотива, м/с;

a, b – условные обозначения процессов, происходящих при движении колес тележек локомотива в кривой.

$$a = \frac{\pi k}{2} (R_2 - R_1) - \left(\frac{B \cdot \alpha_1}{180} \right) \sin \alpha_3;$$

$$b = \left(S_k + \frac{S}{100} \cdot B_1 \right) - \left(S_k + \frac{S}{100} \cdot B_2 \right);$$

$$t_{\text{вкл.}} = \frac{l \cdot a}{b \cdot v}; t_{\text{вкл.}} = \sum_{k=1}^m t_k;$$

$$a = b;$$

$$\Delta S' = \frac{\pi k}{2} (R_2 - R_1) - \left(\frac{B \cdot \alpha_1}{180} \right) \sin \alpha_3 = S_{\text{внеш.}} - S_{\text{внутр.}};$$

$$a < b;$$

$$\Delta S'' = b - a.$$

где $\Delta S'$ – отрезки пути с подачей фрикционного модификатора трения на внешний рельс, м.;

$\Delta S''$ – отрезки пути без подачи фрикционного модификатора трения на внешний рельс, м.

Расположение рельсов в кривой выглядит следующим образом: 1 – внешний рельс; 2 – центр между колесными парами; 3 – внутренний рельс.

В схеме разворота тележки локомотива (рис. 4.2) 4 – угол, соответствующий развороту тележки локомотива $-\alpha_2, ^\circ$.

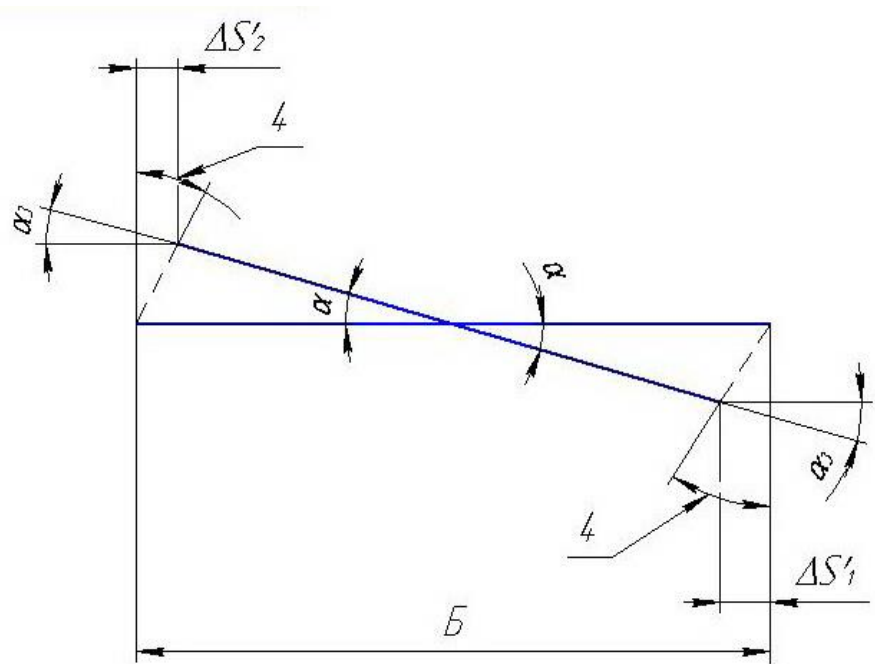


Рисунок 4.2 – Условный разворот тележки локомотива

При осуществлении способа управления движением тележек локомотива для вписывания в кривые образование требуемой разности скольжения (рис. 4.3) происходит при разнице между графиком 5 – с использованием фрикционного модификатора трения и графиком 6 – без использования фрикционного модификатора трения.

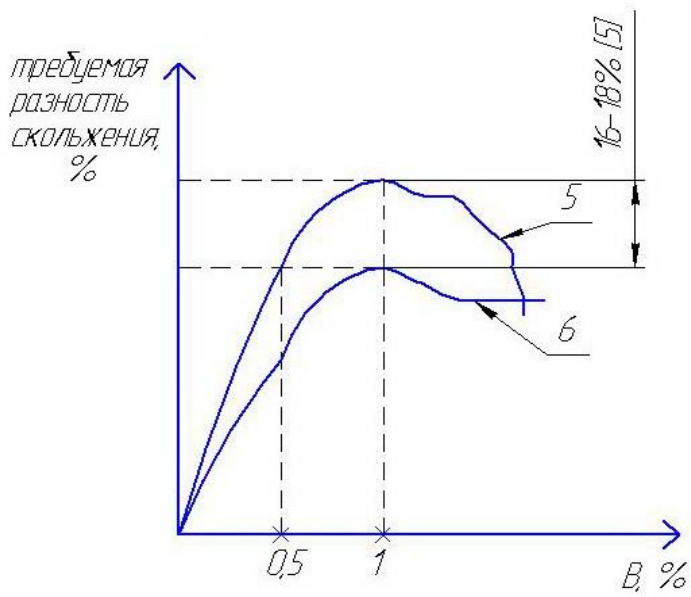


Рисунок 4.3–Образование требуемой разности скольжения

На рисунке представлена схема нанесения фрикционного модификатора трения (рис. 4.4).

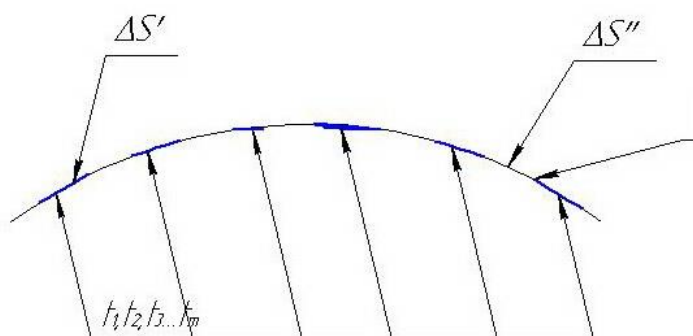


Рисунок 4.4–Условная схема нанесения фрикционного модификатора трения

Таким образом, при реализации способа управления движением тележек локомотива при вписывании в кривые улучшаются условия взаимодействия в системе «колесо-рельс» и, как следствие, увеличивается ресурс колесных пар подвижного состава.

4.2. Модифицирование рабочих поверхностей колес локомотива с целью повышения ресурса колесных пар

4.2.1. Автоматизация процесса модифицирования (лубликации) контакта «колесо-рельс»

Процесс лубликации играет колоссальную роль в железнодорожном транспорте. Это один из основных аспектов ресурсосберегающих технологий программы развития ОАО «РЖД», определяющих конкурентоспособность железнодорожной отрасли в целом.

Результатом процессов трения гребней колесных пар и боковой поверхности головки рельса являются интенсивный износ колес и рельсов, а также потери до 10% тяговой энергии. Система «колесо – рельс» является открытым узлом трения, работающим в сложных условиях эксплуатации при воздействии неблагоприятных факторов внешней среды. Место контакта гребня колеса с боковой поверхностью головки рельса – это антифрикционный узел, качественная и точная лубликация которого

увеличивает ресурс рельсов, колесных пар по гребню, повышает устойчивость колеса от вкатывания на головку рельса, а также снижает потери тяговой энергии и шумовое воздействие на окружающую среду.

В связи с этим важной научной задачей является разработка научно-обоснованных методических положений по технико-экономическому обоснованию применения технологических схем гребне- и рельсосмазывания [103, 104]. Разработка высокоэффективных смазочных материалов и совершенствование систем и технологий их нанесения в зону контакта гребней колес подвижного состава с боковой поверхностью рельсов является актуальной проблемой для ОАО «РЖД». Такие свойства, как высокий ресурс, широкий диапазон температур эксплуатации, возможность использования во всех скоростных режимах и точность локализации смазочного материала, являются определяющими в выборе оптимальной схемы лубрикации [105, 106].

Совместными усилиями ученых, специалистов РГУПС и СКЖД была разработана принципиально новая система модифицирования открытых узлов трения. Техническим результатом работы стало изготовление и успешное апробирование конструкции автоматического гребнерельсосмазывателя (АГРС) [38, 107]. (Приложение 2)

Механическая часть АГРС (рис. 4.5) состоит из лафета 1, жестко закрепленного на подрессоренной массе – раме тележки 6, который шарнирно связан с корпусом посредством шарнира 2. Подпружиненный системой 4 относительно рамы тележки корпус включает в себя бункер-накопитель 3 для смазочных стержней 7, пневмопривод 8 и направляющий канал 9, который фиксируется относительно смазываемой поверхности гребня колеса 10 внешними и внутренними тягами 5, связанными с неподрессоренной массой – буксовым узлом 11. Бункер-накопитель с пневмоприводом монтируется на раме тележки тягового подвижного состава на каждом колесе, а система автоматического регулирования – внутри кабины локомотива.

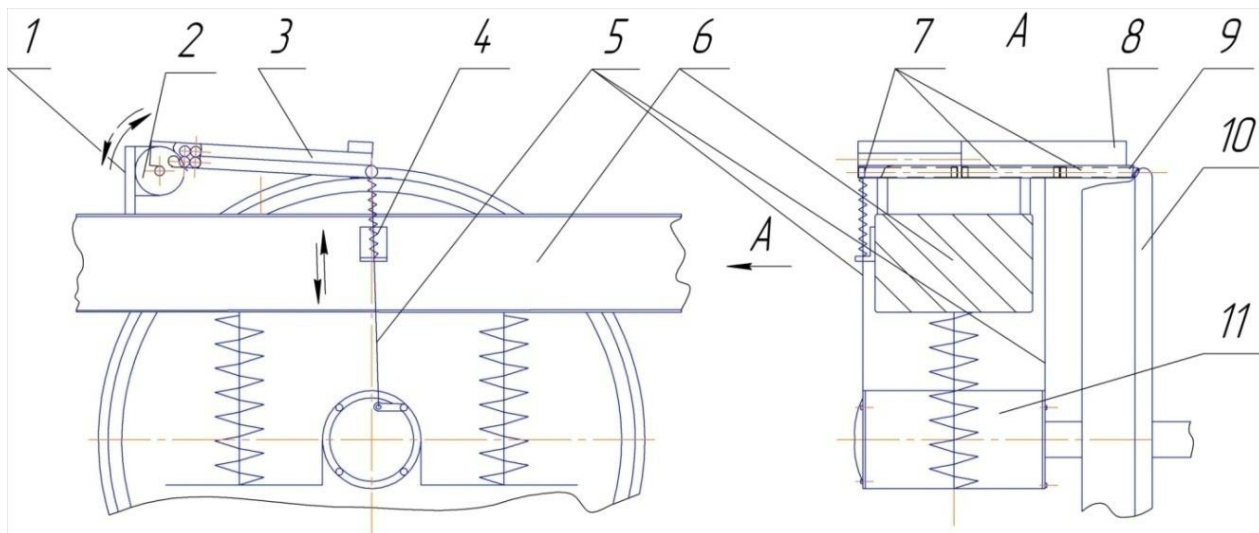


Рисунок 4.5 – Схема крепления АГРС на буксовом узле локомотива

Компоновка АГРС позволяет при относительном смещении рамы тележки 6 и буксового узла 11 сохранять точное взаимоположение направляющего канала 9 и гребня колеса 10 за счет фиксации внутренними и внешними тягами 5 (например, тросом) направляющего канала с буксовым узлом и возможности вращения подпружиненного системой 4 бункера-накопителя 3 относительно оси закрепления на лафете 1.

Такое расположение АГРС позволяет избежать воздействия на лубрикатор разрушительных динамических нагрузок, т. к. сама конструкция расположена на подрессоренной массе подвижного состава, а связь ее с неподрессоренной массой подвижного состава осуществляется посредством гибкой связи (троса), которая также не передает разрушительных динамических нагрузок на конструкцию лубрикатора. Это позволяет повысить эффективность технологии лубрикации и снизить эксплуатационные затраты на выполнение работ по снижению интенсивности износа в паре трения «колесо-рельс».

Расходным смазочным материалом для АГРС являются смазочные стержни РАПС ТУ 0254-001-01116006-2006. Данный полифазный термопластичный смазочный материал обладает высокой несущей характеристикой и выдерживает контактные нагрузки до 2-3 ГПа, что

предупреждает образование таких дефектов, как остроконечный накат и изменение геометрических параметров рельсов.

Для реализации широкого диапазона режимов гребнерельсосмазывания используется управляемый пневматический привод подачи смазочных стержней РАПС. АГРС работает в режимах гребне- и рельсосмазывания при автоматическом нанесении смазочного материала. Нанесение смазочного материала на гребень колеса происходит с различной интенсивностью в зависимости от давления в пневмосистеме, которое определяется профилем и состоянием текущего участка пути следования подвижного состава.

Разработана схема пневмопривода АГРС (рис. 4.6) [34], которая работает в ручном и автоматическом режимах. Автоматический режим заключается в том, что по окончании рабочего хода поршня, который обеспечивает выдачу целого стержня, происходит возврат его в исходное положение по команде датчика, который встроен в пневмосистему. Система предусматривает реле времени, которое регулирует время задержки (от 3 до 15 мин), в зависимости от условий эксплуатации, и далее происходит повторное включение рабочего хода пневмоцилиндра. Таким образом, система работает по циклической схеме. Она включает в себя ресивер, подключенный к воздушной магистрали подвижного состава, регулятор давления (например, регулятор давления фирмы FESTO с манометром LRMA-QS-6), коллектор для подачи воздуха к каждому устройству, распределитель на каждую конструкцию лубрикатора (например, распределитель с электромагнитным управлением фирмы FESTO, ISO 15 407-1, типа MN2H-5/2-D-01-FR-S-110AC), пневмоцилиндр (например, стандартный цилиндр фирмы FESTO, ISO 6432, типа DSNU 20-230-PPV-A) с датчиком положения (например, датчик положения фирмы FESTO, типа SME-10F) и электронный блок управления с реле времени.

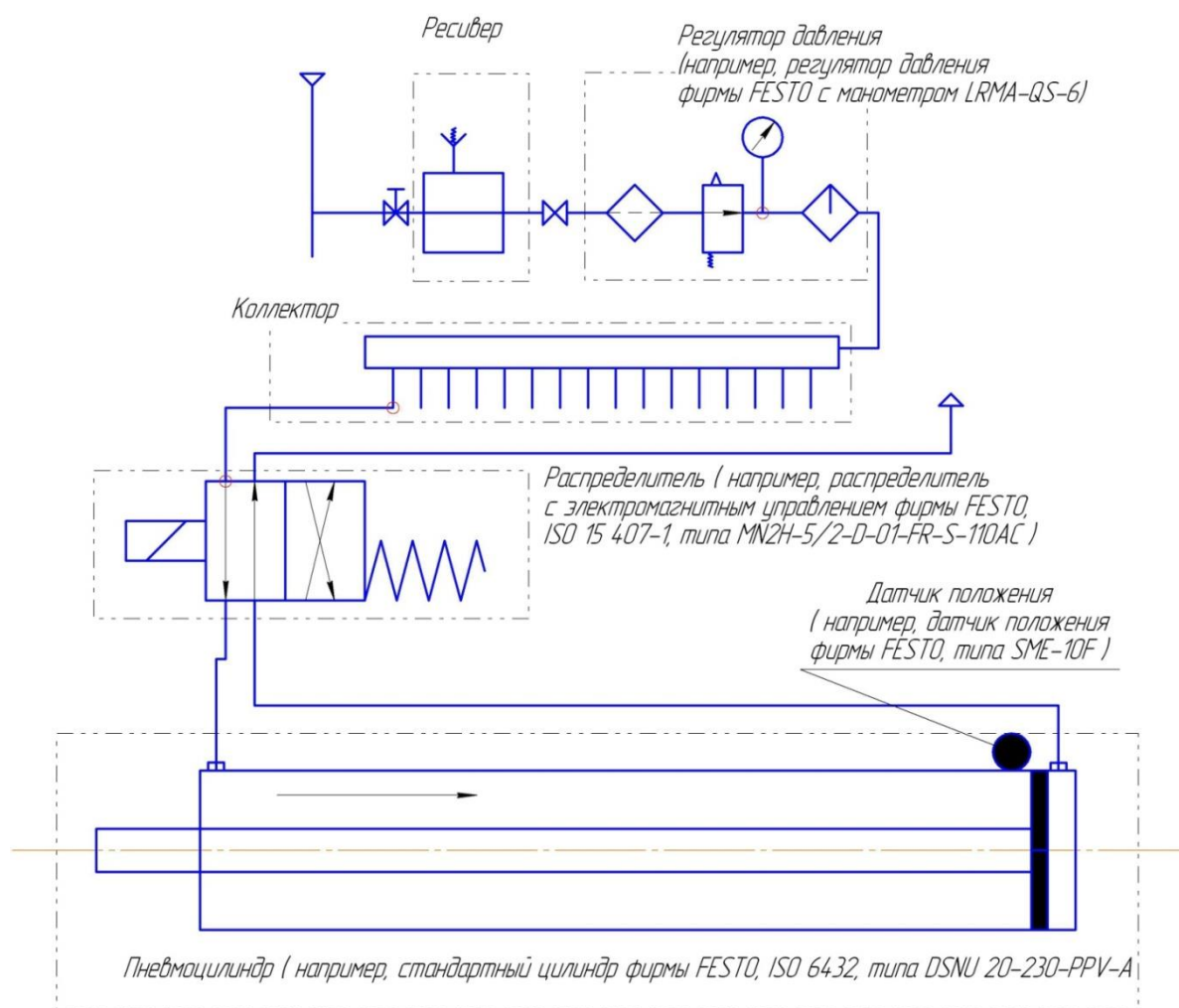


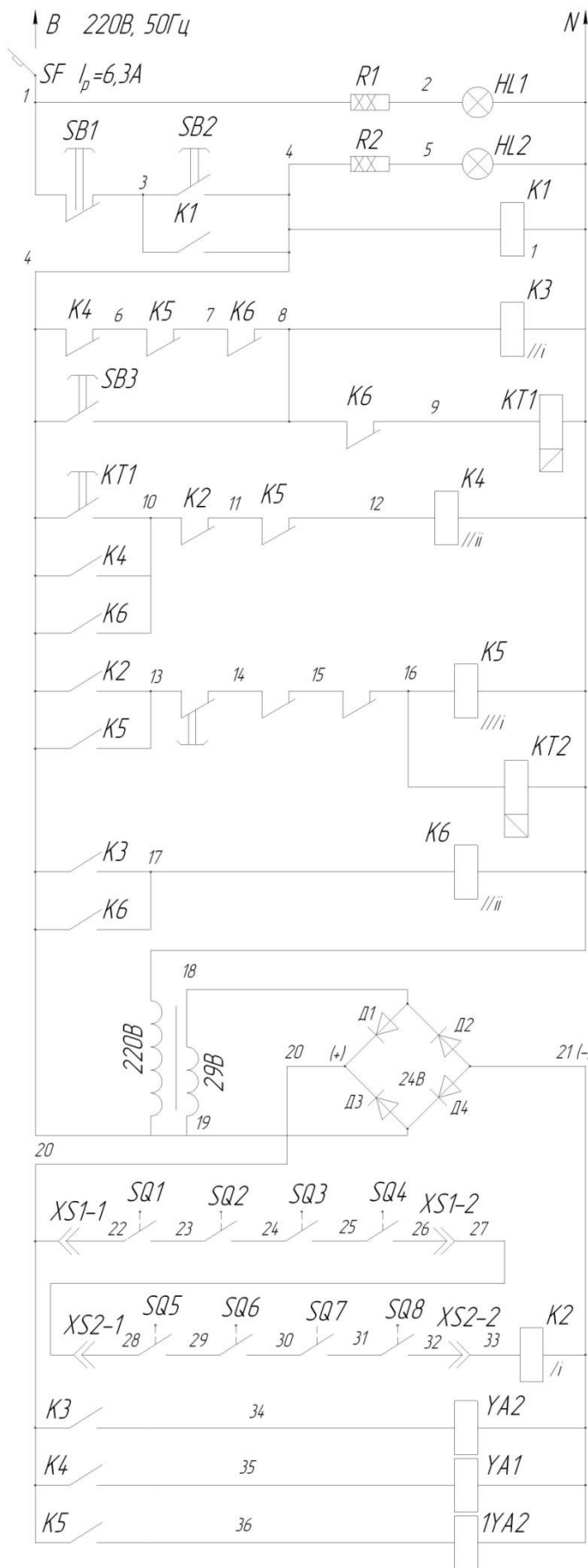
Рисунок 4.6 – Схема пневмопривода АГРС.

Разработана электрическая схема управления АГРС (рис. 4.7). В комплект электрооборудования входят: шкаф управления (Ш.У.), который подключается к сети 220 В 50 Гц (или другому источнику электроэнергии), датчики положения на пневмоцилиндрах (SQ1...SQ8), катушки распределительных золотников (YA1, YA2, 1YA2), выключатель SF, лампочки (HL1, HL2), кнопки (SB1, SB2, SB3), промежуточные реле (K1...K6), реле времени (KT1,KT2). Система разводки по электровозу включает в себя провода, кабели, соединительные коробки и вспомогательную аппаратуру для монтажа электрооборудования. Изделие управляется оператором с пульта, расположенного на передней дверце Ш.У., пусковая аппаратура размещается в Ш.У. Все электрооборудование должно быть заземлено. Заземляющий провод ПВ3,2,5 ГОСТ 6323-79. Диаметр заземляющих болтов (винтов) не менее М4. Соединения контактные

электрические по ГОСТ 10434-82. Вводы металлокабелей должны быть выполнены по нормам ОН 2204-317-67.

Перед началом работы необходимо проверить состояние электрооборудования. Включить выключатель SF. Должна загореться синяя лампочка HL1 «Сеть». Нажатием кнопки SB2 «Пуск» включается электрооборудование, загорается зеленая лампочка HL2 «Пуск». Включается промежуточное реле K1 и замыканием контакта K1 система становится на самопитание.

Нажатием кнопки SB1 «Стоп» система отключается. В начале работы (первый пуск) для запуска цилиндров необходимо повышенное давление (давление страгивания). Через нормально-закрытые контакты K4, K5, K6 включается реле K3 и реле времени KT1. Контакты реле K3 включают магнитную катушку распределителя золотника YA2 и повышенное давление подается к цилиндрам. Подбором выдержки от 0,2 ...2с обеспечивается необходимое время страгивания цилиндров в начале работы. Для последующих циклов работы повышенное давление не требуется нормально-замкнутый контакт реле K6 отключает реле времени KT1.



