

Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Омский государственный университет путей сообщения
(ОмГУПС (ОМИИТ))

На правах рукописи



СЕРЯКОВ Кирилл Олегович

**УЛУЧШЕНИЕ ТЯГОВЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ
ЛОКОМОТИВА НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ЕГО МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ**

Специальность 2.9.3. Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
доктор технических наук,
профессор В.А. Николаев

ОМСК 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАГИСТРАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	13
1.1 Отказы механического оборудования электроподвижного состава и причинно-следственные связи их возникновения	14
1.2 Анализ способов повышения тяговых свойств локомотива.....	23
1.3 Анализ исследований по совершенствованию тяговых и динамических свойств локомотивов	28
1.4 Выводы.....	32
1.5 Цель и задачи исследования.....	34
2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ЛОКОМОТИВ – ПУТЬ» С КОМПЕНСИРУЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ В БУКСОВОЙ СТУПЕНИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ	36
2.1 Выбор модели железнодорожного пути.....	36
2.2 Выбор модели неровности и спектральной плотности случайного возмущения.....	40
2.3 Формирование математической модели магистрального локомотива с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания.....	45
2.4 Продольная динамика узлов электровоза.....	56
2.4.1 Влияние технического состояния колес и условий их контактирования с рельсами на реализацию силы тяги.....	56
2.4.2 Математическая модель продольной динамики локомотива.....	63
2.5 Выводы.....	73
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ БУКСОВОЙ СТУПЕНИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПЕНСИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКИЕ И ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА.....	74

3.1 Обоснование необходимости модернизации рессорного подвешивания и выбор типа компенсирующего устройства.....	74
3.2 Сравнительная оценка разброса сил взаимодействия в системе «колесо-рельс» локомотивов с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием.....	79
3.2.1 Результаты расчета параметров вертикальной динамики локомотива с использованием модели неровности профессора А. И. Беляева.....	80
3.2.2 Результаты расчета параметров вертикальной динамики локомотива с использованием модели неровности профессора В. А. Камаева.....	86
3.2.3 Результаты расчета параметров вертикальной динамики локомотива с использованием модели неровности профессора Н. Н. Кудрявцева.....	91
3.2.4 Сравнительная оценка тяговых свойств электровоза 2ЭС6 с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием	96
3.3 Оценка достоверности математической модели колебаний локомотива по результатам вибрационных испытаний.....	104
3.4 Физическое моделирование колебаний локомотива с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания.....	107
3.5 Выводы.....	113
4 АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОРПУСА И ОПОРНЫХ УЗЛОВ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЕГО УЗЛА ПОДВЕШИВАНИЯ К РАМЕ ТЕЛЕЖКИ.....	116
4.1 Силы, действующие на колесно-моторный блок и систему подвешивания тягового электродвигателя.....	116
4.2 Конструктивные особенности различных систем крепления тягового электродвигателя.....	118
4.2.1 Траверсная подвеска.....	118
4.2.2 Маятниковая подвеска.....	120
4.2.3 Подвеска типа «Серьга».....	122

4.3 Расчетная схема типовой конструкции подвешивания ТЭД и ее причинно-следственная связь с возникновением трещин в остовах и бобышках крепления опор.....	124
4.4 Разработка новой конструкции подвески поводка и оценка ее влияния на напряженно-деформированное состояние узлов ТЭД.....	138
4.5 Выводы.....	143
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	144
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	147
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	148
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Копия патента на изобретение.....	159
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Копии свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ.....	160
ПРИЛОЖЕНИЕ В – Акты об использовании результатов диссертации.....	163

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В последние годы на сети Российских железных дорог существует заметная тенденция к увеличению массы грузовых поездов и интенсификации пассажирских перевозок при сохранении постоянного акцента на обеспечение максимального уровня безопасности на перевозках. В результате перед локомотивной отраслью лежит важнейшая ответственность за обеспечение надежности и безупречного функционирования локомотивного парка.

Распоряжением Правительства Российской Федерации от 27 ноября 2021 г. № 3363-р утверждена «Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года», в которой выделена проблема обновления парка тягового подвижного состава и продления его срока службы. Отмечается, что значительная часть парка локомотивов находится за пределами назначенного срока службы (без учета дополнительного срока службы после продления) и потребует замены на горизонте до 2035 года. При этом объем грузовых перевозок железнодорожным транспортом при консервативном сценарии реализации стратегии должен возрасти с 1279 млн. тонн в 2019 г. до 1703 млн. тонн в 2035 г. [1].

ОАО «РЖД» в рамках реализации вышеназванной стратегии проводит активную политику обновления парка тягового подвижного состава, в частности электровозов (ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ85, ЧС2) на современные электровозы (2ЭС6, 2ЭС10, ЭП2К, 2ЭС4К, 2ЭС7, 3ЭС5К и др.), которые обладают большей мощностью и обеспечивают вождение поездов повышенной массы и длины.

Повышение массы поезда требует комплексного решения широкого круга задач, среди которых первостепенное значение имеет снижение износа колес железнодорожных экипажей и рельсов, а также усиление тяговых свойств локомотивов. Основным средством снижения износа колес и рельсов является эффективное рессорное подвешивание экипажа, обеспечивающее его надежную защиту от виб-

рациональных воздействий, стабилизацию силы давления колеса на рельс и снижение интенсивности накопления расстройств верхнего строения пути. Стабилизация силы давления колеса на рельс, в свою очередь, обеспечивает улучшение тяговых свойств локомотива.

Основное конструктивное отличие рессорных подвешиваний современных локомотивов заключается в наличии многофункциональных винтовых пружин кузовной ступени и в отсутствии в буксовой ступени рессорного подвешивания листовых рессор (в комбинации с пружинами). Недостаточный статический прогиб буксовой ступени обрессоривания новых грузовых электровозов, выполненной в виде винтовых пружин и гидродемпферов, а также несовершенство конструкции маятникового подвешивания тягового электродвигателя (ТЭД) являются причинами повышения уровня силового взаимодействия локомотива и пути, что, в свою очередь, приводит к увеличению виброн нагруженности узлов электровоза, к повышенному изнашиванию бандажей колес и рельсов, к увеличению разброса давления колеса на рельс и, как следствие, к снижению реализуемой силы тяги.

Так по электровозам серии 2ЭС6 «Синара» приписного парка локомотивного депо «ГЧЭ-12 Тайга» Западно-Сибирской железной дороги за период с 2021 по 2024 годы зафиксированы повышенный уровень вибрации, усталостные трещины в узлах опирания моторно-осевых подшипников, серьезный износ бандажей колесных пар, а также возросший износ рельсов. Наибольшее количество неисправностей оборудования экипажной части электровозов приходится на дефекты поверхности катания колесной пары локомотива (более 50% от общего числа неисправностей). Общее количество обточек колесных пар для локомотивов 2ЭС6 в 2024 г. по сравнению с 2023 г. возросло с 5146 до 6144 (на 19,39 %) при увеличении линейного пробега на 1,06 %.

Следовательно, задача улучшения тяговых и динамических свойств локомотива на основе совершенствования его механической части является актуальной.

Степень разработанности темы. Повышению показателей тяговых и динамических свойств подвижного состава посвящены работы Д. Я. Антипина, А. И. Беляева, И. В. Бирюкова, Е. П. Блохина, Ю. П. Бороненко, М. Ф. Вериги,

С. В. Вершинского, И. В. Волкова, И. И. Галиева, В. Е. Гозбенко, А. В. Гриценко, В. Н. Данилова, Д. Г. Евсеева, А. С. Евстратова, Н. Е. Жуковского, А. А. Зарифьяна, И. П. Исаева, А. А. Камаева, В. А. Камаева, В. И. Киселева, А. Я. Когана, В. А. Кручека, А. С. Космодамианского, В. С. Коссова, С. М. Куценко, В. А. Лазаряна, А. А. Львова, В. Б. Медея, О. В. Мельниченко, В. Б. Мещерякова, Г. С. Михальченко, В. А. Нехаева, В. А. Николаева, А. М. Орловой, Н. А. Панькина, М. П. Пахомова, Г. И. Петрова, Н. П. Петрова, Д. Ю. Погорелова, А. А. Пугачева, О. Е. Пудовикова, Ю. С. Ромена, Е. К. Рыбникова, А. Н. Савоськина, В. А. Симонова, А. М. Соколова, М. М. Соколова, Т. А. Тибилова, С. П. Тимошенко, В. Ф. Ушкалова, В. П. Феоктистова, В. Н. Филиппова, А. П. Хоменко, А. А. Хохлова, В. Д. Хусидова, И. И. Челнокова, Ю. М. Черкашина, С. Г. Шантаренко и других авторов. Следует отметить труды таких зарубежных ученых как В. Гарг, Р. Дуккипати, Г. Марье, А. де Патер, Дж. Калкер, Ф. Картер, Т. Мацудайра, Г. Шеффель, Е. Шперлинг, Х. Хейман.

В настоящее время возможности улучшения показателей тяговых и динамических свойств локомотивов, рессорное подвешивание которых основано на применении пружин и демпферов, практически исчерпаны. Решение проблемы может быть найдено на основе создания рессорного подвешивания, принцип действия которого основан на применении полуактивных и активных средств виброзащиты для компенсации внешних возмущений, которые нашли достаточно широкое практическое применение в наземной технике. К числу первых работ в этом направлении можно отнести исследования С. М. Куценко и Т. А. Тибилова. Однако на подвижном составе ОАО «РЖД» такие системы применения по ряду причин пока не нашли. Поэтому необходимы теоретические и прикладные исследования для создания эффективных систем виброзащиты подвижного состава, обеспечивающих повышение показателей его тяговых и динамических свойств в соответствии с современными требованиями.

Цель диссертационной работы – улучшение показателей динамических качеств и повышение тяговых свойств электровоза 2ЭС6 за счет совершенствования подвешивания тягового электродвигателя и применения компенсирующих устройств в буксовой ступени рессорного подвешивания.

Для достижения поставленной цели решались **следующие задачи:**

1) рассмотреть статистику неисправностей механической части электровоза 2ЭС6 и выполнить анализ исследований по совершенствованию динамических и тяговых качеств локомотивов;

2) обосновать выбор возмущающих воздействий со стороны рельсового пути, сформировать математические модели вертикальных и продольных колебаний электровоза 2ЭС6 с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания;

3) провести сравнительную оценку динамических и тяговых качеств электровоза 2ЭС6 с типовой и усовершенствованной схемами буксовой ступени рессорного подвешивания с учетом различных вариантов возмущающих воздействий, состояния пути и скорости движения локомотива, оценить достоверность теоретических исследований;

4) усовершенствовать узел подвешивания тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 и оценить влияние этой модернизации на динамическую нагруженность ТЭД.

Объект исследования – магистральный грузовой электровоз 2ЭС6 «Синара».

Направления исследований – динамические и тяговые качества локомотива.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

1) сформированы математические модели вертикальных и продольных колебаний локомотива с типовой и усовершенствованной схемами буксовой ступени рессорного подвешивания, отличающиеся учетом нелинейной жесткости компенсирующего устройства и влияния проскальзывания колес на тяговые качества локомотива;

2) разработан метод сравнительной оценки динамических и тяговых качеств электровоза 2ЭС6 с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием с учетом выбранных типов возмущающих воздействий, состояния пути и скорости движения локомотива;

3) предложена математическая модель горизонтальной динамики тележки локомотива, позволяющая выполнять оценку влияния узла подвешивания ТЭД на его динамическую нагруженность при прохождении локомотивом криволинейных участков пути.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Разработана методология повышения динамических и тяговых качеств локомотивов за счет совершенствования конструкции узла подвешивания ТЭД и буксовой ступени рессорного подвешивания.

Сформированные математические модели вертикальных и продольных колебаний локомотивов серии 2ЭС6 «Синара» и математическая модель горизонтальной динамики тележки локомотива реализованы в форме программ расчета показателей динамики на ЭВМ и позволяют выполнять оценку влияния предлагаемых технических решений на показатели динамических и тяговых качеств локомотивов.

Предложенная усовершенствованная конструкция узла подвешивания тягового электродвигателя позволяет улучшать показатели динамической нагруженности ТЭД.

Сформированная имитационная 3D модель тягового электродвигателя локомотива может быть использована при исследовании напряженного состояния корпуса ТЭД и опорных узлов КМБ с учетом динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации.

Применение предложенного компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания позволит повышать динамические и тяговые свойства локомотива и стабилизировать давление колесных пар на рельсы.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования основаны на методах аналитической механики Лагранжа; теории колебаний и виброзащиты; теории нелинейных дифференциальных уравнений. Математическое моделирование выполнялось с использованием ПЭВМ с применением программных продуктов Mathcad и Microsoft Excel. Лабораторные исследования проведены на основе теории подобия и размерностей и теории планирования эксперимента. Измерения осуществлялись с применением сертифицированного регистратора ускорений Extech VB300 в лаборатории ФГБОУ ВО «ОмГУПС». Обработка экспериментальных данных проводилась на основе методов математической статистики в редакторе электронных таблиц Microsoft Excel.

Основные положения, выносимые на защиту:

- 1) математические модели вертикальных и продольных колебаний локомотива с типовой и усовершенствованной схемами буксовой ступени рессорного подвешивания, учитывающие нелинейную жесткость компенсирующего устройства и влияния проскальзывания колес на тяговые качества локомотива;
- 2) метод сравнительной оценки динамических и тяговых качеств электровоза 2ЭС6 с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием с учетом выбранных типов возмущающих воздействий, состояния пути и скорости движения локомотива;
- 3) математическая модель горизонтальной динамики тележки локомотива, позволяющая выполнять оценку влияния предлагаемого варианта узла подвешивания ТЭД на его динамическую нагруженность при прохождении локомотивом криволинейных участков пути.

Степень достоверности научных положений и результатов диссертационной работы обоснована теоретически и подтверждена результатами экспериментов, проведенных в лаборатории ФГБОУ ВО «ОмГУПС», и данными вибрационных испытаний электровозов, полученными сотрудниками ОАО «НИКТИ» в локомотивном депо ТЧЭ-14 Белово. Расхождение результатов теоретических и экспериментальных исследований составляет не более 11 %.

Апробация результатов работы. Основные положения, выводы и рекомендации работы докладывались и обсуждались на IV всероссийской студенческой научной конференции с международным участием «Студент: наука, профессия, жизнь» (Омск, 2017); VI, VII и VIII всероссийских научно-технических конференциях с международным участием «Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов» (Омск, 2021, 2022, 2024); VIII международной конференции «Проблемы механики современных машин» (Улан-Удэ, 2022); XVI, XVII, XVIII и XIX научных конференциях, посвященных Дню Российской науки «Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте» (Омск, 2022, 2023, 2024, 2025); VI, VII и VIII межведомственных научно-практических конференциях «Транспортные

средства специального назначения: разработка, производство и модернизация» (Омск, 2022, 2023, 2024); VI всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава (Ремонт и Динамика 23)» (Омск, 2023); IX международной научно-технической конференции, посвященной 150-летию со дня рождения профессора Я. М. Гаккеля и 100-летию создания тепловоза Щэл1 «Локомотивы. Электрический транспорт – XXI век» (Санкт-Петербург, 2024); VIII всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции «Образование – наука – производство» (Чита, 2024); на заседаниях кафедры «Теоретическая и прикладная механика» ОмГУПС (Омск, 2024, 2025); на заседании постоянно действующего научно-технического семинара Омского государственного университета путей сообщения по экспертизе и обсуждению диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, ученой степени доктора наук по научным специальностям технических отраслей науки (Омск, 2025).

Реализация результатов работы.

В сервисном локомотивном депо «Московка» – филиале ООО «СТМ-Сервис» приняты к использованию технические решения по совершенствованию подвески тягового двигателя к раме тележки при ремонте локомотивов;

В Западно-Сибирской дирекции тяги – структурном подразделении Дирекции тяги – филиала ОАО «РЖД» приняты к использованию математические модели динамики локомотива при разработке режимных карт вождения тяжеловесных и длинносоставных поездов.

Личный вклад соискателя. Выполнение работ по математическому моделированию и расчету показателей динамических и тяговых качеств, разработка программ расчета показателей динамики на ЭВМ, разработка имитационной 3D модели тягового электродвигателя локомотива, а также выполнение значительной части экспериментальных исследований, проведенных в лаборатории ФГБОУ ВО «ОмГУПС». Основные научные положения и результаты, изложенные в диссертации, получены автором самостоятельно.

Публикации. По результатам проведенных исследований опубликована 31 печатная работа, в том числе три научные статьи в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России, один патент РФ на изобретение и три программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка литературы из 114 наименований, трех приложений и содержит 167 страниц, 66 рисунков, 16 таблиц.

1 АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАГИСТРАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В современных условиях железнодорожный транспорт является одним из важнейших звеньев экономической и военной безопасности России. Объем работы, выполняемой тяговым подвижным составом, постоянно растёт, что, в свою очередь, вызывает необходимость повышения требований к его надежности в условиях эксплуатации, а также улучшения системы обслуживания и ремонта [1].

Повышение массы поезда требует комплексного решения широкого круга задач, среди которых первостепенное значение имеет снижение износа колес железнодорожных экипажей и рельсов, а также усиление тяговых свойств локомотивов. Основным средством снижения износа колес и рельсов является эффективное рессорное подвешивание экипажа, обеспечивающее его надежную защиту от вибрационных воздействий, стабилизацию силы давления колеса на рельс и снижение интенсивности накопления расстройств верхнего строения пути. Стабилизация силы давления колеса на рельс, в свою очередь, обеспечивает улучшение тяговых свойств локомотива.

Основное конструктивное отличие рессорных подвешиваний современных локомотивов заключается в наличии многофункциональных винтовых пружин кузовной ступени и в отсутствии в буксовой ступени рессорного подвешивания листовых рессор (в комбинации с пружинами). Недостаточный статический прогиб буксовой ступени обрессоривания новых грузовых электровозов, выполненной в виде винтовых пружин и гидродемпферов, а также несовершенство конструкции маятникового подвешивания тягового электродвигателя (ТЭД) являются причинами повышения уровня силового взаимодействия локомотива и пути, что, в свою очередь, приводит к увеличению виброн нагруженности узлов электровоза, к повышенному изнашиванию бандажей колес и рельсов, к увеличению разброса давления колеса на рельс и, как следствие, к снижению реализуемой силы тяги.

1.1 Отказы механического оборудования электроподвижного состава и причинно-следственные связи их возникновения

В последние годы на сети Российских железных дорог существует заметная тенденция к увеличению массы грузовых поездов и интенсификации пассажирских перевозок при сохранении постоянного акцента на обеспечение максимального уровня безопасности на перевозках. В результате перед локомотивной отраслью лежит важнейшая ответственность за обеспечение надежности и безупречного функционирования локомотивного парка.

Надежность элементов ходовой части локомотива является важным фактором, влияющим на безопасность движения. Экипажная часть локомотива обеспечивает движение состава и служит для реализации тяговых и тормозных сил, создаваемых электровозом. Кроме того, узлы экипажной части воспринимают динамические нагрузки, возникающие при движении электровоза по криволинейным и прямым участкам железнодорожных путей. Для обеспечения бесперебойной и безаварийной работы элементы ходовой части должны обладать достаточной прочностью и соответствовать как требованиям безопасности движения, так и правилам технической эксплуатации железных дорог. При этом экипажная часть локомотива всегда должна оставаться в исправном состоянии и эксплуатационной работоспособности, а также обеспечивать возможность осуществления ремонта отдельных её частей. Более того, исправное техническое состояние экипажной части напрямую влияет на обеспечение перевозочного процесса и его экономическую эффективность, так как эксплуатация подвижного состава с неисправностями экипажа невозможна, а для восстановления большинства узлов ходовой части локомотива необходимо проводить масштабные монтажно-демонтажные работы в условиях депо, требующие вывода локомотива из эксплуатации.

Для предотвращения простоев локомотивов в ремонтных депо вследствие возникших неисправностей экипажной части, важно проводить статистический анализ отказов её основных узлов. Данная процедура позволяет прогнозировать

ресурс экипажной части и предотвращать появление критических дефектов, которые могут привести к выводу локомотива из эксплуатации или даже крушению поезда. Также, проведение анализа неисправностей помогает в разработке методов и рекомендаций по модернизации экипажной части с целью повышения её надежности и безопасности движения в целом.

В качестве объекта исследования были выбраны электровозы 2ЭС6 приписного парка депо «ТЧЭ-12 Тайга» Западно-Сибирской железной дороги (далее – депо А). Согласно полученным статистическим данным за 2024 год случаи выхода из строя механического оборудования электровозов 2ЭС6 находятся на третьем месте по количеству неисправностей – 144 случая на 1 млн. км пробега, что составляет 8,5 % от общего количества unplanned ремонтов (рисунок 1.1).

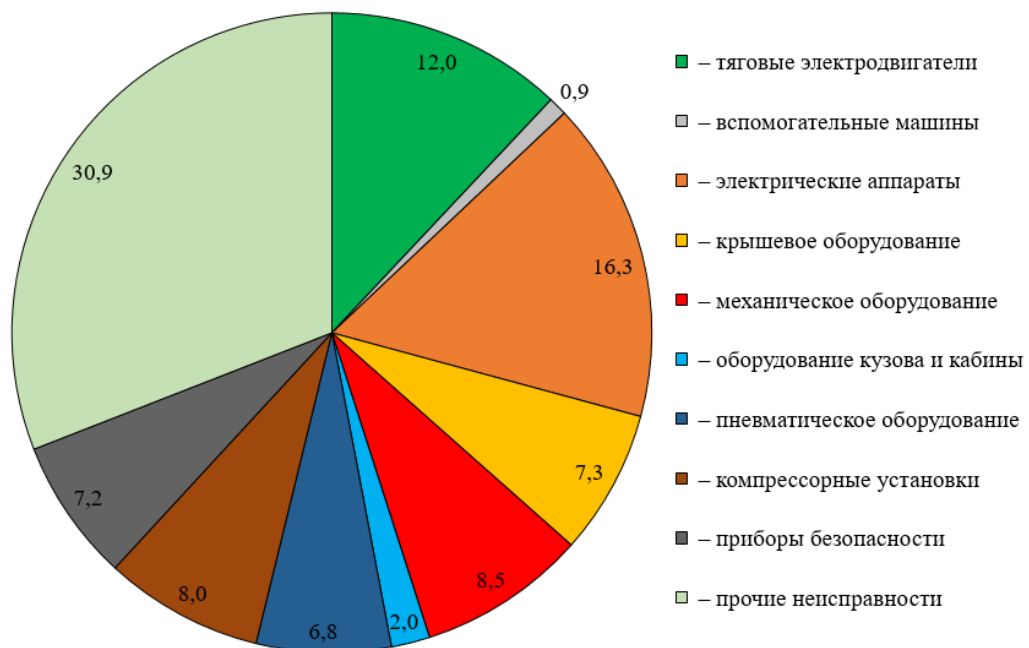


Рисунок 1.1 – Количество отказов оборудования электровозов 2ЭС6 за 2024 год (в процентах от общего числа)

Основная масса дефектов механической части приходится на бандажи колесных пар и опорные узлы тяговых электродвигателей [2], к числу которых относятся моторно-осевые подшипники (МОП). Распределение неисправностей колесных пар представлено в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Неисправности колесных пар электровозов 2ЭС6 приписного парка депо А

Дефект	Количество обточек (по годам)			
	2021	2022	2023	2024
По износу бандажа	2	7	16	10
По ползунам	1	1	2	1
По разнице диаметров	3	3	4	2
По кольцевой выработке	1	3	3	0
Излом болта корпуса МОП	14	20	21	53
Излом корпуса МОП	0	1	1	2
Неисправность подшипника МОП	4	4	2	6
Итого	25	39	49	74

Статистика отказов [3] свидетельствует о том, что конструкция механической части современных локомотивов имеет ряд недостатков. Существующее рессорное подвешивание, выполненное в виде винтовых пружин и гидродемпферов, характеризуется недостаточным статическим прогибом буксовой ступени, который составляет всего 75 мм. Причиной повышения уровня силового взаимодействия локомотива и пути является также несовершенство конструкции маятникового подвешивания тягового электродвигателя, что в свою очередь приводит к увеличению вибронагруженности узлов электровоза, к повышенному изнашиванию бандажей колес и рельсов, к увеличению разброса давления колеса на рельс и, как следствие, – к снижению реализуемой силы тяги.

К отказам поводков подвески ТЭД приводят выдавливание резины за торец головки поводка, трещины и отслоения полиуретанового уплотнения, а также разрушение несущей трубы в зоне концентрации напряжений (в трубе с обеих сторон произведена проточка под корпуса шарнирных блоков и просверлены отверстия под сварные заклепки, что является дополнительными концентраторами напряжений).

Неисправности кожуха зубчатых передач вызваны утерей или ослаблением крепления болтов к остову и подшипниковым щитам тяговых электродвигателей. Это вызывает образование течей редукторного масла в местах уплотнений.

Одной из наиболее острых проблем также является массовое образование трещин в корпусах моторно-осевых подшипников [4]. Трещины возникают во

всех четырех углах сварного соединения и развиваются не только по сварным швам, но и переходят в основной металл фланцев, лап и полутрубы. Масса тягового двигателя локомотива распределяется между опорными подшипниками и подвеской двигателя, в связи с чем корпуса опорных подшипников качения воспринимают как статическую, так и динамическую (при прохождении локомотивом стыков рельсового пути) нагрузку от распределенной массы тягового электродвигателя.

В течение срока службы электровозов серии 2ЭС6 на эксплуатируемом парке Западно-Сибирской дирекции тяги были заварены трещины в корпусах моторно-осевых подшипников 4687 колесных пар. На приписном парке Западно-Сибирской дирекции тяги за 12 месяцев 2023 года было обнаружено 472 случая появления трещин опорных плит МОП (379 – Московка, 93 – Тайга), в 182 случаях была произведена замена КМБ, и было обнаружено 138 колесных пар с повторным появлением трещин в этом узле.