1	Ввод	"синий"
	Пуск	
1	Стражи-вание	0,2...2с
	Рабочий ход	
1	Холостой ход	Пауза 90с
	Отключение стражи-вания для последующих циклов работы	
2	Преобра-зователь напряжения	220AC/24DC
	Датчики положения	Первая тележка
1	Вторая тележка	
	Стражи-вание	
2	Рабочий ход	
	Холостой ход	

№	Обозн	Наименование	Кол	Примеч
В шкафу управления				
1	SF	Выключатель АЕ2024-100-00 436-220В $I_n=16A, I_p=6,3A, I_{уст}=15A$ ТУ 16-522.064-82	1	
		Реле промежуточное электромагнитное ТУ 16-523.622-82		
1	K1, K2, K3	ПЗ-37-4.243 Укат ~220В 50Гц	5	4.эсм + 2.разм
		K5, K6		
2	K2	ПЗ-37-2.243 Укат = 24В	1	4.эсм + 2.разм
		Реле времени ТУ16-64.7036-86		
1	KT1	РКВ11-43-1119Х/14	1	1.90с
1	KT2	РКВ11-43-2119Х/14	1	
2	Tu	Трансформатор ОСТМ-0,16543 220-29В ТУ16-717.137-83	1	
2	Д1, Д4	Диод Д112-10-1042 ТУ16-729.227-79	4	
		с охладителем О111 ТУ16-729.377-83	4	
		Отключение стражи-вания для последующих циклов работы		
		KT1 Блок зажимов ТУ16-526.108-75 БЗН19-2131205К0042	1	
Внутри щитопанели				
2	YA1, YA2	Катушка MSN16-24DC-00	3	
		1YA2 для распределителя MN2H-5/3G-D-02-ISR ISO 15407-1 FESTO		
На передней стенке шкафа				
		Арматура ТУ16-535.582-76		
1	HL1	АМЕ3222142	1	синий
1	HL2	ате3232142	1	зеленый
		Лампочка КМ24-90	2	
		Резистор ПЗВ-20-24 Ком		
		ОЖО 467576 ТУ	2	
		Кнопки ТУ 16-64.2.015-84		
1	SB1	КЕ011 исп.5 красн "стоп"	1	
2	SB2, SB3	КЕ011 исп.4 черн "пуск"	2	
На тележке электроваза				
2	SQ1, SQ8	Датчик положения SME-BF-25-24V-12,5-DE	8	24DC
		KT2 Блок зажимов ТУ 16-526.108-75		
		KT3 БЗН19-2131203Е0042	2	
		Провод 3.2 ГОСТ6323-79		

Рисунок 4.7 – Электрическая схема управления приводом АГРС.

При необходимости повышения давления в пневмосистеме необходимо нажать кнопку SB3 «Толчок». Время подачи повышенного давления в этом случае зависит от времени удержания кнопки SB3 в нажатом положении.

После выдерживания паузы, заданной реле КТ1, нормально-разомкнутый контакт КТ1 замыкается и включает катушку реле К4. Контакты реле К4 отключают реле К3 и КТ1, ставят катушку реле К4 на самопитание, блокируют реле обратного хода К5. Отключается магнитная катушка YA2 и включается катушка YA1.

Воздух с рабочим давлением (давление необходимое для оптимального расхода смазочного стержня) подается к цилиндрам. При достижении поршнем крайнего положения (цилиндр полностью втянут) срабатывает датчик положения SQ. При срабатывании всех датчиков включается реле К2, которое в свою очередь, отключает реле К4 и включает реле К5 и реле времени КТ2. Реле К4 отключает катушки YA1, а реле К5 включает катушка 1YA2 и происходит выдвижение цилиндров в рабочее положение (холостой ход).

Пауза, которая обеспечивается временем выдержки, заданным реле времени КТ2, должна обеспечить отход цилиндров в исходное положение и задержку их в этом положении для перезарядки стержней. После выдержки времени нормально-замкнутые контакты реле КТ2 замыкаются и включается реле К4. Цикл повторяется.

Таким образом, разработанная система АГРС позволяет эффективно автоматизировать процесс лубрикации контакта колесо-рельс. Кроме того, данная разработка открывает перспективы для использования данной системы в качестве сбалансированного привода подачи фрикционных модификаторов трения в виде стержней или брикетов.

Подводя итоги, отметим, что основами для реализации схемы комбинированного модифицирования антифрикционными и фрикционными смазочными материалами рабочих поверхностей колес тягового подвижного

состава являются ротапринтно-контактный способ нанесения смазочного материала и реализующая данный способ система сбалансированного привода подачи смазочного материала. Конструктивная особенность сбалансированного привода исключает высокие динамические нагрузки на рабочие органы системы и позволяет осуществлять точное нанесение смазочного материала (фрикционного или антифрикционного), обеспечивая постоянство положения подающего канала относительно модифицируемой поверхности. Кроме того имеются различные подходы к проблеме управления фрикционными свойствами контакта «колесо-рельс» [108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117].

4.2.2. Оптимизация параметров пневмопривода лубрикатора рельсосмазывающего поезда. Лабораторные испытания

В пневмоцилиндрах двухстороннего действия перемещение штока происходит под действием сжатого воздуха в прямом и обратном направлениях. Для пневмоцилиндров двухстороннего действия и прямой, и обратный ход являются рабочими. Однако, усилие, развиваемое пневмоцилиндром двустороннего действия при обратном ходе, ниже усилия, развиваемого цилиндром при прямом ходе.

Для определения положения поршня пневмоцилиндр может иметь магнитное кольцо. Либо пневмоцилиндры могут комплектоваться датчиками положения штока. Датчик – герконового типа, крепится на круглой стяжке пневмоцилиндра с помощью установочных винтов. Для индикации срабатывания геркона может быть применен светодиод.

В качестве привода в АГРС применяется пневмоцилиндр двустороннего действия типа DSNU 20-230-PPV-A фирмы-производителя FESTO (ISO 6432), рабочим ходом которого является обратное направление движения штока пневмоцилиндра. Усилие воздействия штока на подаваемый стержень РАПС должно быть порядка 2Н для реализации оптимального процесса лубрикации гребней колес локомотива. Представлены значения

давления в пневмомагистрали для реализации усилия 2Н на штоке в зависимости от условий эксплуатации (Таблица 4.1)

Таблица 4.1 - Значения давления (МПа) в пневмомагистрали для реализации усилия 2Н на штоке в зависимости от условий эксплуатации для прямого и обратного (в скобках) ходов пневмоцилиндра

Сухой шток без вибрации	Смазанный шток (ЛИТОЛ-24) без вибрации	Сухой шток с вибрацией	Смазанный шток (ЛИТОЛ-24) с вибрацией
0,24 (0,28)	0,16 (0,20)	0,22 (0,26)	0,14 (0,18)

В целях решения задачи определения работоспособности пневмопривода АГРС в эксплуатации был проведен ряд экспериментов, направленных на определение степени влияния времени неподвижного контакта на коэффициент трения покоя для пневмоцилиндра в зависимости от качества сопрягаемых элементов и наличия вибрации. Были проработаны были схемы для прямого и обратного хода штока пневмоцилиндра при сухом и смазанном штоке с вибрацией и без нее. величиной, характеризующей условия работоспособности пневмосистемы, является давление, подаваемое в соответствующие полости пневмоцилиндра. Полученные данные сведены в таблицу (Таблица 4.2).

Таблица 4.2 - Величина давления Р для преодоления силы трения покоя по истечении времени покоя для прямого и обратного (в скобках) ходов штока пневмоцилиндра

Условия Время покоя	Сухой шток без вибрации	Смазанный шток (ЛИТОЛ-24) без вибрации	Сухой шток с вибрацией	Смазанный шток (ЛИТОЛ-24) с вибрацией
10 с	0,33 (0,39)	0,27 (0,27)	0,27 (0,27)	0,24 (0,34)
30 с	0,34 (0,42)	0,28 (0,30)	0,26 (0,34)	0,25 (0,32)
1 мин	0,34 (0,40)	0,29 (0,33)	0,28 (0,36)	0,26 (0,34)
5 мин	0,42 (0,41)	0,31 (0,34)	0,31 (0,37)	0,29 (0,36)
10 мин	0,38 (0,40)	0,30 (0,38)	0,30 (0,38)	0,30 (0,34)
30 мин	0,39 (0,39)	0,34 (0,40)	0,31 (0,32)	0,30 (0,31)
1 ч	0,40 (0,40)	0,40 (0,42)	0,31 (0,33)	0,31 (0,33)
5 ч	0,40 (0,44)	0,44 (0,5)	0,32 (0,34)	0,34 (0,35)
1 сутки	0,42 (0,46)	0,54 (0,6)	0,33 (0,35)	0,40 (0,42)

4.2.3. Определение и разработка мероприятий, определяющих работоспособность пневмопривода

Работоспособность пневмопривода будут определять важные факторы внешнего воздействия, дающие в комплексе результат уменьшения силы трения покоя в пневмоцилиндре до рабочего уровня и возможности реализации оптимального процесса лубрикации гребней колес локомотива. Для этого необходимо провести исследование влияния различных факторов

внешнего воздействия на работоспособность пневмопривода посредством эксперимента.

Работоспособность привода является определяющим фактором работоспособности и эффективности системы гребнерельсосмазывания в целом.

Основная задача исследования заключается в том, что необходимо выявить и оптимизировать факторы внешнего воздействия на пневмосистему таким образом, чтобы минимизировать негативное влияние силы трения покоя (предварительного смещения) в пневмоцилиндрах на ее работоспособность.

На основании литературных данных и использования системного анализа, отсеивания малозначимых факторов и выделения значимых, было сделано следующее заключение [118, 119]. Важными факторами, входящими в рассматриваемую трибосистему внутреннего трения покоя в пневмоцилиндре являются внешние факторы. В представленной главе даются результаты исследований влияния на величину силы предварительного смещения таких внешних факторов, как:

- частота внешнего возмущающего воздействия – ω ;
- амплитуда внешнего возмущающего воздействия – a ;
- продольное смещение штока в пневмоцилиндре – δ .

Лабораторные опыты и обработка результатов проводились в соответствии с методом математического планирования эксперимента [120].

В ходе работы был применен метод (ОЦКП-2)⁴. Была использована математическая модель в форме полинома второго порядка:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i < j}}^{k,n} b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} \cdot x_i^2 \quad (4.1)$$

где \hat{y} – функция отклика;

⁴ ОЦКП-2 – метод планирования эксперимента ортогонального центрального композиционного плана второго порядка.

b_0, b_i, b_{ii}, b_{ij} – коэффициенты уравнения регрессии;

x_i, x_j – варьируемые факторы;

j – количество сочетаний факторов;

i – количество факторов, $i = 1, 2, \dots, k$.

Для трехфакторного эксперимента уравнение регрессии (4.1) в натуральных значениях факторов примет вид:

$$F = b_0 + b_1\omega + b_2a + b_3\delta + b_4\omega a + b_5\omega\delta + b_6a\delta + b_7\omega^2 + b_8a^2 + b_9\delta^2 \quad (4.2)$$

где F – сила предварительного смещения в пневмоцилиндре.

На рисунке (рис. 4.8) изображена геометрическая интерпретация области для исследования.

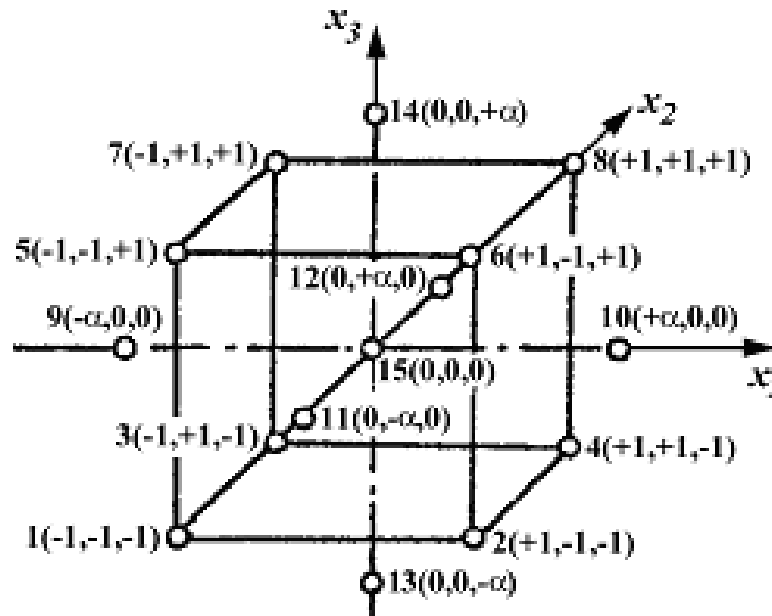


Рисунок 4.8 – План второго порядка для трех факторов

1, 2, 3, 4 – опыты ядра плана; x_1, x_2, x_3 – входные факторы; 5, 6, 7, 8 – полу-реплика; 9, 10, 11, 12, 13, 14 – звездные точки " α "; 15 – опыт центра

плана; $\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3$ – интервалы варьирования;

-1, 0, +1 – уровень (нижний, нулевой и верхний) варьирования.

Исходные данные для физических экспериментов представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Исходные данные для экспериментов и расчетов

Входные факторы							
Частота x_1 (ω), c^{-1}		Амплитуда x_2 (a), мм		Смещение x_3 (δ), мм			
Нулевой уровень (x_0) ₁	Интервал варьирования (Δx) ₁	Нулевой уровень (x_0) ₂	Интервал варьирования (Δx) ₂	Нулевой уровень (x_0) ₃	Интервал варьирования (Δx) ₃		
5,5	4,5	12,5	7,5	0,505	0,495		
Уровни и интервалы варьирования факторов		Кодовые значения факторов			Натуральные значения факторов		
		x_1	x_2	x_3	ω , c^{-1}	a, мм	δ , мм
Интервал варьирования		± 1	± 1	± 1	4,5	7,5	0,495
Нижний уровень		-1	-1	-1	1	5	0,01
Основной уровень		0	0	0	5,5	12,5	0,505
Верхний уровень		+1	+1	+1	10	20	1

Для решения поставленных задач применялась программа «Проект ОЦКП-2» (рис. 4.9) [120].

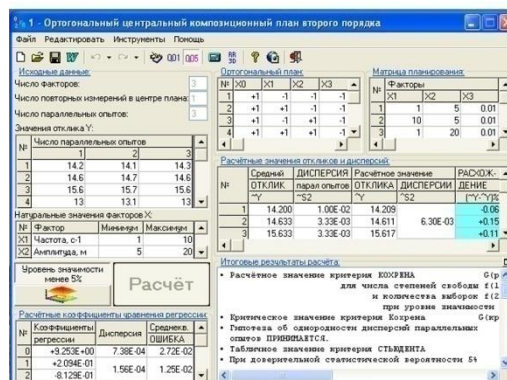


Рисунок 4.9 – Программа, реализующая метод математического планирования эксперимента ОЦКП-2

Сначала была составлена матрица плана ОЦКП-2 (Таблица 4.4). Далее были реализованы эксперименты по матрице плана. Результаты выполненных экспериментов с вычислением величин силы предварительного смещения также представлены в виде таблицы (см. Таблица 4.4).

Таблица 4.4 - Матрица планирования эксперимента и результаты проведения опытов физического эксперимента

№	Матрица плана второго порядка ОЦКП-2										Значения отклика (сила предварительного смещения)			Значения входных факторов		
	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁₂	X ₁₃	X ₂₃	X ₁ ²	X ₂ ²	X ₃ ²	Y ₁	Y ₂	Y ₃	ω, с ⁻¹	a, мм	δ, мм
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+0,27	+0,27	+0,27	14,2	14,1	14,3	1	5	0,01
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+0,27	+0,27	+0,27	14,6	14,7	14,6	10	5	0,01
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+0,27	+0,27	+0,27	15,6	15,7	15,6	1	20	0,01
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+0,27	+0,27	+0,27	13	13,1	13,1	10	20	0,01
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+0,27	+0,27	+0,27	9,6	9,7	9,7	1	5	1
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+0,27	+0,27	+0,27	13,1	13,2	13,1	10	5	1
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+0,27	+0,27	+0,27	8	8,1	8	1	20	1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+0,27	+0,27	+0,27	8,4	8,5	8,6	10	20	1
9	+1	-1,22	0	0	0	0	0	+0,75	-0,73	-0,73	13,4	13,5	13,4	0,78	12,5	0,505
10	+1	+1,22	0	0	0	0	0	+0,75	-0,73	-0,73	13,9	13,9	13,8	12,2	12,5	0,505

Матрица плана второго порядка ОЦП-2											Значения отклика (сила предварительного смещения)			Значения входных факторов		
№	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁₂	X ₁₃	X ₂₃	X ₁ ²	X ₂ ²	X ₃ ²	Y ₁	Y ₂	Y ₃	ω, с ⁻¹	a, мм	δ, мм
11	+1	0	-1,22	0	0	0	0	-0,73	+0,75	-0,73	13	13	12,9	5,5	3,9	0,505
12	+1	0	+1,22	0	0	0	0	-0,73	+0,75	-0,73	10,9	11	10,9	5,5	24,4	0,505
13	+1	0	0	-1,22	0	0	0	-0,73	-0,73	+0,75	9	9	9,1	5,5	12,5	0,0078
14	+1	0	0	+1,22	0	0	0	-0,73	-0,73	+0,75	3,5	3,6	3,7	5,5	12,5	1,22
15	+1	0	0	0	0	0	0	-0,73	-0,73	-0,73	9,2	9,3	9,4	5,5	12,5	0,505

Далее выполнялась математическая обработка эксперимента (программа Проект ОЦКП-2»). Функционал у программы следующий:

- построить математическую модель, составив уравнение регрессии;
- проверить однородность параллельных опытов одной выборки по критерию Кохрена;
- проверить гипотезу о незначимости коэффициентов уравнения по Стьюденту (критерий);
- по Фишеру (критерий) подтвердить адекватность математической модели;
- найти экстремумы точек отклика;
- возможно представление геометрической интерпретации результатов по двум варьируемым факторам.

Получено математическое описание рассматриваемого процесса внутреннего трения в пневмоцилиндре в кодовых и натуральных значениях факторов (5.4) и сделаны следующие выводы:

1. Математическое описание характеристики имеет следующий вид:

$$Y=9.25+0.21*X1-0.81*X2-2.26*X3-0.75*X1*X2+0.76*X1*X3-0.76*X2*X3+2.99*X1^2+1.84*X2^2-1.98*X3^2 \quad (4.3)$$

$$F=18.281-1.47*\omega-0.698*a+4.27*\delta-0.0223*\omega*a+0.342*\omega*\delta-0.205*a*\delta+0.147*\omega^2+0.0326*a^2-8.07*\delta^2 \quad (4.3)$$

где $X1$ (ω), $X2$ (a), $X3$ (δ) –варьируемые значения факторов в кодовых (натуральных) значениях частоты возмущающего воздействия (c^{-1}), амплитуды возмущающего воздействия (m) и смещения штока пневмоцилиндра (m);

Y (F) – значение выходного параметра оптимизации (отклика, величины силы предварительного смещения в пневмоцилиндре).

2. О характере влияния факторов говорят знаки коэффициентов. Знак «плюс» говорит, что при росте значения фактора величина оптимизации также увеличивается, знак «минус» – наоборот. При увеличении значения частоты ω (x_1) функция отклика возрастает, а амплитуды возмущающего воздействия a (x_2) и смещения штока δ (x_3) – убывает, что и нам требовалось получить.

3. Для величины отклика определяющим фактором является смещение штока пневмоцилиндра (коэффициент 2.26 при x_3); второстепенное значение – амплитуда возмущающего воздействия (коэффициент 0,81 при x_2)

4. Для выпуклости функции отклика определяющим фактором является частота возмущающего воздействия (коэффициент 2.99 при X_1), второстепенным – амплитуда возмущающего воздействия (коэффициент 1,84 при X_2).

5. Сила трения покоя минимальна $F_{\min}=4.64$ при: $X_1 = -0,11$, $X_2 = 0,41$, $X_3 = 1,00$.

6. Сила трения покоя имеет максимальное значение $F_{\max} = 15.921$ при следующем соотношении кодовых значений факторов: $X_1 = 1.00$, $X_2 = -1.00$, $X_3 = -0.19$.

7. Сила трения покоя имеет экстремум при $F=9.873$ при: $x_1=+0,05$; $x_2=+0,11$; $x_3=-0,58$, которые соответствуют натуральным значениям входных факторов давления $\omega = 5,740 \text{ с}^{-1}$, амплитуды $a = 13,335 \text{ мм}$ и смещения – $\delta = 1,858 \text{ мм}$.

геометрическая интерпретация результатов математической обработки физического эксперимента представлена ниже (рис. 4.10)

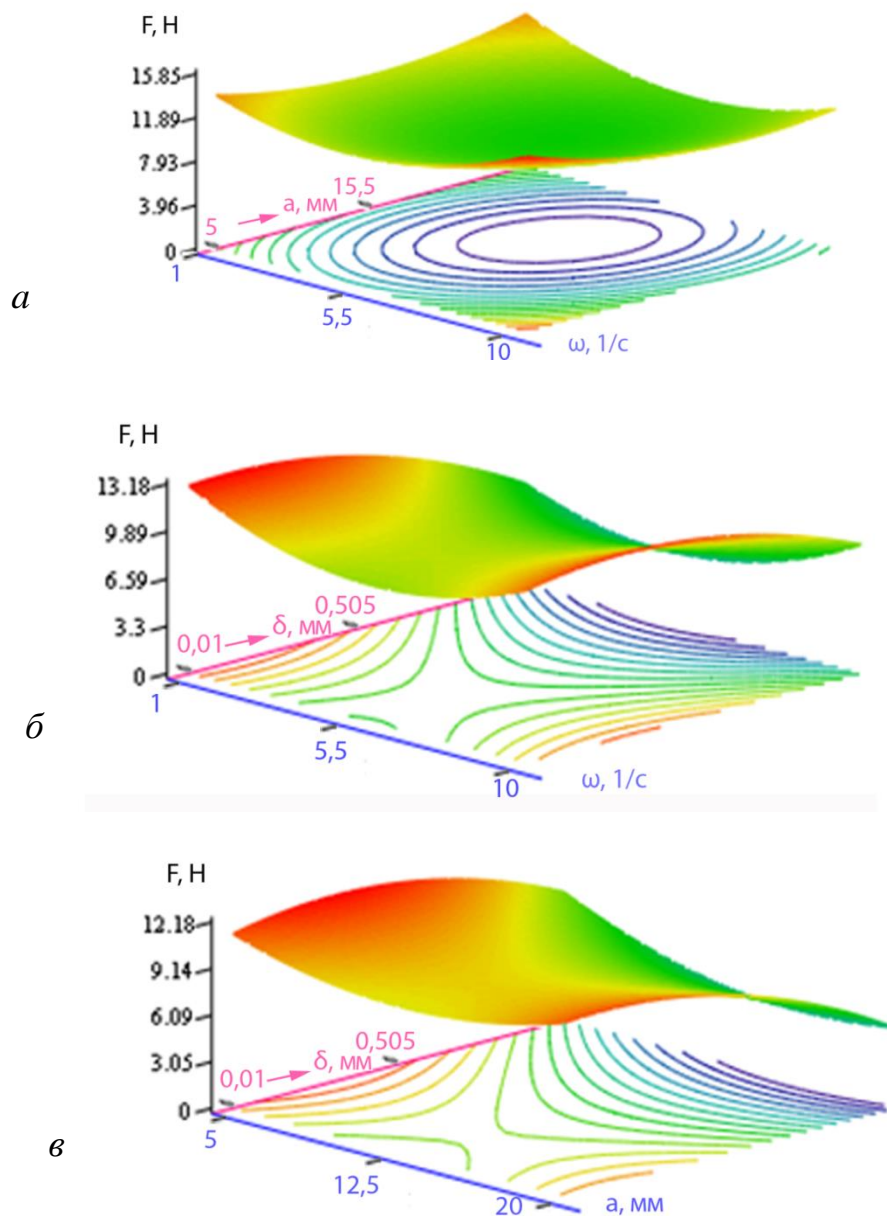


Рисунок 4.10– Геометрическая интерпретация результатов математической обработки физического эксперимента:
a – в плоскости факторов частота и амплитуда возмущающего воздействия;
б – в плоскости факторов частоты возмущающего воздействия и смещения штока пневмоцилиндра;
в – в плоскости факторов амплитуды возмущающего воздействия и смещения штока пневмоцилиндра

Далее представлены результаты проверки критериев (Таблица 4.5).

Таблица 4.5–Результаты проверки критериев

Критерий КОХРЕНА		Критерий ФИШЕРА		Критерий СТЬЮДЕНТА	
параметр	значение	параметр	значение	параметр	значение
G(p)	0.1304	F	1.52	T	2.042
G(кр)	0.3346	F(кр)	2.53	Вывод: все коэффициенты регрессии значимы	
f(1)	2	f(ад)	5		
f(2)	15	f(E)	30		
Вывод: гипотеза принимается, т. к. $G(p) < G(кр)$		Вывод: гипотеза принимается, т. к. $F < F(кр)$			

Таким образом, посредством метода математического планирования эксперимента на построенной физической модели получена математическая зависимость выходного параметра силы трения покоя от внешних факторов, найдено минимальное значение силы трения покоя и соответствующее ему соотношение входных варьируемых параметров.

Представлена выявленная зависимость силы предварительного смещения от частоты возмущающего воздействия (рис. 4.11).

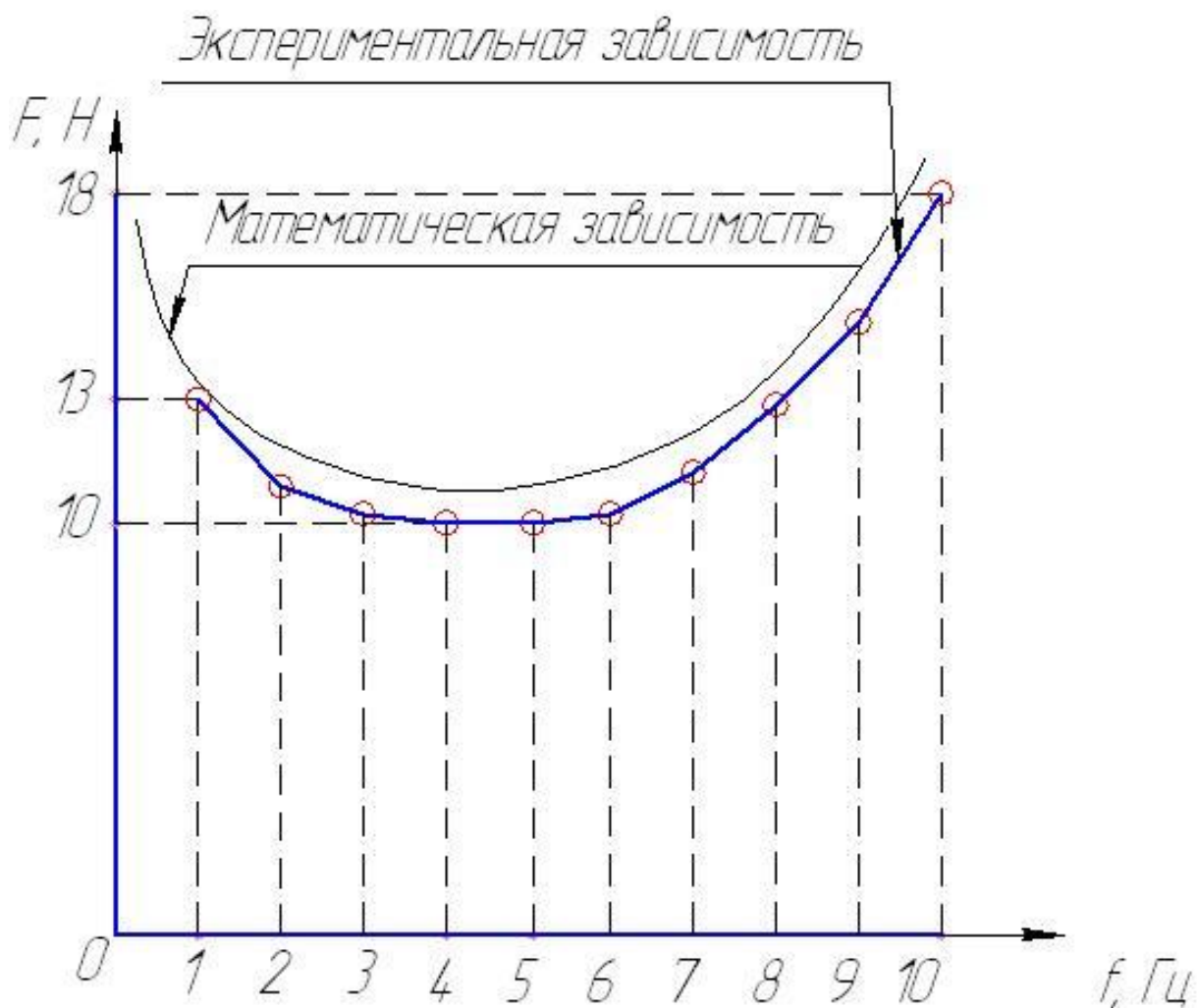


Рисунок 4.11 – Зависимость силы предварительного смещения от частоты возмущающего воздействия

Воспользуемся формулой.

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

где ω - частота колебаний, оптимальная 5Гц; c - жесткость упругой опоры; m - масса конструкции АГРС – 8кг.

Отсюда жесткость упругой опоры должна быть:

$$c = \omega^2 \cdot m,$$

$$c = 5^2 \cdot 8 = 200 \frac{H}{m}.$$

Для обеспечения работоспособности пневмосистемы и исключения необходимости повышенного стартового давления для преодоления силы трения покоя в пневмоцилиндре были выполнены комплексные

исследования. В работе был использован эффект Толстого – Пуша и выявлена частота возмущающего воздействия 4–5Гц, определившая снижение стартового давления в пневмоцилиндре и усилия смещения штока с 18Н до 10Н. Кроме того, данная оптимизация в сочетании со смещением штока пневмоцилиндра в динамике на 1,5 и более миллиметров обеспечивают величину стартового давления на уровне рабочего давления без задержки по времени.

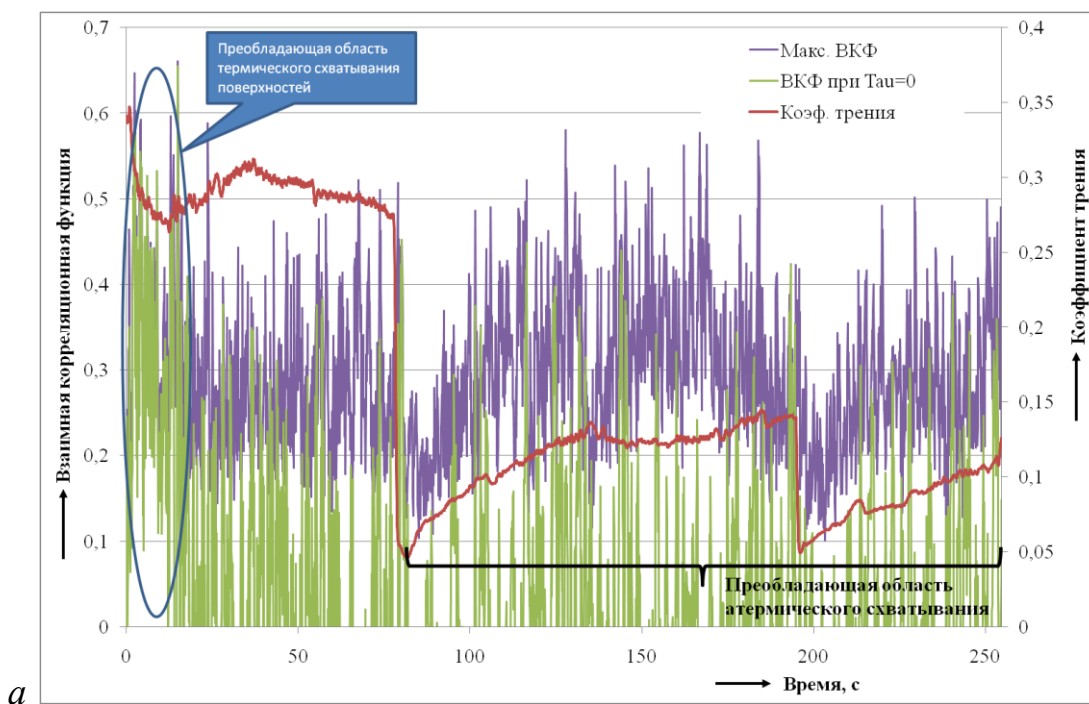
В ходе испытаний была решена проблема преодоления момента трения покоя в пневмоцилиндре при малых значениях давления. В статическом положении момент трения покоя в пневмоцилиндре преодолевается давлением в пневмосистеме около 0,4 – 0,6 атм. Эксплуатационные испытания подтвердили работоспособность системы в динамике. Ввиду наличия широкого спектра частот колебаний конструкции АГРС при движении электровоза со скоростью 30 км/ч и более, осевого перемещения колесной пары в пределах 0–6 мм момент трения покоя в пневмоцилиндре преодолевается давлением в пневмосистеме 0,05 – 0,1 атм. т. е. давлением на уровне рабочего.

4.3.Методика идентификации поверхностных температур контакта «колесо-рельс» при наличии в контакте модификатора (третьего тела)

С целью решения задачи повышения ресурса колесных пар локомотивов, учитывая особенности условий эксплуатации колесных пар локомотивов, предлагается решение задачи контроля состояния контакта «колесо локомотива – рельс», в частности наличия третьего тела (модификатора) для улучшения условий взаимодействия колес локомотивов с рельсами [121, 122, 123, 124, 125, 126, 127].

В ходе проведения эксперимента испытания контакта «колесо-рельс» проводились при большой и малой величинах непогашенного ускорения, действующего на подвижной состав в криволинейном участке пути.

Соответственно этому непогашенному ускорению изменяется боковая сила, действующая на ось колёсной пары. Испытания проводились при большой (980 Н – рис. 4.12) и малой (275 Н – рис. 4.13) боковой нагрузке, что соответствовало контактному давлению 2 ГПа и 0,6ГПа при взаимодействии колёсных пар с рельсами. В результате исследований необходимо было установить, как влияют твёрдые смазочные материалы на изменение сопротивления движению, динамику системы и максимальные контактные температуры. По изменению регистрируемых параметров требовалось оценить поверхностную температуру в системе «колесо-рельс». Исследования проводились при отсутствии твёрдого смазочного материала в зоне фрикционного взаимодействия модельных образцов колеса и рельса с последующим его введением.



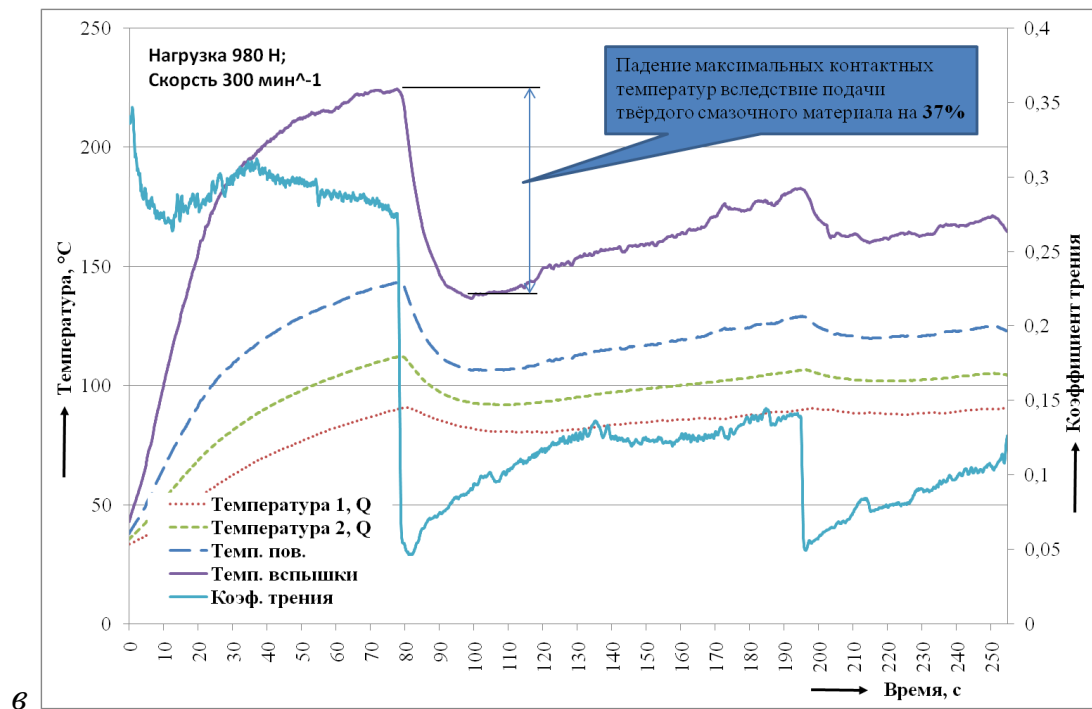
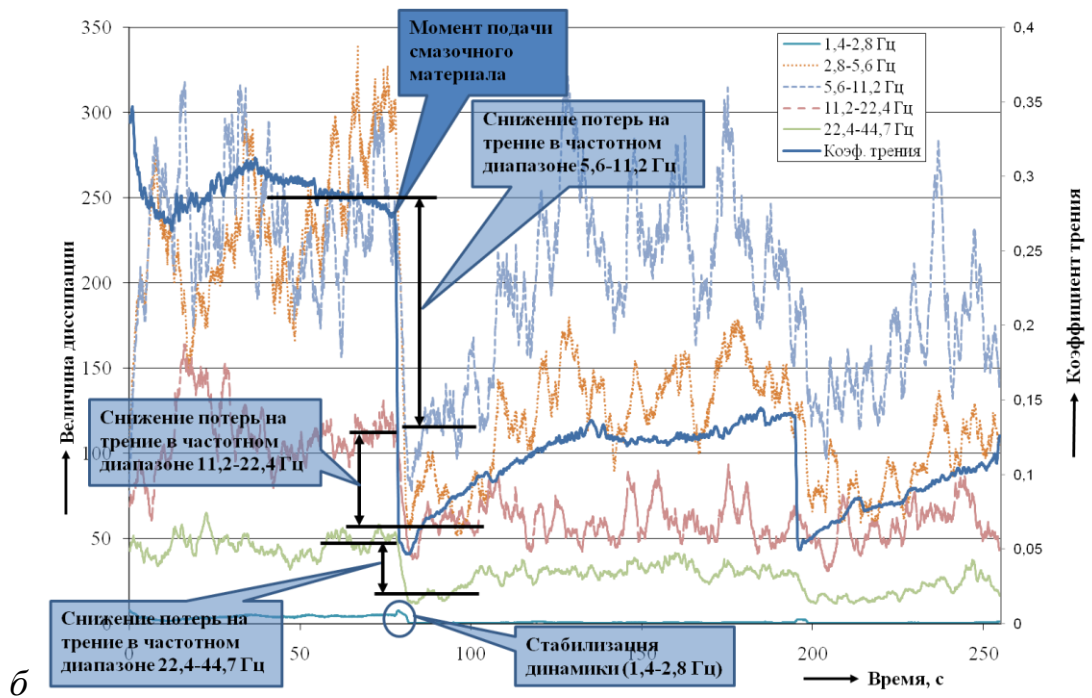
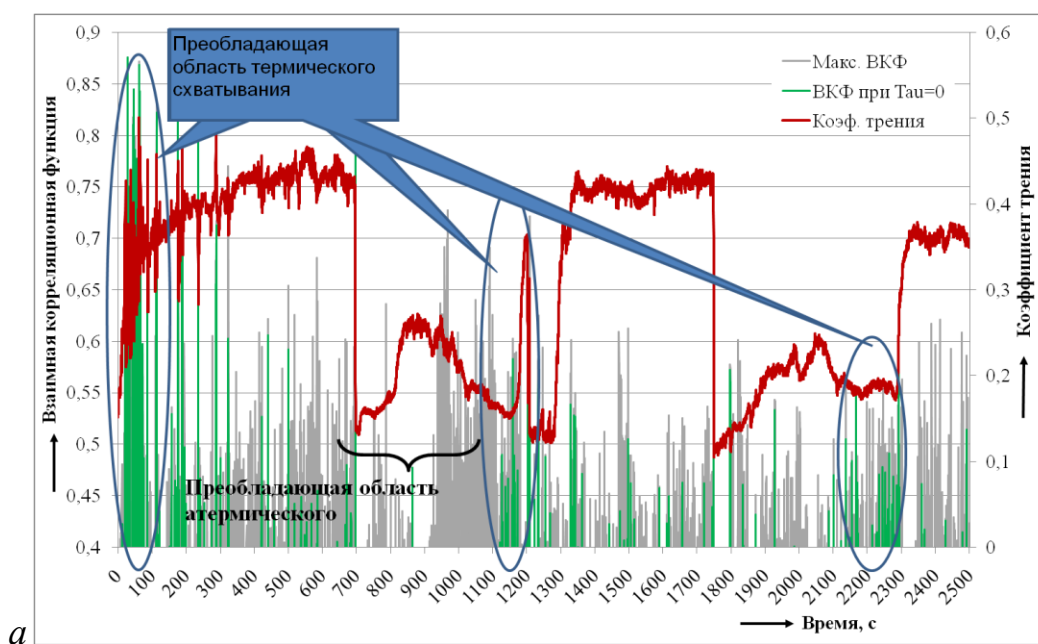


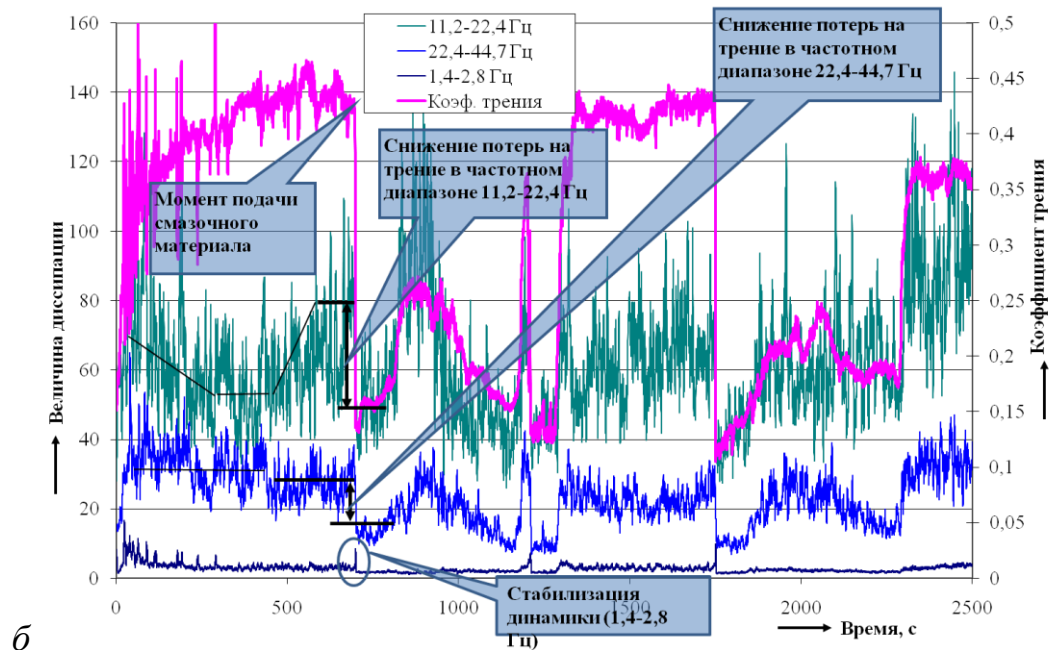
Рисунок 4.12 – Проведение испытаний контакта

Испытания показали, что в начальный момент времени по графику взаимной корреляционной функции (рис. 4.12, а) преобладает термическое схватывание поверхностей – схватывание второго рода [128, 129, 130]. Дальше на протяжении остального эксперимента преобладает атермическое схватывание, т.е. областей термического схватывания очень мало, и ими можно пренебречь.

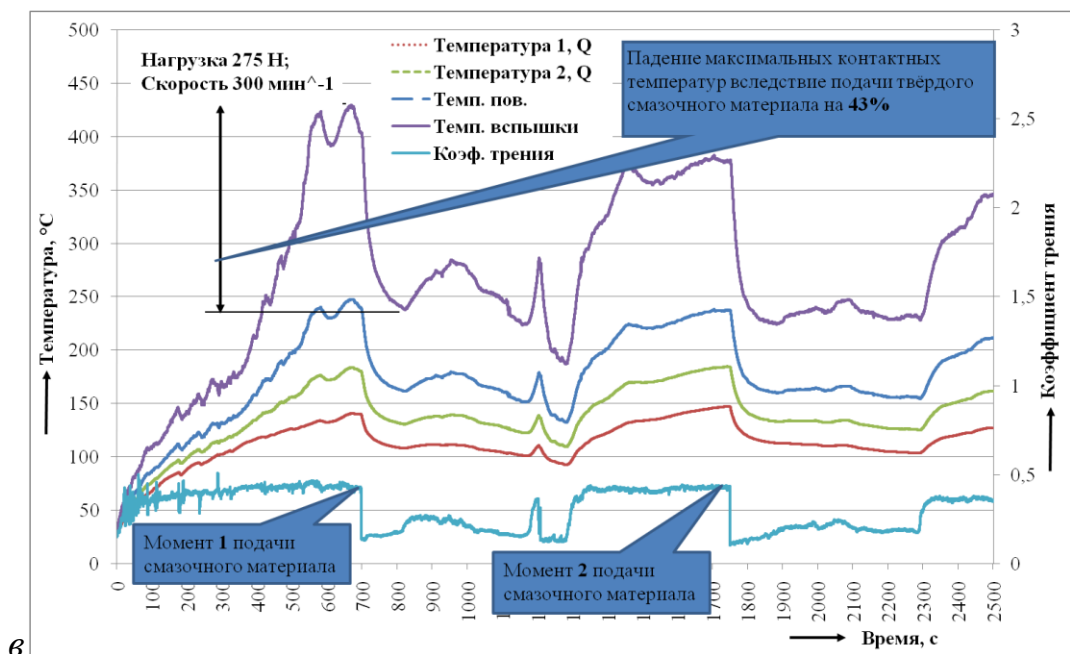
При анализе диссипации трибосистемы (Рисунок 4.12, б) при подаче СМ снижается математическое ожидание интегральных оценок (ИО) потерь на трение в 6-ти анализируемых октавных диапазонах частот. Наиболее характерными диапазонами являются 5,6-11,2 Гц и 11,2-22,4 Гц (снижение ИО наиболее выражены).