Данная ситуация приводит к росту смен колесно-моторных блоков по причине образования трещин в корпусах моторно-осевых подшипников с истощением переходного запаса линейного оборудования в сервисных локомотивных депо, что негативно влияет на содержание эксплуатируемого парка.

В условиях депо трещины корпусов моторно-осевых подшипников устраняют при помощи заварки. Однако эффективности данная операция не имеет, так как причину интенсивного развития усталостных трещин в корпусах под воздействием знакопеременных нагрузок не устраняет. Повторные трещины по наложенным сварным швам начинают развиваться уже через 30...200 тыс. км пробега колесной пары. Более того, проведение сварочных работ без демонтажа корпуса МОП с оси колесной пары приводит к короблению корпусов и негативно влияет на работу опорных подшипников качения.

Другой важной проблемой является повышенный износ бандажей колесных пар. Так, при оценке эксплуатационных показателей локомотивов серии 2ЭС6 [5], был выявлен серьезный износ бандажей колесных пар, повышенный уровень вибрации, а также возросший износ рельсов. В ходе анализа установлено, что

наибольшее количество неисправностей оборудования экипажной части электровозов приходится на дефекты поверхности катания колесной пары локомотива (более 50% от общего числа неисправностей).

По данным, полученным от сервисного локомотивного депо «ГЧЭ-12 Тайга», общее количество обточек колесных пар для локомотивов серии 2ЭС6 в 2024 г. по сравнению с 2023 г. возросло с 5146 до 6144 (19,39 %) при увеличении линейного пробега на 1,06 %.

Наибольшее количество обточек колесных пар вызвано износом гребня колеса, разницей диаметров бандажей колесных пар по поверхности катания, остроконечным накатом и выщербинами. Диаграмма распределения количества обточек колесных пар по видам дефектов за указанный период приведена на рисунке 1.2.

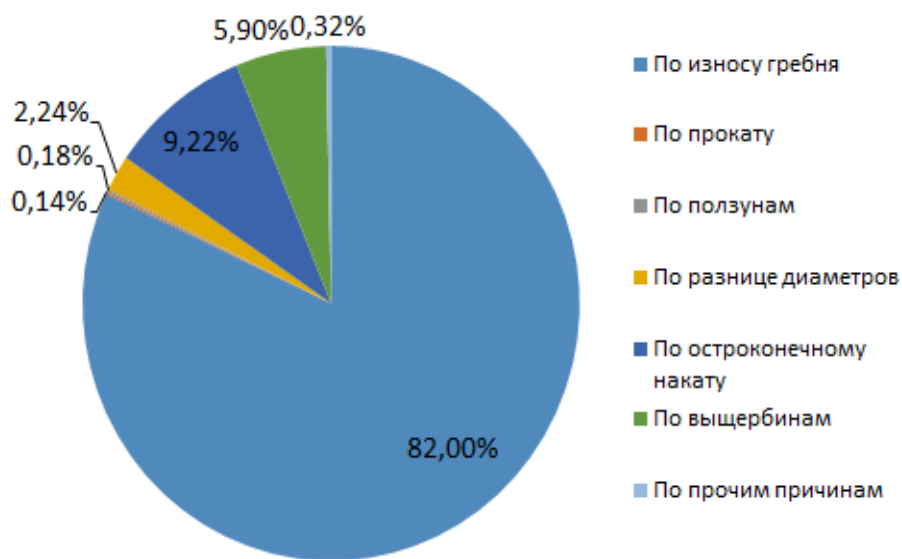


Рисунок 1.2 – Диаграмма распределения количества обточек колесных пар по видам дефектов

Как видно из диаграммы, износ гребней бандажей колесных пар на электровозах 2ЭС6 имеет массовый характер. Повышенная интенсивность износа гребней связана с особенностью передачи тягового усилия от тележек к кузовам, которая позволяет снизить склонность локомотива к боксованию, однако приводит к более жесткому вписыванию в кривые [6, 7]. Особенное распространение получил

односторонний износ гребня. Устранение данного дефекта обточкой бандажей колёсных пар приводит к возникновению разницы диаметров бандажей более допустимой (20 мм) в комплекте под секцией локомотива, что вызывает необходимость преждевременной замены колесно-моторного блока и увеличивает время простоя локомотивов на неплановом ремонте.

Увеличение износа гребня и появление разницы диаметров колес одной колесной пары свидетельствуют, прежде всего о том, что динамические качества подвижного состава не до конца отвечают сегодняшним требованиям. В результате чрезмерных динамических и термомеханических нагрузок возникают усталостные трещины в узлах опирания моторно-осевых подшипников и повреждения колесных пар. Эти нагрузки возникают в результате движения колесной пары по неровным путям с железобетонными шпалами, имеющими высокий модуль упругости. Этим проблемам также способствуют несовершенства экипажной части электровоза, а также нарушение горизонтальной развесовки локомотива на заводе изготовителе и в процессе эксплуатации. Следовательно, перечисленные факторы в результате приводят к более частым внеплановым ремонтам, увеличению простоев локомотивов в депо и возможным более серьезным неисправностям как колесных пар, так и пути (рисунки 1.3, 1.4).



Рисунок 1.3 – Термомеханические повреждения головки рельса
из-за боксования колес электровоза



Рисунок 1.4 – Дефекты бандажа колесной пары электровозов 2ЭС6

Распределение отношения количества обточек колесных пар по всем видам износа к пробегу магистральных электровозов 2ЭС6 приведено на рисунке 1.5.

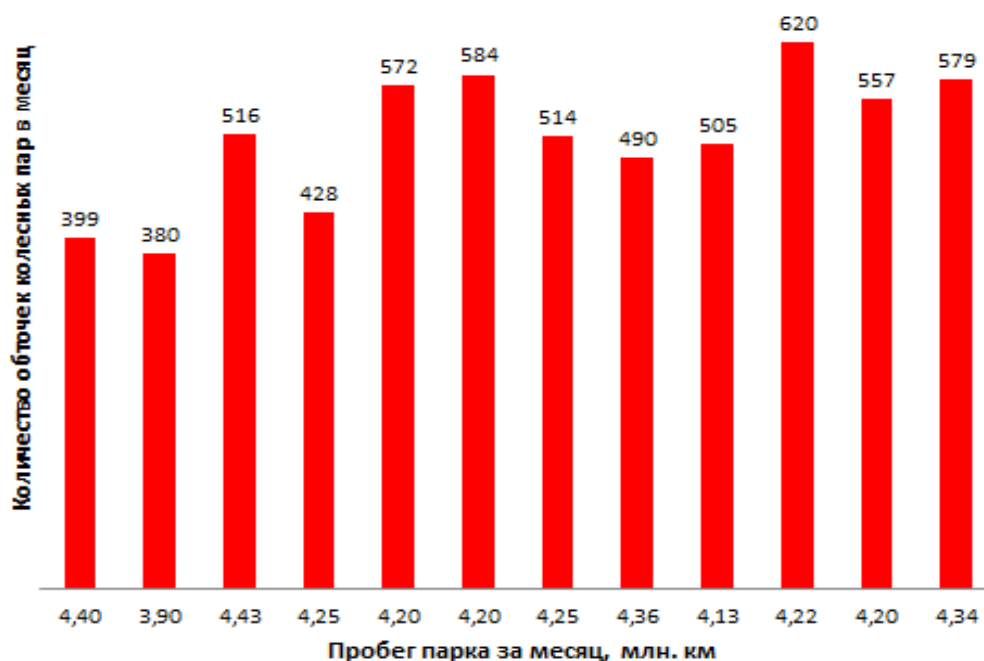


Рисунок 1.5 – Гистограмма отношения количества обточек колесных пар по всем видам износа к пробегу электровозов 2ЭС6 по месяцам 2024 года

Как видно из гистограммы, количество дефектов в зависимости от пробега распределяется неравномерно. Это подтверждает, что на износ элементов экипажной части, помимо непосредственно пройденного расстояния, влияет множество других факторов, таких как условия эксплуатации, погодные условия, режимы ведения поезда локомотивными бригадами и т.д.

Для того, чтобы дать характеристику безотказности локомотива и его ремонтируемых сборочных единиц с учетом как первых, так и последующих отказов, проведем расчет средней наработки на отказ. Средняя наработка на отказ – это отношение суммарной наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки [8].

Средняя наработка на отказ \bar{L} определяется по формуле:

$$\bar{L} = \frac{\sum_{i=1}^N l_i}{\sum_{i=1}^N r_i}, \quad (1.1)$$

где l_i – наработка i -го объекта, км;

r_i – число отказов i -го объекта, произошедших за период наблюдения.

Для узлов экипажной части электровоза средняя наработка на отказ \bar{L} составила 147913 км. Полученная статистическая зависимость может применяться при формировании системы ремонта и обслуживания локомотивов по техническому состоянию.

Таким образом, анализ отказов узлов экипажной части магистральных электровозов серии 2ЭС6 показал, что основной неисправностью является износ поверхности катания бандажей колесных пар. При этом, более 80% отказов связано с односторонним износом гребня. Эта проблема известна довольно давно, но становится все более актуальной в связи с внедрением современных электровозов большой мощности и массы. Интенсивность износа гребней играет решающую роль в определении долговечности бандажей колесных пар. От их срока службы во многом зависит общий срок службы колесной пары электровоза. При износе бандажей колесных пар до максимального предела, колесно-моторный блок подлежит выкатке и комплектованию заново. Следовательно, это не только оставляет эксплуатационные депо ОАО «РЖД» без работоспособного электровоза, но и загружает дополнительной работой ремонтные локомотивные депо. В конечном итоге такая ситуация приводит к удорожанию перевозок и снижению конкурентоспособности железнодорожного транспорта. С целью устранения данной пробле-

мы, необходима разработка технических и эксплуатационных решений, направленных на снижение динамической нагруженности экипажной части локомотива и верхнего строения пути.

Обобщая результаты анализа, необходимо отметить, что для снижения количества отказов механического оборудования электровозов серии 2ЭС6 следует принимать комплексные меры, направленные не только на устранение неисправностей в условиях ремонтных депо, но и на внесение заводом изготовителем изменений в конструкцию проблемных узлов [9].

Прежде всего, это касается проблемы трещин в корпусах моторно-осевых подшипников, вызываемых моментами сил, действующих на узлы их крепления вследствие несовершенства конструкции маятниковой подвески тяговых электродвигателей. Для устранения данных неисправностей необходима модернизация системы подвешивания, направленная на снижение нагруженности корпуса остова и узлов крепления подшипников. Внесение конструктивных изменений необходимо в конструкции поводка подвески ТЭД и кожуха зубчатой передачи. Прежде всего, это исключение из несущей трубы поводка концентраторов напряжений, а также отказ от полиуретанового уплотнения, не обеспечивающего герметичность кожуха в процессе эксплуатации.

Также необходимо принятие неотложных мер для снижения износа бандажей колесных пар за счет уменьшения уровня сил динамического взаимодействия в системе колесо-рельс. Основным средством достижения поставленной цели является модернизация рессорного подвешивания экипажа, обеспечивающего его надежную защиту от вибрационных воздействий, стабилизацию силы давления колеса на рельс и снижение интенсивности накопления расстройств верхнего строения пути.

Совершенствование конструкции проблемных узлов и своевременное выполнение работ по поддержанию работоспособности позволят повысить надежность электровозов в эксплуатации и сократить временные и материальные затраты на проведение unplanned ремонтов.

1.2 Анализ способов повышения тяговых свойств локомотива

Важнейшей составляющей процесса повышения эффективности работы федерального железнодорожного транспорта является вождение тяжеловесных поездов. Проблема повышения массы поезда требует комплексного решения широкого круга задач, среди которых первостепенное значение имеет усиление тяговых средств [10, 11].

Одной из важнейших характеристик магистральных грузовых локомотивов является устойчиво реализуемая максимальная сила тяги. Современные условия эксплуатации, характеризующиеся повышением длины и массы поездов, ростом мощности локомотивов, интенсивностью их эксплуатации, увеличением протяженности участков с изношенными рельсами, покрытыми масляной пленкой с примесями из частиц угольной пыли и других перевозимых грузов, ухудшением состояния стыков и другими расстройствами верхнего строения пути, вызывают необходимость рассмотрения совокупности всех факторов, влияющих на сцепление колес локомотивов с рельсами и, в конечном итоге, – на силу тяги локомотивов.

Значительный вклад в развитие фундаментальных положений теории тяги поездов внесли ученые ВНИИЖТ, МИИТ, СПГУПС, Московского энергетического университета (МЭИ), ОмГУПС и ряда других научных организаций [6, 7, 10-19]. В результате проведенных исследований сформировались определенные представления о физической сущности процессов реализации локомотивами силы тяги, представляющие практический интерес.

Сила тяги F_k локомотива на ободу колеса, которая является функцией давления колеса на рельс и проскальзывания колеса по рельсу, зависит от состояния контактируемых поверхностей и некоторых других факторов, и определяется по следующей формуле [20, 21]:

$$F_k = a \cdot f \cdot P \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{кр}} \right)^b \cdot e^{-c \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{кр}}}, \quad (1.2)$$

где a , b , c – коэффициенты, зависящие от состояния поверхностей контакта;

P – сила воздействия колесной пары на рельс;

ε , $\varepsilon_{кр}$ – относительная скорость проскальзывания колеса по рельсу и ее критическое значение, превышение которого приводит к срыву колесной пары на боксование;

f – коэффициент, влияющий на силу сцепления колеса с рельсом, определяемый, в свою очередь, по формуле:

$$f = f_o(P_{cm})K_b K_l, \quad (1.3)$$

где f_o – потенциальный коэффициент трения скольжения, зависящий от статической нагрузки P_{cm} колеса на рельс;

K_b – коэффициент, учитывающий износ бандажа локомотива;

K_l – коэффициент, учитывающий состояние поверхностей контакта и ток, протекающий через площадь контакта.

Таким образом, управляя значениями параметров, входящих в формулу (1.2), можно управлять силой тяги локомотива. Доминирующими параметрами, составляющими эту формулу, являются коэффициент сцепления, давление колеса на рельс, и относительная скорость проскальзывания колеса по рельсу. Для снижения разброса давлений колес локомотива на рельсы следует улучшать динамические свойства рессорного подвешивания, контролировать развеску колес и применять наклонные тяги. Относительной скоростью проскальзывания, как правило, управляют путем поосного регулирования силы тяги [6, 7].

Рассмотрим способы, улучшающие сцепление колес с рельсами. Самым простым и распространённым является подача абразивных материалов в зону контакта колеса с рельсом [22]. Данный способ широко применяется на современных локомотивах, однако его эффективность зависит от ряда факторов, таких как качественный и гранулометрический состав песка, направление распыления струи и других параметров. Также при использовании абразивов ускоряется изнашивание поверхности катания колесных пар и верхней части головки рельса.

Другим, более интересным методом улучшения сцепления, является нагрев поверхностных загрязнений рельсов. При его использовании применяются раз-

личные способы нагрева, от химических до физических и электрических. Однако все они имеют недостатки, так как влияют на механические свойства металлов, ухудшая их фрикционные возможности. Данный способ мог бы получить широкое применение в зонах с повышенным загрязнением рельсов (на производствах, в горнодобывающей промышленности и др.), так как вместо траты средств на очистку путей, загрязнения можно было бы использовать с пользой. К сожалению, ввиду различного состава самих загрязнений и небольшой стабильности, этот метод мало используется.

Следующий способ увеличения сцепления колес с рельсами основан на явлении электромагнитной индукции [22]. Специальное устройство содержит короткозамкнутую электрическую цепь, которая образована колесными парами (подсоединенными через скользящие контакты к точкам связи якорей и обмоток возбуждения тяговых электродвигателей) и рельсами, а реле боксования обеспечено выдержкой времени на срабатывание. Скользящие контакты и колесные пары снабжены электрической изоляцией от других элементов конструкции тележки локомотива. Это позволяет воздействовать электрическим током на зоны контакта боксующей ведущей колесной пары и рельсов, и таким образом повысить их коэффициент сцепления, что обеспечивает прекращение боксования без снижения силы тяги локомотива. Недостатком данного способа является усложнение конструкции тележки локомотива установкой катушек электромагнитов.

Следует отметить, что это далеко не все способы, позволяющие увеличить сцепление колес локомотива с рельсами, однако даже по тому, что перечислено выше, можно понять, что в данный момент необходимо активнее применять новые устройства. Подача песка в зону контакта колеса с рельсом, повсеместно используемая почти на всех локомотивах, хоть и является эффективным методом, все же имеет массу недостатков, которые могут быть устранены при внедрении на современном подвижном составе новых технологий и научных разработок.

В настоящее время многие современные локомотивы имеют высокую мощность, которую они не могут реализовать полностью из-за условий ограничения по сцеплению. Применение современных технологий, качественных сталей и но-

вых конструкционных материалов позволило создать мощные локомотивы относительно малой массы, поэтому для повышения тяговых свойств локомотив догружают балластом (например, электровоз ВЛ10У). Для ликвидации опрокидывающего тягового момента тележек, что приводит к уменьшению коэффициента использования сцепной массы, широкое применение находят противоразгрузочные устройства, выполняемые в виде пневмоцилиндров, включаемых вертикально между рамой тележки и кузовом электровоза на том конце тележки, ось которой подвержена наибольшей тяговой разгрузке. Такие противоразгрузочные системы используются на отечественных магистральных электровозах ВЛ80 и на многих зарубежных локомотивах. Непрерывные колебания кузова относительно тележки при движении определяют высокие требования к конструкции таких устройств. В настоящее время пока не удается преодолеть трудности создания эффективных противоразгрузочных устройств, связанные с их инерционностью. Вследствие инерционности следящей системы поддержания усилия, пропорционального силе тяги электровоза, такие устройства перестают выполнять свое назначение уже при скорости 40 км/ч.

Одним из путей повышения тяговых качеств локомотива является применение системы наклонных стержней для передачи продольных сил между тележками и кузовом (электровозы ВЛ80СМ, ВЛ85 и ВЛ65). Такая система наклонных стержней, представляющая собой по сути «низкий шкворень», позволяет свести к минимуму перераспределение нагрузок от колес на рельсы, возникающее от опрокидывающего момента при развитии силы тяги в случае наличия традиционного высокого шкворня. В этом случае отпадает необходимость применения малоэффективных противоразгрузочных устройств.

Основные факторы, влияющие на силу тяги локомотива, подробно рассмотрены в работе [10]. На коэффициент сцепления влияют состояние поверхностей колес и рельсов и подача песка под колеса. Доминирующими факторами, определяющими величину силы нажатия колеса локомотива на рельс, являются статическая неравномерность и пространственные колебания экипажа, которые, в свою очередь, зависят от динамических качеств его рессорного подвешивания и осо-

бенностей конструкции тягового привода и связей кузова с тележками, продольно–динамического взаимодействия локомотива и поезда, т.е. режимов ведения поезда и состояния верхнего строения пути, особенно стыков рельсов.

Высокий уровень вибрации в контактах колес с рельсами, обусловленный значительной необрессоренной массой и динамическими нагрузками в передаче, приводит к снижению реализуемого коэффициента сцепления, что впервые было отмечено канд. техн. наук М. Р. Барским и подтверждено рядом исследователей [19, 23].

Как показали эксперименты [10], в реальных условиях эксплуатации при движении по подъемам со скоростями, близкими к расчетным, отмечается заметное влияние стыков на срывы колесных пар в боксование, перераспределение нагрузки между колесными парами и тележками электровоза. При проскальзываниях происходит вынос металла из зоны контакта колесо–рельс, в результате чего увеличиваются прокат бандажей колесных пар и неровности на головках рельсов. В эксплуатации процессы трогания, разгона и торможения повторяются. Вследствие чего характерный износ рельсов развивается, составляя до 55 % от физического износа основных средств федерального железнодорожного транспорта.

В кривых участках пути сочетание проскальзывания, обусловленного тяговым моментом, приложенным к колесу локомотива со стороны ТЭД, с геометрическим крипом, причиной которого является коничность бандажей, вызывает наиболее интенсивный износ элементов системы колесо–рельс. При этом наиболее прогрессируют боковой износ рельсов и подрез гребней.

Несмотря на ежегодное производство ремонтов пути, на сети дорог в главных путях эксплуатируется много рельсов со сверхнормативной наработкой тоннажа. Дополнительно к прогрессирующему износу происходит накопление остаточных деформаций рельсовых скреплений, шпал и балластного слоя, что увеличивает основное сопротивление движению. Если учесть и рассеивание энергии в верхнем строении пути, то в целом сопротивление движению экипажа оказывается значительно выше обычно принимаемого при различных расчетах [24].

В связи с тем, что удельный вес локомотивного и путевого хозяйств в об-

щей сумме эксплуатационных расходов по сети железных дорог Российской Федерации, как правило, составляет свыше 50 % [19], то из изложенного выше вытекает острая необходимость разработки методов и средств, предотвращающих срывы колесных пар локомотива на боксование.

Обобщая результаты анализа, необходимо отметить, что, для избежания явлений срыва колесной пары локомотива на боксование, кроме традиционных способов, – применения противоразгрузочных устройств, электрического спаривания осей на основе применения полупроводниковых уравнивателей потенциалов на клеммах ТЭД, увеличения нагрузки на ось и повышения коэффициента сцепления за счет подачи песка или применения активизаторов сцепления, а также интенсивно развиваемых методов поосного регулирования силы тяги, обеспечивающих оптимальное проскальзывание колеса по рельсу, главным, доминирующим способом является снижение амплитуды колебаний давления колеса на рельс, т.е. обеспечение стабилизации вертикальной силы взаимодействия колеса с рельсом.

Основным средством достижения стабилизации силы воздействия колеса на рельс, а следовательно, и улучшения тяговых свойств локомотива, является модернизация рессорного подвешивания экипажа, обеспечивающего его надежную защиту от вибрационных воздействий.

1.3 Анализ исследований по совершенствованию тяговых и динамических свойств локомотивов

Проведенный выше анализ отказов механического оборудования электроподвижного состава и анализ способов повышения тяговых свойств локомотивов позволил сформулировать вывод о том, что для улучшения тяговых и динамических свойств локомотива необходимо совершенствовать рессорное подвешивание экипажа, обеспечивающее его защиту от вибрационных воздействий. При этом совершенствовать нужно современные локомотивы (2ЭС6, 2ЭС10, ЭП2К, 2ЭС4К,

2ЭС7, 3ЭС5К и др.), так как сегодня активно реализуется политика обновления парка тягового подвижного состава.

В настоящее время возможности улучшения показателей тяговых и динамических свойств локомотивов серии 2ЭС6 «Синара», рессорное подвешивание которых основано на применении пружин и демпферов, практически исчерпаны. Решение проблемы может быть найдено на основе создания рессорного подвешивания, принцип действия которого основан на применении полуактивных и активных средств виброзащиты для компенсации внешних возмущений, которые нашли достаточно широкое практическое применение в наземной технике. Однако на подвижном составе ОАО «РЖД» такие системы применения по ряду причин пока не нашли. Поэтому необходимы дальнейшие теоретические и прикладные исследования для создания эффективных систем виброзащиты подвижного состава, обеспечивающих повышение показателей его тяговых и динамических свойств в соответствии с современными требованиями.

Повышению показателей тяговых и динамических свойств подвижного состава посвящены работы Д. Я. Антипина, А. И. Беляева, И. В. Бирюкова, Е. П. Блохина, Ю. П. Бороненко, М. Ф. Вериги, С. В. Вершинского, И. В. Волкова, И. И. Галиева, В. Е. Гозбенко, А. В. Гриценко, В. Н. Данилова, Д. Г. Евсеева, А. С. Евстратова, Н. Е. Жуковского, А. А. Зарифьяна, И. П. Исаева, А. А. Камаева, В. А. Камаева, В. И. Киселева, А. Я. Когана, В. А. Кручека, А. С. Космодамианского, В. С. Косова, С. М. Куценко, В. А. Лазаряна, А. А. Львова, В. Б. Медея, О. В. Мельниченко, В. Б. Мещерякова, Г. С. Михальченко, В. А. Нехаева, В. А. Николаева, А. М. Орловой, Н. А. Панькина, М. П. Пахомова, Г. И. Петрова, Н. П. Петрова, Д. Ю. Погорелова, А. А. Пугачева, О. Е. Пудовикова, Ю. С. Ромена, Е. К. Рыбникова, А. Н. Савоськина, В. А. Симонова, А. М. Соколова, М. М. Соколова, Т. А. Тибилова, С. П. Тимошенко, В. Ф. Ушкалова, В. П. Феоктистова, В. Н. Филиппова, А. П. Хоменко, А. А. Хохлова, В. Д. Хусидова, И. И. Челнокова, Ю. М. Черкашина, С. Г. Шантаренко и других авторов. Следует отметить труды таких зарубежных ученых как В. Гарг, Р. Дуккипати, Г. Марье, А. де Патер, Дж. Калкер, Ф. Картер, Т. Мацудайра, Г. Шеффель, Е. Шперлинг, Х. Хейман.

Наибольший интерес, с точки зрения проводимых в настоящей работе исследований, вызывают работы В. А. Николаева [19], М. Х. Минжасарова [25], О. Д. Юрасова [26].

В работе [19], наряду с решением других задач, выполнен анализ методов математического моделирования пространственных колебаний сложных механических систем и показана возможность описания динамического поведения железнодорожного экипажа с помощью матричного метода преобразований однородных координат. Разработанный метод облегчает процедуру получения уравнений динамики железнодорожных экипажей, особенно в том случае, когда коэффициенты вычисляются алгоритмическим путем на ЭВМ. Также изложены теоретические основы и разработан метод аналитического конструирования квазиинвариантного рессорного подвешивания, обеспечивающего железнодорожному экипажу высокие динамические свойства. Теоретически и экспериментально доказано, что применение принципа компенсации внешних возмущений в рессорном подвешивании электровоза ВЛ10 обеспечивает ему улучшение динамических свойств.