Таким образом, разработан принцип контроля наличия СМ или его отсутствия, а также оценки ресурсных характеристик СМ по косвенным интегральным оценкам диссипации. Устанавливая допустимые максимальные значения величин интегральных оценок, возможно обеспечить не только идентификацию наличия или отсутствия СМ, но также и прогнозирование его ресурса разового нанесения.





б



в

Рисунок 4.13 – Проведение испытаний контакта

Второй опыт проводился при уменьшенной величине нагрузки – 275Н, что соответствует контактному давлению 0,6ГПа при взаимодействии колесных пар с рельсами. Продолжительность эксперимента увеличивается вместе с контактной температурой.

Испытания показали, что в начальный период времени по графику положительной взаимной корреляционной функции (рис. 4.13, а) преобладает термическое схватывание поверхностей, при этом коэффициент

трения резко флуктуирует, т. е. система не может восстановить равновесную шероховатость. Таким образом, мы наблюдаем фрикционные автоколебания в системе, что соответствует факту подпрыгивания колеса относительно рельса, при этом реализуемое тяговое усилие резко падает, что вызывает значительное увеличение температуры.

В первые 100 секунд эксперимента градиент температуры у нас наибольший. Далее после 200 секунд эксперимента преобладает атермическое схватывание, диссипация системы стабилизируется и характеризуется постоянным математическим ожиданием (порядка 60), т. к. по достижении предельного значения величины упругих деформаций произошла реализация пластических деформаций (математическое ожидание интегральной оценки несколько уменьшилось).

При анализе диссипации системы (рис. 4.13, б) при подаче СМ снижается математическое ожидание интегральных оценок (ИО) потерь на трение в 6-ти анализируемых октавных диапазонах частот. Наиболее характерными диапазонами являются 11,2-22,4 и 22,4-44,7 Гц (снижение ИО наиболее выражены).

При анализе поверхностных температур (рис. 4.13, в) видно, что при росте коэффициента трения увеличиваются регистрируемые значения контактных температур. В результате термического режима работы системы с последующим переходом к атермическому режиму контактные температуры достигают своего максимального значения – 430°C . В этот момент времени в зону фрикционного взаимодействия введён СМ. Коэффициент трения снижается с величины 0,5 до 0,1. Температура падает с 430°C до 230°C , или на 47%. Следовательно, наличие СМ в контакте колеса с рельсом значительно снижает контактную температуру и поверхностные температуры как колеса, так и рельса и улучшает условия их динамического взаимодействия, предотвращает образование термоповреждений в области контакта, значительно уменьшает риск образования термоповреждений.

Разработанный способ анализа нормальной и тангенциальной составляющих, т.е. статической нагрузки колеса на рельс и тягового момента позволяет фиксировать не только снижение динамических характеристик, но и прогнозировать величины температуры, наблюдающиеся в контакте.

Анализ по амплитудно-частотным характеристикам регистрируемых величин интегральных оценок системы позволяет установить взаимосвязь между величиной диссипации и температурой в контакте, позволяя объективно идентифицировать наличие или отсутствие смазочного материала, оценивать динамические характеристики контакта колеса с рельсом, ресурсные характеристики применяемых смазочных материалов.

Таким образом, подтверждена эффективность разработанного принципа контроля наличия СМ или его отсутствия по косвенным интегральным оценкам диссипации. Устанавливая допустимые максимальные значения величин интегральных оценок, возможно не только идентифицировать наличие или отсутствие СМ, но также и прогнозировать ресурса разового нанесения, что напрямую связано с прогнозированием и оценкой потерь тяговой мощности локомотивов при осуществлении перевозочного процесса.

4.4. Оптимизация противоположной системы

Получен патент на изобретение по теме оптимизированной противоположной системы [131, 132]. Настоящее изобретение относится к железнодорожному транспорту и может быть использовано при ручном торможении отцепов на сортировочных горках. Технический результат достигается тем, что система противоположная состоит из рельса 1, на котором расположено подбашмачное колесо, и разгружающей балки 2, которая контактирует с накладкой 3 по плоскости, имеющей угол наклона $+\alpha$ относительно горизонтальной плоскости (линии горизонта) через упругодемпфирующую связь 4, и опирается через упругий элемент

(виброопору) 5 на шпалу 6 (рис. 4.14). Эффект самоуплотнения системы реализуется за счет контактирования разгружающей балки 2 с накладкой 3 по плоскости, имеющей угол наклона $+\alpha$ относительно горизонтальной плоскости (линии горизонта), и обеспечивает надежность противополозунной системы и ее долговечность. Наличие упругодемпфирующей связи 4 и упругих элементов (виброопор) 5 обеспечивает двухкоординатное демпфирование и, следовательно, исключает негативное воздействие разгружающей балки 2 на гребни колес.

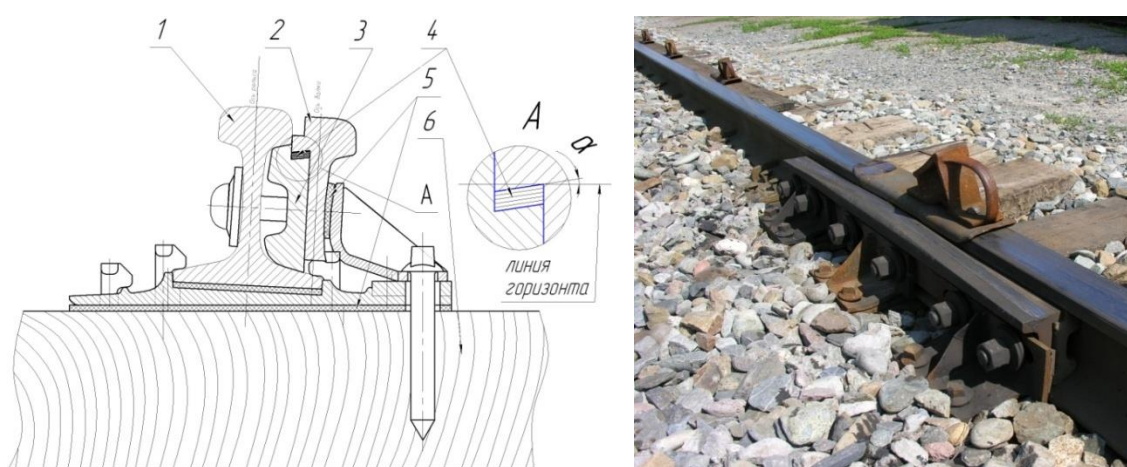


Рисунок 4.14 – Противоползунная система ППС-12Д

4.5. Выводы по главе

1. Для решения вопроса управляемого модифицирования рабочих поверхностей колес и рельсов разработана и апробирована сбалансированная схема привода подачи антифрикционных модификаторов трения для контакта «гребень колеса – боковая поверхность головки рельса». Разработаны основы для реализации схемы комбинированного модифицирования антифрикционными (например, смазочные стержни РАПС) и фрикционными (например, брикеты активизатора сцепления) смазочными материалами рабочих поверхностей колес подвижного состава.
2. С целью обеспечения работоспособности привода подачи антифрикционных и фрикционных модификаторов трения произведена его модельная оптимизация по параметру коэффициента жесткости связей.
3. Анализ данных эксплуатационных испытаний сбалансированного привода подачи антифрикционных модификаторов трения, позволил сделать заключение о его высокой надежности и работоспособности (Приложение 3, 4).
4. Разработан способ управления движением тележек локомотива при вписывании в кривые для увеличения ресурса колесных пар подвижного состава за счет улучшения условий взаимодействия в системе «колесо – рельс».
5. На базе выполненных теоретических и экспериментальных исследований с целью контроля текущего состояния контакта колеса подвижного состава с рельсом разработана методика идентификации поверхностных температур в контакте «колесо-рельс» и, следовательно, качества и количества третьего тела (модификатора).
6. Разработана и оптимизирована противополозная система с эффектом самоуплотнения.

5. Эксплуатационные испытания рельсосмазывающего поезда. Эксплуатационные испытания противоположной системы. Комплекс мер по повышению ресурса системы «колесо-рельс» РГУПС-СКЖД

5.1. Эксплуатационные испытания рельсосмазывающего поезда, оснащенного автоматическим гребнерельсосмазывателем (АГРС)

Эксплуатационные испытания опытного рельсосмазывающего поезда №523 приписки ТЧ-6 Батайск, оборудованного конструкциями АГРС проводились 20 июня 2009 года на участке «Батайск-Таганрог1» (Приложение 3, 4).

Цели эксплуатационных испытаний:

- качественная и количественная оценка эффективности применения рельсосмазывающего поезда в условиях эксплуатации;
- выявление работоспособности разработанной системы гребнерельсосмазывания; определение удельного расхода СМ (стержней РАПС) в зависимости от давления в пневмосистеме;
- определение количества смазочного материала, перенесенного на 1 км пути в зависимости от реализуемых режимов работы рельсосмазывающего поезда;
- разработка предложения по количеству приводов подачи для размещения их на электровозе.

Качественная оценка эффективности в условиях эксплуатации выполнялась визуально по характеру процесса формирования смазочного слоя на гребне колеса.

Количественная оценка выполнялась по определению удельного расхода смазочных стержней. Был произведен учет параметров эксплуатационных испытаний, представленный в виде таблицы. Параметры, полученные в ходе испытаний, представлены в таблице (Таблица 5.1)

Таблица 5.1 – Учет параметров эксплуатационных испытаний

№ п/п (Vср, км/ч)	Давление, атм	Путь, км	Расход стержня конструкции АГРС								Σ q
			абсолютный, l, мм, (удельный, q, г/км)								
			1 КП (пр.)	1 КП (лев.)	2 КП (пр.)	2 КП (лев.)	3 КП (пр.)	3 КП (лев.)	4 КП (пр.)	4 КП (лев.)	
1 (50)	0,1	14 (24й- 10й)	0,5 (0,01)	0,7 (0,02)	25 (0,67)	1,2 (0,03)	0,8 (0,02)	0,8 (0,02)	0,7 (0,02)	1 (0,03)	Σ(пр.)=0,72 Σ(лев.)=0,1
2 (43)	0,25	10 (10й- 0й)	50 (1,88)	75> (2,81)	75> (2,81)	45 (1,69)	70> (2,63)	3 (0,11)	80> (3)	45 (1,69)	Σ(пр.)=10,32 Σ(лев.)=6,3
3 (67)	0,15	20 (1326й- 1306й)	1 (0,02)	90 (1,69)	185 (3,47)	1 (0,02)	70 (1,31)	36 (0,68)	0	15 (0,28)	Σ(пр.)=4,8 Σ(лев.)=2,67
4 (40)	0,15	12 (1306й- 1294й)	1 (0,03)	1 (0,03)	15> (0,47)	3 (0,09)	12 (0,38)	32> (1)	120 (3,75)	12 (0,38)	Σ(пр.)=4,63 Σ(лев.)=1,5
5 (65)	0,2	14 (1294й- 1280й)	3 (0,08)	10 (0,27)	55 (1,47)	1 (0,03)	12 (0,32)	58 (1,55)	70> (1,88)	13> (0,35)	Σ(пр.)=3,75 Σ(лев.)=2,2
6 (60)	0,2	14 (1280й- 1294й)	2 (0,05)	8 (0,21)	20 (0,54)	1 (0,03)	12 (0,32)	10 (0,27)	68 (1,82)	40 (1,07)	Σ(пр.)=2,73 Σ(лев.)=1,58
7 (65)	0,25	12 (1294й- 1306й)	20> (0,63)	58> (1,81)	120> (3,75)	10> (0,31)	65> (2,03)	65> (2,03)	60> (1,88)	160> (5)	Σ(пр.)=8,29 Σ(лев.)=9,15
8 (67)	0,25	20 (1306й- 1326й)	140 (2,63)	200> (3,75)	200> (3,75)	0	100 (1,88)	200> (3,75)	200> (3,75)	200> (3,75)	Σ(пр.)=12,01 Σ(лев.)=11,25

№ п/п (Vср, км/ч)	Давление, атм	Путь, км	Расход стержня конструкции АГРС								Σ q
			абсолютный, l, мм, (удельный, q, г/км)								
			1 КП (пр.)	1 КП (лев.)	2 КП (пр.)	2 КП (лев.)	3 КП (пр.)	3 КП (лев.)	4 КП (пр.)	4 КП (лев.)	
9 (55)	0,2	10 (0й- 10й)	60> (2,25)	200> (7,5)	200> (7,5)	50 (1,88)	85 (3,19)	200> (7,5)	200> (7,5)	160 (6)	Σ(пр.)=20,44 Σ(лев.)=22,88
10 (50)	0,1	14 (10й- 24й)	12 (0,32)	7 (0,19)	63 (1,69)	3 (0,08)	9 (0,24)	18 (0,48)	54 (1,45)	13 (0,35)	Σ(пр.)=3,7 Σ(лев.)=1,1

Удельный расход смазочного материала в виде стержня q рассчитывается по формуле:

$$q = \frac{l}{S} \varphi,$$

где l – абсолютный расход стержня;

S – путь, пройденный локомотивом;

φ – коэффициент, равный 0,375 г/мм.

На основании данных, полученных в ходе испытаний, составлен график зависимости удельного расхода смазочного материала от давления в пневмосистеме (рис. 5.1).

График показывает работоспособность системы в широком диапазоне значений давления в пневмосистеме. В ходе испытаний была решена проблема преодоления момента трения покоя в пневмоцилиндре при малых значениях давления. В статическом положении момент трения покоя в пневмоцилиндре преодолевается давлением в пневмосистеме около 0,4–0,6 атм. Эксплуатационные испытания подтвердили работоспособность системы в динамике. Ввиду наличия широкого спектра частот колебаний конструкции АГРС при движении электровоза со скоростью 30 км/ч и более, осевого

перемещения колесной пары в пределах 0 – 6 мм момент трения покоя в пневмоцилиндре преодолевается давлением в пневмосистеме 0,05 – 0,1 МПа.

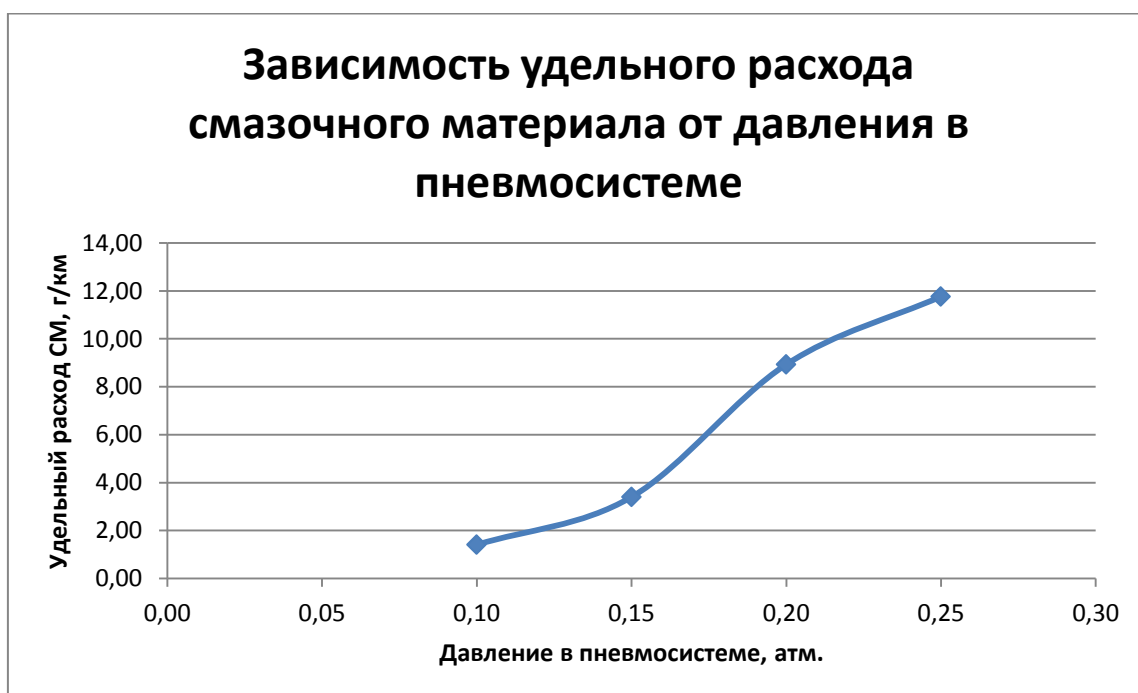


Рисунок 5.1 – Зависимость силы предварительного смещения от частоты возмущающего воздействия

Общий вид электровоза ВЛ80, оборудованного системами АГРС, изображен на рисунке ниже (рис. 5.2).



Рисунок 5.2 – Электровоз ВЛ80 №523, оборудованный системами АГРС

Схема подвода смазочного стержня к гребню колеса представлена на рисунке ниже (рис. 5.3).



Рисунок 5.3 – Схема подвода смазочного стержня к гребню колеса

Наличие СМ на гребне колеса легко заметить визуально. СМ наносится в виде тонкой пленки с антифрикционными свойствами, защищающей гребни колес от износа, переносится в месте контакта колеса с рельсом на рельс, предохраняя таким образом боковую грань головки рельса от износа (рис. 5.4).



Рисунок 5.4– Смазочный материал на гребне колеса электровоза

Общий вид конструкции АГРС, установленной на электровоз, изображен на рисунке ниже (рис. 5.5).



Рисунок 5.5 – Общий вид конструкции АГРС с пневмоприводом

Давление в пневмосистеме фиксировалось и регулировалось из кабины машиниста посредством манометров и прецизионного регулятора давления. Воздух подавался непосредственно на регулятор давления. Прецизионный регулятор давления рассчитан на регулирование давления в пределах от 0 до 4 атм. с точностью 0,01 атм. Манометры зарубежного и отечественного производства фиксировали давление в пневмосистеме.

Все внутрикабинное пневмооборудование изображено ниже (рис. 5.6).



Рисунок 5.6 – Оборудование для фиксирования и регулировки давления в пневмосистеме АГРС

В ходе эксплуатационных испытаний были произведены качественная и количественная оценка эффективности применения оборудования АГРС. Система АГРС показала свою работоспособность в условиях эксплуатации при различных режимах. Была получена зависимость расхода смазочных стержней от давления в пневмосистеме (рис. 5.1). Также сформирован вывод о необходимости расположения привода АГРС на каждом из колес электровоза для максимальной эффективности работы системы в режимах гребнесмазывания и гребнерельсосмазывания для повышения ресурса гребней бандажей колесных пар локомотивов и рельсов.

5.2. Эксплуатационные испытания противоположной системы

Эксплуатационные испытания модернизированной системы ППС-12Д с осуществленной оптимизацией диссипативных связей проводились на ст. Тихорецкая СКЖД. В ходе эксплуатационных испытаний были произведены качественная и количественная оценка эффективности применения противоположной системы ППС-12Д, исключая термомеханические повреждения колес и рельсов, подтвердились ее высокие эксплуатационные и технико-экономические показатели. Система ППС-12Д показала свою надежность и эффективность в условиях эксплуатации при различных режимах и погодных условиях [133, 134].

Результаты испытаний представлены на рисунке 5.7. Для исключения явления термоповреждения колес при торможении проворот колеса на тормозном башмаке должен быть более $8-10^\circ$. В ходе испытаний этот угол проворота достигал величин 90 и более градусов.

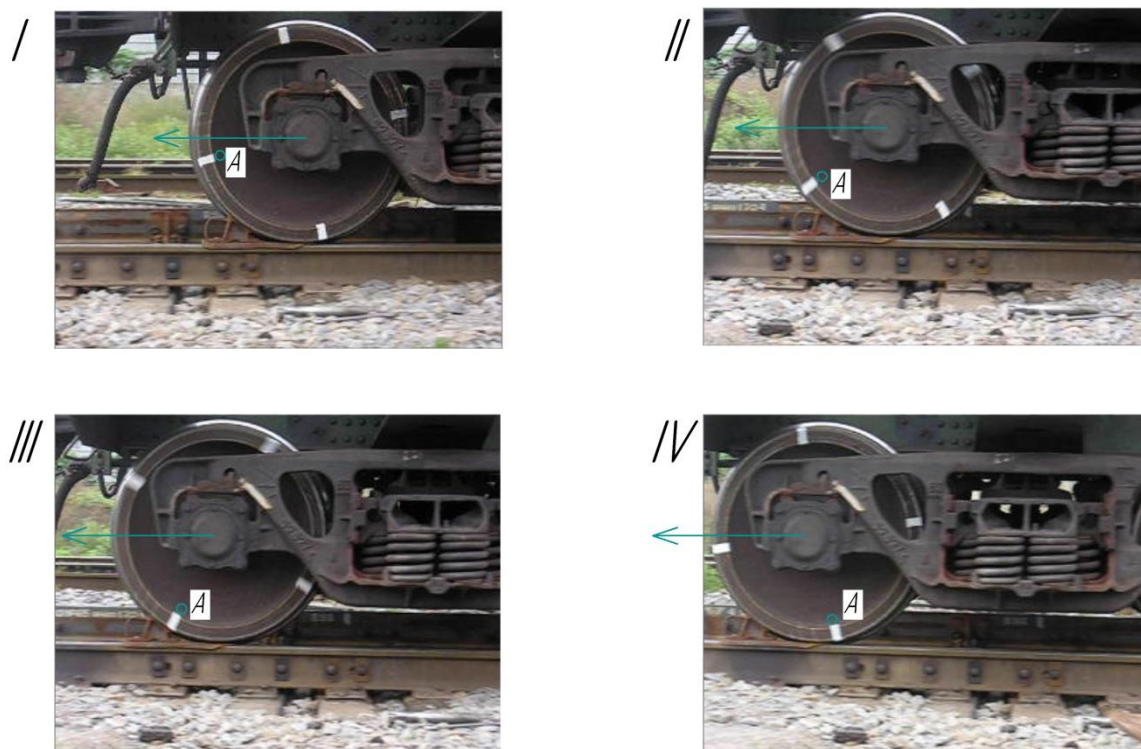


Рисунок 5.7 – Результаты эксплуатационных испытаний ППС-12Д

5.3. Комплекс мероприятий по повышению ресурса системы «колесо – рельс» РГУПС-СКЖД

По итогам испытаний и на основе накопленного опыта улучшения условий взаимодействия колеса с рельсом учеными РГУПС и специалистами Северо-Кавказской железной дороги разработан комплекс мероприятий по повышению ресурса системы «колесо – рельс» [135, 136, 137, 138]. Вот основные положения:

- применение многофазового высокоэффективного твердосмазочного материала РАПС, предназначенного для работы в открытых, тяжело нагруженных (до 3 ГПа) узлах трения, обеспечивающего работоспособность в температурных диапазонах от – 50 до +130° С, имеющего высокий ресурс разового нанесения, исключающий в рабочей фазе налипание на смазываемую поверхность частиц абразива;

- использование для лубрикации контактно-ротапринтного способа нанесения смазочного материала, который позволяет исключить замасливание балласта, наносить смазочный материал на поверхности трения при скоростях от 0 до 350 км/ч (рабочим органом в технологии лубрикации ГРС является гребень колеса рейсового подвижного состава) [139];

- обработка горловин станций и узлов маневровыми локомотивами, оборудованными системами ГРС, а также главных путей за счет применения системы «сквозной» лубрикации при плечах оборота до 5000 км и более;

- повышение эффективности и безопасности движения железнодорожных поездов с применением схемы комбинированного модифицирования и методов динамического мониторинга процессов трения в контакте «колесо – рельс», технологии спутниковой навигации ГЛОНАСС, обеспечивающей дистанционный контроль наличия «третьего тела» в контакте колеса с рельсом и управление процессом его нанесения [140, 97];

- модифицирование поверхности катания колеса модификаторами трения, что позволит гарантировать устойчивое значение коэффициента

сцепления колес локомотива с рельсом на уровне 0,3 и более без применения песка, исключить попадание антифрикционного смазочного материала на тяговую поверхность;

– реализация способа управляемого движения тележек локомотива в кривых за счет автономного управления приводом подачи брикетов фрикционного модификатора трения;

– применение системы АГРС с бункером повышенной емкости, для обеспечения эффективной работы систем гребнерельсосмазывания от ТО до ТО без дозаправки;

– оптимизации затрат на техническое обслуживание и ремонт участков пути в кривых радиусом менее 350 м за счет унификации элементов верхнего строения пути;

– применение противоползунной системы ППС-12Д для исключения образования «ползунов» на немеханизированных сортировочных горках.

Заключение. Основные выводы и рекомендации

В диссертации решены научно-технические задачи и достигнута цель по разработке и совершенствованию научно обоснованных методов и способов, направленных на увеличение ресурса колесных пар подвижного состава, на повышение эффективности эксплуатации системы «подвижной состав – путь».

В ходе выполнения диссертационной работы получены **результаты** и сформулированы следующие **выводы**:

1 В процессе ранжирования на базе анализа априорной информации, а также результатов экспертной оценки выявлено, что основными эксплуатационными параметрами, определяющими ресурс подсистемы «колесо – рельс», являются четыре фактора: 1) наличие, тип и способ нанесения модификатора в контакте «колесо – рельс»; 2) образование термомеханических дефектов поверхностей катания колес – «ползунов»; 3) отношение твердостей материалов рабочих поверхностей колесных пар и рельсов; 4) наличие эффективного динамического мониторинга системы «подвижной состав – путь», в частности подсистемы «колесо – рельс».

2 Определено, что метод физико-математического моделирования является наиболее рациональным путем решения поставленных задач исследования системы «подвижной состав – путь», так как ресурс колесных пар и сроки службы рельсов сложно и нелинейно зависят от динамических процессов, протекающих на рабочих поверхностях системы «колесо – рельс», с влиянием на них более 20 факторов.

3 Для обеспечения эффективной эксплуатации системы «подвижной состав – путь» необходим ее динамический мониторинг. Анализ существующих методов контроля, диагностики и прогнозирования выходных параметров фрикционных мобильных систем позволил сделать вывод о том, что методы, базирующиеся на фундаментальных основах теории автоматического регулирования, амплитудно-фазочастотном анализе

и синтезе фрикционных систем, являются наиболее перспективными и эффективными. Разработан способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем, на базе которого предложена схема контроля состояния контакта колеса и рельса.

4 С целью увеличения ресурсных характеристик системы «колесо – рельс» целесообразно применение контактно-ротапринтного способа гребнесмазывания и гребнерельсосмазывания, использующего в качестве рабочего органа гребни колес рейсового подвижного состава. Коэффициент перехода смазочного материала РАПС с гребня колеса на боковую поверхность головки рельса в месте контактирования составляет 80–90 %.

5 Для обеспечения работоспособности и надежности разработанного автоматизированного гребнерельсосмазывателя АГРС выполнена модельная оптимизация его пневмосистемы. Оптимизация динамических характеристик системы на базе методов математического моделирования, модельного и натурного экспериментов позволила снизить «порог нечувствительности» системы с 0,04–0,06 МПа до 0,005–0,01 Мпа, или на 85 %, до уровня рабочего давления.

6 Для повышения величины и стабильности силы тяги локомотивов целесообразно применение фрикционных модификаторов трения, позволяющих повысить тягово-сцепные характеристики на 20 % и обеспечить устойчивое значение коэффициента сцепления колес с рельсом на уровне 0,3 и более без применения песка.

7 С целью увеличения ресурса колесных пар и рельсов разработан способ управляемого движения тележек локомотива при движении в кривых за счет автономного управления приводом подачи брикетов фрикционного модификатора трения. Перераспределение продольных сил скольжения по колесам обеспечивает снижение боковых усилий колесных пар на путь на 5–10 %.

8 Разработаны технология и технологическое оборудование для сохранения ресурса колесных пар вагонов за счет гарантированного

исключения образования термомеханических дефектов (односторонних «ползунов») поверхностей катания колес вагонов на немеханизированных сортировочных горках. Противоползунная система (ППС) показала свою надежность и эффективность в условиях эксплуатации при различных режимах и погодных условиях. Было обеспечено стопроцентное исключение образования односторонних «ползунов» за счет проворота подбашмаченной колесной пары при прохождении противоползунной системы на угол 8° и более. Ресурсные характеристики самой противоползунной системы были увеличены в 50 раз.

9 Для эффективного решения задачи увеличения ресурса колесных пар подвижного состава и срока службы рельсов разработан комплекс мероприятий по увеличению ресурса системы «колесо – рельс» СКЖД – РГУПС.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы

Основные перспективы дальнейшей разработки темы заключаются во внедрении на сети дорог ОАО «РЖД» комплексной технологии модифицирования контакта «колесо-рельс» фрикционными и антифрикционными материалами, в совершенствовании теоретических основ моделирования и повышении достоверности получаемых результатов при разномасштабном моделировании с целью дальнейшего развития и совершенствования технологии, в частности для создания новых образцов тягового подвижного состава; в оборудовании немеханизированных сортировочных горок противоползунными системами, обеспечивающими полное сохранение ресурса колесных пар вагонов при реализации сортировочного процесса.

Библиографический список

1. Якунин, В.И. Стратегические направления научно-технического развития ОАО «Российские железные дороги» на период до 2015 г. («Белая книга» ОАО «РЖД») [Электронный ресурс] / В.И. Якунин. – Режим доступа : <http://refdb.ru/look/2329751.html>.
2. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения : вопросы взаимодействия колеса и рельса : пер. с англ. / У. Харрис, С. Захаров, Д. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсон. – М. : Интекст, 2002. – 416 с.
3. Черкашин, Ю.М. Использование результатов фундаментальных и прикладных исследований проблем взаимодействия подвижного состава и пути при решении задачи предотвращения сходоов колеса и рельса / Ю.М. Черкашин // Современнне проблемы взаимодействия подвижного состава и пути : сб. докл. науч.-практ. конф.. – Щербинка, 2003. – С. 21–29.
4. Фейзов, Э.Э. Энергосберегающие средства и схемы для тягового подвижного состава / Э.Э. Фейзов // Транспорт-2011 : тр. Всерос. науч.-практ. конф., май 2011 г. В 3 ч. Ч. 2: Технические науки ; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2011. – С. 67–68.
5. Улучшение условий функционирования фрикционной системы «колесо – рельс». Разработка ГОСТа для определения трибологических характеристик твердых смазочных материалов / И.В. Колесников, А.М.Лубягов, Э.Э.Фейзов [и др.] // Известия Самарского научного центра . Российской академии наук. – 2011. – Т. 13, № 4(3). – С. 753–758.
6. Sawley, R. Railway Age / R. Sawley, R. Reiff. – 1999. – No 6. – P. 44, 46, 48, 49.
7. Повышение эффективности технологии лубрикации в системе «колесо – рельс» : сб. докл. Сетевой школы. – Чита, 2010.
8. Официальный сайт Открытого акционерного общества «Научно-исследовательский институт технологии, контроля и диагностики железнодорожного транспорта» (ОАО «НИИТКД») [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.niitkd.com>.
9. Беркович, И.И. Трибология : учебник для вузов / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский ; Самар. гос. техн. ун-т. – Самара, 2000. – 268 с. .

10. Колесников, В.И. Общая триботехника в транспортных системах : учеб. пособие. Т. I / В.И. Колесников, В.В. Шаповалов, В.А. Кохановский ; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2006. – 625 с. .
11. ГОСТ 27674–88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. – М. : Комитет по стандартизации и метрологии, 1988.
12. Грищенко, А.В. Электрические машины и преобразователи подвижного состава / А.В. Грищенко, В.В. Стрекопытов. – М. : Изд. центр «Академия», 2005.
13. Калинин, В.К. Электровозы и электропоезда / В.К. Калинин. – М. : Транспорт, 1991. – 480 с. .
14. Феоктистова, В.П. Электрические железные дороги / В.П. Феоктистова, Ю.Е. Просвинова. – Самара : Изд-во СамГАПС, 2006. .
15. Большая энциклопедия Кирилла и Мефодия [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. и прогр. – М. : ООО «Кирилл и Мефодий», 2011. – 1 электрон. опт. диск DVD. – Систем. требования : Pentium IV 1,2 ГГц ; Windows XP / Vista / 7. – Загл. с экрана.
16. Официальный сайт компании ООО «АВП Технология» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.avpt.ru>.
17. Гапанович, В.А. Энергосбережение на железнодорожном транспорте: учебник для вузов / В.А. Гапанович, В.Д. Авилов, Б.А. Аржанников [и др.] - М. : Изд. Дом МИСиС, 2012. - 620 с.
18. Регулирование трения в контакте колесо – рельс // Железные дороги мира. – 1998. – № 3. – С. 45–47.
19. Совершенствование систем смазывания рельсов // Железные дороги мира. – 1997. – № 2. – С. 68–70.
20. Смазывание рельсов на железных дорогах мира // Железные дороги мира. – 1997. – № 8. – С. 65–66.
21. Современные рельсосмазыватели на комбинированном ходу // Железные дороги мира. – 1998. – № 4. – С. 51–52.
22. Лубрикация поможет и колесу и рельсу // Локомотив – 1998. – № 3 – С. 29–31.

23. Актуальное решение проблемы «колесо – рельс» [Электронный ресурс] // Евразия Вести. Новые технологии. – 2005. – XI. – Режим доступа : www.eav.ru.
24. Кобзев, С.А. Инструкция «Нормативы и технология лубрикации рельсов передвижными рельсосмазывателями в кривых и прямых участках пути» (Технология ВНИИЖТ) / С.А. Кобзев, М.В. Богданов, М.В. Ермаков [и др]; МПС ВНИИЖТ. – М., 2005. – 20 с. .
25. Захаров, С.М. Сравнительная оценка различных способов повышения износостойкости гребней колес и боковых поверхностей головок рельсов с помощью смазок, покрытий и поверхностного упрочнения : отчет о НИР / С.М. Захаров, С.А. Сапожников ; ВНИИЖТ. – М., 1999.
26. Пат. № 2197677 РФ. Система смазки поверхностей трения / В.В. Шаповалов, И.А. Майба, П.Н. Щербак [и др.]. – опубл. : 27.01.2003.
27. Твердая смазка для гребней колес // Железные дороги мира. – 1996. – №5. – С. 35–36. .
28. Чичинадзе, А.В. Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 3 : Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств / А.В. Чичинадзе ; под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1992. – 720 с. .
29. Хебда, М. Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 1 : Теоретические основы / М. Хебда ; под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1989. – 400 с. .
30. Хебда, М. Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 2 : Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / М. Хебда ; под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1990. – 416 с. .
31. Вавенкова, В.А. Система модифицирования поверхностей трения открытых узлов трения / В.А. Вавенкова, Е.И. Евсеева, А.П. Павлов // Транспорт-2009 : тр. Всерос. науч.-практ. конф., апрель 2009 г. В 3 ч. Ч. 1 / Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д., 2009. – 470 с. – С. 377–379.
32. Повышение эффективности системы «путь – подвижной состав» / В.В. Шаповалов, И.А. Майба, П.Н. Щербак, А.Н. Озябкин, Э.Э. Фейзов // Локомотив. – 2011. – № 5. – С. 40–42. .

33. Повышение эффективности системы «путь – подвижной состав» / В.В. Шаповалов, И.А. Майба, П.Н. Щербак, А.Н. Озябкин, Э.Э. Фейзов // Локомотив. – 2011. – № 6. – С. 40–41.
34. Фейзов, Э.Э. Автоматизация процесса лубрикации контакта колесо-рельс / Э.Э. Фейзов, А.П. Павлов // Инновационные технологии в машиностроении : [сб. тр. Междунар. науч.-практич. конф. в рамках промышленного конгресса юга России (2-4 сентября, 2009, Росто. в-на-Дону, Россия)] : «ВертолЭкспо», ИУИАП. – Ростов-на-Дону, 2009. – 374 с. : С.72-78.
35. Родионов, Г.Н. Гребнесмазыватели : какие лучше? (опыт депо Пенза III Куйбышевской дороги) / Г.Н. Родионов, В.Н. Чех // Локомотив. – 2006. – № 3. – С. 24–25.
36. Электровозы ВЛ10 и ВЛ10у : руководство по эксплуатации. – М. : Транспорт, 1981. – 519 с.
37. Шаповалов, В.В. Повышение эффективности системы «путь – подвижной состав» / В.В. Шаповалов, С.А. Вялов, А.Л. Озябкин // Железнодорожный транспорт. – 2009. – № 12. – С. 41–44. .
38. Павлов, А.П. Повышение ресурса колесных пар локомотивов / А.П. Павлов // Транспорт-2009 : тр. Всерос. науч.-практ. конф., апрель 2009 г. В 3 ч. Ч. 1 / Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 470 с. – С. 375–376. .
39. Повышение ресурса разового нанесения смазочных материалов в открытых узлах трения / Э.Э. Фейзов [и др.] // Тр. Всерос. науч.-технич. конф. с участием иностранных специалистов «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению». – М., 2012.
40. Машкович, О.Н. Программа оптимизации взаимодействия колеса с рельсом / О.Н. Машкович // Железнодорожный транспорт за рубежом. Сер. IV : Путь и путевое хозяйство. – 1998. – Вып. 5, 6. – С. 8–11.
41. Модификаторы трения : моногр. / В.В. Шаповалов, В.А. Могилевский, А.М. Лубягов, Ш.В. Кикичев ; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2006. – 236 с. .
42. Коссов, В.С. В перспективе – комбинированная лубрификация / В.С. Коссов, А.В. Трифионов, Ю.А. Панин // Локомотив. – 2006. – № 12. – С. 32–33. .

43. Лужнов, Ю.М. Сцепление колеса с рельсами (природа и закономерности) / Ю.М. Лужнов. – М. : Интекст, 2003. – 144 с. .
44. Кондратенко, С.А. Прогнозирование сцепных свойств электровозов с учетом особенностей районов эксплуатации : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Кондратенко Сергей Александрович. – Ростов н/Д, 1999. – 20 с. .
45. Проблемы взаимодействия пути и подвижного состава // Железные дороги мира. – 2001. – № 6. .
46. Машкович, О.Н. Оптимизация процесса взаимодействия колеса с рельсом за счет трения / О.Н. Машкович // Железнодорожный транспорт за рубежом. Сер. IV. – 1998. – Вып. 5, 6. – С. 4–8.
47. Смазывание рельсов на железных дорогах Северной Америки // Железные дороги мира. – 1997. – № 8. – С. 65–66.
48. Прогнозирование изнашивания тягового контакта «колесо – рельс» при использовании активизаторов сцепления / В.В. Шаповалов, В.Т. Костыгов, В.А. Могилевский, А.М. Лубягов // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. . – 2002. – № 1(117). – С. 37–41. .
49. Саямова, Т.Л. Повышение величины и стабильности тягового усилия локомотивов /Т.Л. Саямова, Ш.В. Кикичев, Э.Э. Фейзов // Транспорт-2008 : тр. Всерос. науч.-практ. конф. Ч. 1 / Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2008. – С. 287–288.
50. Саямова, Т.Л. Разработка конструкции привода подачи модификаторов трения / Т.Л. Саямова, О.И. Мелешко, Э.Э. Фейзов // Транспорт-2008 : тр. Всерос. науч.-практ. конф. Ч. 2 / Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2008. – С. 205. .
51. Фейзов, Э.Э. Разработка привода подачи модификатора трения / Э.Э. Фейзов, В.В. Шаповалов // Сборник тезисов докладов 67-й студенческой научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2008. – 295 с. : С. 84-85.
52. Фейзов, Э.Э. Разработка привода подачи модификаторов трения / Э.Э. Фейзов, В.В. Шаповалов // Сборник тезисов докладов 68-й студенческой научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2009. – 351 с. : С. 102-103.

53. Виноградов, В.Г. Противоизносные и антифрикционные свойства полиоргасилоксанов и их смесей с углеводородами / В.Г. Виноградов, Н.С. Намёткин, М.И. Носов // Новое в смазочных материалах : избр. докл. на Междунар. конф. по смазочным материалам. – М. : Химия, 1967. – С. 153–174. .
54. Виноградов, Г.В. Влияние окислительных процессов на граничное трение стали в углеводородных средах и критические режимы трения, при которых развиваются процессы холодного и горячего заедания (или сварки) / Г.В. Виноградов // Новое в смазочных материалах : избр. докл. на Междунар. конф. по смазочным материалам. – М. : Химия, 1967. .
55. Тэйбор, Д. Смазочное действие силиконовых жидкостей при граничном трении / Д. Тэйбор, В.О. Винер // Новое в смазочных материалах : избр. докл. на Междунар. конф. по смазочным материалам. – М. : Химия, 1967. – С. 138–153. .
56. Майба, И.А. Повышение эксплуатационной эффективности фрикционных систем железнодорожного подвижного состава : дис. ... д-ра техн. наук / Майба Игорь Альбертович. – Ростов н/Д, 1999. – 339 с.
57. Справочник химика. В 5 т. Т. 2. Основные свойства неорганических и органических соединений / под общ. ред. Б.П. Никольского. – Л. : ГХИ, 1963. – 730 с.
58. Чумичев, А.А. Ускорение процесса приработки пар трения металл-металл за счет использования состава на основе неорганического полимера : дис. ... канд. техн. наук / Чумичев Андрей Александрович ; ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов н/Д, 2002. – 203 с. .
59. Исследование комплексно-дифференцированного влияния основных режимов на трения и износ металлополимерных сопряжений / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, А.И. Тетерин, Г.И. Рассохин // Применение новых материалов в сельскохозяйственном машиностроении. – Ростов н/Д, 1975. .
60. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / под ред. С.М. Захарова. – М. : Интекст, 2004. – 160 с. .
61. Роль диффузионных и сегрегационных процессов в контактнo-усталостном разрушении рабочей поверхности железнодорожного колеса в металлополимерном сопряжении / В.И. Колесников, А.Т. Козаков, А.В.

Сидашов, В.Н. Кравченко, А.П. Сычев // Трение и смазка . в машинах и механизмах. – 2006. – № 8. – С. 22–32. .

62. Диффузионные и сегрегационные процессы в металлополимерной трибосистеме / В.И. Колесников, А.Т. Козаков, А.В. Сидашов, В.Н. Кравченко, А.П. Сычев // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 4. – С. 361–365. .

63. Колесников, В.И. Факторы, влияющие на распределение механических характеристик по глубине железнодорожного колеса в условиях циклического нагружения / В.И. Колесников, А.Т. Козаков, А.В. Сидашов // Деформация и разрушение материалов. – 2007. – № 12. . – С. 38–42. .

64. Влияние модифицирующих добавок к фрикционным материалам на структурные изменения в поверхностных слоях металлического контртела / В.И. Колесников, А.Т. Козаков, В.П. Сергиенко, А.П. Сычев, А.В. Сидашов, А.В. Купреев // Трение и смазка в машинах . и механизмах. – 2009. – № 8. – С. 23–34.

65. Колесников, В.И. Исследование процессов трения и изнашивания в системе колесо – рельс с помощью методов рентгеноэлектронной, оже-электронной спектроскопии и квантовой химии / В.И. Колесников, А.Т. Козаков, Ю.Ф. Мигаль // Трение и износ. – 2010. – Т. 31, №. 1. – С. 24–37.

66. Петров, С.Ю. Свойства материалов трибосистем колодка – колесо – рельс / С.Ю. Петров. – М. : МИИТ, 2000. – 210 с. (Деп. ЦНИИТИ МПС № 6309).

67. Пат. № 2343450 РФ МКП G 01 N 3/56. Способ испытаний узлов трения / В.В. Шаповалов ; № 2006121024/28 (022825) ; заявл. 24.04.2008. .

68. Сергиенко, А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко. – СПб. : Питер, 2003. – 604 с.

69. Шаповалов, В.В. Комплексное моделирование динамически нагруженных узлов трения машин / В.В. Шаповалов // Трение и износ. – 1985. – № 3. – С. 451–457. .

70. Дубров, А.М. Многомерные статистические методы / А.М. Дубров, В.С. Мхитарян, Л.И. Трошин. – М. : Финансы и статистика, 2003. – 352 с.

71. Макарова, Л.В. Технология экспертной оценки : метод. указ. к практ. занятиям по дисциплине «Квалиметрия и управление качеством» / Л.В. Макарова. – Пенза : ПГУАС, 2003. – 16 с. .

72. Хамханов, К.М. Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Планирование эксперимента» / К.М. Хамханов, Ю.Ж. Дондоков. – Улан-Удэ : ВСГТУ, 2002. .
73. Бешелев, С.Д. Математико-статистические методы экспертных оценок / С.Д. Бешелев, Ф.Г. Гурвич. – М. : Статистика, 1980. – 263 с. .
74. Глазов, М.М. Менеджмент / М.М. Глазов. – СПб. : Экономика и финансы, 2010. – 587 с.
75. Литвиненко, Ю.А. Роль метода обработки априорной информации методом ранговой корреляции в борьбе с пробуксовкой колес локомотивов / Ю.А. Литвиненко, А.П. Павлов // Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса : образование, наука, производство. : тр. Междунар. науч.-практ. конф., октябрь 2009 г. / Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 456 с. – С. 96–97.
76. Тихомиров, В.Б. Планирование и анализ эксперимента / В.Б. Тихомиров. – М. : Легкая индустрия, 1974. – 262 с. – Табл. 13.
77. Заковоротный, В.Л. Динамика транспортных трибосистем / В.Л. Заковоротный, В.В. Шаповалов // Сборка в машиностроении. – 2005. – № 12.
78. Щербак, П.Н. Оптимизация фрикционных механических систем на базе модельного эксперимента : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Щербак Петр Николаевич. – Ростов н/Д, 2001.
79. Шаповалов, В.В. Комплексное моделирование динамически нагруженных узлов трения машин / В.В. Шаповалов // Трение и износ. – 1985. – № 3. – С. 451–457.
80. Озябкин, А.Л. Физико-математическое моделирование фрикционного контакта диско-колодочного тормозного механизма автомобиля / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, А.П. Павлов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – № 1. – С. 15–22.
81. Шаповалов, В.В. Исследование динамических характеристик машин с учетом нелинейности процессов трения / В.В. Шаповалов, В.Л. Заковоротный // Трение и износ. – 1986. – Т. VII, № 4. – С. 681–685. .
82. Браун, Э.Д. Расчет масштабного фактора при оценке трения и изнашивания / Э.Д. Браун // В кн. : Износостойкость. – М. : Наука, 1975. .

83. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. .
84. Шаповалов, В.В. Применение методов физического моделирования для диагностики фрикционных систем / В.В. Шаповалов, К.Ю. Григориади, М.Н. Езупова // Трение и износ. – 1988. – Т.9, № 2. – С. 280–285. .
85. Щербак, П.Н. Теоретические основы физического моделирования фрикционных механических систем / П.Н. Щербак // Вестник РГУПС. – 2000. – № 2. – С. 25–31. .
86. Шаповалов В.В. Применение комплексного моделирования для исследования динамически нагруженных узлов трения / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак // В кн. : Проектирование, изготовление, эксплуатация и диагностика узлов трения в машиностроении : тез. Всесоюз. науч. .-техн.конф. – Рыбинск, 1983.
87. Физическое моделирование фрикционных систем : моногр. / В.И. Колесников, В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак [и др.]. – Ростов н/Д : Из-во СКНЦ ВШ, 2000. – 128 с. .
88. Заковоротный, В.Л. Исследование комплексного коэффициента трения / В.Л. Заковоротный, В.В. Шаповалов // Трение и износ. – 1987. – Т. 1. – С. 22–24. .
89. Шаповалов, В.В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных механических систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов // Вестник машиностроения. – 2009. – № 5. – С. 49–57.
90. Григориади К.Ю. Расчет масштабного фактора при исследовании коэффициента сцепления колеса с рельсом / Григориади К.Ю., Шаповалов В.В. // Повышение надежности и износостойкости путевых и строительных машин технологическими и конструктивными методами: Межвуз. сб. науч. тр. / РИИЖТ. - Ростов н/Д, 1978. - Вып. 142 - С. 5-11.
91. Коропец, П.А. Прогнозирование боксования колесных пар локомотива по характеристикам динамических процессов в системе «экипаж – тяговый привод – путь» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Коропец Петр Алексеевич. – Ростов н/Д, 2007.
92. Физико-математическое моделирование нелинейных фрикционных систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, Э.Э. Фейзов [и др.] // Известия

высших учебных заведений Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2014. – № 6(181). – С. 77–82.

93. Фейзов, Э.Э. Оптимизация технологии рельсосмазывания на базе метода физико-математического моделирования / Э.Э. Фейзов // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт 2012» : Ч. 2 ; Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2012. – 385 с. : С. 252-254.

94. Окулова, Е.С. Модельная оптимизация и прогнозирование трибохарактеристик системы «путь – подвижной состав» : на примере магистрального электровоза ВЛ80 : дис. ... канд. техн. наук / Окулова Екатерина Станиславовна. – Ростов н/Д, 2006. – 254 с.

95. Шаповалов, В.В. Проблемы транспортной триботехники: физико-математическое моделирование мобильных фрикционных систем / В.В. Шаповалов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – № 10. – С. 3–11. .

96. Александров, А.А. Повышение ресурса колесных пар грузовых вагонов и рельсов путем улучшения условий их взаимодействия и динамического мониторинга : дис. ... канд. техн. наук / Александров Анатолий Андреевич. – Ростов н/Д, 2011.

97. Результаты испытаний по определению температуры в зонах контакта колеса с рельсом. Отчет о научно-исследовательской работе. // ОАО «ВНИКТИ». Коломна, 2007. .

98. Озябкин, А.Л. Динамический мониторинг триботермодинамики фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Вестник Донского технического университета. – 2011. – Т. 11, № 5(56). – С. 644–654.

99. Александров, А.А. Повышение ресурса колесных пар грузовых вагонов и рельсов путем улучшения условий их взаимодействия и динамического мониторинга : автореф. дис. ... канд. техн. наук/ Александров Анатолий Андреевич. – Ростов н/Д, 2011.

100. Исследование контактных напряжений в системе «колесо – рельс» на базе физико-математического моделирования / А.Л. Озябкин, О.И. Мелешко, А.А. Александров [и др.] // Транспорт-2008 : тр. Всерос. науч. практ. конф. – Ростов н/Д : РГУПС, 2008.

101. Шаповалов, В.В. Теоретические основы трибоспектральной идентификации триботехнических характеристик : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Шаповалов Владимир Владимирович. – М., 1988. .
102. Трибоспектральная идентификация критических процессов трения / Э.Э. Фейзов [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы надёжности и диагностики машин и механизмов : тр. 9-й Междунар. науч. шк., посвящённой памяти В.П. Булатова. – СПб., 2009.
103. Фейзов, Э.Э. Разработка профессиональной компетенции выпускника: научно-исследовательская деятельность (ПК-6) / Э.Э. Фейзов, В.А. Фейзова // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт 2010» : Ч. 1 ; Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2010. – 332 с. : С. 91-92.
104. Пат. 2376184 Российская Федерация, МПК В61К3/02, С10N50/00. Система модифицирования поверхностей трения / В.В. Шаповалов, Э.Э. Фейзов, Е.С. Окулова, В.А. Могилевский [и др.]. – №2376184 ; заявл. 16.04.2008 ; опубл. 20.12.2009, Бюл. №35.
105. Разработка и модельная оптимизация антифрикционных покрытий для открытых узлов трения / Э.Э. Фейзов [и др.] // Тез. докл. III Междунар. науч.-практ. семинара «Трибология и проблемы МЧС РФ». – Иваново : ИвГУ, 2012. – С. 13–14.
106. Пат. 2525499 Российская Федерация, МПК В61К3/02. Способ нанесения смазочного материала на открытый узел трения / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, А.Л. Озябкин, Э.Э. Фейзов [и др.]. – №2525499 ; заявл. 19.12.2011; опубл. 20.08.2014, Бюл. №23.
107. Разработка инновационной технологии лубрикации в системе «колесо - рельс» на базе наноматериалов / Э.Э. Фейзов [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – №10. – С. 39-41.
108. Нирконэн, В.Т. О взаимодействии колеса и рельса / В.Т. Нирконэн // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 6. – С. 18.
109. Исаев, И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И.П. Исаев, Ю.М. Лужнов. – М. : Машиностроение, 1985. – 238 с.
110. Электровоз ВЛ80 : руководство по эксплуатации. – М. : Транспорт, 1982. – 622 с. .

111. Trommer, G. Eisenbahningenieur / G. Trommer, M. Walz. – 2002. – No 11. – P. 51–53. .
112. Кашников, В.Н. Исследование входа экипажа в кривую с учетом неравноупругости пути в плане : дис. ... канд. техн. наук / Кашников Владимир Николаевич ; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 1968. – 158 с. .
113. Разработка ГОСТа для проведения входного контроля твердых смазочных материалов, используемых в узлах трения в системе «колесо-рельс» / Э.Э. Фейзов [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2012. – №1. – С. 74-77.
114. Государственный стандарт для твердых смазочных материалов / Э.Э. Фейзов [и др.] // Железнодорожный транспорт. – 2012. – №9. – С. 62-63.
115. Регулирование процесса трения трибосистемы «колесо тягового подвижного состава – железнодорожный рельс» / Э.Э. Фейзов, И.В. Колесников, А.М. Лубягов, Д.С. Мантуров // Междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике» (Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ), 17-19 окт. 2011 г.). – Новочеркасск : ЛИК, 2011. – С. 215-218.
116. Фейзов, Э.Э. Антифрикционные смазочные материалы. Оптимизация состава и улучшение эксплуатационных характеристик / Э.Э. Фейзов, Т.Л. Саямова, В.В. Пронин // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт 2012» : Ч. 2 ; Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2012 – 385 с. : С. 96-97.
117. Фейзов, Э.Э. Оптимизация триботехнических характеристик фрикционных модификаторов трения / Э.Э. Фейзов, В.В. Шаповалов, А.Н. Васильев // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт 2012» : Ч. 2 ; Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2012 – 385 с. : С. 101-102.
118. Щербак, П.Н. Повышение надежности и эффективности фрикционных систем / П.Н. Щербак, А.П. Павлов, Д.С. Коновалов ; Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 260 с. .
119. Ахназарова, С.Л. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии / С.Л. Ахназарова, В.В. Кафаров. – М. : Высшая школа, 1985. – 327 с. – Приложение П. .
120. Евдокимов, Ю.А. Программное сопровождение научно-исследовательских работ по триботехнике. Ч. 1. Обработка

экспериментальных данных методом планирования эксперимента : учеб. пособие / Ю.А. Евдокимов, В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин. – Ростов н/Д : РГУПС, 2003. – 123 с.

121. Теоретические основы экспериментальной триботермодинамики / Э.Э. Фейзов [и др.] // Тр. Всеросс. науч.-технич. конф. с участием иностранных специалистов «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению». – М., 2012.

122. Трибоспектральная идентификация триботехнических характеристик открытых узлов трения / Э.Э. Фейзов [и др.] // Тез. докл. III Междунар. науч.-практ. семинара «Трибология и проблемы МЧС РФ». – Иваново : ИвГУ, 2012. – С. 24–25.

123. Dynamic monitoring of frictional system / E.E. Feyzov [с ot.] // IV International Scientific Conference «Transport Problems 2012» (Poland, Katowice) : Silesian University of Technology Faculty of Transport, Krasińskiego st. 8, room 112A. – P. 480–492.

124. Амплитудо-фазочастотный анализ процессов трения и изнашивания / Э.Э. Фейзов [и др.] // Сб. науч. тр. XII Международной конференции «Трибология и надёжность». – СПб : ФГБОУ ВПО Балтийский гос. техн. ун-т им. Д.Ф. Устинова, 2012. – С. 207–217.

125. Фейзов, Э.Э. Оценка ресурсных характеристик смазочных материалов на базе методов термотрибодинамики / Э.Э. Фейзов // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт 2012» : Ч. 2 ; Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2012. – 385 с. : С. 255-257.

126. Динамический мониторинг и оптимизация нелинейных антифрикционных систем / Э.Э. Фейзов, В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, А.М. Ананко // Известия высших учебных заведений Северо-Кавказский регион. Технические науки. – Ростов н/Д, 2014. – № 5 (180). – С. 51–57.

127. Пат. 2517946 Российская Федерация, МПК G01N3/56. Способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, Э.Э. Фейзов, П.В. Харламов [и др.]. – №2517946 ; заявл. 05.04.2012 ; опубл. 10.06.2014, Бюл. №16.

128. Озябкин, А.Л. Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 10. – С. 17–28. .

129. Озябкин, А.Л. Повышение эффективности лубрикации в системе «подвижной состав – путь» / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, Э.Э. Фейзов // Железнодорожный транспорт. – 2011. – № 12. – С. 40–44. .
130. Амплитудо-фазочастотный анализ критических состояний фрикционных систем : моногр. / В.В. Шаповалов, И.В. Колесников, А.Л. Озябкин [и др.]. – М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 383 с.
131. Пат. 2522484 Российская Федерация, МПК В61К7/00. Система противополозунная / В.В. Шаповалов, А.М. Лубягов, В.В. Костюк, Э.Э. Фейзов [и др.]. – №2522484 ; заявл. 20.03.2012 ; опубл. 20.07.2014, Бюл. №20.
132. Фейзов, Э.Э. Физико-математическое моделирование системы колесо-рельс в режиме трения-скольжения / Э.Э. Фейзов // Тр. Междунар. науч.-практ. конф. «Транспорт 2014» : Ч. 1 ; Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2014. – 498 с. : С. 331-332.
133. Устранение триботермоповреждений колес подвижного состава / Э.Э. Фейзов [и др.] // Известия высших учебных заведений Северо-Кавказский регион. Технические науки. – Ростов н/Д, 2015. – № 4 (185). – С. 65–72.
134. Фейзов, Э.Э. Экспериментальная триботермодинамика / Э.Э. Фейзов // Тр. Междунар. науч.-практ. конф. «Транспорт 2015» : Ч. 4 ; Рост. гос. ун-т. путей сообщения. – Ростов н/Д, 2015. – 485 с. : С. 70-71.
135. Фейзов, Э.Э. Современная концепция гребнерельсосмазывания / Э.Э. Фейзов, А.П. Павлов // Транспорт-2009 : тр. Всерос. науч.-практ. конф., апрель 2009 г. В 3 ч. Ч. 1 / Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 470 с. – С. 380–382. .
136. Фейзов, Э.Э. Разработка мероприятий по увеличению ресурса колесных пар подвижного состава / Э.Э. Фейзов, А.М. Ананко // Югспецтехника. – 2012. – №51. – С. 72-73.
137. Фейзов, Э.Э. Повышение ресурса колесных пар локомотивов на базе трибологического материаловедения / Э.Э. Фейзов, А.М. Лубягов // VI Международная школа «Физическое материаловедение» (Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ), 15-19 окт. 2013 г.). – Новочеркасск : ЮРГТУ(НПИ), 2013. – С. 201-207.
138. Ресурсосбережение и импортозамещение на базе теоретических основ трибологии / Э.Э. Фейзов [и др.] // Междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы

синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике» (Юж.-Рос. гос. политехн. ун-т (НПИ) имени М.И. Платова, 19 ноября 2014 г.). – Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2015. – 136 с. : С. 54-62.

139. Пат. 2479455 Российская Федерация, МПК В61К3/02. Способ рельсосмазывания / В.В. Шаповалов, К.И. Щепановский, Э.Э. Фейзов, А.С. Старунов [и др.]. – №2479455 ; заявл. 13.04.2011 ; опубл. 20.04.2013, Бюл. №11.

140. Вялов, С.А. Динамический мониторинг контакта «колесо – рельс» / С.А. Вялов, А.П. Павлов // Транспорт-2009 : тр. Всерос. науч.-практ. конф., апрель 2009 г. В 3 ч. Ч. 1 / Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 470 с. – С. 350–352.

141. Пат. 2009187 Российская Федерация, МПК С10М169/04. Смазка для рельсов / Евдокимов Ю.А., Майба И.А., Богданов В.М. - №2009187 ; заявл. 08.07.1991 ; опубл. 15.03.1994.

142. Пат. 2009183 Российская Федерация, МПК С10М111/00. Пластичная смазка / Майба И.А. - №2009183 ; заявл. 19.05.1992 ; опубл. 15.03.1994.

143. Пат. по заявке 94041268/06, МПК F16N15/00. Система аккумулятивно-ротопринтной смазки / Шаповалов В.В., Майба И.А. - №94041268 ; заявл. 15.11.1994 ; опубл. 20.09.1996.

144. Пат. по заявке 95109459, МПК С10М169/04. Смазка-покрытие РАПС и устройство для ее нанесения в открытые узлы трения (Вариант) / Шаповалов В.В., Майба И.А., Щербак П.Н. [и др.] - №95109459 ; заявл. 06.06.1995 ; опубл. 10.05.1997.

145. Пат. по заявке 2001101508, МПК F16N11/00. Система смазки поверхностей трения / Шаповалов В.В., Майба И.А., Щербак П.Н. [и др.] - №2001101508 ; заявл. 15.01.2001 ; опубл. 20.01.2003.

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер Северо-Кавказской
дирекции по ремонту тягового подвижного
состава – структурного подразделения
Дирекции по ремонту тягового подвижного
состава филиала ОАО «РЖД»



А.А. Долбус

АКТ

проведения эксплуатационных испытаний
гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07.

В период с января 2010 года по июнь 2011 года проведены эксплуатационные испытания гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на полигоне Северо-Кавказской железной дороги. В ходе эксплуатационных испытаний были получены следующие результаты:

1. До установки гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на локомотивы контрольной группы серии ВЛ-80 приписки ТЧЭ-11 Тимашевская интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составляла 0,356 мм/10000км, по окончанию эксплуатационных испытаний интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составила 0,166 мм/10000км. Интенсивность износа уменьшена в 2,1 раза.

2. До установки гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на локомотивы серии ВЛ-80 приписки ТЧЭ-14 Сальск интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составляла 0,369 мм/10000км, по окончанию эксплуатационных испытаний интенсивность износа гребней бандажей

колесных пар составила 0,264 мм/10000км. Интенсивность износа уменьшена на 28,5%.

Таким образом, сделан вывод, что внедрение технологии «ГРС-РАПС» и оборудование гребнерельсосмазывателями ГРС-20.07 магистральных электровозов позволило существенно снизить интенсивность износа гребней бандажей колесных пар локомотивов.

Инженер технического отдела
Северо-Кавказской дирекции
по ремонту тягового подвижного состава

Э.Э. Фейзов

Главный инженер ремонтного
локомотивного депо Тимашевск-Кавказский



Христианов

Главный инженер ремонтного
локомотивного депо Сальск-Грузовое



В.В. Кленин

Разработка конструкции и выбор параметров устройства позиционирования лубрикатора АГРС

Основным назначением устройства позиционирования лубрикатора является обеспечение необходимой ориентации смазывающих стержней относительно гребней колес в условиях пространственных колебаний тележки и колесной пары при движении локомотива.

Ориентация смазывающего стержня в вертикальном направлении предполагает обеспечение постоянства расстояния от оси вращения колесной пары до выходного отверстия гребнесмазывателя. В данной конструкции это может быть достигнуто за счет установки жесткого стержня, шарнирно связанного с корпусом гребнесмазывателя (лафетом со стержнями) и буксой. Но тогда интенсивные динамические нагрузки, вызванные вертикальными колебаниями колесной пары на упругом пути, будут передаваться непосредственно от буксы на корпус гребнесмазывателя.

Установка упругих элементов (резиновых шайб, сайлентблоков и пр.) уменьшает жесткость связи, но это негативно сказывается на точности позиционирования, а также существенно усложняет конструкцию в условиях ограниченных габаритов и доступа к элементам буксы.

Поэтому при разработке конструкции было принято решение применить гибкую связь (трос) для перемещения корпуса гребнесмазывателя вниз, а перемещение вверх осуществить за счет установки возвращающей пружины между корпусом гребнесмазывателя и рамой тележки.

При таком подходе необходимо рационально подобрать размеры и жесткость пружины, обеспечивающей работоспособность позиционирующего устройства в условиях эксплуатации электровоза. С пружиной малой жесткости перемещение корпуса вверх будет не достаточно быстрым, что приведет к ухудшению точности позиционирования и удару корпуса о поверхность катания колеса. Излишне жесткая пружина будет создавать неоправданно высокие статические и динамические нагрузки в тросах, что снизит их ресурс.

Определение основных параметров возвращающей пружины, а также величины предварительного натяжения троса целесообразно выполнить методами математического моделирования динамической системы «экипаж – лубрикатор».

Расчетная схема динамической системы показана на рисунке П2.1.

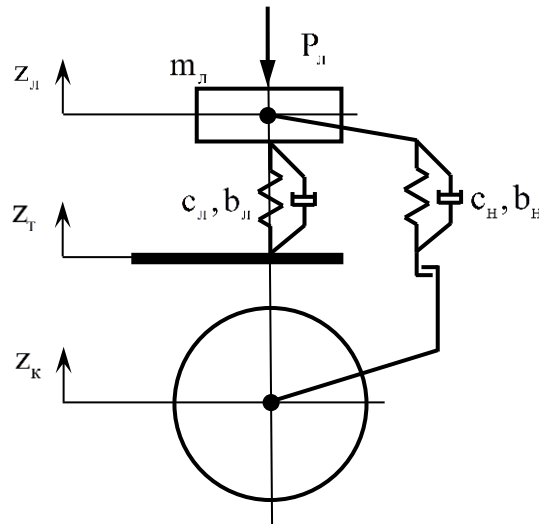


Рисунок П2.1 – Расчетная схема математической модели устройства позиционирования лубрикатора

Модель отражает колебания корпуса лубрикатора, упруго опирающегося на раму тележки. В качестве возмущающих факторов приняты вертикальные колебания буксы, а также – рамы тележки над буксой.

Движение модели описывается нелинейным дифференциальным уравнением

$$m_l \ddot{z}_l + b_l (\dot{z}_l - \dot{z}_r) + c_l (z_l - z_r) = -P_l - P_n, \quad (\text{П1.1})$$

где $P_l = m_l g$;

$$P_n = \begin{cases} b_n (\dot{z}_l - \dot{z}_k) + c_n (z_l - z_k - z_{cn}) & \text{при } z_l - z_k - z_{cn} \geq 0 \\ 0 & \text{при } z_l - z_k - z_{cn} < 0 \end{cases},$$

z_l - вертикальное перемещение лубрикатора;

z_r, z_k - вертикальные перемещения рамы тележки (над буксой) и буксы колесной пары соответственно;

$z_{cn} = \text{const}$ - вертикальное смещение нижнего конца гибкой связи (троса), обеспечивающее его предварительное статическое натяжение;

m_l - суммарная масса корпуса (лафет со стержнями, пневмопривод и пр.) лубрикатора;

c_l, b_l - жесткость и коэффициент демпфирования упругой связи лубрикатора с рамой тележки;

c_n, b_n - жесткость и коэффициент демпфирования нелинейной связи (троса) лубрикатора с буксой колесной пары.

Решение дифференциального уравнения (П1.1) выполнено с помощью программного комплекса ПК МВТУ («Моделирование в технических устройствах») [1, 2], в котором встроены функции многокритериальной параметрической оптимизации.

Результаты моделирования зависят от корректности задания исходных параметров модели и функций $z_T = z_T(t)$ и $z_K = z_K(t)$, описывающих вертикальные колебания рамы тележки и буксы.

В общем случае колебания экипажа подвижного состава имеют случайный характер. Однако, в спектрах колебаний отдельных элементов можно выделить регулярные составляющие, которые обусловлены резонансными свойствами ходовой части. Так вертикальные колебания колесной пары на упругом пути происходят преимущественно с частотами 30-55 Гц, а колебания подпрыгивания и галопирования тележки имеют наибольшую интенсивность в диапазоне частот 3-5 Гц [3 – 5].

Амплитуды вертикальных колебаний экипажа зависят от скорости движения, состояния пути и многих других факторов, подробный анализ которых выходит за рамки задачи, решаемой в данном исследовании. Поэтому в данной модели принят упрощенный подход к заданию возмущения, основанный на результатах многочисленных исследований многих авторов [3 – 6] и позволяющий отразить самые характерные его особенности.