Теоретические разработки, общие подходы к моделированию, представленные в работе [19], могут быть взяты за основу при формировании математических моделей колебательных процессов системы «локомотив-путь» применительно к электровозам серии 2ЭС6. Однако, необходимо учитывать, что все расчетные схемы и модели в работе [19] разрабатывались для локомотивов старого поколения, в частности ВЛ10, которые имели другую конструкцию системы обрессоривания, отличную от локомотивов «Синара».

Поэтому, в рамках настоящего исследования необходимо, опираясь на ряд теоретических положений работы [19], разработать расчетные схемы и описание математических моделей для оценки динамики колебаний, возникающих в процессе движения локомотива применительно к электровозу 2ЭС6.

В работе [25] исследованы динамические и тяговые качества локомотивов нового поколения серии 2ЭС10 «Гранит», теоретически и экспериментально доказано улучшение показателей динамики локомотива за счет применения управляемого магнитореологического демпфера роторного типа взамен гидравлического

демпфера в буксовой ступени рессорного подвешивания. Основную новизну работы составляет разработка и исследование применения управляемых демпферов роторного типа.

В работе [25] также выполнен качественный анализ различных моделей железнодорожного пути при взаимодействии с подвижным составом. Рассмотрены варианты абсолютно твердого пути, континуальная и дискретная модели пути. Для исследования рессорного подвешивания локомотива обоснованно выбрана дискретная модель пути. В качестве математической модели внешних возмущений применена спектральная плотность, полученная профессором А. И. Беляевым [27], которая наиболее адекватно описывает воздействие неровностей пути (учитывает состояние поверхности рельсов и время года).

Применительно к теме настоящего исследования материалы работы [25] могут быть использованы при обосновании выбора модели пути, а также при составлении расчетной схемы и моделировании вертикальных колебаний локомотива 2ЭС6, с учетом корректировки схемы и математической модели из-за конструктивных отличий в подвешивании ТЭД и в конструкции систем обрессоривания локомотивов серий 2ЭС6 и 2ЭС10.

Работа [26] посвящена повышению работоспособности колесно-моторных блоков электровозов серии 2ЭС6. Основное внимание уделено улучшению эксплуатационной надежности ТЭД за счет совершенствования конструкции его коллекторно-щеточного узла. Разработаны предложения по совершенствованию технологического оснащения ремонта колесно-моторных блоков с моторно-осевыми подшипниками качения.

Вместе с тем, в работе [26] исследовано влияние конструктивных особенностей системы подвешивания ТЭД на работоспособность деталей и узлов колесно-моторного блока. Выявлены недостатки в конструкции системы подвешивания ТЭД электровоза 2ЭС6. Эти материалы могут быть использованы в качестве исходных данных при составлении расчетной схемы типовой конструкции подвешивания ТЭД электровоза 2ЭС6 и разработке математической модели для оценки динамической нагруженности опор ТЭД.

1.4 Выводы

1) Основным оборудованием, неисправности которого влияют на простои электровозов 2ЭС6 в ремонте, являются тяговые электродвигатели, корпуса моторно-осевых подшипников колесных пар, кожухи зубчатых передач, бандажи колесных пар, имеющие повышенный износ. Для снижения количества отказов следует принимать комплексные меры, в том числе и внесение изменений в конструкцию проблемных узлов.

Для устранения проблемы трещин в корпусах моторно-осевых подшипников необходима модернизация системы подвешивания ТЭД, направленная на снижение нагруженности корпуса остова и узлов крепления подшипников. Внесение конструктивных изменений необходимо в конструкции поводка подвески ТЭД и кожуха зубчатой передачи. Прежде всего, это исключение из несущей трубы поводка концентраторов напряжений, а также отказ от полиуретанового уплотнения, не обеспечивающего герметичность кожуха в процессе эксплуатации.

Также необходимо принятие неотложных мер для снижения износа бандажей колесных пар за счет уменьшения уровня сил динамического взаимодействия в системе колесо-рельс. Основным средством достижения поставленной цели является модернизация рессорного подвешивания экипажа, обеспечивающего его надежную защиту от вибрационных воздействий, стабилизацию силы давления колеса на рельс и снижение интенсивности накопления расстройств верхнего строения пути.

2) Анализ способов повышения тяговых свойств локомотивов позволил установить, что основными параметрами, влияющими на величину реализуемой силы тяги, являются коэффициент сцепления, давление колеса на рельс и относительная скорость проскальзывания колеса по рельсу (характеризует процесс бокового скольжения колеса).

Установлено, что высокий уровень вибрации в контактах колес с рельсами, обусловленный значительной необрессоренной массой и динамическими нагруз-

ками, приводит к снижению реализуемого коэффициента сцепления. Для избежания явлений срыва колесной пары локомотива на боксование, доминирующим способом является снижение амплитуды колебаний давления колеса на рельс, т.е. обеспечение стабилизации вертикальной силы взаимодействия колеса с рельсом. Основным средством достижения стабилизации давления колеса на рельс, а следовательно, и улучшения тяговых свойств локомотива, является модернизация рессорного подвешивания экипажа, обеспечивающего его надежную защиту от вибрационных воздействий.

3) В настоящее время возможности улучшения показателей тяговых и динамических свойств локомотивов серии 2ЭС6 «Синара», рессорное подвешивание которых основано на применении пружин и демпферов, практически исчерпаны. Решение проблемы может быть найдено на основе создания рессорного подвешивания, принцип действия которого основан на применении полуактивных и активных средств виброзащиты для компенсации внешних возмущений. Однако такие системы применения по ряду причин пока не нашли. Поэтому необходимы дальнейшие теоретические и прикладные исследования для создания эффективных систем виброзащиты подвижного состава, обеспечивающих повышение показателей его тяговых и динамических свойств в соответствии с современными требованиями.

Анализ исследований по совершенствованию тяговых и динамических свойств локомотивов позволил выбрать ряд работ [19, 25, 26], на положения которых можно опереться для продолжения теоретических и экспериментальных исследований. При этом выявлены направления, которые до настоящего времени недостаточно исследованы. В частности, необходимо разработать уточненные расчетные схемы и описание математических моделей для оценки динамики колебаний, возникающих в процессе движения локомотива применительно к электровозу 2ЭС6 (с учетом конструктивных отличий в подвешивании ТЭД и в конструкции систем обрессоривания). При этом расчетные схемы и модели необходимо разработать как для типовой конструкции, так и для усовершенствованной введением новых технических решений (измененная система подвешивания ТЭД, компенсирующее устройство в буксовой ступени рессорного подвешивания).

1.5 Цель и задачи исследования

Выводы по первому разделу работы (п. 1.4) показывают, что задача улучшения тяговых и динамических свойств электровозов серии 2ЭС6 «Синара» на основе совершенствования механической части локомотива является актуальной. Необходимо продолжить теоретические и прикладные исследования для создания эффективных систем виброзащиты, обеспечивающих повышение показателей тяговых и динамических свойств локомотивов в соответствии с современными требованиями.

В соответствии с этим, **целью работы** является улучшение показателей динамических качеств и повышение тяговых свойств электровоза 2ЭС6 за счет совершенствования подвешивания тягового электродвигателя и применения компенсирующих устройств в буксовой ступени рессорного подвешивания.

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

1) рассмотреть статистику неисправностей механической части электровоза 2ЭС6 и выполнить анализ исследований по совершенствованию динамических и тяговых качеств локомотивов;

2) обосновать выбор возмущающих воздействий со стороны рельсового пути, сформировать математические модели вертикальных и продольных колебаний электровоза 2ЭС6 с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания;

3) провести сравнительную оценку динамических и тяговых качеств электровоза 2ЭС6 с типовой и усовершенствованной схемами буксовой ступени рессорного подвешивания с учетом различных вариантов возмущающих воздействий, состояния пути и скорости движения локомотива, оценить достоверность теоретических исследований;

4) усовершенствовать узел подвешивания тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 и оценить влияние этой модернизации на динамическую нагруженность ТЭД.

Содержание частных задач определило структуру диссертационной работы, каждый раздел которой посвящен решению соответствующей задачи. При этом первая задача в рамках первого раздела (п. 1.3) решена лишь частично, анализ проведенных ранее исследований будет продолжен в ходе решения других задач работы в части, их касающейся.

2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ЛОКОМОТИВ – ПУТЬ» С КОМПЕНСИРУЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ В БУКСОВОЙ СТУПЕНИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

2.1 Выбор модели железнодорожного пути

При изучении колебаний локомотива ключевым аспектом является корректное построение математической модели механической системы «экипаж-путь». Железнодорожный путь представляет собой сложную механическую систему, динамические параметры элементов которой определяют его структурные особенности. Процесс моделирования играет важную роль, поскольку точность итоговых расчетов напрямую зависит от сложности модели пути. При этом модель должна достоверно отражать процессы, возникающие в пути при взаимодействии с подвижным составом.

Выбор модели пути определяется целями исследования. Наиболее распространенными среди исследователей являются модели абсолютно твердого пути, а также континуальные и дискретные модели. Подробный анализ моделей пути проведен в работах [19, 25]. Каждая из этих моделей обладает определенным набором параметров, которые полностью характеризуют их свойства. Рассмотрим основные особенности указанных моделей и их параметров, чтобы выбрать наиболее подходящую для изучения вертикальной динамики локомотива.

Абсолютно твердый путь. Абсолютно твердый путь представляет собой наиболее простую модель, используемую при изучении взаимодействия пути и подвижного состава. Данная модель не учитывает упруго-диссипативные характеристики реального пути. Хотя исследование вертикальной динамики современных железнодорожных экипажей возможно с применением этой модели, развитие высокопроизводительных ЭВМ и специализированных математических про-

грамм, позволяющих решать дифференциальные уравнения высоких порядков с допустимой инженерной погрешностью, открывает возможность использования более детализированных моделей. Такие модели учитывают инерционные и упруго-диссипативные свойства реального пути.

Континуальная модель пути представляет собой сложную систему, которая наиболее точно отражает свойства железнодорожного пути. Она описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных, что делает ее применение достаточно сложным при исследовании вертикальной динамики обрессоренных масс железнодорожных экипажей.

Континуальная модель пути характеризуется распределенными по длине параметрами. Наиболее распространенной является модель в виде балки на упруговязком основании Винклера, где прогиб возникает только в точке приложения силы. Основными характеристиками такой модели являются погонная масса, коэффициент постели основания (модуль упругости пути), коэффициент демпфирования на единицу длины пути и изгибная жесткость.

Современные локомотивы представляют собой сложные механические системы, анализ колебаний обрессоренных масс которых требует детализированных моделей экипажа. В связи с этим использование континуальной модели усложняет исследование, так как процессы, происходящие в пути, не являются предметом изучения в данном случае.

Дискретная модель пути. При дискретном представлении математическая модель пути включает сосредоточенную массу, приведенную к точке контакта колеса и рельса, упругую пружину и гидравлический гаситель (рисунок 2.1). Эта модель широко применяется в исследованиях динамики подвижного состава [19, 28-42].

При выборе расчетной схемы системы «экипаж-путь» важно учитывать, что основной целью исследования является анализ динамических процессов в элементах экипажа. Поэтому целесообразно использовать детализированную модель экипажа, ограничившись приближенными интегральными характеристиками пути [40]. Рельсовое основание моделируется как одномассовая система с постоянными параметрами, включая жесткость, коэффициент вязкого трения и приведенную массу пути.

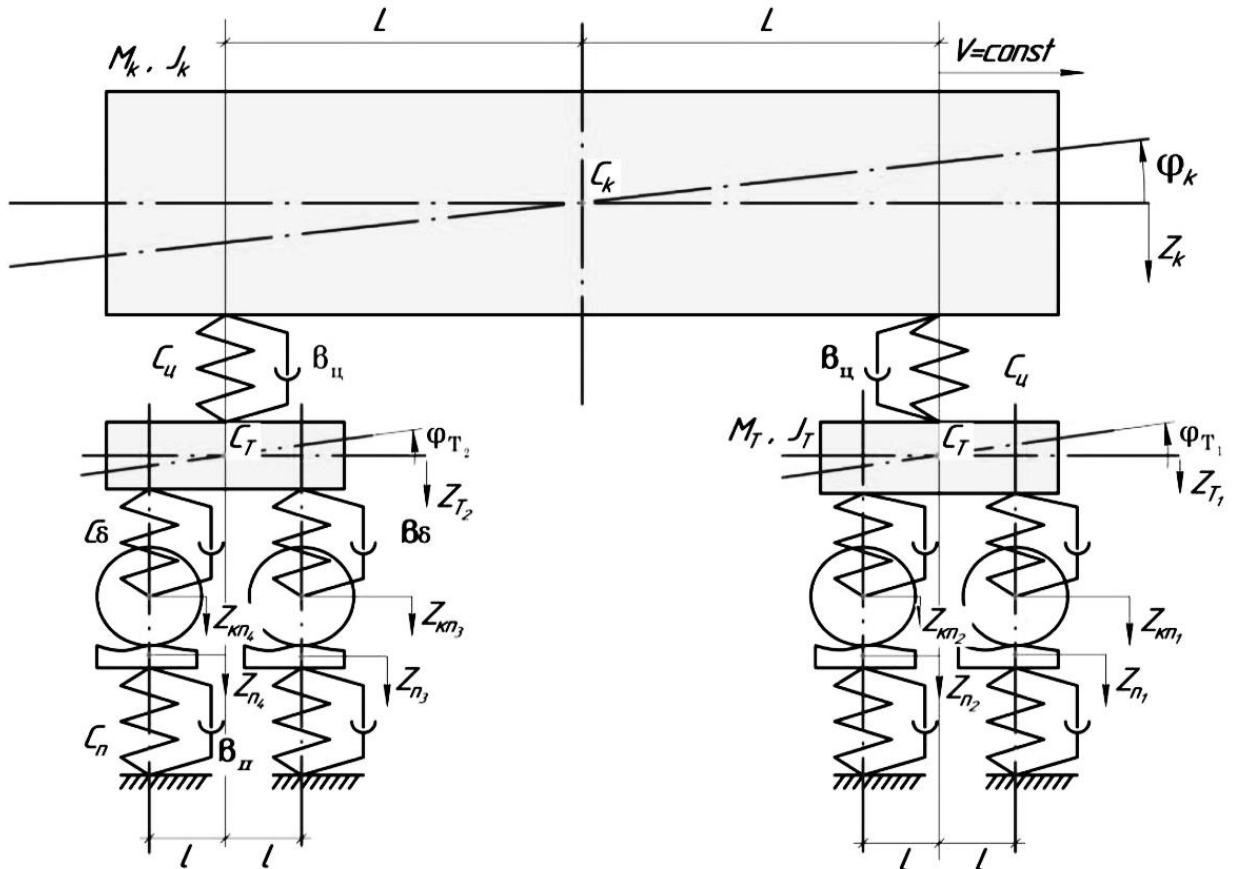


Рисунок 2.1 – Расчетная схема экипажа для дискретной модели пути

В работе [43] профессор В. А. Камаев проводит сравнительный анализ различных моделей пути, рассматривая его как упруго-диссипативную систему под воздействием детерминированных или случайных возмущений. При исследовании колебаний обрессоренных масс железнодорожных экипажей допустимо считать, что возмущения приложены к колесной паре. Это упрощает расчетную схему и сокращает количество дифференциальных уравнений, необходимых для описания колебаний экипажа.

Учеными ДИИТа под руководством профессора В. Д. Дановича [44] разработана и апробирована теоретическая модель взаимодействия подвижного состава и пути, представляющая собой одномассовую систему с упругими характеристиками. Для задач совершенствования конструкции пути была предложена двухмассовая модель (рисунок 2.2).

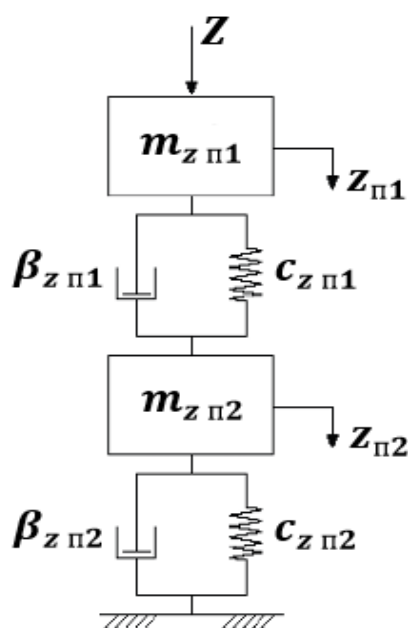


Рисунок 2.2 – Двухмассовая модель пути

Результаты расчетов по этой модели согласуются с данными, полученными при использовании одномассовой модели, а также с результатами натурных исследований ДИИТа. Для более детального анализа в одномассовую модель были внесены усовершенствования, включая разделение массы пути на массу рельса и основания. Верхнее строение пути моделируется как двухмассовая система с четырьмя степенями свободы, учитывающими вертикальные и поперечные перемещения. Взаимодействие между элементами моделируется с помощью упругих и вязких связей.

Таким образом, выбор модели пути зависит от целей исследования. Для анализа колебаний обрессоренных масс экипажа достаточно использовать простые модели, такие как одномассовая дискретная или абсолютно твердый путь. Для изучения процессов в пути необходимы более сложные модели, например, континуальная или двухмассовая дискретная. В данном исследовании, направленном на совершенствование рессорного подвешивания экипажа, целесообразно использовать детализированную модель экипажа, ограничившись одномассовой дискретной моделью пути. Основными динамическими параметрами такой модели являются приведенная масса, жесткость и коэффициент вязкого трения. Однако значения этих параметров у разных исследователей могут значительно отличаться [29].

2.2 Выбор модели неровности и спектральной плотности случайного возмущения

Исследования динамики железнодорожных экипажей выявили четыре ключевых фактора, вызывающих колебания при движении [28, 34, 40, 43, 45, 46, 47-52]: дефекты поверхности рельсов, неровности катания колес, вариации параметров пути и дисбаланс вращающихся частей подвижного состава. Наибольшее влияние на взаимодействие экипажа с путём оказывают геометрические и силовые неровности, а также ударные воздействия от колёс с дефектами профиля или участков пути с выраженными просадками.

Для моделирования этих факторов используется понятие эквивалентной геометрической неровности, которая интегрирует основные возмущающие воздействия. Экспериментальные методы, включающие анализ виброускорений буксовых узлов, позволяют количественно оценить эти параметры [40, 53]. Профессор Н. Н. Кудрявцев систематизировал неровности пути, выделив шесть характерных типов, среди которых симметричные и асимметричные просадки, синусоидальные деформации и их комбинации [34]. Статистический анализ показал, что вероятность возникновения этих дефектов не зависит от скорости движения, что опровергает первоначальные предположения о возрастании динамических нагрузок при высокоскоростном движении.

Спектральный анализ возмущений демонстрирует, что геометрические и силовые неровности статистически независимы, что позволяет рассматривать их суммарное воздействие как аддитивную комбинацию. Профессор Л. О. Грачева предложила эмпирические зависимости для спектральных плотностей этих воздействий, где ключевыми параметрами выступают дисперсия ускорений, коэффициенты затухания и скорость движения [45]. Особенностью геометрических неровностей является наличие резонансных частот, соответствующих основным гармоникам возмущений.

Исследования профессора А. Я. Когана расширили понимание спектрального состава возмущающих сил, включив в анализ дефекты колёс, выбоины рельсов и динамические эффекты от поперечных колебаний экипажа [46, 47, 54]. Практические измерения на участках пути с деревянными и железобетонными шпалами подтвердили, что автокорреляционная функция неровностей хорошо аппроксимируется экспоненциальной зависимостью с характерным коэффициентом затухания.

Профессор В. Ф. Ушкалов разработал модель, объединяющую случайные и периодические составляющие неровностей [40, 49]. Его подход учитывает стыковые дефекты, волнообразный износ рельсов и локальные повреждения колёсных пар. Анализ показал, что наибольшее влияние на динамику необрессоренных масс оказывают неравномерный прокат и ползуны, тогда как дисбаланс колёс проявляется преимущественно в высокочастотном диапазоне.

Особый интерес представляют работы профессора А. И. Беляева, который установил зависимость спектральных характеристик от сезонных факторов [27].

В монографии [53] сформулированы ключевые требования к выбору спектральной плотности случайных возмущений при исследовании колебаний подвижного состава. Во-первых, спектральная плотность должна быть ограниченной как при нулевой частоте, так и при стремлении частоты к бесконечности, что исключает существование сигналов с бесконечной мощностью. Во-вторых, она должна обеспечивать определение динамической добавки давления колесной пары на рельс в диапазоне частот 10 – 100 Гц. Наиболее полно этим условиям соответствует модель, разработанная профессором А. И. Беляевым, которая была использована в исследованиях вертикальных колебаний современных локомотивов.

Экспериментальные исследования А. И. Беляева [27] проводились на локомотиве 2ТЭ10Л при движении по Московской и Южной железным дорогам. Измерения вертикальных виброперемещений и виброускорений колесных пар выполнялись при скоростях до 100 км/ч в различные сезоны года. Исследования проводились на участках с рельсами типов Р50 и Р65, уложенными как на деревянные, так и на железобетонные шпалы (1840 шт./км) со щебеночным балластом толщиной 18-25 см. Состояние пути оценивалось как хорошее.

В ходе экспериментов были установлены зависимости основных параметров спектральной плотности – дисперсии D и коэффициентов α и β – от скорости движения V . Для летнего периода получены различные значения этих параметров для деревянных и железобетонных шпал. Аналогичные зависимости установлены и для зимнего периода, причем значения параметров оказались существенно выше, что объясняется изменением жесткостных характеристик пути при промерзании.

Важным результатом исследований стало установление факта, что коэффициент β соответствует собственным частотам колебаний системы «колесная пара – путь». Увеличение этого коэффициента с ростом скорости объясняется зависимостью жесткости пути от скорости движения. Для учета состояния пути введен поправочный коэффициент K_c , принимающий значения от 1 (хорошее состояние) до 2,8 (плохое состояние).

Экспериментально установлено, что характеристики обрессоренной части локомотива практически не влияют на вертикальные колебания колесной пары в диапазоне частот 0,5 – 10 Гц, но оказывают существенное воздействие в области частот 10 – 100 Гц. Максимальные значения ускорений колесной пары при скорости 80 км/ч составляют 15g для хорошего пути, 20g – для удовлетворительного и 25g – для плохого [27].

При движении железнодорожного экипажа в составе поезда с установленной скоростью каждое колесо тележки, тяговый двигатель и верхнее строение пути подвергаются возмущающему воздействию со стороны рельсового пути и самих колесных пар, что обусловлено наличием дефектов верхнего строения пути и колес подвижного состава. Возмущения, действующие на подвижной состав, описываются во временной и частотной областях.

Важной характеристикой любого случайного процесса является детерминированная функция $S_x(\omega)$, отражающая распределение его энергии по частоте колебательного процесса. Она называется спектральной плотностью мощности случайного процесса. Для описания спектральной плотности мощности случайных возмущений со стороны рельсового пути используют выражения различного вида.

Одной из широко используемых моделей спектральной плотности мощности возмущения, действующего на экипаж, является следующее выражение, пред-

ложенное профессором А. И. Беляевым [27]:

$$S(\omega) = \frac{D\alpha}{2\pi} \left[\frac{1}{\alpha^2 + (\omega + \omega_0)^2} + \frac{1}{\alpha^2 + (\omega - \omega_0)^2} \right], \quad (2.1)$$

где D – дисперсия случайного возмущения для стыкового пути с соответствующей длиной звена; $\alpha = 0,072 \cdot V$, c^{-1} ; $\omega_0 = 0,265 \cdot V$, c^{-1} – коэффициенты, зависящие от состояния железнодорожного пути и скорости движения экипажа.

Здесь необходимо заметить, что существенным преимуществом спектральной плотности (2.1), предложенной профессором А. И. Беляевым, является тот факт, что эта функция задается не обособленно для отдельной составляющей неровности пути, так как исходной информацией для получения данной зависимости являются результаты статистической обработки экспериментальных данных для величин вертикальных ускорений колебаний букс тепловоза 2ТЭ10Л, осевая нагрузка которого на ось близка к осевой нагрузке груженого четырехосного вагона. Это означает, что полученное выражение учитывает весь спектр возмущений, действующих на локомотив как со стороны пути, так и вызванных особенностями колебаний необрессоренных масс экипажа. Следовательно, можно отметить, что данные, использованные для аппроксимации возмущения, уже содержат в себе влияние совместных пространственных колебаний всех элементов экипажа на ускорения букс в вертикальной плоскости, что дает основания заменить пространственную расчетную схему плоской при заданном характере возмущений. При этом, представленное аналитическое выражение является достаточно простым, что облегчает дальнейшие расчеты, основанные на ее применении.

Следует обратить внимание еще на две наиболее распространенные модели неровностей, предложенные профессорами В. А. Камаевым и Н. Н. Кудрявцевым. Детерминированная модель неровностей пути, предложенная В. А. Камаевым, имеет следующий вид [43]:

$$\eta(x) = \eta(x + l_p) = \begin{cases} \frac{d}{2} \left(1 - \frac{2|x|}{l_n} \right)^2, & |x| \leq \frac{l_n}{2}; \\ 0, & |x| > \frac{l_n}{2}, \end{cases} \quad (2.2)$$

где $\eta(x)$ – текущая ордината стыковой неровности; λ – целочисленный показатель степени, принимаемый равным единице, двум или трем; x – абсцисса неровности длины d , отсчитываемая от середины стыка; l_n – длина неровности; l_p – длина рельсового звена.