Таким образом, в данной работе для выполнения расчетов принято:

- $z_T(t) = A_T \sin(2\pi f_T t)$; $A_T = 0,02\text{ м}$; $f_T = 4\text{ Гц}$;
- $z_K(t) = A_K \sin(2\pi f_K t)$; $A_K = 0,001\text{ м}$; $f_K = 35\text{ Гц}$.

Принятые параметры соответствуют интенсивности колебаний экипажа при скорости движения 70-90 км/ч по пути удовлетворительного состояния.

Отметим, что в уравнении (П1.1) присутствует постоянная составляющая $Z_{сн}$, отражающая предварительное натяжение троса лубрикатора, а также – вес корпуса лубрикатора P_L , который также создает статический прогиб возвращающей пружины. Полагая, что величиной $Z_{сн}$ можно определенным образом варьировать, выбирая ее оптимальное значение, а статическая составляющая от веса P_L остается постоянной, целесообразно перейти к новым (динамическим) координатам, исключая статический прогиб пружины от веса, но сохраняющим составляющую $Z_{сн}$.

В динамических координатах уравнение (П1.1) примет вид:

$$\begin{cases} m_{\text{л}} \ddot{z}_{\text{л}} + b_{\text{л}} (\dot{z}_{\text{л}} - \dot{z}_{\text{т}}) + c_{\text{л}} (z_{\text{л}} - z_{\text{т}}) + \\ \quad + b_{\text{н}} (\dot{z}_{\text{л}} - \dot{z}_{\text{к}}) + c_{\text{н}} (z_{\text{л}} - z_{\text{к}} - z_{\text{сн}}) = 0 & \text{при } z_{\text{л}} - z_{\text{к}} - z_{\text{сн}} \geq 0; \\ m_{\text{л}} \ddot{z}_{\text{л}} + b_{\text{л}} (\dot{z}_{\text{л}} - \dot{z}_{\text{т}}) + c_{\text{л}} (z_{\text{л}} - z_{\text{т}}) = 0 & \text{при } z_{\text{л}} - z_{\text{к}} - z_{\text{сн}} < 0; \end{cases} \quad (\text{П1.2})$$

Блок-схема для решения дифференциального уравнения (П1.2) в ПК МВТУ показана на рисунке П2.2.

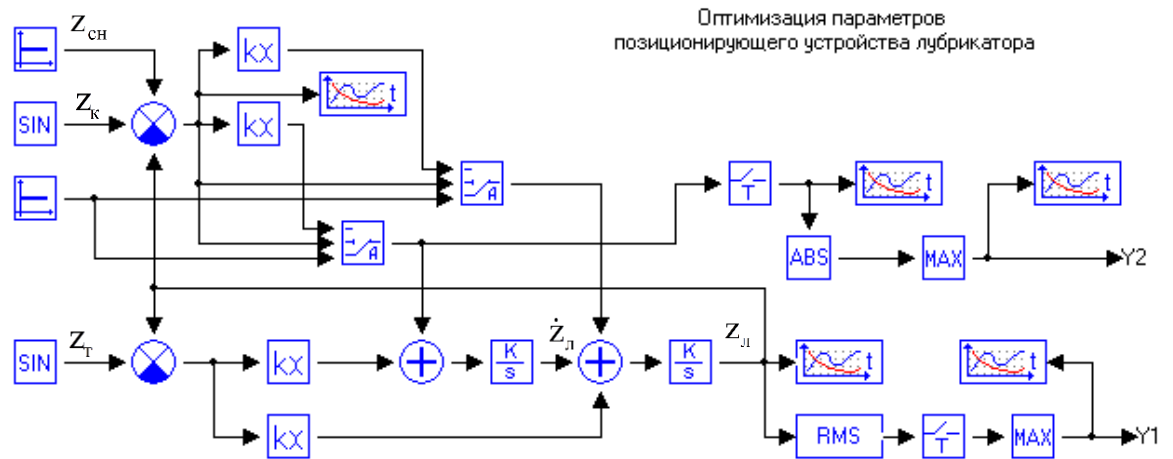


Рисунок П2.2 – Блок-схема решения дифференциального уравнения и оптимизации параметров динамической системы

Особенности моделирования в ПК МВТУ подробно описаны в работах [1, 2].

При выполнении расчетов принимались параметры модели, указанные в таблице П2.1.

Таблица П2.1.

№	Наименование параметра	Обозн.	Размерн	Значение
1	Масса корпуса лубрикатора	$m_{\text{л}}$	кг	8
2	Жесткость возвращающей пружины	$c_{\text{л}}$	Н/м	$10^3 \dots 5 \cdot 10^4$
3	Коэффициент относительного конструкционного демпфирования в пружине	$d_{\text{л}}$	-	0,05
4	Жесткость троса (на растяжение)	$c_{\text{н}}$	Н/м	$10^5 \dots 10^6$
5	Коэффициент относительного конструкционного демпфирования в тросе	$d_{\text{н}}$	-	0,08
6	Линейная характеристика предварительного статического натяжения троса	$z_{\text{сн}}$	м	0,005...0,3

Диссипативные характеристики пружины (b_l) и троса (b_n) вычислялись из соотношений:

$$b_l = d_l 2\sqrt{m_l c_l} \quad \text{и} \quad b_n = d_n 2\sqrt{m_n c_n} . \quad (\text{П1.3})$$

Показателями качества позиционирующего устройства лубрикатора (критериями качества при оптимизации его параметров) являются:

- точность позиционирования;
- уровень динамических нагрузок в связи буксы с корпусом лубрикатора.

Точность позиционирования оценивалась как наибольшее значение среднеквадратичного отклонения вертикальной координаты корпуса лубрикатора от своего стационарного положения (σ_z) в установившемся режиме.

Динамическая нагрузка определялась как наибольшее значение динамической силы в тросе в установившемся режиме, определяемое из соотношения:

$$P_n^{\max} = [b_n (\dot{z}_l - \dot{z}_k) + c_n (z_l - z_k - z_{сн})]^{\max} . \quad (\text{П1.4})$$

Варьируемыми параметрами являются значения жесткостей пружины (c_l) и троса (c_n), а также – предварительного статического натяжения троса ($z_{сн}$).

Оптимизация параметров выполнялась встроенной в ПК МВТУ процедурой регулярного поиска экстремума (минимума) целевой функции, представленной в виде свертки квадратичных критериев [6, 7].

Перед выполнением оптимизации проведем предварительный анализ динамической системы.

В данной нелинейной системе присутствуют одновременно два гармонических возмущения с существенно отличающимися частотами: $f_t = 4\text{Гц}$ и $f_k = 35\text{Гц}$, которые условно можно рассматривать как низкую и высокую частоты.

Вариация в широких пределах жесткостями может привести к различным сочетаниям собственных частот и частот возмущения, а именно: как низкая, так и высокая частота возмущения могут оказаться как в «до-резонансной», так и в «за-резонансной» зоне по отношению к собственным частотам системы.

Собственные частоты системы определим (с некоторым допущением для данной нелинейной системы) из тех соображений, что возможно колебание массы корпуса на возвращающей пружине, когда гибкая связь

отсутствует (частично или полностью). Тогда низшая собственная частота определится из выражения

$$f_1 \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_n}{m_n}} \quad (П1.5)$$

Но в системе могут возникать колебания корпуса на тросе, если они происходят в пределах предварительного натяжения и нелинейная односторонняя связь не проявляется. В этом случае высшая частота системы (в предположении, что $c_n \ll c_n$, и влиянием c_n можно пренебречь) определится по формуле:

$$f_2 \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_n + c_n}{m_n}} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_n}{m_n}} \quad (П1.6)$$

В зависимости от комбинаций собственных и вынужденных частот получим принципиально различные в качественном отношении варианты:

$$\left. \begin{array}{l} 1) f_1 < 4\text{Гц} \text{ и } 35\text{Гц} < f_2; \\ 2) 4\text{Гц} < f_1 \text{ и } f_2 < 35\text{Гц}; \\ 3) 4\text{Гц} < f_1 \text{ и } 35\text{Гц} < f_2; \\ 4) f_1 < 4\text{Гц} \text{ и } f_2 < 35\text{Гц}; \end{array} \right\} \quad (П1.7)$$

Для большей наглядности соотношения (1.7) можно представить в виде диаграммы, изображенной на рисунке П2.3.

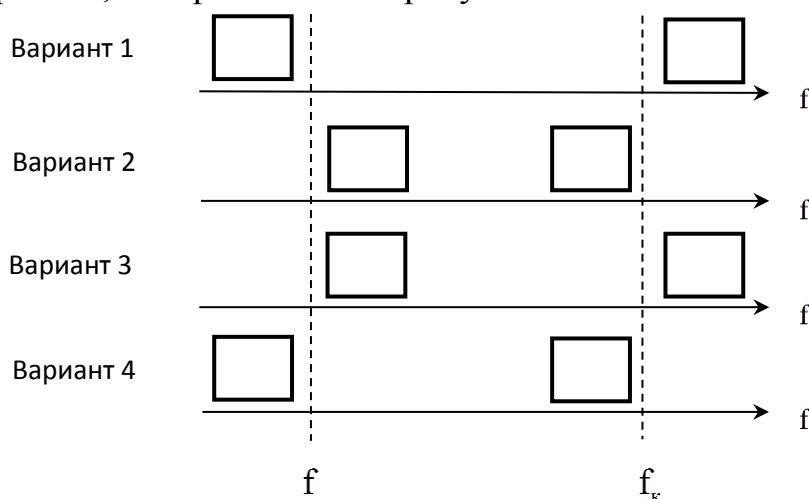


Рисунок 3. Диаграмма соотношения парциальных частот системы (f_1, f_2) и частот возмущения (f_r, f_k) для рассматриваемых вариантов конструкции

Каждый из перечисленных вариантов может быть реализован путем соответствующего ограничения на область изменения жесткостных параметров, которые задаются при оптимизации.

Стратегия оптимизации сводится к перебору указанных вариантов, для каждого из которых будут найдены экстремумы показателей качества и параметры, при которых они получены.

Результаты расчетов для каждого из вариантов представлены в таблице П2.2.

Таблица П2.2.

№ вар	$c_n \times 10^{-6}, \text{Н/м}$	$c_d, \text{Н/м}$	$-z_{\text{сн}}, \text{м}$	$\sigma_z \times 10^4, \text{м}$	$P_n, \text{Н}$	F
1	0,4	1608,5	0,1734	8,25	1007,5	7,67201
2	0,119185	5001,5	0,0242	4,93	387,9	3,08033
3	0,4	5000,0	0,0620	10,0	1268,1	9,91622
4	0,107040	1006,5	0,0464	1,98	182,7	0,69486

Показатели качества модели как функции времени в установившемся режиме колебаний для каждого из вариантов показаны на рисунке 4.

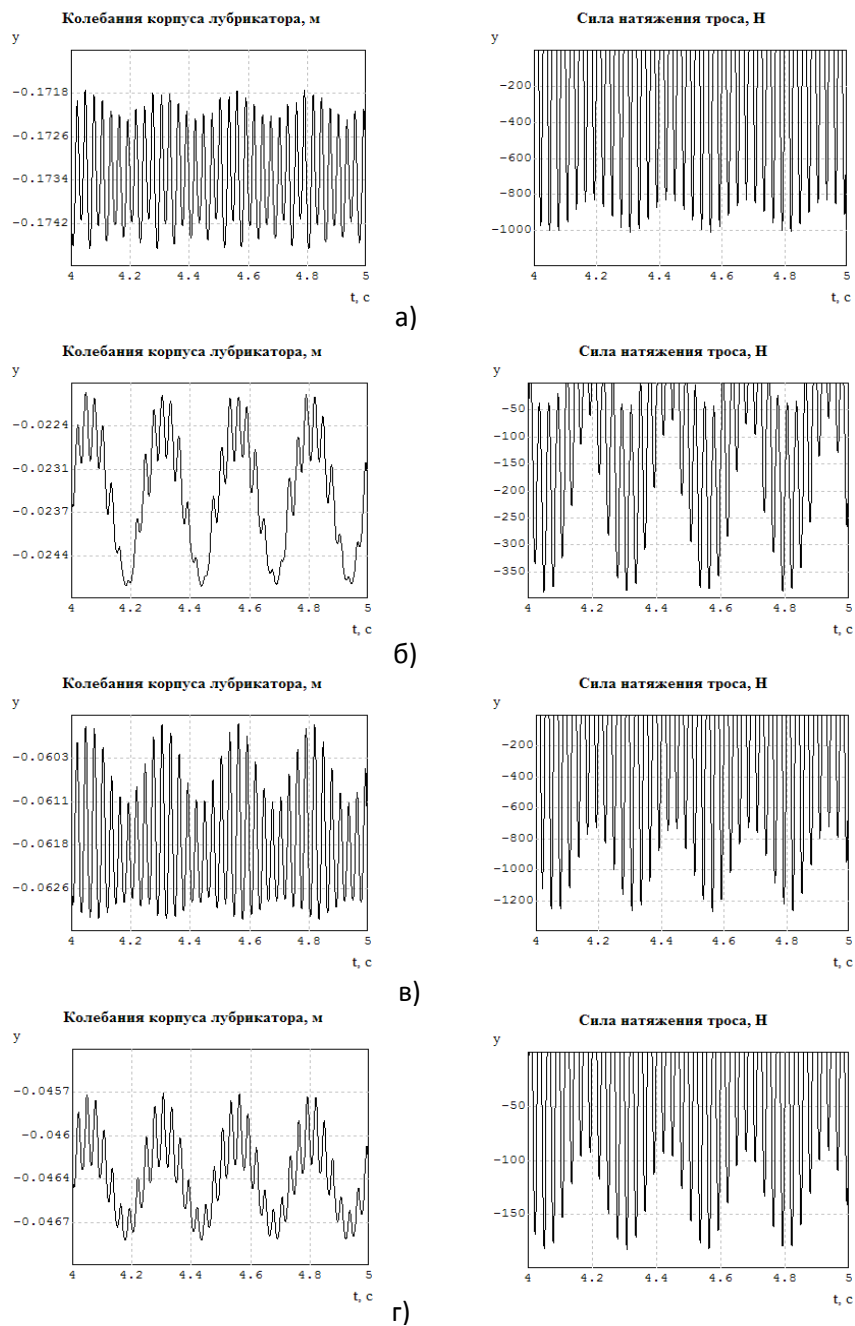


Рисунок П2.4. Динамические характеристики модели

Из таблиц П2.2 и рисунка П2.4 следует, что наилучшим с точки зрения динамических характеристик является вариант 4: лучшее позиционирование (минимальное значение среднеквадратичного отклонения σ_z) и минимальные динамические нагрузки в тросе.

Оптимизационный расчет при изменении в широких пределах жесткостных параметров показал, что вариант 4 соответствует также и глобальному экстремуму целевой функции.

Смысл разбиения на варианты состоял в том, что каждый диапазон изменения жесткостей пружины и троса соответствовал до-

резонансным и за-резонансным зонам по отношению к частотам возмущения – соотношения (П1.7).

Как показали расчеты, наилучшими динамическими характеристиками обладает система, у которой собственные частоты f_1 и f_2 оказываются как можно ниже частот внешнего возмущения f_r и f_k , а именно:

$$f_1 < f_r \text{ и } f_2 < f_k. \quad (\text{П1.8})$$

В этом случае каждая парциальная подсистема является низкочастотным фильтром для каждой из возмущающих гармонических функций, что и предопределяет результат, полученный расчетным путем. Эффект фильтрации высокой частоты проявляется в колебаниях корпуса лубрикатора для вариантов 2 и 4 (рис. П2.4, б и г), где в результирующем движении заметно снижение высокочастотных составляющих по сравнению с низкочастотными.

Отметим, что условие (П1.8) должно выполняться с определенным «запасом» с учетом того, что масса корпуса лубрикатора m_l может изменяться (уменьшаться) по мере расхода смазывающих стержней, что приведет к увеличению парциальных частот.

Что касается выбранной конструкции, то ее альтернативой может являться стержневая связь корпуса лубрикатора с буксой. Однако, в этом случае необходимо реализовать малую жесткость этой связи. Уменьшение диаметра стержня приведет к возможной потере устойчивости по Эйлеру. Кроме того, у сплошного стержня значительно ниже конструкционное демпфирование, чем, например, у троса. Витой трос обладает гораздо меньшей жесткостью на растяжение, чем сплошной стержень, и более высокими диссипативными свойствами.

Значения параметров системы были уточнены в ходе модельных испытаний на катковом стенде и в ходе натуральных испытаний (табл. П2.3)

Таблица П2.3.

Условия/параметры	$c_n \times 10^6, \text{Н/м}$	$c_l, \text{Н/м}$	$-z_{ch}, \text{м}$	$\sigma_z \times 10^{-4}, \text{м}$	$P_n, \text{Н}$
На модели	0,04	40	0,01	0,4	35
На натуре	0,1	950	0,05	2	169

Таким образом, принятое конструкционное решение вполне оправдано. Оно подтверждено математическим моделированием, разномасштабным моделированием и натурными испытаниями. Эксплуатационные испытания показали эффективность и безопасность разработанной системы АГРС.

Литература:

1. ПК МВТУ (Программный Комплекс «Моделирование в технических устройствах») [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://mvtu.power.bmstu.ru/>.
2. Федосов, Б.Т. Моделирование. Теория автоматического управления и смежные вопросы. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://model.exponenta.ru/bt/bt_contents.html.
3. Механическая часть тягового подвижного состава. Учебник для вузов / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин и др / Под. ред. И.В Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с
4. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р.В. Дуккипати. Пер. с англ. под ред. Н. А. Панькина. – М.: транспорт, 1988. – 391 с.
5. Ушкалов, В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько. – К.: Наук. думка, 1982. – 360 с.
6. Камаев, В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В.А. Камаев. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
7. Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование /Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 534 с.

«УТВЕРЖДАЮ»
 Главный инженер
 Дирекции по ремонту
 тягового подвижного состава



_____ Долбус А.А.
 _____ 2009г.

АКТ

**Проведения эксплуатационных испытаний
 Рельсосмазывающего поезда ГРС разработки РГУПС-СКЖД**

В соответствии с распоряжением о проведении испытаний рельсосмазывающего поезда ГРС разработки РГУПС-СКЖД №П-37/НЗт-р от 09.06.2009 г. 20 июня 2009 г. на участке Батайск-Синявская были проведены испытания рельсосмазывающего поезда.

Состав комиссии:

1. Руководитель испытаний – инженер службы локомотивного хозяйства СКЖД Чикунов С.А.
2. Гл. инженер ТЧ-6 Батайск – Мыльников В.Б.
3. Руководитель работ от РГУПС д.т.н., профессор Щербак П.Н.
4. Представитель РГУПС Фейзов Э.Э.

Погодные условия:

Испытания проводились в дневное время суток, сухая погода, температура воздуха 15....30⁰С.

Состав испытательного поезда:

Электровоз ВЛ80к №523, оборудованный 8 конструкциями систем гребнерельсосмазывания с ручным управлением давления в пневмосистеме.

Цель испытаний:

Оценка величины требуемого давления в воздушной магистрали Работа выполняется с целью количественной оценки эффективности применения рельсосмазывающего поезда в условиях эксплуатации. При этом должны быть оценены рабочие параметры давления в системе пневмопривода подачи смазочных стержней РАПС-2 для различной интенсивности нанесения смазки; определено количество смазки перенесенной на 1 км пути в зависимости от реализуемых режимов работы рельсосмазывающего

поезда. Должен быть оценен расход смазочных стержней РАПС-2 при реализуемых режимах работы рельсосмазывающего поезда, а также разработаны предложения по количеству приводов подачи для размещения их на электровозе.

Методика проведения испытаний:

1. Опытная поездка проводится на участке ст. Батайск – ст. Синявская.
2. Схема испытательного поезда состоит из электровоза ВЛ-80к, оборудованного приводами подачи смазочных стержней.
3. Испытания носят оценочный характер и состоят из задач количественной оценки параметров давления в системе пневмопривода подачи смазочных стержней РАПС-2 для различной интенсивности нанесения смазки; факта наличия и определения количества смазки перенесенной на 1 км пути в зависимости от реализуемых режимов работы рельсосмазывающего поезда. Оценивается расход смазочных стержней РАПС-2 при реализуемых режимах работы рельсосмазывающего поезда, оценивается количество необходимых приводов подачи для размещения их на электровозе.

Результаты и анализ данных

Для определения удельного расхода смазочных стержней был произведен учет параметров эксплуатационных испытаний, представленный в виде таблицы. Параметры, полученные в ходе испытаний, представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Учет параметров эксплуатационных испытаний

№ п/п (V _{ср.} , км/ч)	Давление, атм	Путь, км	Расход стержня конструкции АГРС абсолютный, l, мм, (удельный, q, г/км)								Σ q
			1 КП (лев.) (пр.)	2 КП (лев.) (пр.)	3 КП (лев.) (пр.)	4 КП (лев.) (пр.)	5 КП (лев.) (пр.)	6 КП (лев.) (пр.)	7 КП (лев.) (пр.)	8 КП (лев.) (пр.)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1 (50)	0,1	14 (24й-10й)	0,5 (0,01)	0,7 (0,02)	25 (0,67)	1,2 (0,03)	0,8 (0,02)	0,8 (0,02)	0,7 (0,02)	1 (0,03)	Σ(пр.)=0,72 Σ(лев.)=0,1
2 (43)	0,25	10 (10й-0й)	50 (1,88)	75> (2,81)	75> (2,81)	45 (1,69)	70> (2,63)	3 (0,11)	80> (3)	45 (1,69)	Σ(пр.)=10,32 Σ(лев.)=6,3
3 (67)	0,15	20 (1326й-1306й)	1 (0,02)	90 (1,69)	185 (3,47)	1 (0,02)	70 (1,31)	36 (0,68)	0	15 (0,28)	Σ(пр.)=4,8 Σ(лев.)=2,67

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4 (40)	0,15	12 (1306й- 1294й)	1 (0,03)	1 (0,03)	15> (0,47)	3 (0,09)	12 (0,38)	32> (1)	120 (3,75)	12 (0,38)	$\Sigma(\text{пр.})=4,63$ $\Sigma(\text{лев.})=1,5$
5 (65)	0,2	14 (1294й- 1280й)	3 (0,08)	10 (0,27)	55 (1,47)	1 (0,03)	12 (0,32)	58 (1,55)	70> (1,88)	13> (0,35)	$\Sigma(\text{пр.})=3,75$ $\Sigma(\text{лев.})=2,2$
6 (60)	0,2	14 (1280й- 1294й)	2 (0,05)	8 (0,21)	20 (0,54)	1 (0,03)	12 (0,32)	10 (0,27)	68 (1,82)	40 (1,07)	$\Sigma(\text{пр.})=2,73$ $\Sigma(\text{лев.})=1,58$
7 (65)	0,25	12 (1294й- 1306й)	20> (0,63)	58> (1,81)	120> (3,75)	10> (0,31)	65> (2,03)	65> (2,03)	60> (1,88)	160> (5)	$\Sigma(\text{пр.})=8,29$ $\Sigma(\text{лев.})=9,15$
8 (67)	0,25	20 (1306й- 1326й)	140 (2,63)	200> (3,75)	200> (3,75)	0	100 (1,88)	200> (3,75)	200> (3,75)	200> (3,75)	$\Sigma(\text{пр.})=12,01$ $\Sigma(\text{лев.})=11,25$
9 (55)	0,2	10 (0й- 10й)	60> (2,25)	200> (7,5)	200> (7,5)	50 (1,88)	85 (3,19)	200> (7,5)	200> (7,5)	160 (6)	$\Sigma(\text{пр.})=20,44$ $\Sigma(\text{лев.})=22,88$
10 (50)	0,1	14 (10й- 24й)	12 (0,32)	7 (0,19)	63 (1,69)	3 (0,08)	9 (0,24)	18 (0,48)	54 (1,45)	13 (0,35)	$\Sigma(\text{пр.})=3,7$ $\Sigma(\text{лев.})=1,1$

На основании данных, полученных в ходе испытаний, составлен график зависимости удельного расхода смазочного материала от давления в пневмосистеме, представленный на рисунке 1.