Для описания спектральной плотности мощности входного возмущения со стороны рельсового пути профессором В. А. Камаевым, в проведенных им исследованиях динамических свойств подвижного состава [43, 55], предложено следующее выражение:

$$S(\omega) = C \frac{V^2}{\omega^2} + \frac{\alpha D}{\pi} \left[\frac{1}{\alpha^2 + (\omega + \beta)^2} + \frac{1}{\alpha^2 + (\omega - \beta)^2} \right], \quad (2.3)$$

где $C = 1,6 \cdot 10^{-9}$ – константа случайных геометрических неровностей пути; V – скорость движения экипажа; $D = 37,68 \cdot 10^{-6}$ – дисперсия случайных геометрических неровностей пути; α и β – коэффициенты, обусловленные наличием стыков.

Значения коэффициентов α и β для определения спектральной плотности приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения коэффициентов в зависимости от скорости локомотива

Коэффициент	Значение коэффициента при скорости движения экипажа			
	10 м/с	20 м/с	30 м/с	40 м/с
α	0,138	0,276	0,414	0,552
β	0,285	0,570	0,855	1,140

Всероссийским научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) в течение многих лет велись регулярные записи ускорений буксы и буксовых прогибов на различных полигонах Российских железных дорог на стыковом пути с последующей статистической обработкой. В результате профессором Н. Н. Кудрявцевым предложено следующее выражение, описывающее стыковую неровность пути [34]:

$$\eta(x) = \left| a_1 \sin \frac{\pi x}{L_p} + a_3 \sin \frac{3\pi x}{L_p} \right|, \quad (2.4)$$

где x – текущая координата рельсового звена длины L_p .

Как показывают измерения, выполненные на большом протяжении магистральных линий [34, 56, 57], значения входящих в формулу (2.4) амплитуд можно принимать в зависимости от состояния пути по данным таблицы 2.2.

Таблица 2.2 – Амплитуды возмущений для регрессионного выражения (2.4)

Амплитуда	Состояние железнодорожного пути	
	хорошее	удовлетворительное
a_1 , мм	8	20
a_3 , мм	4	10

По результатам проведенного анализа при исследовании вертикальных колебаний локомотива целесообразно остановиться на трех наиболее распространенных моделях неровности пути, предложенных профессорами А. И. Беляевым (2.1), В. А. Камаевым (2.3) и Н. Н. Кудрявцевым (2.4).

2.3 Формирование математической модели магистрального локомотива с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания

В качестве объекта исследования в работе выбран электровоз 2ЭС6, который относится к локомотивам нового поколения с осевой формулой $2_0 - 2_0$. Такие локомотивы характеризуются симметрией в продольной вертикальной и горизонтальной плоскостях, поэтому целесообразно колебательные процессы отнести к различным плоскостям симметрии. При исследовании колебаний железнодорожных экипажей в большинстве случаев независимо рассматривают колебания подпрыгивания и галопирования, которые относят к вертикальной плоскости симметрии и колебания виляния и отбоя, относящиеся к горизонтальной плоскости [53].

Математическая модель колебаний локомотива должна в полной мере описывать процессы, протекающие в динамике системы «экипаж – путь» и отражать его наиболее важные характеристики [58-60]. При проведении математического моделирования вертикальной и горизонтальной (поперечной) динамики локомотива с целью упрощения расчетов примем ряд допущений, позволяющих не учитывать определенные параметры и перемещения тел механической системы:

- 1) кузов, тележки и колесные пары считаются абсолютно твердыми телами;
- 2) колесные пары движутся по рельсам без отрыва;
- 3) при вертикальных колебаниях массы ТЭД распределяем поровну между массами тележек и колесных пар;
- 4) при горизонтальных (поперечных) колебаниях массу ТЭД приводим к колесной паре и определяем ее момент инерции на основе теоремы Гюйгенса-Штейнера;
- 5) путь моделируем дискретной моделью (погрешность не более 10 %) [43].
- 6) экипаж является симметричным;
- 7) колебания являются малыми;
- 8) в качестве возмущающего воздействия принимаем один из вариантов моделей неровностей, предложенных профессорами А. И. Беляевым, В. А. Камаевым и Н. Н. Кудрявцевым, рассмотренных в подразделе 2.2 работы;
- 9) скорость движения локомотива постоянна.

Чтобы оценить влияние колебаний на динамические качества локомотива, необходимо рассмотреть его как часть связанной системы «локомотив-путь» [61], находящейся под действием принятых вариантов возмущений. Расчетная схема системы приведена на рисунке 2.3. В данной схеме параллельно основным упругим элементам (цилиндрическим винтовым рессорам), в буксовую ступень введено компенсирующее устройство с изменяющейся жесткостью $q_{\delta}(z)$, функциональное назначение которого заключается в формировании динамической силы Q_{δ} , направленной на компенсацию динамической реакции основных упругих элементов.

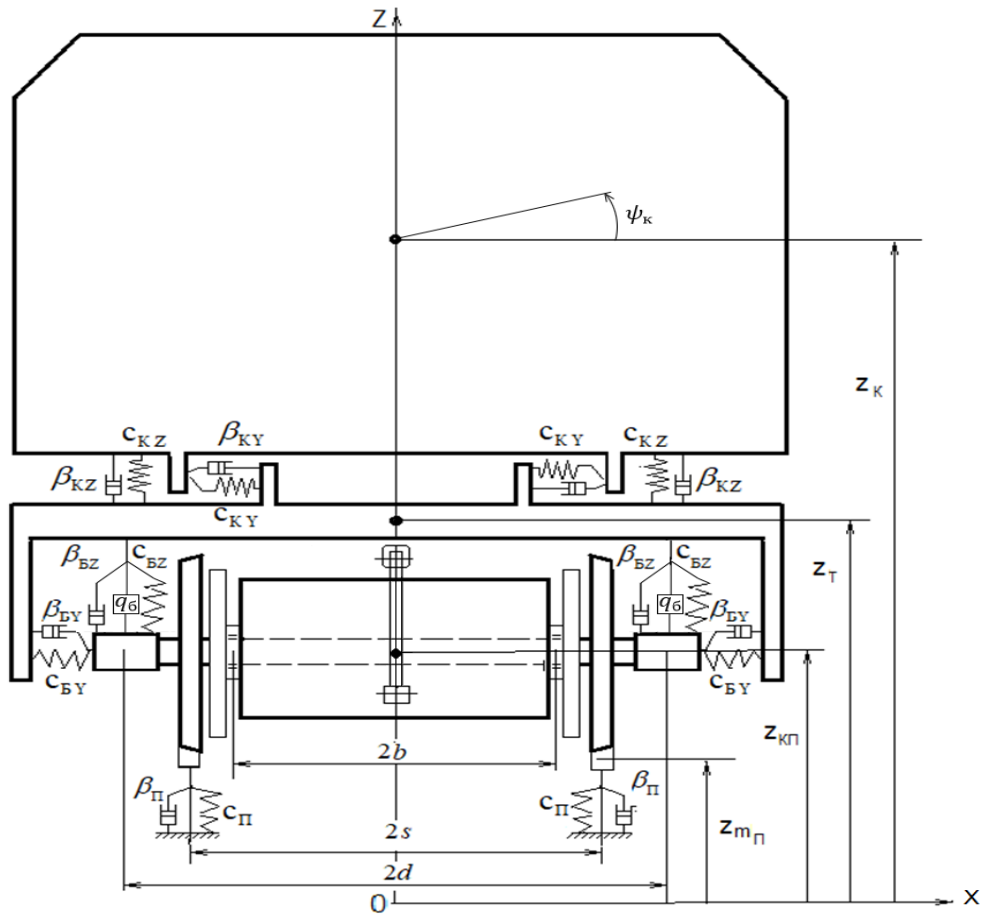
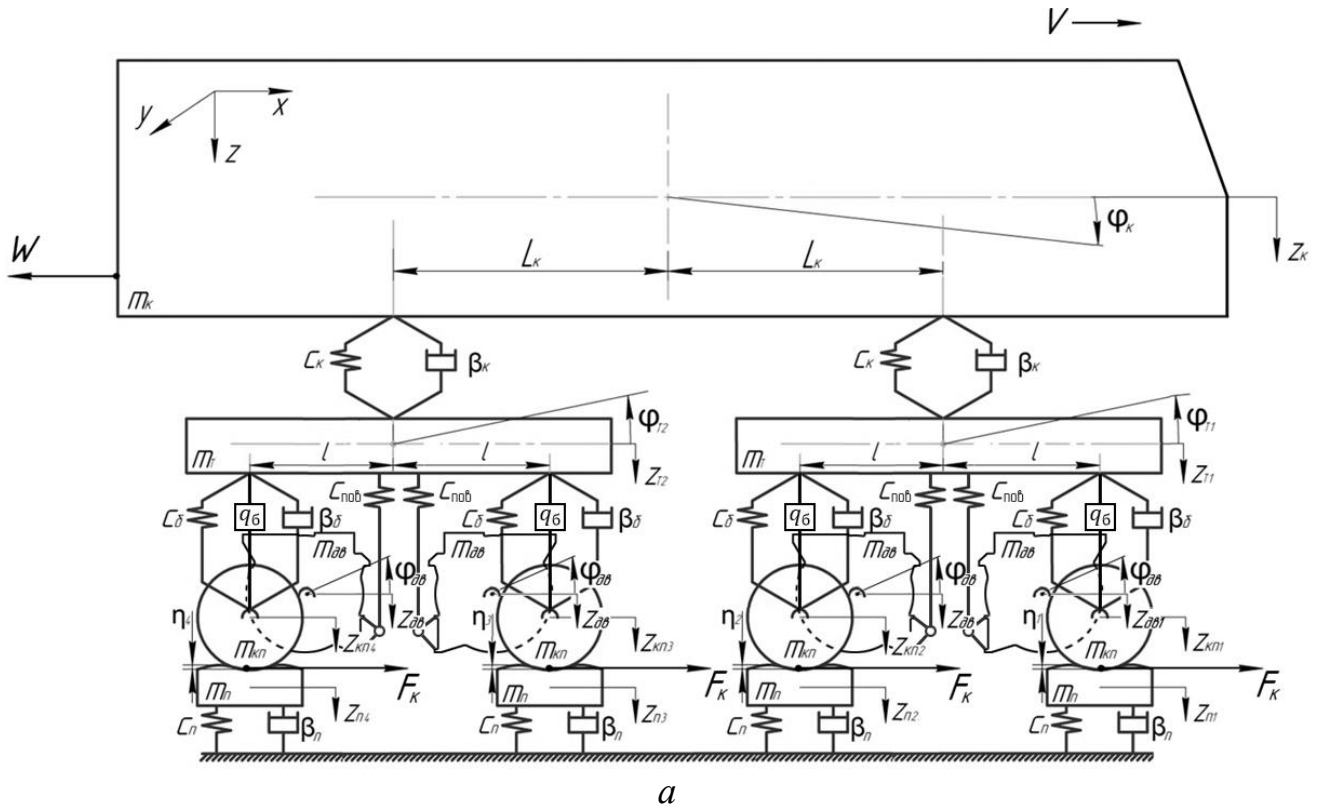


Рисунок 2.3 – Расчетная схема системы «электровоз-путь»:

a – продольная плоскость; *б* – поперечная плоскость

Математическую модель колебаний локомотива, движущегося с постоянной скоростью вдоль оси пути, составим на основе уравнений Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (2.5)$$

где T – кинетическая энергия узлов локомотива и приведенной массы пути; Π – потенциальная энергия упругих элементов локомотива и пути; Φ – диссипативная функция демпфирующих элементов экипажа и пути; q_i и \dot{q}_i – обобщенные координаты и скорости соответственно; Q_i – обобщенные силы.

Для проведения расчета необходимо назначить обобщенные координаты, задать инерционные, упругие и диссипативные параметры локомотива и пути: z_k, z_{tk}, z_{kpi} – вертикальные перемещения кузова, k -й тележки, i -й колесной пары соответственно; z_{pi} – вертикальное перемещение участка пути, приведенного к i -й колесной паре; y_k, y_{tk}, y_{kpi} – поперечные перемещения кузова, k -й тележки, i -й колесной пары соответственно; $\theta_k, \theta_{tk}, \theta_{kpi}$ – угловые перемещения кузова, k -й тележки, i -й колесной пары относительно оси z ; $\varphi_k, \varphi_{tk}, \varphi_{kpi}$ – угловые перемещения кузова, k -й тележки, i -й колесной пары относительно оси y ; $\psi_k, \psi_{tk}, \psi_{kpi}$ – угловые перемещения кузова, k -й тележки, i -й колесной пары относительно оси x ; η_i – функция неровности рельса под i -й колесной парой; $m_k, m_t, m_{kpi}, m_{дв}$ – массы кузова, обрессоренных частей тележки, колесной пары и ТЭД соответственно; $m_{п}$ – приведенная масса пути; J_k, J_t, J_{kpi} – моменты инерции кузова, тележки и колесной пары соответственно (относительно осей z, y, x , которые обозначены дополнительным индексом); c_k, c_b – жесткости кузовной и буксовой ступеней подвешивания; $c_{п}$ – приведенная жесткость пути; β_k, β_b – коэффициенты вязкого трения кузовной и буксовой ступеней подвешивания; $\beta_{п}$ – приведенный коэффициент вязкого трения пути; F_k – сила тяги; W – сила сопротивления движению состава поезда. Здесь $k = 1, 2$; $i = 1, \dots, 4$ – нумерация колесных пар, тележек и тяговых электродвигателей по ходу локомотива.

Кинетическая энергия узлов экипажа и пути определяется по следующему выражению:

$$T = \frac{1}{2} m_k \dot{z}_k^2 + \frac{1}{2} m_k \dot{y}_k^2 + \frac{1}{2} J_{kz} \dot{\theta}_k^2 + \frac{1}{2} J_{ky} \dot{\phi}_k^2 + \frac{1}{2} J_{kx} \dot{\psi}_k^2 + \frac{1}{2} m_T \sum_k \dot{z}_{Tk}^2 + \frac{1}{2} m_T \sum_k \dot{y}_{Tk}^2 + \frac{1}{2} J_{Tz} \sum_k \dot{\theta}_{Tk}^2 + \frac{1}{2} J_{Ty} \sum_k \dot{\phi}_{Tk}^2 + \frac{1}{2} J_{Tx} \sum_k \dot{\psi}_{Tk}^2 + \frac{1}{2} m_{\text{кп}} \sum_i \dot{z}_i^2 + \frac{1}{2} m_{\text{кп}} \sum_i \dot{y}_i^2 + \frac{1}{2} J_{\text{кпз}} \sum_i \dot{\theta}_{\text{кп}i}^2 + \frac{1}{2} J_{\text{кпy}} \sum_i \dot{\phi}_{\text{кп}i}^2 + \frac{1}{2} J_{\text{кпx}} \sum_i \dot{\psi}_{\text{кп}i}^2 + \frac{1}{2} m_{\text{п}} \sum_i (\dot{z}_{\text{кп}i} - \dot{\eta}_i)^2. \quad (2.6)$$

Потенциальная энергия узлов экипажа и пути:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_{\text{кз}} \sum_k \Delta_{\text{кз}k}^2 + \frac{1}{2} c_{\text{кy}} \sum_k \Delta_{\text{кy}k}^2 + \frac{1}{2} c_{\text{бз}} \sum_i \Delta_{\text{бз}i}^2 + \frac{1}{2} c_{\text{бы}} \sum_i \Delta_{\text{бы}i}^2 + \frac{1}{2} c_{\text{п}} \sum_i \Delta_{\text{п}i}^2. \quad (2.7)$$

Прогибы центральной ступени подвешивания в вертикальной плоскости:

$$\Delta_{\text{к}1} = z_{\text{к}} - z_{\text{т}1} - L_{\text{к}} \varphi_{\text{к}} - \text{первой тележки};$$

$$\Delta_{\text{к}2} = z_{\text{к}} - z_{\text{т}2} + L_{\text{к}} \varphi_{\text{к}} - \text{второй тележки}.$$

Прогибы системы обрессоривания кузова поперек оси пути:

$$\Delta_{\text{к}2y} = y_{\text{к}} - y_{\text{т}1} - \theta_{\text{к}} L;$$

$$\Delta_{\text{к}2y} = y_{\text{к}} - y_{\text{т}2} + \theta_{\text{к}} L.$$

Прогибы системы обрессоривания тележки поперек оси пути:

$$\Delta_{\text{т}1y} = y_{\text{т}1} - y_{\text{б}1} - \theta_{\text{т}1} l;$$

$$\Delta_{\text{т}2y} = y_{\text{т}2} - y_{\text{б}2} + \theta_{\text{т}2} l.$$

Прогибы буксовой ступени подвешивания:

$$\Delta_{\text{б}1} = z_{\text{т}1} - z_{\text{кп}1} - \varphi_{\text{т}1} l;$$

$$\Delta_{\text{б}2} = z_{\text{т}1} - z_{\text{кп}2} + \varphi_{\text{т}1} l;$$

$$\Delta_{\text{б}3} = z_{\text{т}2} - z_{\text{кп}3} - \varphi_{\text{т}2} l;$$

$$\Delta_{\text{б}4} = z_{\text{т}2} - z_{\text{кп}4} + \varphi_{\text{т}2} l.$$

Прогибы верхнего строения пути:

$\Delta_{п1} = z_{кп1} - \eta_1$ – первой колесной пары;

$\Delta_{п2} = z_{кп2} - \eta_2$ – второй колесной пары;

$\Delta_{п3} = z_{кп3} - \eta_3$ – третьей колесной пары;

$\Delta_{п4} = z_{кп4} - \eta_4$ – четвертой колесной пары.

Диссипативная функция системы:

$$\Phi = \frac{1}{2}\beta_{кz} \sum_k \dot{\Delta}_{кz k}^2 + \frac{1}{2}\beta_{кy} \sum_k \dot{\Delta}_{кy k}^2 + \frac{1}{2}\beta_{\delta z} \sum_i \dot{\Delta}_{\delta z i}^2 + \frac{1}{2}\beta_{\delta y} \sum_i \dot{\Delta}_{\delta y i}^2 + \frac{1}{2}\beta_{п} \sum_i \dot{\Delta}_{п i}^2. \quad (2.8)$$

Скорости прогибов определяются как производные по времени прогибов упругих элементов экипажа и приведенной массы пути.

В соответствии с энергетическим алгоритмом Лагранжа (2.5) возьмем соответствующие производные выражений кинетической и потенциальной энергий, а также функции рассеяния, зависящие от выбранных обобщенных координат и скоростей. В результате получим систему дифференциальных уравнений, которую можно представить в матричном виде:

$$[M]\ddot{\vec{q}} + [B]\dot{\vec{q}} + [C]\vec{q} = \vec{Q}, \quad (2.9)$$

где $[M]$ – матрица инерционных коэффициентов; $[B]$ – матрица диссипативных коэффициентов; $[C]$ – матрица упругих коэффициентов; \vec{Q} – вектор нагрузок, приложенных к узлам рассматриваемой механической системы, определяемый внешними возмущениями.

Вектор обобщенных координат, характеризующий положение узлов рассматриваемой механической системы в любой момент времени, определяется по следующему выражению:

$$\vec{q} = \left\{ \begin{array}{l} x_K, y_K, z_K, \theta_K, \varphi_K, \psi_K, x_{T1}, y_{T1}, z_{T1}, \theta_{T1}, \varphi_{T1}, \psi_{T1}, x_{T2}, y_{T2}, z_{T2}, \theta_{T2}, \varphi_{T2}, \psi_{T2}, \\ x_{кп1}, y_{кп1}, z_{кп1}, \theta_{кп1}, \varphi_{кп1}, \psi_{кп1}, x_{кп2}, y_{кп2}, z_{кп2}, \theta_{кп2}, \varphi_{кп2}, \psi_{кп2}, \\ x_{кп3}, y_{кп3}, z_{кп3}, \theta_{кп3}, \varphi_{кп3}, \psi_{кп3}, x_{кп4}, y_{кп4}, z_{кп4}, \theta_{кп4}, \varphi_{кп4}, \psi_{кп4}, \\ x_{дв1}, y_{дв1}, z_{дв1}, \theta_{дв1}, \varphi_{дв1}, \psi_{дв1}, x_{дв2}, y_{дв2}, z_{дв2}, \theta_{дв2}, \varphi_{дв2}, \psi_{дв2}, \\ x_{дв3}, y_{дв3}, z_{дв3}, \theta_{дв3}, \varphi_{дв3}, \psi_{дв3}, x_{дв4}, y_{дв4}, z_{дв4}, \theta_{дв4}, \varphi_{дв4}, \psi_{дв4} \end{array} \right\}^T \quad (2.10)$$

где $x_K, y_K, z_K, \theta_K, \varphi_K, \psi_K$ – линейные и угловые координаты кузова;

$x_{T1}, y_{T1}, z_{T1}, \theta_{T1}, \varphi_{T1}, \psi_{T1}, x_{T2}, y_{T2}, z_{T2}, \theta_{T2}, \varphi_{T2}, \psi_{T2}$ – линейные и угловые координаты первой и второй тележек;

$x_{ДВ1}, y_{ДВ1}, z_{ДВ1}, \theta_{ДВ1}, \varphi_{ДВ1}, \psi_{ДВ1}, x_{ДВ2}, y_{ДВ2}, z_{ДВ2}, \theta_{ДВ2}, \varphi_{ДВ2}, \psi_{ДВ2}, x_{ДВ3}, y_{ДВ3}, z_{ДВ3},$

$\theta_{ДВ3}, \varphi_{ДВ3}, \psi_{ДВ3}, x_{ДВ4}, y_{ДВ4}, z_{ДВ4}, \theta_{ДВ4}, \varphi_{ДВ4}, \psi_{ДВ4}$ – линейные и угловые координаты тяговых электродвигателей;

$x_{КП1}, y_{КП1}, z_{КП1}, \theta_{КП1}, \varphi_{КП1}, \psi_{КП1}, x_{КП2}, y_{КП2}, z_{КП2}, \theta_{КП2}, \varphi_{КП2}, \psi_{КП2}, x_{КП3}, y_{КП3}, z_{КП3},$

$\theta_{КП3}, \varphi_{КП3}, \psi_{КП3}, x_{КП4}, y_{КП4}, z_{КП4}, \theta_{КП4}, \varphi_{КП4}, \psi_{КП4}$ – линейные и угловые координаты колесных пар.

Матричную систему (2.9), (2.10) представим в виде системы дифференциальных уравнений колебаний на основе уравнений Лагранжа второго рода:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_K \ddot{z}_K + 2\beta_K \dot{z}_K - \beta_K (\dot{z}_{T1} + \dot{z}_{T2}) + 2c_K z_K - c_K (z_{T1} + z_{T2}) = 0; \\
 J_K \ddot{\varphi}_K + 2L^2 \beta_K \dot{\varphi}_K + \beta_K L (\dot{z}_{T1} - \dot{z}_{T2}) + 2L^2 c_K \varphi_K + c_K L (z_{T1} - z_{T2}) = 0; \\
 m_{T1} \ddot{z}_{T1} + \beta_K (\dot{z}_{T1} - \dot{z}_K + L\dot{\varphi}_K) + \beta_6 (2\dot{z}_{T1} - \dot{z}_{КП1} - \dot{z}_{КП2}) + c_K (z_{T1} - z_K + L\varphi_K) + \\
 + c_6 (2z_{T1} - z_{КП1} - z_{КП2}) + q_6(z) (2z_{T1} - z_{КП1} - z_{КП2}) = 0; \\
 J_{T1} \ddot{\varphi}_{T1} + \beta_6 (2l^2 \dot{\varphi}_{T1} + l\dot{z}_{КП1} - l\dot{z}_{КП2}) + c_6 (2l^2 \varphi_{T1} + lz_{КП1} - lz_{КП2}) + \\
 + q_6(z) (2l^2 \varphi_{T1} + lz_{КП1} - lz_{КП2}) = 0; \\
 m_{T2} \ddot{z}_{T2} + \beta_K (\dot{z}_{T2} - \dot{z}_K + L\dot{\varphi}_K) + \beta_6 (2\dot{z}_{T2} - \dot{z}_{КП3} - \dot{z}_{КП4}) + c_K (z_{T2} - z_K + L\varphi_K) + \\
 + c_6 (2z_{T2} - z_{КП3} - z_{КП4}) + q_6(z) (2z_{T2} - z_{КП3} - z_{КП4}) = 0; \\
 J_{T2} \ddot{\varphi}_{T2} + \beta_6 (2l^2 \dot{\varphi}_{T2} + l\dot{z}_{КП3} - l\dot{z}_{КП4}) + c_6 (2l^2 \varphi_{T2} + lz_{КП3} - lz_{КП4}) + \\
 + q_6(z) (2l^2 \varphi_{T2} + lz_{КП3} - lz_{КП4}) = 0; \\
 (m_{КП1} + m_{II}) \ddot{z}_{КП1} + \beta_{II} \dot{z}_{КП1} + \beta_6 (\dot{z}_{КП1} - \dot{z}_{T1} + l\dot{\varphi}_{T1}) + c_6 (z_{КП1} - z_{T1} + l\varphi_{T1}) + c_{II} z_{КП1} + \\
 + q_6(z) (z_{КП1} - z_{T1} + l\varphi_{T1}) = m_{II} \ddot{\eta}_1 + \beta_{II} \dot{\eta}_1 + c_{II} \eta_1; \\
 (m_{КП2} + m_{II}) \ddot{z}_{КП2} + \beta_{II} \dot{z}_{КП2} + \beta_6 (\dot{z}_{КП2} - \dot{z}_{T1} - l\dot{\varphi}_{T1}) + c_6 (z_{КП2} - z_{T1} - l\varphi_{T1}) + c_{II} z_{КП2} + \\
 + q_6(z) (z_{КП2} - z_{T1} - l\varphi_{T1}) = m_{II} \ddot{\eta}_2 + \beta_{II} \dot{\eta}_2 + c_{II} \eta_2; \\
 (m_{КП3} + m_{II}) \ddot{z}_{КП3} + \beta_{II} \dot{z}_{КП3} + \beta_6 (\dot{z}_{КП3} - \dot{z}_{T2} + l\dot{\varphi}_{T2}) + c_6 (z_{КП3} - z_{T2} + l\varphi_{T2}) + c_{II} z_{КП3} + \\
 + q_6(z) (z_{КП3} - z_{T2} + l\varphi_{T2}) = m_{II} \ddot{\eta}_3 + \beta_{II} \dot{\eta}_3 + c_{II} \eta_3; \\
 (m_{КП4} + m_{II}) \ddot{z}_{КП4} + \beta_{II} \dot{z}_{КП4} + \beta_6 (\dot{z}_{КП4} - \dot{z}_{T2} - l\dot{\varphi}_{T2}) + c_6 (z_{КП4} - z_{T2} - l\varphi_{T2}) + c_{II} z_{КП4} + \\
 + q_6(z) (z_{КП4} - z_{T2} - l\varphi_{T2}) = m_{II} \ddot{\eta}_4 + \beta_{II} \dot{\eta}_4 + c_{II} \eta_4.
 \end{array} \right. \quad (2.11)$$

Система уравнений (2.11) представляет собой математическую модель вертикальных колебаний модернизированного электровоза 2ЭС6, в буксовую ступень рессорного подвешивания которого введено компенсирующее устройство с изменяющейся жесткостью $q_{\delta}(z)$. Шесть уравнений определяют подпрыгивание и галопирование кузова и тележек, следующие четыре – подпрыгивание колесных пар. Система является нелинейной, следовательно, решение возможно определить только с использованием приближенных методов. Нелинейность вводится силой, которая формируется компенсирующим устройством. Это устройство обладает отрицательной жесткостью и позволяет получать нелинейную суммарную характеристику, представленную на рисунке 2.4, наиболее удачно которую можно аппроксимировать кубической параболой.

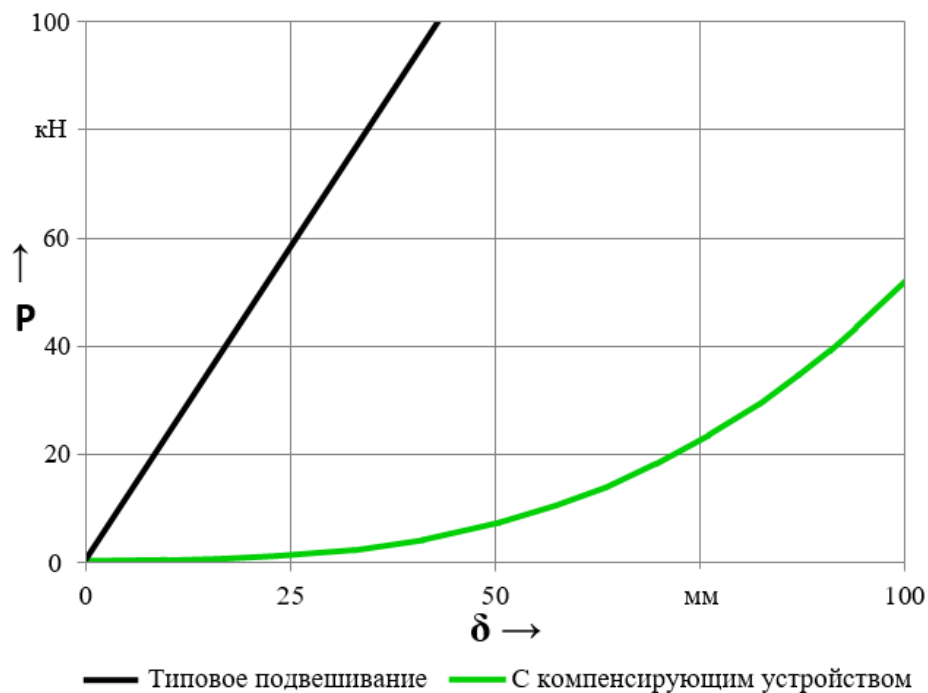


Рисунок 2.4 – Силовые характеристики подвешивания

Суммарная жесткость буксовой ступени рессорного подвешивания в этом случае будет иметь вид, представленный на рисунке 2.5.

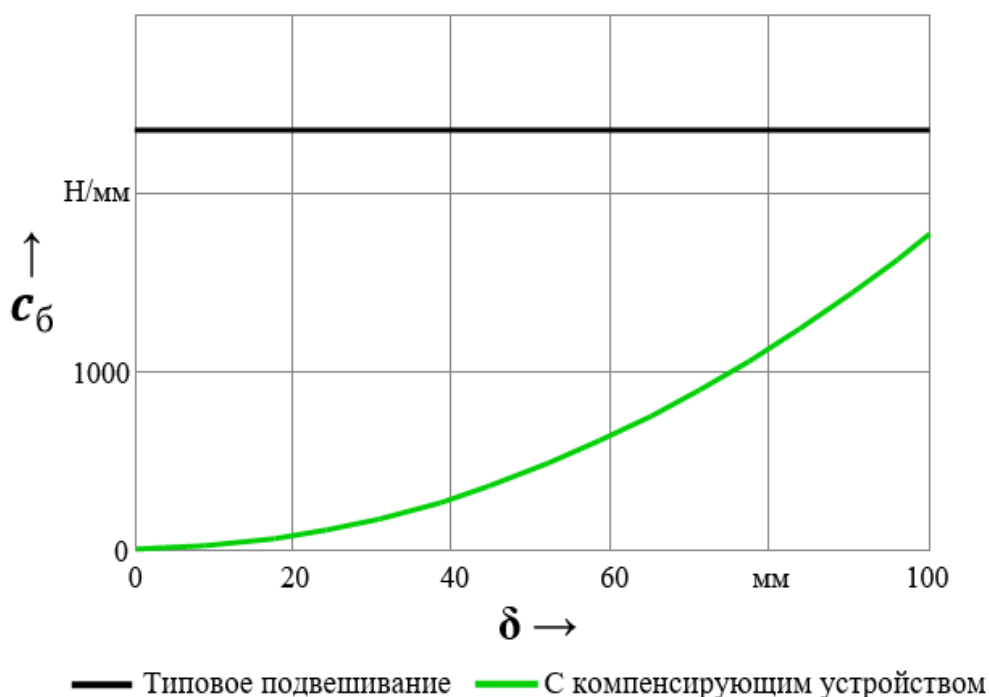


Рисунок 2.5 – Суммарная жесткость буксовой ступени

Силовая характеристика нелинейного рессорного подвешивания:

$$P = \alpha x + \beta x^3; \quad (2.12)$$

где $\alpha = 1,4286$; $\beta = 0,0050386$ – коэффициенты аппроксимации.

Вертикальные колебания локомотива в случае наличия нелинейности в буксовой ступени будут описываться системой нелинейных дифференциальных уравнений. Возмущение, действующее на железнодорожный экипаж, носит случайный характер, следовательно, линеаризацию системы проведем методом статистической линеаризации, использование которого для решения подобной задачи приведено в работе [62]. Коэффициенты статистической линеаризации для нелинейности типа «кубическая парабола» [62]:

- коэффициент линеаризации по неслучайным составляющим

$$k_1 = 3\beta\sigma_\delta^2, \quad (2.13)$$

где σ_δ – среднеквадратическое отклонение динамического прогиба;

- коэффициент линеаризации по случайным составляющим

$$k_2 = \sqrt{15}\beta\sigma_8^2. \quad (2.14)$$

Значение коэффициента k_1 является завышенным, а k_2 заниженным [62, 63], следовательно, рекомендуют использовать усредненное значение коэффициента статистической линеаризации

$$k = 0,5(k_1 + k_2). \quad (2.15)$$

В результате получим значение жесткости буксовой ступени

$$c_6 = k\sigma_8 + \beta. \quad (2.16)$$

Интегрирование уравнений математической модели (2.11), описывающих колебания узлов электровоза при его движении по неровностям рельсового пути, позволяет определить нагрузки в узлах механической части локомотива. Найденные значения суммарных нагрузок позволяют определить напряженно-деформированное состояние отдельных элементов механической части электровоза и выработать рекомендации для модернизации систем подвешивания тягового электродвигателя и рессорного подвешивания.

Поскольку в механической колебательной системе «экипаж-путь», возникают малые колебания с нулевым математическим ожиданием, то оценить колебательные процессы возможно с помощью метода Винера-Хинчина [64], определяя среднеквадратические отклонения вертикальных ускорений узлов экипажа по формуле:

$$\sigma_z^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S_z(\omega) d\omega. \quad (2.17)$$

Спектральная плотность обобщенной координаты системы $S_z(\omega)$ связана с аналогичной характеристикой случайного воздействия пути формулой:

$$S_z(\omega) = |W_z(j\omega)|^2 S_{\eta}(\omega), \quad (2.18)$$

где $|W_z(j\omega)|^2$ – квадрат модуля частотной передаточной функции системы (амплитудно-частотной характеристики), определяющей ее свойства для выбранной обобщенной координаты x ; $S_{\eta}(\omega)$ – спектральная плотность возмущающего воздействия неровности пути [65].

Квадрат модуля передаточной функции соответствующей обобщенной координаты по неровности рельса найдем из системы дифференциальных уравнений, преобразуя все уравнения модели системы по Лапласу при нулевых начальных условиях.

Определим динамическую добавку силы воздействия колеса на рельс. Для расчетной схемы электровоза 2ЭС6 передаточная функция для динамической добавки имеет вид:

$$\frac{P(s)}{\eta(s)} = W_p(s) = -\left[m_{\text{кн}} s^2 + \beta_{\sigma} s + c_{\sigma} \right] W_{z_{\text{кн}}}(s) + (\beta_{\sigma} s + c_{\sigma} z_{\text{т}}) W_{z_{\text{т}}}(s). \quad (2.19)$$

Спектральную плотность и среднеквадратическое отклонение динамической добавки рассчитываем по формулам:

$$S_p(\omega) = |W_p(j\omega)|^2 S_{\eta}(\omega); \quad (2.20)$$

$$\sigma_p = \sqrt{2 \int_0^{\infty} S_p(\omega) d\omega}. \quad (2.21)$$

Максимальное и минимальное значения силы воздействия колесной пары на рельс определяем по выражениям:

$$P_{\text{max}} = P_{\text{ст}} + 2,51\sigma_p; \quad (2.22)$$

$$P_{\text{min}} = P_{\text{ст}} - 2,51\sigma_p, \quad (2.23)$$

где $P_{\text{ст}}$ – величина силы воздействия колесной пары на рельс в статике (для электровоза 2ЭС6 равна 245,2 кН (25 тс) [66]).

Разработанная математическая модель обеспечивает возможность определения параметров вертикальной динамики электровоза 2ЭС6 как с типовой схемой буксовой ступени рессорного подвешивания, так и с усовершенствованной схемой за счет введения компенсирующего устройства с изменяющейся жесткостью, во всем диапазоне эксплуатационных скоростей. Модель реализована в форме программы расчета показателей динамики на ЭВМ [67].

Проверка достоверности расчетных данных, полученных в ходе моделирования, для локомотива с типовой схемой рессорного подвешивания проведена сравнением с результатами вибрационных испытаний электровозов [68]. Для локомотива с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания проведено физическое моделирование на лабораторной установке «условный одноосный локомотив». Подробно вопрос оценки достоверности математической модели рассмотрен в третьем разделе (п. 3.3, 3.4) настоящей работы.

2.4 Продольная динамика узлов электровоза

2.4.1 Влияние технического состояния колес и условий их контактирования с рельсами на реализацию силы тяги

Касательная сила тяги F_{kj} , приложенная со стороны рельса к j -му колесу локомотива, определяется по следующему выражению:

$$F_{KJ} = afP_J \left(\frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_{кр}} \right)^b e^{-c \frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_{кр}}}. \quad (2.24)$$

Коэффициенты a , b и c определены для различных условий контактирования колесной пары с рельсами профессором А. Л. Голубенко [7] и приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Значения коэффициентов уравнения (2.24)

Условия контакта колеса с рельсом	a	b	c	ε_{kp}	$\frac{f_{max}}{f_0}$	Коэффициент корреляции
Сухой чистый рельс с подачей песка	0,88454	0,41034	0,40645	0,034	0,5891	0,99264
Сухой обезжиренный рельс	0,72771	0,28755	0,28888	0,033	0,5451	0,99767
Сухой чистый рельс	0,71693	0,37933	0,37605	0,033	0,4922	0,9955
Мокрый рельс с подачей песка	0,62734	0,38389	0,37349	0,027	0,4318	0,97756
Чистый рельс, политый водой	0,35161	0,32744	0,33716	0,026	0,2510	0,99737
Рельс, покрытый масляной пленкой	0,24823	0,43601	0,43151	0,025	0,1612	0,9824

Влияние проката колеса на коэффициент трения представлено на рисунке 2.6, а пробега на прокат – на рисунке 2.7 [7].

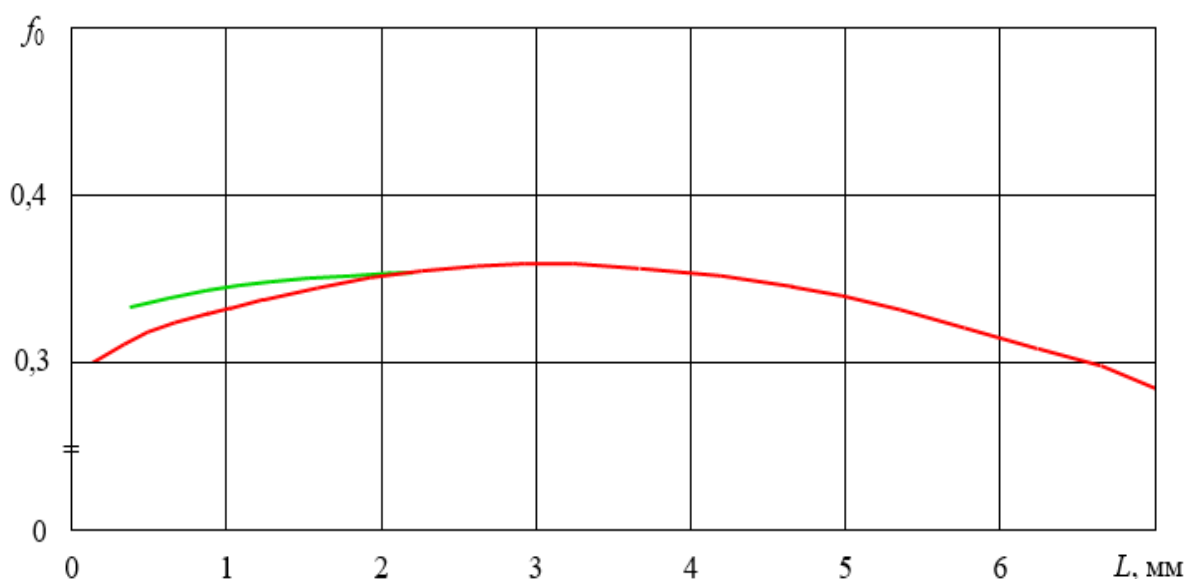


Рисунок 2.6 – Зависимость коэффициента трения покоя f_0 от проката колеса локомотива:

— по данным измерений; — при наличии оптимальной шероховатости

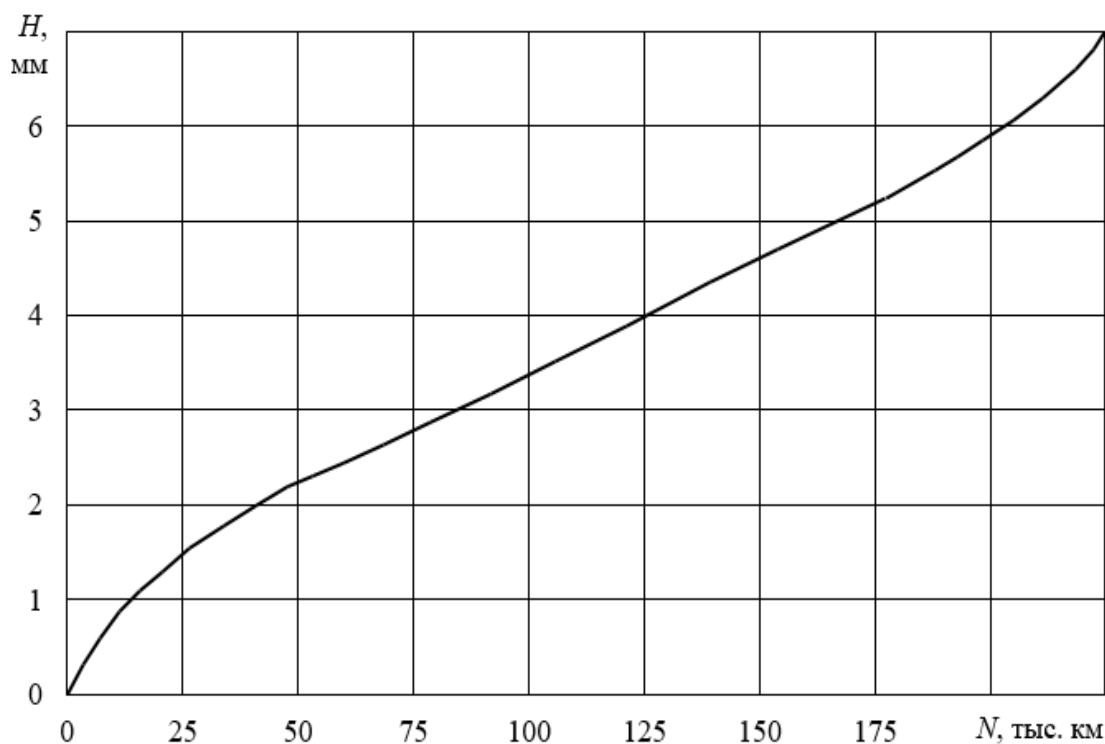


Рисунок 2.7 – Зависимость проката H колеса от пробега N локомотива

Коэффициент трения покоя f_0 зависит от многих факторов, но в первую очередь от осевой нагрузки, проката бандажа и условий контакта колеса с рельсом. Запишем регрессионное уравнение для вычисления f_0 в виде:

$$f_0 = f_0^* K_L K_P K_I, \quad (2.25)$$

$$\text{где } K_L = 0,833639 + 0,129386L - 0,028866L^2 + 0,001403L^3; \quad (2.26)$$

$$K_P = \sum_0^6 a_i P^i; \quad (2.27)$$

$$K_I = \sum_{j=0}^n b_j \left(\frac{I}{S_{\text{тм}}} \right)^j. \quad (2.28)$$

Коэффициенты регрессионного уравнения (2.27) определяются условиями контакта колеса с рельсом и приведены в таблице 2.4, а регрессионного уравнения (2.28) – в таблице 2.5.

Таблица 2.4 – Значения коэффициентов регрессионного уравнения (2.27) в зависимости от условий контакта колеса с рельсом

	Сухой чистый рельс с подачей песка	Сухой обезжиренный рельс	Сухой чистый рельс	Мокрый рельс с подачей песка	Чистый рельс, политый водой	Рельс, покрытый тонким слоем смазки СТП
a_0	0,621614	0,572861	0,636785	0,552271	0,451486	0,266573
a_1	-0,000403	0,001014	-0,008874	-0,008160	-0,003098	-0,001610
a_2	–	-0,000071	0,000239	0,000320	0,000260	0,000006
a_3	–	$0,105348 \times 10^{-5}$	$-0,306370 \times 10^{-5}$	$-0,776954 \times 10^{-5}$	$-0,007524 \times 10^{-5}$	–
a_4	–	$-0,006303 \times 10^{-6}$	$0,105348 \times 10^{-6}$	$0,105642 \times 10^{-6}$	–	–
a_5	–	$0,013 \times 10^{-9}$	$0,038 \times 10^{-9}$	$-0,789 \times 10^{-9}$	–	–
a_6	–	–	–	$0,003 \times 10^{-9}$	–	–

Таблица 2.5 – Значения коэффициентов регрессионного уравнения (2.28) в зависимости от условий контакта колеса с рельсом

	Сухие обезжиренные рельсы	Влажные, покрытые водой рельсы	Рельсы, смазанные тонким слоем смазки	Рельсы с песком в контакте
1	2	3	4	5
b_0	0,695407	0,517348	0,417549	0,867747
b_1	0,026687	0,073429	0,020274	0,0815398
b_2	-0,000587	-0,0036118	–	-0,0290234
b_3	–	-1,058239E-03	–	-0,0068126
b_4	–	1,244199E-04	–	0,00607893
b_5	–	-4,597165E-06	–	-0,0015027

Окончание таблицы 2.5

1	2	3	4	5
b_6	–	5,629487E-08	–	0,00019908
b_7	–	–	–	-0,00001626
b_8	–	–	–	8,599105E-07
b_9	–	–	–	-2,957905E-08
b_{10}	–	–	–	6,401896E-10
b_{11}	–	–	–	-7,927825E-12

Для фактической площади контакта найдено следующее регрессионное уравнение:

$$S_{\phi} = 324 + 398,826761h - 8,038785h^2 + 4,796380h^3. \quad (2.29)$$

Изменение площади фактического контакта приведено на рисунке 2.8 [7].

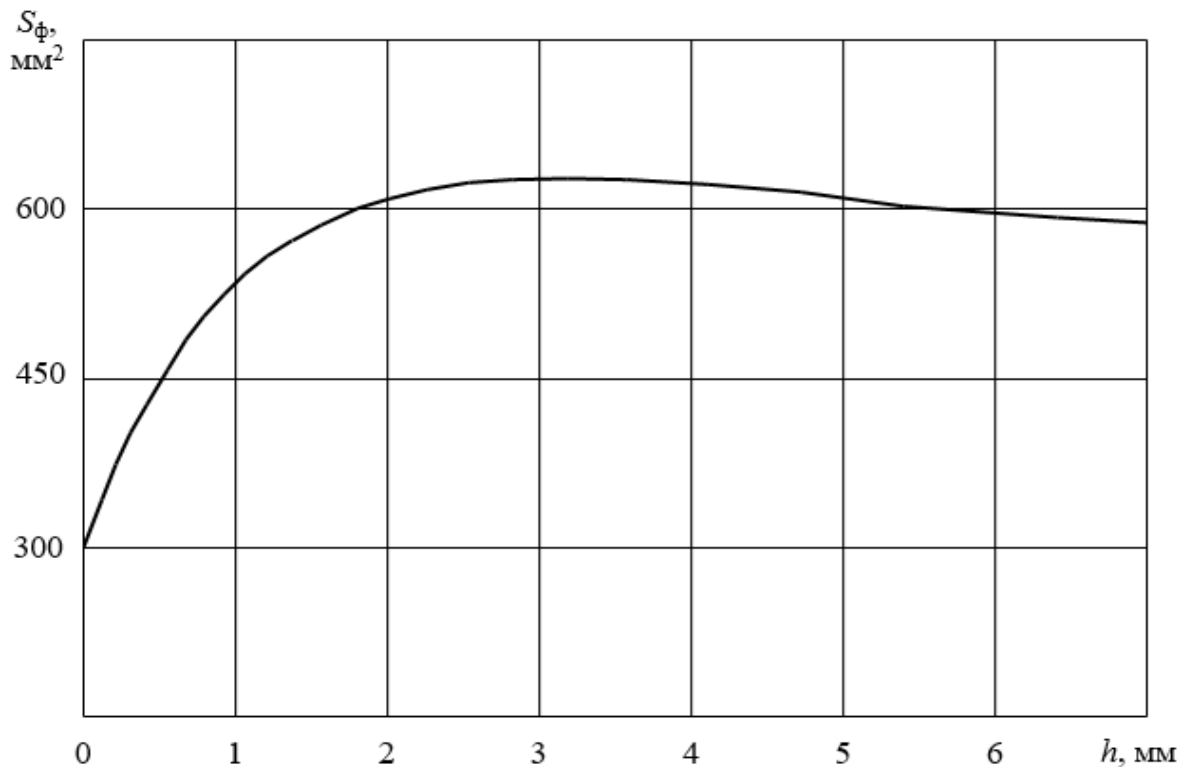


Рисунок 2.8 – Изменение фактической площади контакта S_{ϕ} от проката колеса h локомотива

При прокате колес от 2 до 5 мм темп износа снижается. В то же время для этого интервала прокатов характерны максимальные значения коэффициента трения покоя f_0 . Это утверждение хорошо согласуется с результатами измерений коэффициента сцепления для электровозных колес с различным прокатом [35].

Увеличение коэффициента трения покоя на 14 – 17 % по мере износа позволяет объяснять результаты экспериментальных исследований зависимости коэффициента сцепления от проката, полученные ВНИИЖТ [69, 70]. В результате можно утверждать, что локомотивные колеса с различным эксплуатационным прокатом имеют неодинаковые сцепные качества. Это является следствием изменяющихся номинальной площади контакта и параметров шероховатости поверхности катания колеса. Для всех фрикционных состояний максимальный коэффициент трения скольжения при качении со скольжением оказывается выше коэффициента трения покоя.

Особенно это выражено на рельсах, которые покрыты дизельным топливом. Для объяснения этого факта обратимся к [71], где описаны типичные результаты влияния температуры на трение твердых тел, смазанных пальмитиновой кислотой при граничной смазке. При повышении температуры до 69°С происходит первый разрыв пленки смазки и коэффициент трения резко повышается. При температуре 120°С наблюдается второй разрыв пленки и коэффициент трения становится таким же, как для несмазанных поверхностей. Аналогичный результат получен в [72, 73], где наблюдалось скачкообразное увеличение коэффициента трения скольжения при повышении температуры в зоне контакта за счет относительного трения. На прокат бандажа колесной пары оказывают влияние псевдопроскальзывание колесной пары по рельсам, сила тяги, продольный профиль и структура поезда, пробег локомотива.