График показывает работоспособность системы в широком диапазоне значений давления в пневмосистеме. В ходе испытаний была решена проблема преодоления момента трения покоя в пневмоцилиндре при малых значениях давления. В статическом положении момент трения покоя в пневмоцилиндре преодолевается давлением в пневмосистеме около 0,4 – 0,6 атм. Эксплуатационные испытания подтвердили работоспособность системы в динамике. Ввиду наличия широкого спектра частот колебаний конструкции АГРС при движении электровоза со скоростью 30 км/ч и более, осевого перемещения колесной пары в пределах 0-мм момент трения покоя в пневмоцилиндре преодолевается давлением в пневмосистеме 0,05 – 0,1 атм.

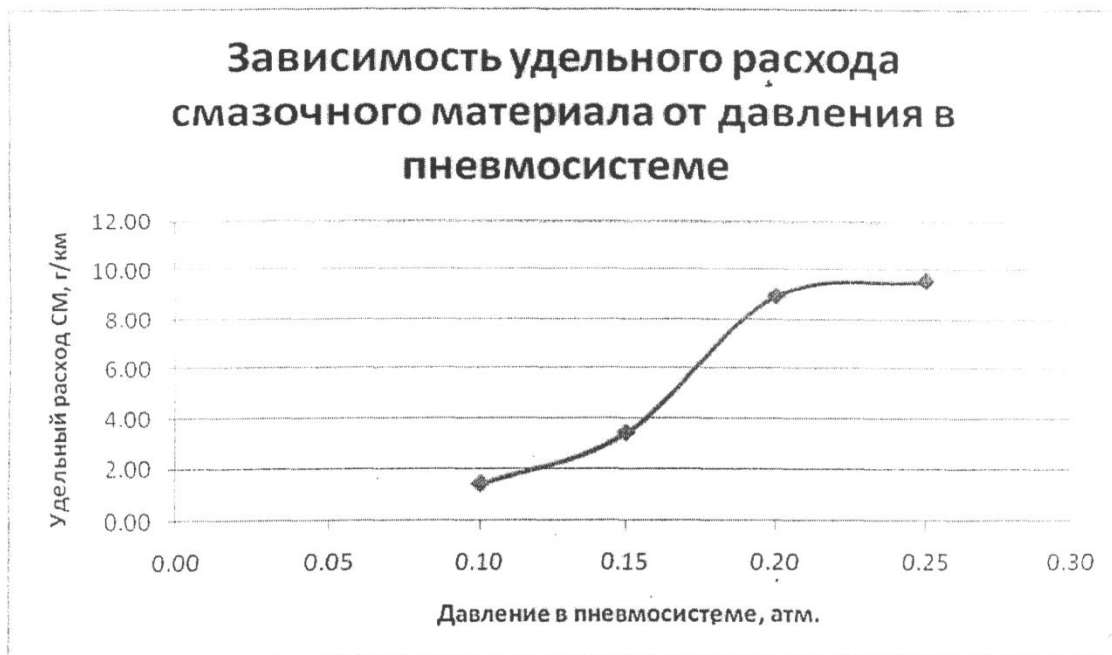


Рисунок 1 – График зависимости удельного расхода смазочного материала от давления в пневмосистеме.

Выводы и рекомендации:

В ходе эксплуатационных испытаний были произведены качественная и количественная оценка эффективности применения оборудования АГРС. Система АГРС показала свою работоспособность в условиях эксплуатации при различных режимах. Была получена зависимость расхода смазочных стрежней от давления в пневмосистеме. Также сформирован вывод о необходимости расположения привода АГРС на каждом из колес электровоза для максимальной эффективности работы системы в режимах гребнесмазывания и гребнерельсосмазывания.

Представители службы локомотивного хозяйства СКЖД:
 _____ Чикунов С.А.

_____ Мыльников В.Б.

Представители РГУПС:

_____ Щербак П.Н.

_____ Фейзов Э.Э.

А К Т**проверки хода сравнительных эксплуатационных испытаний
твердосмазочных стержней на базе ремонтного локомотивного депо
Минеральные Воды – Грузовое Дирекцией по ремонту ТПС**

«6 сентября 2010 г.»

Нами, комиссией в составе инженера СКТР Фейзова Э.Э., начальника ТЧР-20 Тенищева А.П., ТЧРМ-20 Малова Д.М., ТЧРМ-20 Бекетова А.И. проведена проверка хода сравнительных эксплуатационных испытаний твердосмазочных стержней на базе ремонтного локомотивного депо Минеральные Воды – Грузовое.

Проверкой установлено следующее:

1. Полученные ранее данные эксплуатационных испытаний твердосмазочных стержней (акт от 10 июня 2010 года и акт от 13 августа 2010 года) показали необходимость уточнения возможности взаимного влияния стержней Forsan Industrial и РАПС-2 друг на друга. На момент проверки подконтрольная группа маневровых тепловозов работает в несопоставимых условиях: ЧМЭ-3 №6022 по станции Беслан, ЧМЭ-3 №5829 по ст. Минеральные Воды, ЧМЭ-3 №6675 по станции Георгиевск. В связи с чем была проведена дополнительная оценка хода текущих сравнительных эксплуатационных испытаний твердосмазочных стержней.

2. Для установления факта наличия на гребнях колес того или иного вида смазочного материала (СМ), методом слепков подготовлены контрольные (эталонные) образцы СМ ForsanIndustrial (№1) и РАПС-2 (№2).

3. В условиях депо при неподвижном колесе путем механического натирания СМ при предварительном очищении поверхности гребня установлены принципиальные отличия образцов, которые могут служить маркерами. Образцы СМ Forsan Industrial (№1) представляют собой сухую порошковую массу. Образцы РАПС-2 (№2) представляют собой липкую вязкопластичную массу черного цвета с включениями полимерной стружки (см. Приложение 1 а, б). Следует отметить, что СМ Forsan Industrial (№1) практически не удерживается на поверхности гребня колеса, следовательно, имеет низкие адгезионные связи с металлом, что наиболее ярко выражено при загрязненной поверхности гребня.

4. В эксплуатационных условиях с гребней колес тепловоза ЧМЭ-3 №5829 были взяты контрольные образцы смазочных материалов Forsan Industrial. Всего по одному слепку с каждого колеса (см. Приложение 2).

5. Взятые контрольные образцы смазочных материалов сопоставлялись с эталонными образцами смазочных материалов Forsan Industrial (№1) и РАПС-2 (№2).

6. В ходе сопоставления образцов было установлено, что на гребнях колесных пар тепловоза №5829 с Forsan Industrial преобладает смесь смазочного материала РАПС-2 и загрязнителей. Следов СМ Forsan Industrial на гребнях колес локомотива не обнаружено.

7. На станционных путях по ходу движения тепловозов также зафиксировано наличие смеси СМ РАПС-2 и загрязнителей (см. Приложение 3).

Выводы:

Программа испытаний твердосмазочных стержней требует серьезной корректировки в части получения достоверных результатов по влиянию твердосмазочных стержней на контролируемые параметры - интенсивность износа колесных пар и расход стержней. Это обусловлено фактическими

условиями испытаний, при которых величина износа и расхода стержней формируется в основном под влиянием СМ РАПС-2, который в доминирующем количестве находится на гребнях колесных пар маневровых тепловозов и на рельсах по пути их следования.

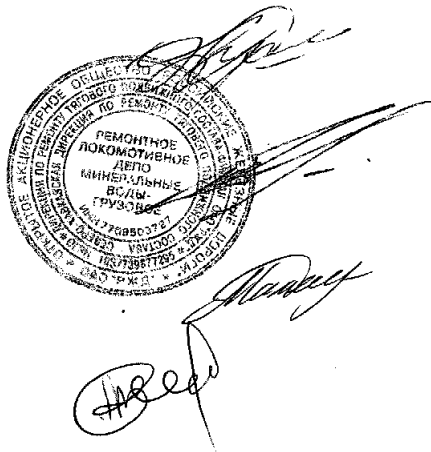
Подписи:

Инженер СКТР

ТЧР-20

ТЧРМ-20

ТЧРМ-20



Э.Э. Фейзов.

А.П. Тенищев

Д.М. Малов

А.И. Бекетов

Образец очищенного гребня колеса



Образец Forsan Industrial

на гребне колеса

Образец РАПС-2

на гребне колеса

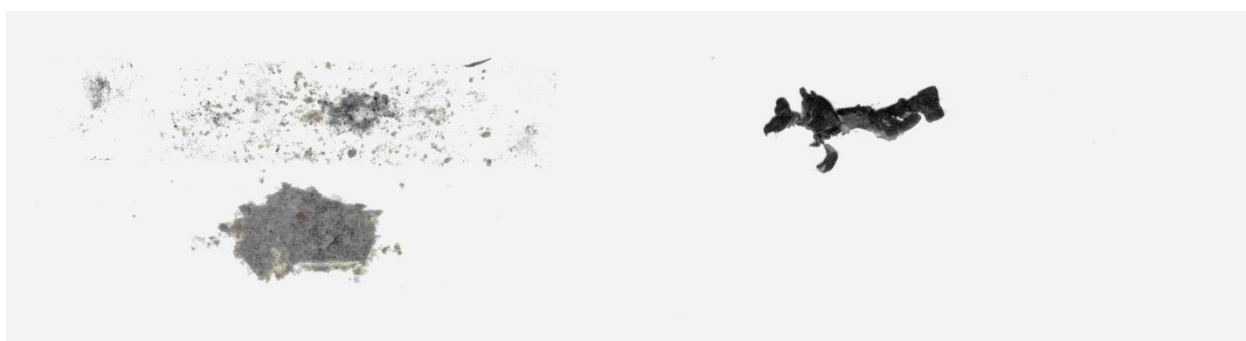


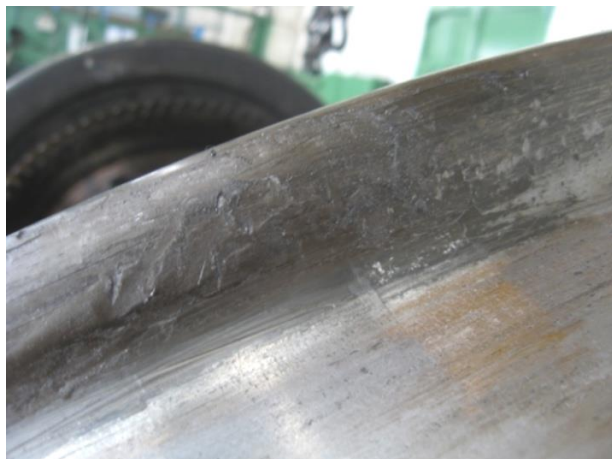
Образец смазочного материала

Forsan Industrial

Образец смазочного материала

РАПС-2





Смазочный материал РАПС-2 на гребне колеса (визуальный контроль)



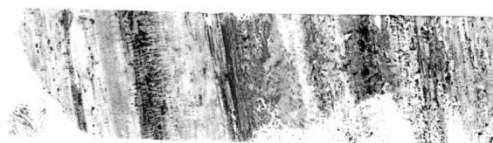
Смазочный материал Forsan Industrial на гребне колеса (визуальный контроль)

Слепки с гребней колес ЧМЭ-3 №5829

1
лев.



1
прав.



2
лев.



2
прав.



3
лев.



3
прав.



4
лев.



4
прав.



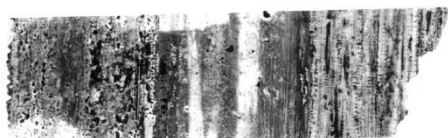
5
лев.



5
прав.



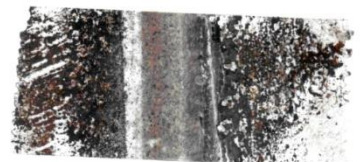
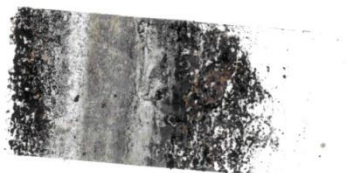
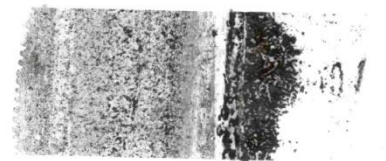
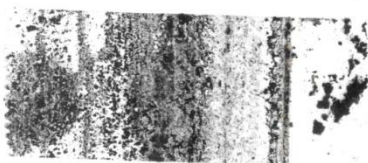
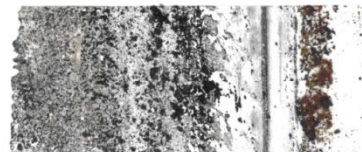
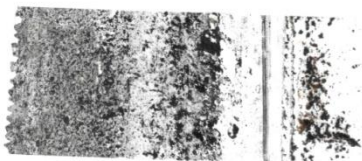
6
лев.



6
прав.



Образцы слепков со станционных путей



Расчет экономического эффекта.

П1.1 Исходные данные

При определении расчетных значений годового эффекта использовались фактические и прогнозируемые значения показателя ресурса колесных пар одного локомотива, эффект же от внедрения проекта прямопропорционален количеству оборудованных локомотивов (1500 ед.). Основные исходные данные и показатели, необходимые для проведения расчетов, даны в таблице 1.

Таблица П1.1 - Основные ресурсосберегающие показатели

№	Наименование Показателя	Условное обозначение	Ед.измерения	До внедрения	После внедрения
				2013год	2014год
1	2	3	4	5	6
Локомотивы					
	Средний ресурс колесных пар	К	тыс.км	300	600
	Средний годовой пробег локомотива	L	тыс.км	100	100
	Средний срок службы колесных пар	T	лет	3	6
	Количество обточек бандажей в среднем в год	N	раз	3,84	2,12
	Стоимость смены бандажей к. пары	Сб	руб.	30000	30000
	Стоимость обточки	Соб	руб/к.п.	3000	3000
	Единовременные затраты на оснащение	З _{ед}	тыс.руб	-	47,00
	Затраты на расх. материалы и ТО	З _{рто}	тыс.руб	-	27,2
	Амортизационные отчисления	З _а	тыс.руб	-	4,7

П1.2 Единовременные затраты

Затраты на оснащение одного электровоза с учетом монтажа – 47,00 тыс.руб.

П1.3 Амортизационные отчисления

Амортизационные отчисления оборудования установленного на один локомотив – 4,7 тыс.руб.

П1.4 Затраты на расходные материалы и тех. обслуживание

Текущие затраты на эксплуатацию одного локомотива оснащенного гребнесмазывателями включают:

Затраты на стержни РАПС (1500 шт.) – 1500шт.*15руб=22500 руб. = 22,5 тыс.руб.

Затраты на обслуживание гребнесмазывателя (10% от балансовой стоимости оборудования) – 4,7 тыс. руб.

Общие затраты на расходные материалы и тех. обслуживание составят 27,2 тыс. руб.

П1.5 Экономия эксплуатационных расходов от увеличения ресурса бандажей.

Экономия от увеличения ресурса бандажей $\Delta Иб_1$ складывается из экономии от увеличения ресурса бандажей $\Delta Иб_{11}$ и снижения обточек по износу гребня $\Delta Иб_{12}$.

Расчетная формула:

$$\Delta Иб_1 = \Delta Иб_{11} + \Delta Иб_{12}$$

где $\Delta Иб_{11}$ - экономия за счет уменьшения расхода бандажей;

$\Delta Иб_{12}$ - экономия на обточках.

П1.5.1 Экономия от повышения ресурса бандажей происходит за счет снижения необходимого количества бандажей и снижения затрат на обточку в год и рассчитывается по формуле:

$$\Delta Иб_{11} = Сб \cdot Пб \cdot (1/T_{до} - 1/T_{после});$$

где $Сб$ - стоимость смены бандажей к. пары;

$Пб$ - количество колесных пар расчетной единицы подвижного состава;

$T_{до}$, $T_{после}$ - сроки службы бандажа, до и после внедрения (лет).

П1.5.2 Экономия от уменьшения количества обточек обеспечивается за счет снижения износа гребней колесных пар и соответствующего уменьшения кол-ва обточек за год и рассчитывается по формуле:

$$\Delta Иб_{12} = C_{обт} \cdot Пб \cdot (N_{до} - N_{после})$$

где $C_{обт}$ - цена обточки;

$N_{до}$, $N_{после}$ - количество обточек бандажей колесных пар в среднем в год до и после внедрения.

Результаты расчета экономии от снижения расхода бандажей сведем в таблицу 2.

Таблица П5.2

Наименование показателя	Условное обозначение	Единицы измерения	Результаты расчетов
1	2	3	4
Экономия от увеличения срока службы бандажей	$\Delta Иб_{11}$	руб.	$30000 \cdot 8 \cdot (1/3 - 1/6) = 40000,00$
Экономия от уменьшения количества обточек	$\Delta Иб_{12}$	руб.	$3000 \cdot 8 \cdot (3,84 - 2,12) = 41280,00$
Общая экономия	$\Delta Иб_1$	руб.	81 280,00

П1.6. Расчет экономии от снижения расхода топлива и электроэнергии

Применение гребнесмазывателей позволяет снижать сопротивление движению локомотива в кривых участках пути как минимум на 1%.

Экономия тяговой энергии для подвижной единицы, оснащенной гребнесмазывателями ГРС, рассчитывается по формуле:

$$\Delta Иэ = L_k \cdot M \cdot C_{уд} \cdot \Delta H \cdot T_p,$$

где L_k – годовой пробег тяговой единицы по участкам кривых пути (принимаем

30000км из расчета 30% кол-ва кривых на пути следования), км.

М- масса тяговой единицы (тонн)

Суд- удельный расход электроэнергии на тягу локомотива (кВтч/ткм)

ΔН- экономия одной тяговой единицей тяговой энергии

Тр- тариф одного кВт ч или кг дизельного топлива (руб.)

$$\Delta ИЭ = 30000 \text{ км} \cdot 200 \text{ тонн} \cdot 0,016 \text{ кВтч/ткм} \cdot 0,01 \cdot 2,1 \text{ руб.} = 2016 \text{ руб.}$$

Общая экономия по расчетам пунктов 1.5. – 1.6 составит:

$$\Delta Э = \Delta ИБ_{11} + \Delta ИБ_{12} + \Delta ИЭ = 40\ 000 + 41280 + 2016 = 83296,00 \text{ руб.}$$

Общие единовременные затраты на оснащение локомотива с учетом монтажа составят: 47000 руб.

Текущие затраты на эксплуатацию составят: $Z_{\text{рто}} = 27200$ руб.

П1.7 Расчет экономического эффекта, срока окупаемости затрат.

2013 год принят в качестве расчетного и соответствует началу эксплуатации системы. Сопоставление затрат проводится за жизненный цикл системы и определяется по формуле: $\Delta t = R_t - Z_t$

где R_t - экономия годовых эксплуатационных расходов (Δt);

Z_t - затраты, связанные с внедрением системы (сумма единовременных затрат ($Z_{\text{ед}}$), а также текущих годовых затрат ($Z_{\text{тек}}$) на эксплуатацию системы.

Разновременные затраты, приведенные к расчетному году: $\alpha_t = (1+E)^{-t}$

где t - количество лет, относительно расчетного года;

α_t - коэффициент приведения затрат (к расчетному году);

$E=0,1$ – значение нормы дисконта;

Чистый доход по проекту (ЧД): $410,8 \text{ тыс.руб.} \cdot 1500 \text{ ед.} = 616\ 200 \text{ тыс.руб.}$

Чистый дисконтированный доход по проекту (ЧДД):

$$262,0 \text{ тыс.руб.} \cdot 1500 \text{ ед.} = 393\ 000 \text{ тыс.руб.}$$

Простой срок окупаемости проекта – 1,03 год

Прогнозируемый денежный поток по инвестиционному потоку за срок службы оборудования приведен в табл. П5.3.

Прогнозируемый денежный поток по проекту "Внедрение технологии ГРС-РАПС"

Таблица П5.3

Наименование показателей	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022
Доходы по проекту	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3
Операционные расходы по проекту	27,2	27,2	27,2	27,2	27,2	27,2	27,2	27,2	27,2	27,2
Остаточная стоимость ГРС										
на начало года	47	42,3	37,6	32,9	28,2	23,5	18,8	14,1	9,4	4,7
на конец года	42,3	37,6	32,9	28,2	23,5	18,8	14,1	9,4	4,7	0
Налог на имущество	0,09823	0,08789	0,07755	0,06721	0,05687	0,04653	0,03619	0,02585	0,01551	0,00517
Амортизация ГРС (10%)	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7
Валовая прибыль	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4
Налогооблагаемая прибыль	51,30177	51,31211	51,32245	51,33279	51,34313	51,35347	51,36381	51,37415	51,38449	51,39483
Налог на прибыль	10,26035	10,26242	10,26449	10,26656	10,26863	10,27069	10,27276	10,27483	10,2769	10,27897
Денежный поток от операционной деятельности	45,74142	45,74969	45,75796	45,76623	45,7745	45,78278	45,79105	45,79932	45,80759	45,81586
Денежный поток от инвестиционной деятельности	47									
Чистый денежный поток по проекту	-1,25858	45,74969	45,75796	45,76623	45,7745	45,78278	45,79105	45,79932	45,80759	45,81586
Чистый денежный поток по проекту нарастающим итогом	-1,3	44,5	90,2	136,0	181,8	227,6	273,4	319,2	365,0	410,8
Ставка дисконтирования	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%
Коэффициент дисконтирования	1	0,91	0,83	0,75	0,68	0,62	0,56	0,51	0,47	0,42
Дисконтированный денежный поток	-1,25858	41,63222	37,97911	34,32467	31,12666	28,38532	25,64299	23,35765	21,52957	19,24266
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом	-1,3	40,4	78,4	112,7	143,8	172,2	197,8	221,2	242,7	262,0
простой срок окупаемости	1,03									
дисконтированный срок окупаемости	1,03									

Динамика изменения денежных потоков проекта в расчете на один ЛОКОМОТИВ