Согласно данным профессора А. Л. Голубенко [7], для среднего значения величины проката бандажа регрессионное уравнение имеет вид:

$$L = -0,002949 + 0,112893N - 0,003263N^2 + 0,000060N^3 - 0,609767 \times 10^{-6} N^4 + 0,003392 \times 10^{-9} N^5 - 0,010 \times 10^{-9} N^6. \quad (2.30)$$

Здесь N – пробег локомотива в тыс. км. Допустим, что значение коэффициента трения покоя и максимального или потенциального (для конкретного фрикционного состояния поверхностей рельса и колеса) коэффициента сцепления совпадают. Ввиду отсутствия достоверных зависимостей, связывающих V_c и f_0 , последний в математической модели принимают постоянной величиной.

При проведении экспериментальных исследований с поездами, ведомыми магистральными электровозами, д.т.н. Л. А. Мугинштейн нашел максимальное значение ψ_{\max} , равное 0,252, а профессор О. А. Некрасов – 0,265. Данные значения хорошо соотносятся с расчетными данными, полученными для электровоза 2ЭС6, представленными в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Значение потенциального коэффициента сцепления колеса с рельсом

Условия контактирования колеса с рельсом	ψ_{\max}
Сухой чистый рельс с подачей песка	0,310
Сухой обезжиренный рельс	0,281
Сухой чистый рельс	0,250
Мокрый рельс с подачей песка	0,182
Чистый рельс, политый водой	0,087
Рельс, покрытый тонким слоем смазки	0,028

Приведенные значения коэффициентов регрессионных уравнений и полученные результаты давления лимитирующей колесной пары на рельс дают возможность выполнить анализ влияния квазиинвариантного рессорного подвешивания на тяговые качества локомотива.

2.4.2 Математическая модель продольной динамики локомотива

На первом этапе исследуем движение электровоза с типовым рессорным подвешиванием в режиме тяги по сухому чистому рельсу в идеальных условиях (неровности на рельсах отсутствуют). Начальные условия: скорость экипажа – 25 м/с; напряжение на зажимах двигателя – 1500 В; ток якоря – 450 А, масса поезда – 6674 т.

Так же, примем во внимание следующие допущения:

- 1) исследуются малые колебания;
- 2) случайные неровности левой и правой рельсовых нитей одинаковы;
- 3) рессорные комплекты локомотива безынерционные и характеризуются жесткостью и коэффициентом вязкого трения;
- 4) кузов, тележки и колесные пары являются абсолютно жесткими телами;
- 5) электровоз рассматривается как единая электромеханическая система;
- 6) движение колесной пары по рельсам безотрывное;
- 7) инерционные и диссипативные свойства компенсирующих устройств во внимание не принимается вследствие того, что их массы на несколько порядков меньше массы тележки;
- 8) экипаж движется с постоянной скоростью по пути со случайными неровностями.

Учитывая, что на экипаж при его движении в рельсовой колее может действовать не только кинематическое, но и силовое возмущение, например, ветровая нагрузка, выберем значения конструктивных параметров компенсирующего устройства такими, чтобы эквивалентная жесткость модернизированного рессорного подвешивания буксовой ступени локомотива составила 300 кН/м, а коэффициент относительного демпфирования составил 0,25 от критического.

Расчетные тяговые и тормозные характеристики электровоза 2ЭС6 в режиме независимого возбуждения ТЭД показаны на рисунке 2.9 [66].

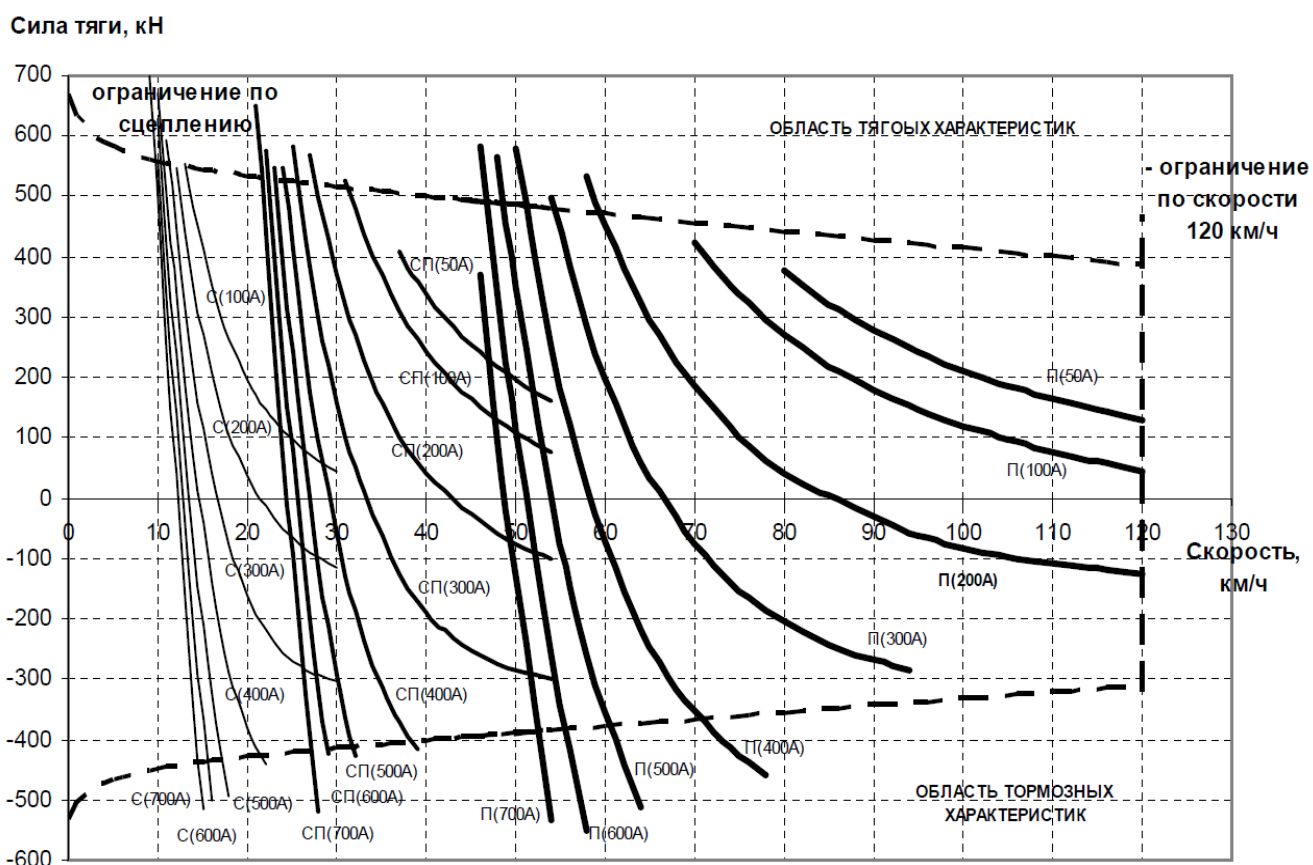


Рисунок 2.9 – Тяговые и тормозные характеристики
электровоза 2ЭС6

Тонкими линиями показано семейство статических характеристик электровоза на соединении «С» - последовательное соединение электродвигателей. Характеристики построены для конкретных значений 700, 600, 500, 400, 300, 200, 100 А тока независимого возбуждения при наборе 23 ходовой реостатной позиции управления. Для наглядности характеристики для реостатных позиций от 0 по 22 не приводятся. При наборе 23 позиции (безреостатной) происходит автоматическое увеличение скорости до 26 км/ч за счет снижения тока возбуждения тяговых электродвигателей, если позволяет сила тяги в соответствии с приведенными характеристиками.

Линиями средней толщины показано семейство характеристик электровоза на соединении «СП» – последовательно-параллельное соединение. Характеристики построены для конкретных значений 700, 600, 500, 400, 300, 200, 100, 50 А тока независимого возбуждения электродвигателей при наборе 44 ходовой реостатной позиции управления. Для наглядности характеристики для реостатных позиций от

Здесь \dot{x}_T – скорость подергивания тележки; $\dot{x}_{кп}$ – скорость подергивания колесной пары; \mathcal{J} – жесткость сайлентблоков буксовых поводков; Δ_1, Δ_2 – прогибы сайлентблоков буксовых поводков; $M_{вр}$ – вращающий момент от ТЭД с учетом передаточного отношения, приведенный к колесной паре; F_k – сила тяги; P – осевая нагрузка локомотива; \bar{Q} – сила на автосцепке, приведенная через наклонную тягу к тележке электровоза; W_0 – сила сопротивления движению поезда; N – нормальная сила реакции рельса.

Кинетическая энергия:

$$T = \frac{1}{2} m_T \dot{x}_T^2 + \frac{1}{2} m_{кп} \dot{x}_{кп}^2 + \frac{1}{2} J \omega^2. \quad (2.31)$$

Потенциальная энергия:

$$П = \frac{1}{2} \mathcal{J} (\Delta_1^2 + \Delta_2^2). \quad (2.32)$$

Деформации сайлентблоков:

$$\Delta_1 = x_T + l - x_{кп} - l = x_T - x_{кп}; \quad (2.33)$$

$$\Delta_2 = x_{кп} - x_T + l - l = x_{кп} - x_T, \quad (2.34)$$

тогда

$$П = \frac{1}{2} \mathcal{J} [x_T^2 + x_{кп}^2 - 2x_T x_{кп} + x_{кп}^2 + x_T^2 - 2x_T x_{кп}] = \mathcal{J} (x_T^2 + x_{кп}^2 - 2x_T x_{кп}), \quad (2.35)$$

а функция рассеяния:

$$\Phi = \beta (\dot{x}_T^2 + \dot{x}_{кп}^2 - 2\dot{x}_T \dot{x}_{кп}). \quad (2.36)$$

Взяв необходимые производные от кинетической и потенциальной энергий, а также функции рассеяния по обобщенным координатам, скоростям и по времени, получим

$$\begin{cases} m_T \ddot{x}_T + 2\beta \dot{x}_T - 2\beta \dot{x}_{\text{кп}} + 2\mu x_T - 2\mu x_{\text{кп}} = -W_0(\dot{x}_T) - Q; \\ m_{\text{кп}} \ddot{x}_{\text{кп}} - 2\beta \dot{x}_T + 2\beta \dot{x}_{\text{кп}} - 2\mu x_T + 2\mu x_{\text{кп}} = F_k; \\ J \dot{\omega} = M_{\text{вр}} - F_k r; \\ LI + RI + \mu C_e \Phi \omega = U_{\text{дв}}. \end{cases} \quad (2.37)$$

Здесь F_k – сила тяги, определяемая по формуле:

$$F_k = f_0 Pa \left(\frac{u}{\dot{x}_{\text{кп}} \varepsilon_{\text{кр}}} \right)^6 e^{-c \frac{u}{\dot{x}_{\text{кп}} \varepsilon_{\text{кр}}}}. \quad (2.38)$$

Электрическая постоянная

$$C_e = \frac{d_0 \alpha I}{1 + d_1 \alpha I}. \quad (2.39)$$

Тяговый момент на оси колесной пары

$$C_M = 0,974 C_e, \text{ тогда } M_{\text{вр}} = 0,974 \mu C_e \Phi I. \quad (2.40)$$

Скорость и ускорение проскальзывания колесной пары по рельсу определим по следующим выражениям:

$$u = \omega r - x_{\text{кп}}, \quad (2.41)$$

$$\dot{u} = \dot{\omega} r - \dot{x}_{\text{кп}}. \quad (2.42)$$

Угловое ускорение:

$$\dot{\omega} = \frac{0,974 \mu C_e \Phi I - F_k r}{J}. \quad (2.43)$$

Найдем ускорение подергивания колесной пары

$$\ddot{x}_{\text{кп}} = \frac{F_{\text{к}} + 2\beta\dot{x}_{\text{т}} - 2\beta\dot{x}_{\text{кп}} + 2\mathcal{J}x_{\text{т}} - 2\mathcal{J}x_{\text{кп}}}{m_{\text{кп}}}, \quad (2.44)$$

тогда производная по времени от скорости проскальзывания колеса по рельсу будет иметь вид:

$$\dot{u} = \frac{r}{J}(0,974\mu C_e \Phi I - F_{\text{к}} r) - \frac{F_{\text{к}} + 2\beta\dot{x}_{\text{т}} - 2\beta\dot{x}_{\text{кп}} + 2\mathcal{J}x_{\text{т}} - 2\mathcal{J}x_{\text{кп}}}{m_{\text{кп}}}. \quad (2.45)$$

После некоторых преобразований, получим

$$m_{\text{кп}}\dot{u} = \frac{m_{\text{кп}}r^2}{J} \cdot \frac{0,974\mu C_e \Phi I - F_{\text{к}} r}{r} - F_{\text{к}} - 2\beta\dot{x}_{\text{т}} + 2\beta\dot{x}_{\text{кп}} - 2\mathcal{J}x_{\text{т}} + 2\mathcal{J}x_{\text{кп}}, \quad (2.46)$$

т.е.

$$m_{\text{кп}}\dot{u} = \frac{m_{\text{кп}}r^2}{J} \cdot \frac{0,974\mu C_e \Phi I - F_{\text{к}} r}{r} - \left(1 + \frac{m_{\text{кп}}r^2}{J}\right) F_{\text{к}} - 2\beta\dot{x}_{\text{т}} + 2\beta\dot{x}_{\text{кп}} - 2\mathcal{J}x_{\text{т}} + 2\mathcal{J}x_{\text{кп}}. \quad (2.47)$$

Тогда электромеханическая модель, отражающая влияние изменения тока в тяговом двигателе на проскальзывание колесной пары, будет иметь вид:

$$\begin{cases} m_{\text{т}}\ddot{x}_{\text{т}} + 2\beta\dot{x}_{\text{т}} - 2\beta\dot{x}_{\text{кп}} + 2\mathcal{J}x_{\text{т}} - 2\mathcal{J}x_{\text{кп}} = -W_0(\dot{x}_{\text{т}}) - Q; \\ m_{\text{кп}}\ddot{x}_{\text{кп}} - 2\beta\dot{x}_{\text{т}} + 2\beta\dot{x}_{\text{кп}} - 2\mathcal{J}x_{\text{т}} + 2\mathcal{J}x_{\text{кп}} = F_{\text{к}}; \\ m_{\text{кп}}\dot{u} = \frac{m_{\text{кп}}r^2}{J} \cdot \frac{0,974\mu C_e \Phi I - F_{\text{к}} r}{r} - \left(1 + \frac{m_{\text{кп}}r^2}{J}\right) F_{\text{к}} - \\ - 2\beta\dot{x}_{\text{т}} + 2\beta\dot{x}_{\text{кп}} - 2\mathcal{J}x_{\text{т}} + 2\mathcal{J}x_{\text{кп}}; \\ LI + RI + \mu C_e \Phi \frac{\dot{x}_{\text{кп}} + u}{r} = U_{\text{дв}}. \end{cases} \quad (2.48)$$

Сила на автосцепке, приведенная через наклонную тягу к тележке электровоза:

$$Q = \sum_{k=1}^n W_k(\dot{x}_T). \quad (2.49)$$

Удельное сопротивление с учетом скорости движения в км/ч:

$$w'_0 = 0,7 + \frac{3 + 0,1\dot{x}_T + 0,0025\dot{x}_T^2}{q_0} \left[\frac{\text{кгс}}{\text{тс}} \right]. \quad (2.50)$$

Тогда для одной секции электровоза:

$$Q = nP_B \left(0,7 + \frac{3 + 0,36\dot{x}_T + 0,0324\dot{x}_T^2}{q_0} \right) = 71 \cdot 94 \left(0,7 + \frac{3 + 0,36\dot{x}_T + 0,0324\dot{x}_T^2}{23,5} \right) \left[\frac{\text{кгс}}{\text{тс}} \right],$$

где $n = 71$ – количество условных вагонов в составе поезда; $P_B = 922$ кН (94 тс) – вес условного вагона; $q_0 = 230,5$ кН (23,5 тс) – осевая нагрузка вагона.

Удельное сопротивление движению локомотива:

$$w'_0 = 1,9 + 0,01V + 0,0003V^2, \quad (2.51)$$

где $V = 3,6\dot{x}_T$.

Учитывая, что вес P_s электровоза 2ЭС6 равен 1961 кН (200 тс), получим:

$$w'_0 = 1,9 + 0,036\dot{x}_T + 0,003888\dot{x}_T^2; \quad (2.52)$$

$$W'_0 = 200(1,9 + 0,036\dot{x}_T + 0,003888\dot{x}_T^2). \quad (2.53)$$

С учетом этого, взаимосвязь между полным сопротивлением движению колесной пары локомотива и подергиванием рамы тележки имеет вид:

$$\begin{aligned}
 -W_0 - Q &= -\frac{W'_0 + Q'}{8} = \\
 &= -\frac{200(1,9 + 0,036\dot{x}_T + 0,003888\dot{x}_T^2) + 71 \cdot 94 \left(0,7 + \frac{3 + 0,36\dot{x}_T + 0,0324\dot{x}_T^2}{23,5} \right)}{8}. \quad (2.54)
 \end{aligned}$$

или, после подсчета коэффициентов:

$$W_0 + Q = (737,975 + 13,68\dot{x}_T + 1,2474\dot{x}_T^2). \quad (2.55)$$

Подставим это выражение в правую часть первого уравнения вышеприведенной системы (2.48), получим:

$$\left\{ \begin{aligned}
 m_T \ddot{x}_T + 2\beta \dot{x}_T - 2\beta \dot{x}_{\text{кп}} + 2\mathcal{J}x_T - 2\mathcal{J}x_{\text{кп}} &= -(737,975 + 13,68\dot{x}_T + 1,2474\dot{x}_T^2); \\
 m_{\text{кп}} \ddot{x}_{\text{кп}} - 2\beta \dot{x}_T + 2\beta \dot{x}_{\text{кп}} - 2\mathcal{J}x_T + 2\mathcal{J}x_{\text{кп}} &= f_0 Pa \left(\frac{u}{\dot{x}_{\text{кп}} \varepsilon_{\text{кр}}} \right)^b e^{-c \frac{u}{\dot{x}_{\text{кп}} \varepsilon_{\text{кр}}}}; \\
 m_{\text{кп}} \dot{u} = \frac{m_{\text{кп}} r^2}{J} \cdot \frac{0,974 \mu C_e \Phi I}{r} - \left(1 + \frac{m_{\text{кп}} r^2}{J} \right) f_0 Pa \left(\frac{u}{\dot{x}_{\text{кп}} \varepsilon_{\text{кр}}} \right)^b e^{-c \frac{u}{\dot{x}_{\text{кп}} \varepsilon_{\text{кр}}}} - & \quad (2.56) \\
 -2\beta(\dot{x}_T - \dot{x}_{\text{кп}}) - 2\mathcal{J}(x_T - x_{\text{кп}}); \\
 LI + RI + \mu C_e \Phi \cdot \frac{\dot{x}_{\text{кп}} + u}{r} = U_{\text{дв}}.
 \end{aligned} \right.$$

Значения коэффициентов при качении колеса по сухому чистому рельсу:

$$f_0 = 0,25; \quad a = 0,71693; \quad b = 0,37933; \quad c = 0,37605; \quad \varepsilon_{\text{кр}} = 0,033.$$

Тогда касательная сила тяги:

$$F_{\text{к}} = 0,1792P \left(\frac{30,30303u}{\dot{x}_{\text{кп}}} \right)^{0,3793} e^{\frac{-11,3954u}{\dot{x}_{\text{кп}}}}, \quad (2.57)$$

а система уравнений (2.56) принимает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_T \ddot{x}_T + 2\beta \dot{x}_T - 2\beta \dot{x}_{кп} + 2\mathcal{J}x_T - 2\mathcal{J}x_{кп} = -(737,975 + 13,68\dot{x}_T + 1,2474\dot{x}_T^2); \\ m_{кп} \ddot{x}_{кп} - 2\beta \dot{x}_T + 2\beta \dot{x}_{кп} - 2\mathcal{J}x_T + 2\mathcal{J}x_{кп} = 0,1792P \left(\frac{30,30303u}{\dot{x}_{кп}} \right)^{0,3793} e^{-\frac{11,3954u}{\dot{x}_{кп}}}; \\ m_{кп} \dot{u} = \frac{m_{кп} r^2}{J} \frac{0,974 \mu C_e \Phi I}{r} - \left(1 + \frac{m_{кп} r^2}{J} \right) 0,1792P \left(\frac{30,30303u}{\dot{x}_{кп}} \right)^{0,3793} e^{-\frac{11,3954u}{\dot{x}_{кп}}} - \\ - 2\beta \dot{x}_T + 2\beta \dot{x}_{кп} - 2\mathcal{J}x_T + 2\mathcal{J}x_{кп}; \\ LI + RI + \mu C_e \Phi \frac{\dot{x}_{кп} + u}{r} = U_{дв}. \end{array} \right. \quad (2.58)$$

Для стационарного режима движения:

$$\ddot{x}_T = \ddot{x}_{кп} = \dot{u} = \dot{I} = 0; \quad \dot{x}_T = \dot{x}_{кп} = V.$$

В этом случае система уравнений имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} 2\mathcal{J}x_T - 2\mathcal{J}x_{кп} = -(737,975 + 13,68\dot{x}_T + 1,2474\dot{x}_T^2); \\ -2\mathcal{J}x_T + 2\mathcal{J}x_{кп} = 0,1792P \left(\frac{30,30303u}{\dot{x}_{кп}} \right)^{0,3793} e^{-\frac{11,3954u}{\dot{x}_{кп}}}; \\ 0 = \frac{m_{кп} r^2}{J} \frac{0,974 \mu C_e \Phi I}{r} - \left(1 + \frac{m_{кп} r^2}{J} \right) 0,1792P \left(\frac{30,30303u}{\dot{x}_{кп}} \right)^{0,3793} e^{-\frac{11,3954u}{\dot{x}_{кп}}} - \\ - 2\mathcal{J}x_T + 2\mathcal{J}x_{кп}; \\ RI + \mu C_e \Phi \frac{\dot{x}_{кп} + u}{r} = U_{дв}. \end{array} \right. \quad (2.59)$$

Полагая, что в стационарном режиме движения скорость подергивания колесной пары равна скорости электровоза, а сила тяги, до срыва ее в режим боксования – максимальна ($\varepsilon = \varepsilon_{кр}$), при приведенных выше значениях коэффициентов, получим:

$$F_k = 0,12303P. \quad (2.60)$$

При движении в обычном режиме ($\varepsilon_{кр} = 0,033$) касательная сила тяги:

$$F_k = F_{k \max} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{кр}} = 0,12303P \frac{u}{V \varepsilon_{кр}} = 3,7282P \frac{u}{V}. \quad (2.61)$$

Отсюда получим формулу для определения скорости проскальзывания колеса по рельсу в стационарном режиме движения (сила тяги равна сопротивлению движению):

$$737,975 + 13,68V + 1,2474V^2 = 3,7282P \frac{u}{V}, \quad (2.62)$$

откуда

$$u = \frac{(737,975 + 13,68V + 1,2474V^2)V}{3,7282P}. \quad (2.63)$$

Анализ формулы (2.63) показывает, что на проскальзывание колеса в значительной степени влияет скорость движения локомотива. Это указывает на снижение тяговых свойств электровоза с увеличением скорости его движения и подтверждается эмпирической зависимостью снижения коэффициента сцепления колеса с рельсом от скорости электровоза. Кроме того, проскальзывание увеличивается с уменьшением давления колеса на рельс, что указывает на необходимость стабилизации сил взаимодействия колеса с рельсом, чего можно достичь путем модернизации рессорного подвешивания буксовой ступени локомотива на основе принципа компенсации внешних возмущений.

Предложенная математическая модель позволяет проводить исследование проскальзывания колес по рельсу, а также определять скорости подергивания тележек и колесных пар магистрального локомотива серии 2ЭС6 с типовой и усовершенствованной схемой рессорного подвешивания в зависимости от разного состояния пути и скоростей движения. Модель реализована в форме программы расчета показателей продольной динамики на ЭВМ [74].

2.5 Выводы

1) Для исследования рессорного подвешивания локомотива выбрана дискретная модель пути. В качестве математической модели внешних возмущений для дальнейшего исследования показателей динамических и тяговых качеств локомотива выбраны три варианта моделей неровностей, предложенные профессорами А. И. Беляевым [27], В. А. Камаевым [43] и Н. Н. Кудрявцевым [34].

2) Сформирована математическая модель вертикальных колебаний локомотивов серии 2ЭС6 «Синара» с усовершенствованной системой рессорного подвешивания за счет введения компенсирующего устройства с изменяющейся жесткостью в буксовую ступень. Модель обеспечивает возможность определения показателей вертикальной динамики как серийного, так и модернизированного электровоза 2ЭС6 во всем диапазоне эксплуатационных скоростей. Модель реализована в форме программы расчета показателей динамики на ЭВМ [67].

3) Проведено исследование влияния технического состояния колес и условий их контактирования с рельсами на реализацию силы тяги. На этой основе сформирована математическая модель продольной динамики локомотива. Модель позволяет определять скорости проскальзывания колеса по рельсу, а также скорости подергивания тележек и колесных пар магистрального локомотива серии 2ЭС6 с типовой и усовершенствованной схемой рессорного подвешивания в зависимости от разного состояния пути (шесть вариантов) во всем диапазоне эксплуатационных скоростей. Математическая модель учитывает влияние вышеназванных параметров на тяговые свойства локомотива. Модель реализована в форме программы расчета показателей продольной динамики на ЭВМ [74].

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ БУКСОВОЙ СТУПЕНИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПЕНСИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКИЕ И ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА

3.1 Обоснование необходимости модернизации рессорного подвешивания и выбор типа компенсирующего устройства

Повышение надежности современного железнодорожного подвижного состава является достаточно актуальной научно-практической задачей. Возникновение неисправностей механической части локомотивов и вагонов [9] напрямую зависит от тяжелых условий работы, сопровождающихся статическими и динамическими нагрузками [75]. Недостатки традиционного рессорного подвешивания железнодорожных экипажей, основанного на применении линейных упругих элементов в комбинации с фрикционными или гидравлическими гасителями колебаний стали очевидны в последнее время, когда, вследствие значительного износа основных фондов локомотивного, вагонного и путевого хозяйств (подвижного состава и рельсов), федеральный железнодорожный транспорт несет значительные издержки, обусловленные многочисленными ограничениями скорости, сходами вагонов с рельсов и другими более тяжелыми последствиями [76].

Необходимость повышения эффективности работы железнодорожного транспорта в жестких условиях рыночной экономики ставит задачу эффективного управления колебаниями железнодорожных экипажей в реальных условиях эксплуатации. В связи с этим следует отметить, что создание системы обрессоривания железнодорожного экипажа, основанной на принципе компенсации внешних возмущений, открывает новые возможности для повышения динамических качеств локомотивов и вагонов и, следовательно, эффективности работы транспорта в целом [19].

Структурная схема, рессорного подвешивания с компенсирующим устройством изображена на рисунке 3.1.

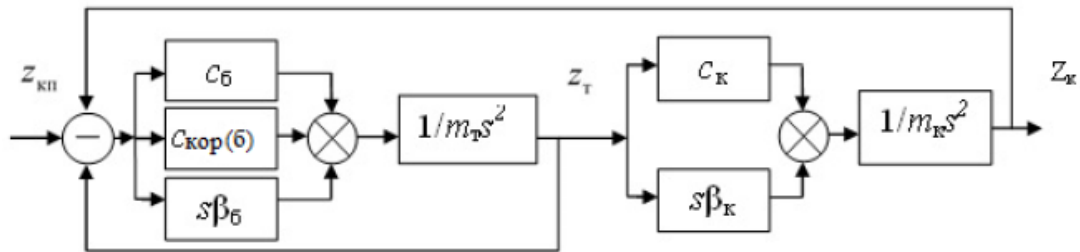


Рисунок 3.1 – Структурная схема двухканальной системы виброзащиты

На структурной схеме в буксовой ступени подвешивания представлено компенсирующее устройство, функционирующее параллельно основным упругим и диссипативным элементам в буксовой ступени, которое необходимо для формирования второго канала передачи усилия, направленного на ослабление динамической реакции основного упругого элемента. Компенсирующее устройство представляет собой упругий элемент с s -образной силовой характеристикой, что в результате дает суммарную силовую характеристику буксовой ступени, аппроксимируемую кубической параболой или тангенсоидой. Такая силовая характеристика является наиболее предпочтительной для плавного ограничения динамического хода и достижения повышения динамических качеств.

Передаточная функция всей системы рессорного подвешивания:

$$W(p) = \frac{W^*(p)}{1 + W^*(p)},$$

где $W^*(p) = [W_k(p) + W_{пр}(p)]W_m(p)$.

Виброзащита системы будет максимальной в случае:

$$W(p) = 0,$$

$$W_k(p) = -W_{пр}(p) = -c,$$

где $W_k(p)$ – передаточная функция компенсирующего устройства; $W_{пр}(p)$ – передаточная функция пружин буксовой ступени.

Следует отметить, что при совместном взаимодействии основного и дополнительного упругих элементов последний из них не корректирует и не компенсирует жесткость основного элемента. Обладая максимальным запасом потенциальной энергии в положении статического равновесия защищаемого объекта, при кинематическом возмущении он расходует эту энергию на компенсацию работы динамической реакции основного упругого элемента, что и обеспечивает эффективное снижение воздействий на защищаемый объект по сравнению с типовой системой обрессоривания, состоящей из упругого элемента и гасителя колебаний. Так как в дополнительном упругом элементе подвижный узел жестко связан с основанием, то при колебаниях основания, он, принудительно возвращаясь в положение статического равновесия, автоматически аккумулирует израсходованную за один период ранее запасенную энергию. Именно поэтому такие устройства отнесены к классу полуактивных систем виброзащиты. Для них не требуется специального источника энергии, расход которой на компенсацию возмущений в других активных системах достаточно высок. Кроме того, еще одним важным преимуществом таких систем является компактность конструкции (удовлетворение требованиям габаритных ограничений), что позволяет не только создавать новые конструкции виброзащитных систем, но и применять их для модернизации существующих систем обрессоривания железнодорожных экипажей, что крайне актуально для повышения показателей динамических качеств и продления ресурса подвижного состава.

Все системы виброизоляции, основанные на принципе компенсации внешних возмущений можно разделить на пять основных групп [19].

К первой группе следует отнести наиболее обширную и разнообразную группу систем, содержащих в себе несущие упругие элементы с положительной жесткостью и устройства с отрицательной жесткостью в диапазоне рабочих прогибов упругого подвеса. В эту группу можно отнести системы, представленные на рис. 3.2 [77].

Вторая группа упругих систем (рисунок 3.3) характерна тем, что каждая из них не имеет конструктивно выделенного несущего элемента. Она состоит из упругих элементов, применяемых в первой группе в качестве устройства с отри-

цательной жесткостью. Исследование таких систем приведено в работе [78]. Необходимо заметить, что такие системы требуют точного соответствия значений их конструктивных параметров внешней нагрузке.

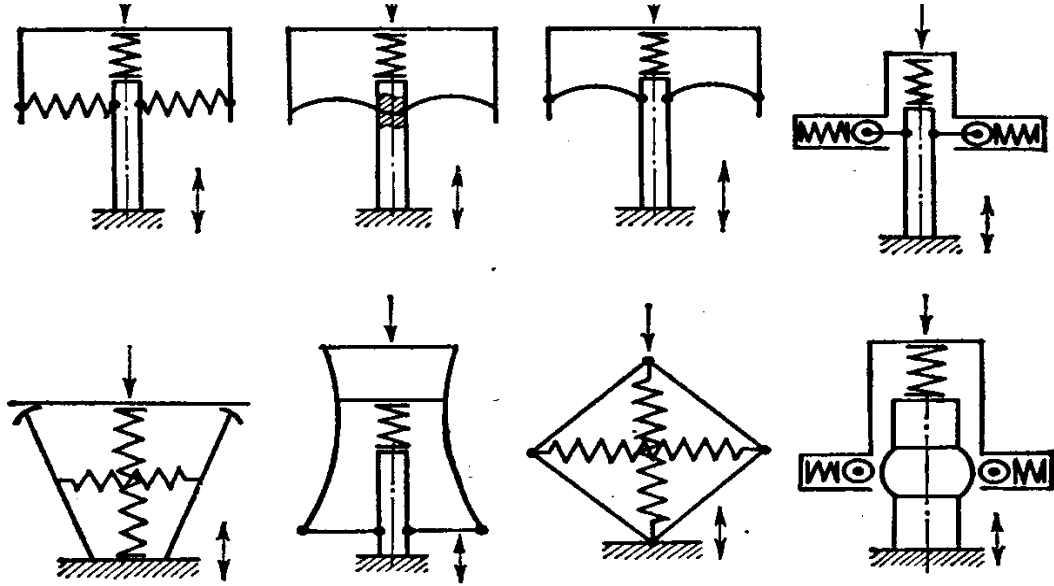


Рисунок 3.2 – Разновидности некоторых виброзащитных систем первой группы

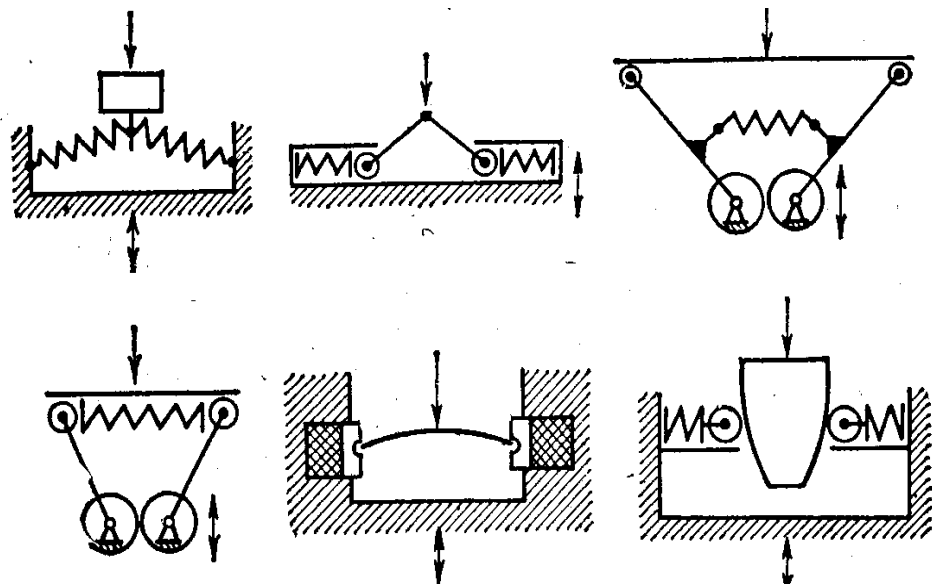


Рисунок 3.3 – Принципиальные схемы виброзащитных систем второй группы

К третьей группе упругих систем, обладающих интервалами перемещений с пониженной жесткостью, отнесены системы, содержащие упругий элемент и рычаги переменной структуры (рисунок 3.4).

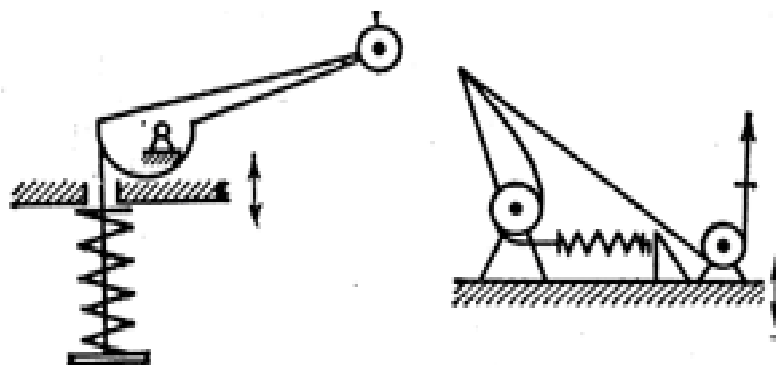


Рисунок 3.4 – Принципиальные схемы виброзащитных систем третьей группы

К четвертой группе относятся тросовые виброизоляторы, в которых реализуется интервал с пониженной жесткостью за счет потери устойчивости тросового виброизолятора при его осевой деформации.

К пятой группе следует отнести муфты повышенной эластичности, предназначенные для защиты объектов от возмущающих воздействий в крутильной колебательной системе «привод–муфта–ротор» [79].

Как было сказано выше, наибольшее применение в настоящее время получили компенсирующие устройства первой группы. Согласно принципу двухканальности, сформулированному академиком Б. Н. Петровым, и выражающему критерий физической реализуемости условий для достижения инвариантности выходной координаты системы, необходимо иметь, по крайней мере, два канала передачи воздействия между точкой приложения силы и той точкой, относительно координаты которой достигается инвариантность. На основе принципа компенсации внешних возмущений можно обеспечить весьма малую, почти на порядок меньше чем у типовой схемы виброизолятора, динамическую жесткость, что позволяет обеспечить эффективную защиту объекта от воздействия вибрации. Для этого в типовую структурную схему буксовой ступени рессорного подвешивания вводится дополнительный упругий элемент, обладающий максимальным запасом

потенциальной энергии в положении статического равновесия экипажа и формирующий при наезде колеса на неровность пути компенсирующую силу, направленную встречно упругой силе пружин буксовой ступени. Основными достоинствами систем с компенсирующими устройствами являются [80]:

- возможность изменения жесткости несущего упругого элемента в больших диапазонах, что позволяет повысить демпфирование до критических значений и получить наиболее оптимальные значения коэффициента демпфирования на всем диапазоне частот внешних возмущений;

- получение виброзащитных систем с малыми габаритами при достаточно больших значениях несущей способности, что особенно актуально для железнодорожных экипажей, где на подвижной состав наложены ограничения по габаритам.

3.2 Сравнительная оценка разброса сил взаимодействия в системе «колесо-рельс» локомотивов с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием

Оценим влияние компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания на динамические характеристики модернизированного локомотива 2ЭС6. Для этого рассмотрим электровоз как часть связанной системы «локомотив-путь» [81], на которую воздействуют случайные возмущения. Во втором разделе работы для исследования рессорного подвешивания локомотива был обоснован выбор дискретной модели пути. В качестве математической модели внешних возмущений для дальнейшего исследования показателей динамических и тяговых качеств локомотива выбраны три варианта моделей неровностей, предложенные профессорами А. И. Беляевым [27], В. А. Камаевым [43] и Н. Н. Кудрявцевым [34]. Проведем расчет показателей динамики локомотива 2ЭС6 с использованием каждого из этих вариантов моделей неровностей пути.

3.2.1 Результаты расчета параметров вертикальной динамики локомотива с использованием модели неровности профессора А. И. Беляева

Математическая модель для анализа колебаний локомотива при движении с постоянной скоростью вдоль оси пути (с учетом модернизации буксовой ступени подвешивания компенсирующим устройством) приведена в подразделе 2.3 диссертации, а также описана в работах [82, 83]. В качестве возмущающего воздействия принимаем случайное возмущение, спектральная плотность неровности которого предложена профессором А. И. Беляевым [27] и представлена выражением (2.1) в подразделе 2.2 настоящей работы.

Решение системы дифференциальных уравнений проведено в среде MathCAD. Вычисления выполнялись для летнего периода года, хорошего состояния пути и с учетом параметров современных электровозов 2ЭС6 [66].

Значения инерционных и упруго-диссипативных параметров локомотива 2ЭС6 были определены в расчете на одну колесную пару: $m_k = 13,8$ т – масса кузова; $m_T = 7,5$ т – масса тележки; $m_{кп} = 3,7$ т – масса колесной пары; $m_{п} = 0,5$ т – приведенная масса пути; $c_k = 1550$ кН/м – жесткость кузовной ступени подвешивания; $c_б = 2285$ кН/м – жесткость буксовой ступени подвешивания; $c_{п} = 39227$ кН/м – приведенная жесткость пути; $\beta_k = 93,6$ кН·с/м – коэффициент вязкого трения кузовной ступени подвешивания; $\beta_б = 48,6$ кН·с/м – коэффициент вязкого трения буксовой ступени подвешивания; $\beta_{п} = 225,6$ кН·с/м – приведенный коэффициент вязкого трения пути.

Жесткость компенсирующего устройства $q_б(z)$ имеет нелинейный характер, зависит от величины прогиба буксовой ступени. Суммарная жесткость буксовой ступени с компенсирующим устройством определялась по выражению (2.16) (см. п. 2.3 диссертации). Для локомотива с типовой схемой рессорного подвешивания жесткость компенсирующего устройства принималась равной нулю.

Результаты расчета основных динамических параметров (среднеквадратичские отклонения вертикальных ускорений и их максимальные значения для кузова и тележки) электровоза 2ЭС6 с типовой схемой рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени приведены на рисунках 3.5 – 3.8.

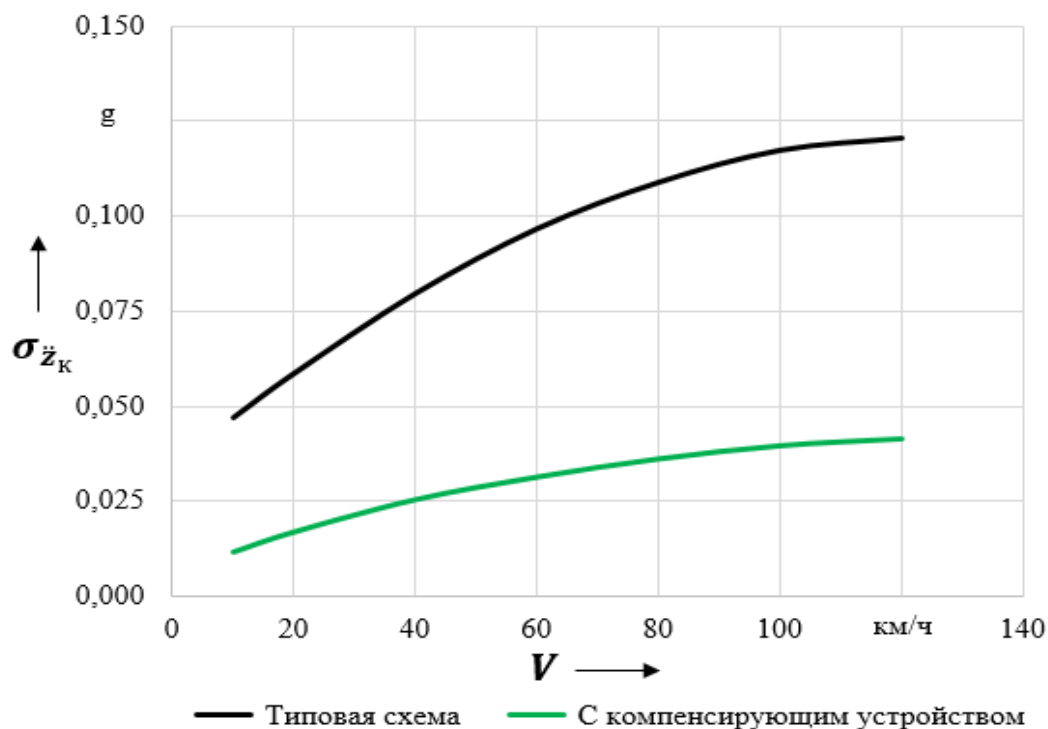


Рисунок 3.5 – Среднеквадратичские отклонения ускорений кузова

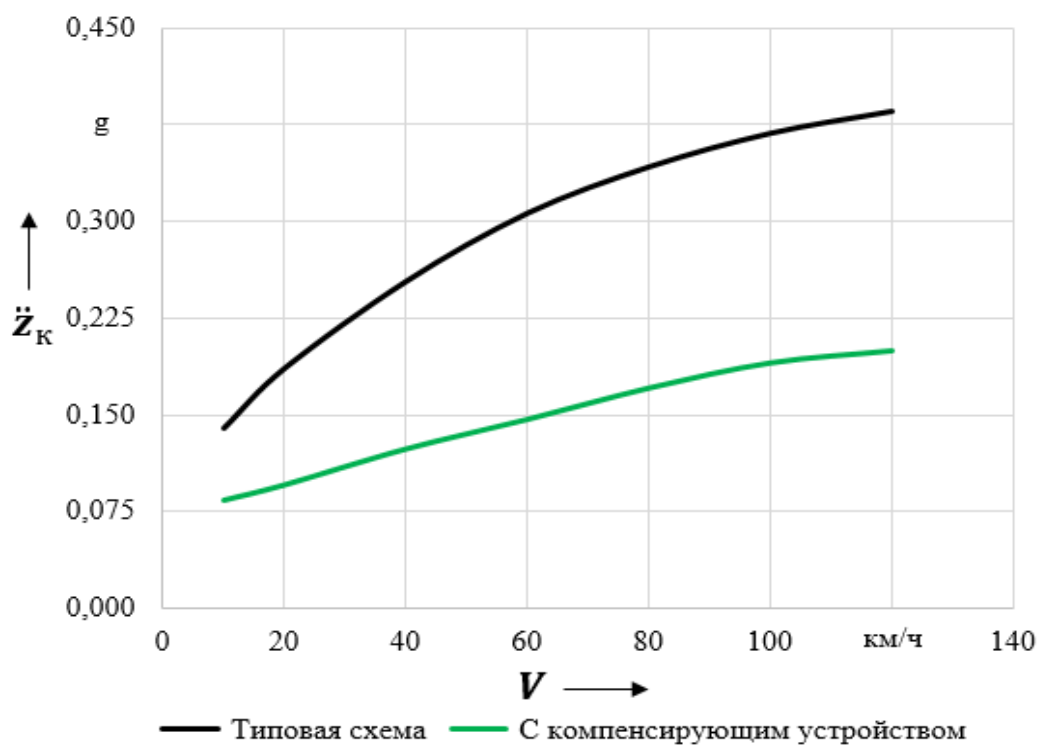


Рисунок 3.6 – Максимальные ускорения кузова

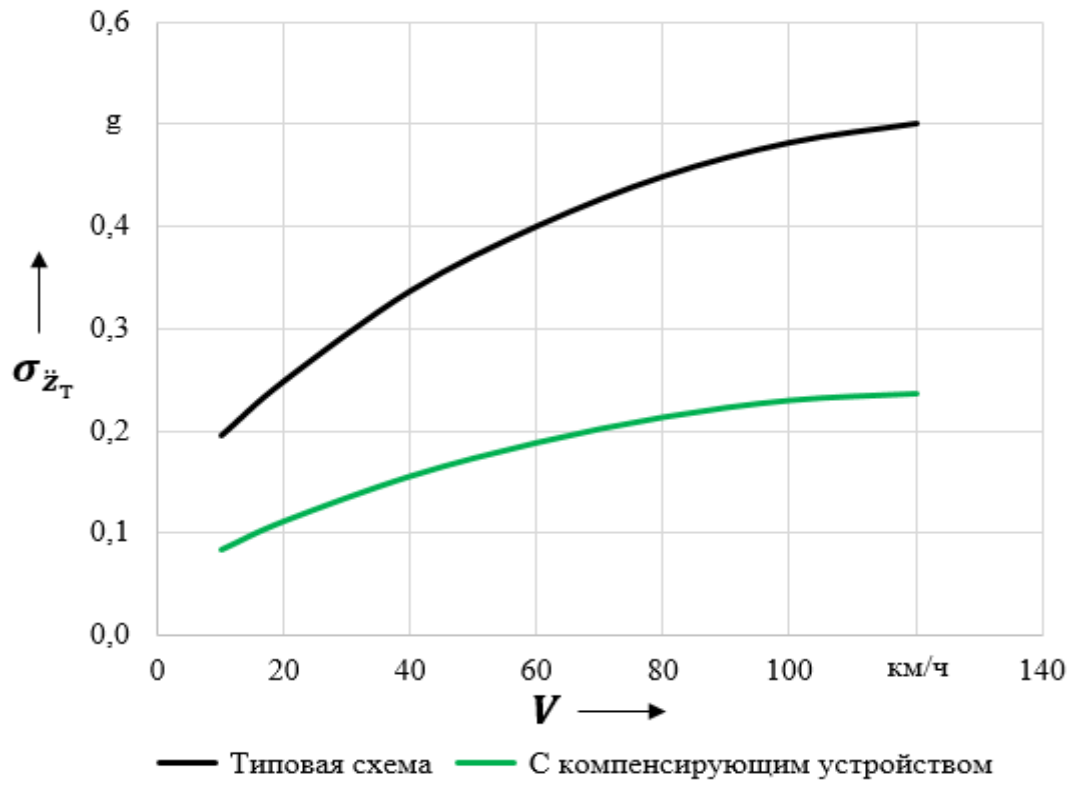


Рисунок 3.7 – Среднеквадратические отклонения ускорений тележки

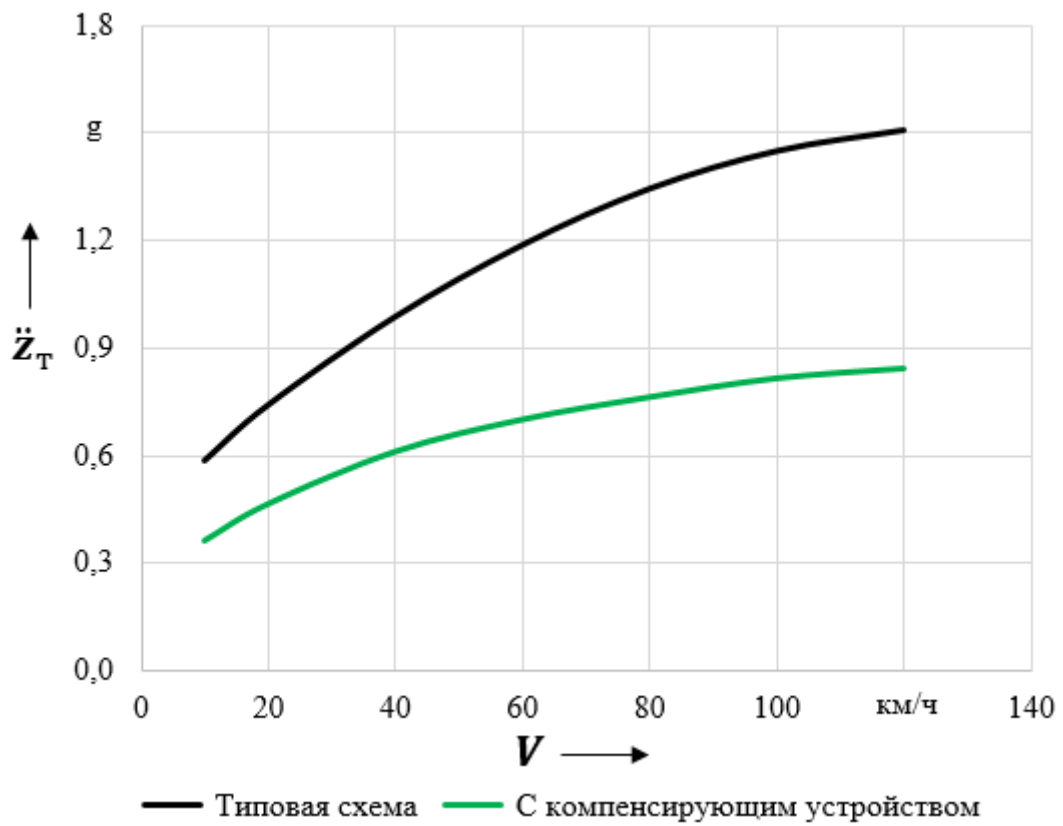


Рисунок 3.8 – Максимальные ускорения тележки

Графики (рисунок 3.6) показывают, что включение в буксовую ступень рессорного подвешивания электровоза компенсирующего устройства приводит к заметному снижению вертикальных ускорений кузова. Данное явление происходит во всем диапазоне заданных скоростей, что приводит к снижению вибрационной нагрузки на аппаратуру локомотива и его силовое оборудование, а также уменьшает воздействие динамических нагрузок на корпус тягового электродвигателя и раму тележки (рисунок 3.8). Полученные результаты показывают, что виброускорения кузова при скорости от 40 до 80 км/ч снижаются в два раза и с увеличением скорости этот эффект сохраняется. Виброускорения тележек локомотива с нелинейным рессорным подвешиванием в диапазоне скоростей 40 – 100 км/ч уменьшаются в 1,6 – 1,8 раза.

Определим динамическую добавку силы воздействия колеса на рельс. Для этого воспользуемся выражениями (2.19) – (2.23), приведенными во втором разделе работы. При этом учитываем, что величина силы воздействия колесной пары на рельс в статике для электровоза 2ЭС6 равна 245,2 кН (25 тс) [66].

Результаты расчета среднеквадратических отклонений и динамической добавки силы воздействия на путь представлены на рисунках 3.9, 3.10.

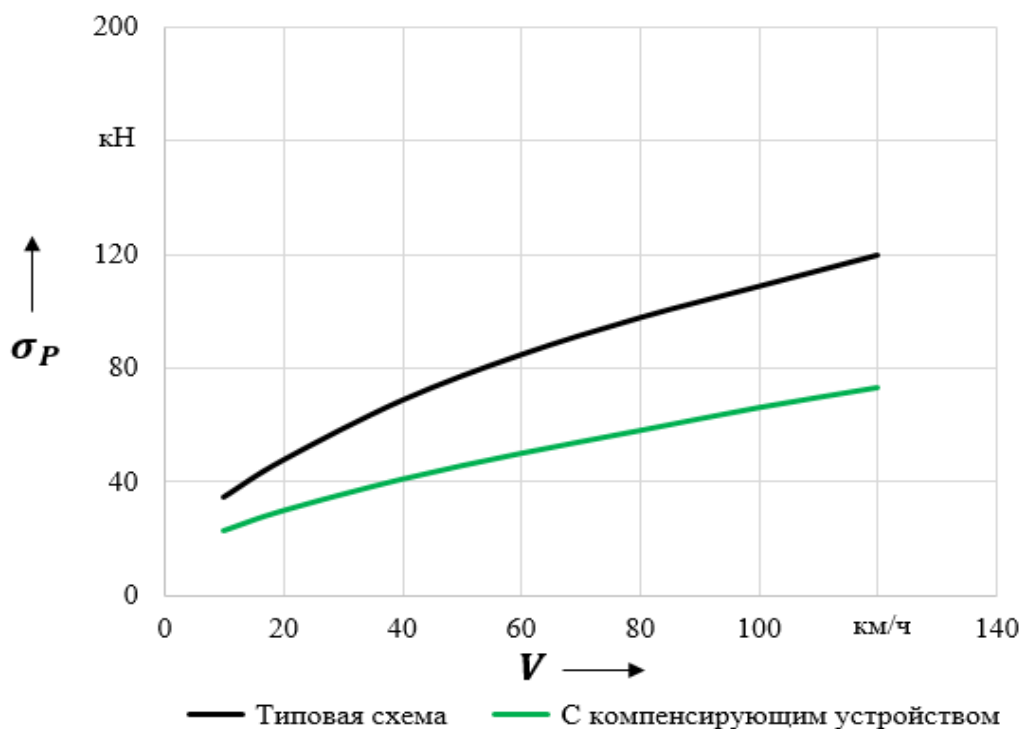


Рисунок 3.9 – Среднеквадратическое отклонение динамической добавки силы воздействия на рельс

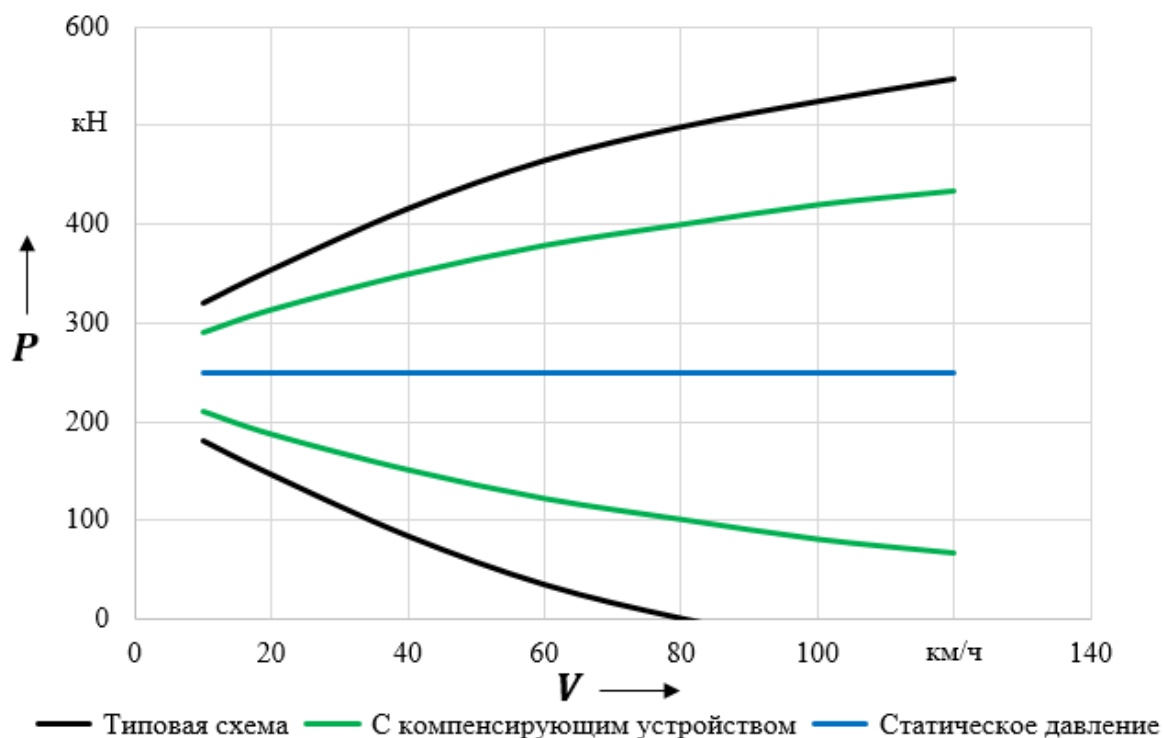


Рисунок 3.10 – Максимальная и минимальная силы воздействия колеса на рельс

Результаты расчетов, приведенные на рисунках 3.9, 3.10, показывают, что при типовом рессорном подвешивании электровоза 2ЭС6 динамические процессы, происходящие при движении локомотива, оказывают достаточно большое негативное воздействие на путь. Так при скорости 80 км/ч среднеквадратическое отклонение динамической добавки силы воздействия колеса на рельс составляет 98 кН (рис. 3.9). При той же скорости максимальная сила воздействия колеса на рельс (492 кН) достигает двукратного значения от статической нагрузки (рис. 3.10). Такие повышенные нагрузки ведут к более интенсивному износу бандажей колесных пар и рельсов, увеличивая количество unplanned ремонтов. С другой стороны, при скорости более 80 км/ч минимальная сила воздействия колеса на рельс становится равной нулю, а это приводит к потере сцепления колес с рельсами и срыву их на боксование, что резко снижает тяговые свойства локомотива.

Результаты проведенных расчетов подтверждают и объясняют статистику выявленных неисправностей механического оборудования электровозов 2ЭС6, приведенную в первом разделе работы, и еще раз доказывают необходимость совершенствования рессорного подвешивания локомотивов.

Выше уже было отмечено, что включение в буксовую ступень рессорного подвешивания электровоза компенсирующего устройства приводит к заметному снижению вертикальных ускорений кузова и тележки (рис. 3.6, 3.8). Снижение виброускорений обресоренных масс приводит, в свою очередь, к стабилизации давления на рельс, так как происходит снижение сил инерции, действующих в вертикальной плоскости локомотива. Так, например, при скорости 80 км/ч происходит снижение динамической добавки силы воздействия колеса на рельс в 1,6 раза (рис. 3.10), что способствует уменьшению износа бандажей колес и рельсов, стабилизации силы тяги и, следовательно, уменьшению вероятности срыва колес на боксование.

Таким образом, за счет снижения разброса давлений колеса локомотива на рельс (рис. 3.10), стабилизирующего силы взаимодействия в системе «колесо – рельс», улучшаются динамические и тяговые качества локомотива, а также возможно некоторое увеличение массы поезда. Для дальнейшей оптимизации эффективности предлагаемый вариант буксового рессорного подвешивания можно комбинировать с опорно-рамной подвеской тягового двигателя грузовых магистральных локомотивов. Кроме того, на основе данного подхода может быть разработана новая схема рессорной подвески тележек грузовых вагонов. Совместная реализация этих технических решений позволит существенно повысить скорость грузовых поездов и провозную способность участков.

Результаты расчета параметров вертикальной динамики электровоза 2ЭС6 с типовой схемой рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени, приведенные на рисунках 3.5 – 3.10, получены с использованием модели неровности, предложенной профессором А. И. Беляевым. Вместе с тем, форму стыковых неровностей описывают с помощью различных выражений как во временной области, так и в частотной. Поэтому целесообразно апробировать изложенную выше (подраздел 2.3 работы) математическую модель вертикальной динамики локомотива при расчетах с использованием других моделей неровностей пути. Остановимся на двух наиболее распространенных детерминированных моделях, предложенных профессорами В. А. Камаевым и Н. Н. Кудрявцевым.

3.2.2 Результаты расчета параметров вертикальной динамики локомотива с использованием модели неровности профессора В. А. Камаева

Рассмотрим электровоз как часть связанной системы «локомотив-путь», на которую воздействуют случайные возмущения, выражения (2.2), (2.3) для которых предложены профессором В. А. Камаевым. При расчете будем использовать варианты равноупругого и неравноупругого по протяженности пути.

Физические причины образования продольной неравноупругости пути могут быть совершенно разнообразными: неоднородность самого грунта под железнодорожным полотном, уплотнение земляного полотна, связанное с колебаниями подвижного состава и другие. Многие специалисты полагают, что неравноупругость пути в продольном направлении связана, в основном, с наличием шпал (уплотнением грунта под шпалами).

В применяемых в настоящее время для исследования динамики подвижного состава расчетных схемах, как правило полагается, что жесткость пути является величиной постоянной, в крайнем случае – нелинейной величиной, зависящей от прогиба пути. Следует отметить, что если бы путь был равноупругим по протяженности, а начальные условия – тривиальными, то колесная пара просто бы перемещалась вдоль пути без колебаний, хотя это совершенно идеализированный случай, в действительности такого не бывает.

Вместе с тем, результаты многочисленных экспериментальных исследований, выполненных такими научными организациями, как ВНИИЖТ, ДИИТ, ЛИИЖТ, МИИТ, ОмИИТ и другими, посвященных измерениям вертикальной жесткости железнодорожного пути, указывают на то, что она не является постоянной величиной по длине рельсового звена, а представляет собой некоторый случайный процесс, в котором можно обнаружить скрытые периодические компоненты, например, длину волны, равную междушпальному расстоянию.

Корректная постановка задачи взаимодействия экипажа и неравноупругого по протяженности пути изложена в работах профессоров МИИТ Н. А. Панькина и Г. П. Бурчака. На основе этих положений профессором В. А. Нехаевым и Р. Д. Сабировым в работе [84] предложена методика учета в математических моделях колебаний подвижного состава продольной неравноупругости железнодорожного пути, которая вызывает достаточно интенсивные движения элементов экипажа.

В ходе проведения расчета параметров вертикальной динамики локомотива в рамках настоящего диссертационного исследования будем учитывать только неравноупругость пути из-за наличия шпал. Для определения вертикальной жесткости неравноупругого пути используем следующее выражение [84]:

$$J_{\text{п}}(x) = J_0 \left(1 - 2\mu \cdot \sin \frac{2\pi x}{l_{\text{ш}}}\right), \quad (3.1)$$

где x – горизонтальная координата пути; J_0 – средняя на звене жесткость пути; μ – коэффициент параметрического возбуждения системы ($\mu \ll 1$) [84]; $l_{\text{ш}}$ – расстояние между серединами шпал (принимаем $l_{\text{ш}} = 54$ см).

При движении локомотива с постоянной скоростью V , горизонтальная координата пути x в любой момент времени t определяется как $x = V \cdot t$. Средняя жесткость пути J_0 в формуле (3.1) является вертикальной жесткостью равноупругого пути и равна по величине значению приведенной жесткости пути, принятому в исходных данных при моделировании, т.е. $J_0 = c_{\text{п}} = 39227$ кН/м (4000 тс/м).

Математическая модель для анализа вертикальных колебаний локомотива приведена в подразделе 2.3 настоящей работы. Значения инерционных и упруго-диссипативных параметров локомотива 2ЭС6 при расчете были выбраны аналогичными с приведенными выше в п. 3.2.1.

Результаты расчета параметров вертикальной динамики электровоза 2ЭС6 с типовой схемой рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени для вариантов равноупругого и неравноупругого пути приведены на рисунках 3.11 – 3.16.

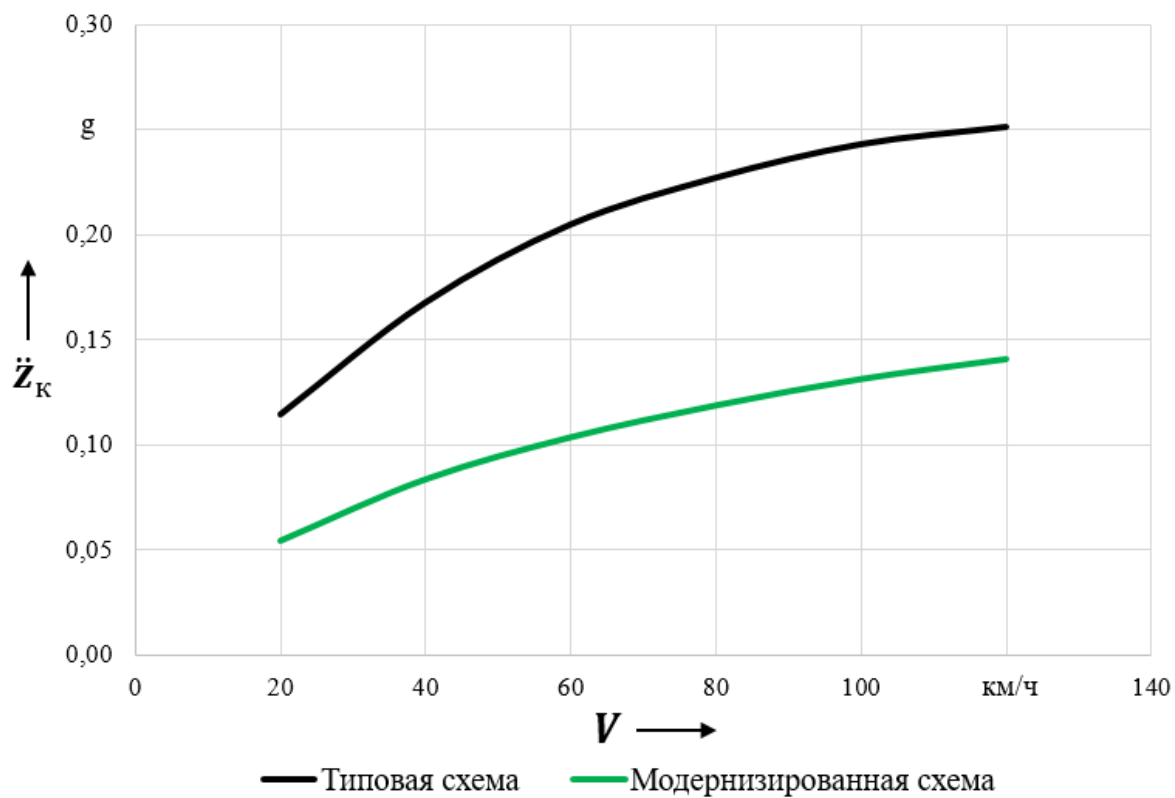


Рисунок 3.11 – Максимальные ускорения кузова
(вариант равноупругого пути)

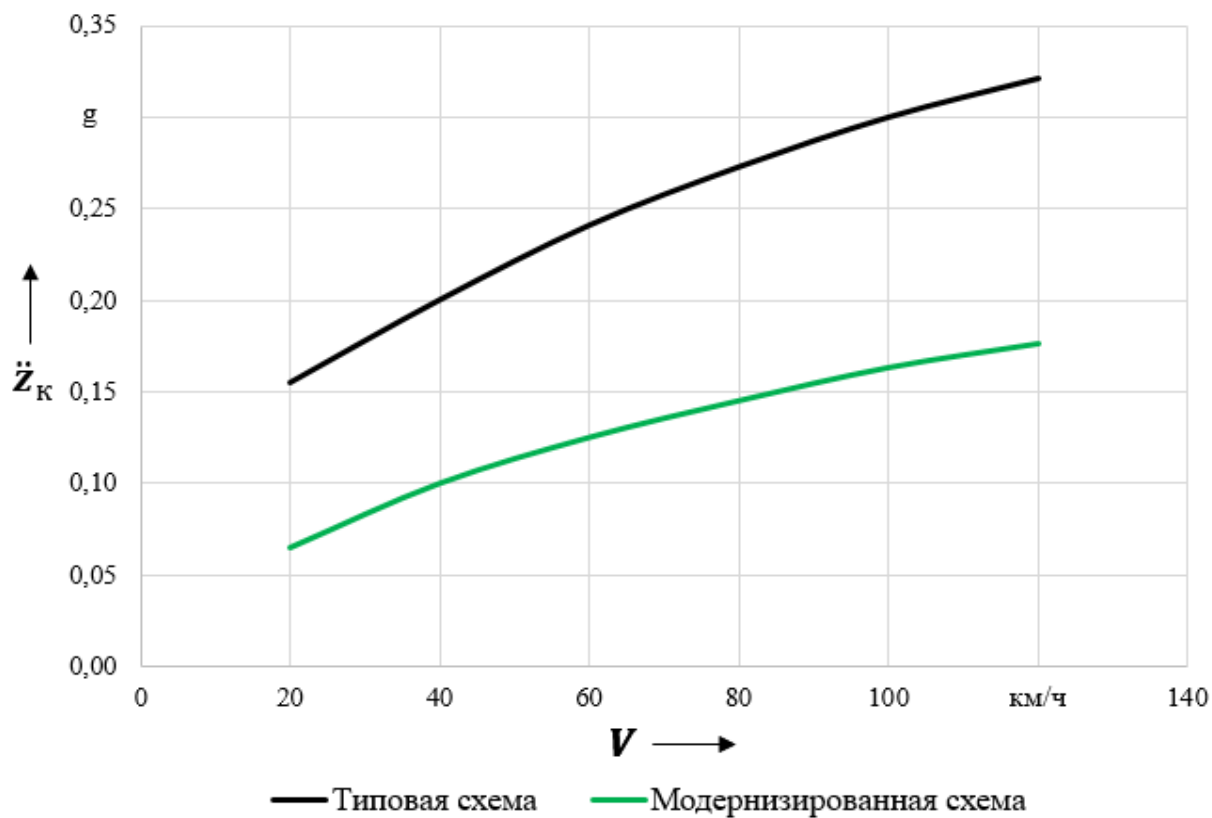


Рисунок 3.12 – Максимальные ускорения кузова
(вариант неравноупругого пути)

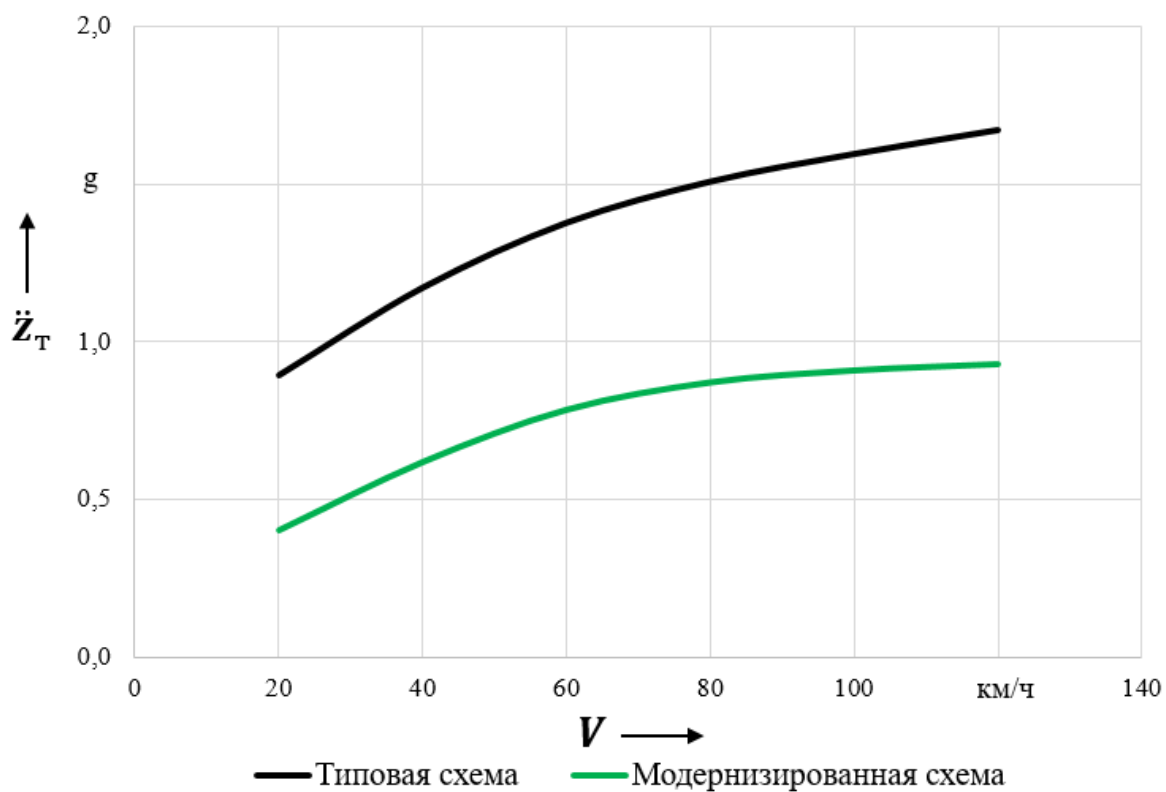


Рисунок 3.13 – Максимальные ускорения тележки
(вариант равноупругого пути)

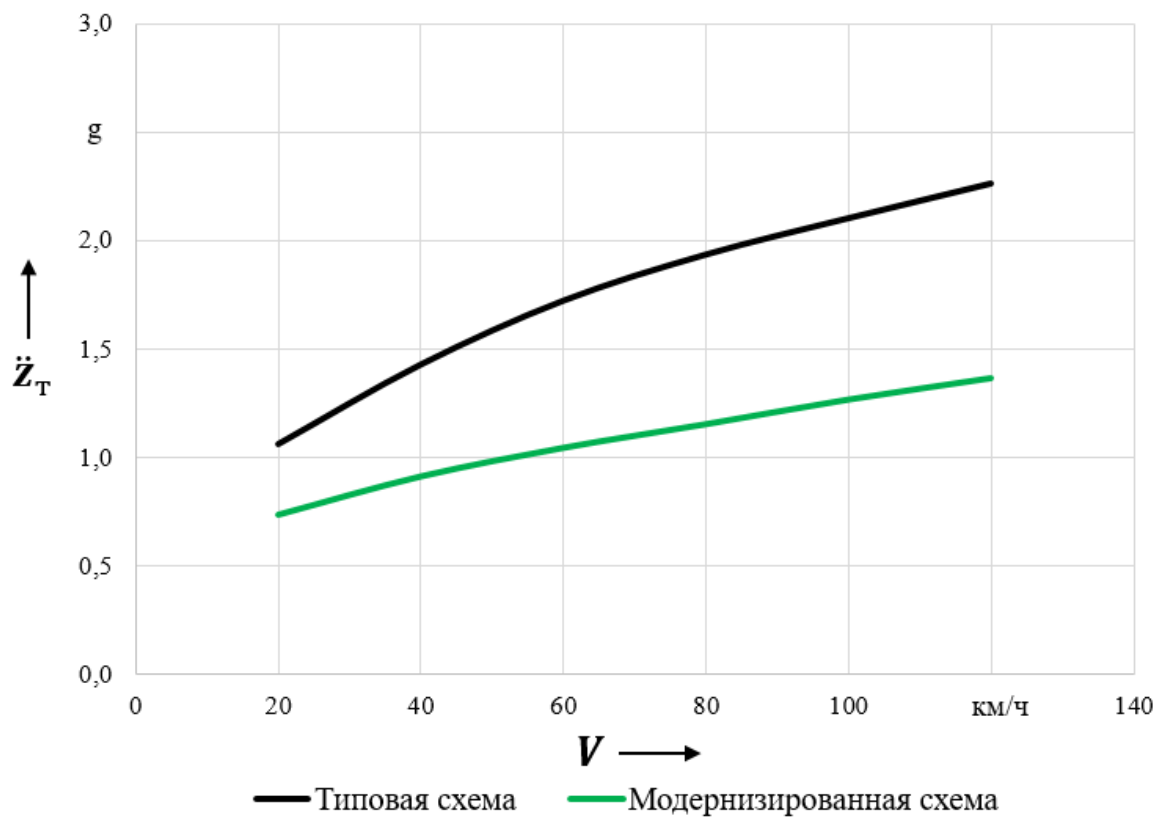


Рисунок 3.14 – Максимальные ускорения тележки
(вариант неравноупругого пути)

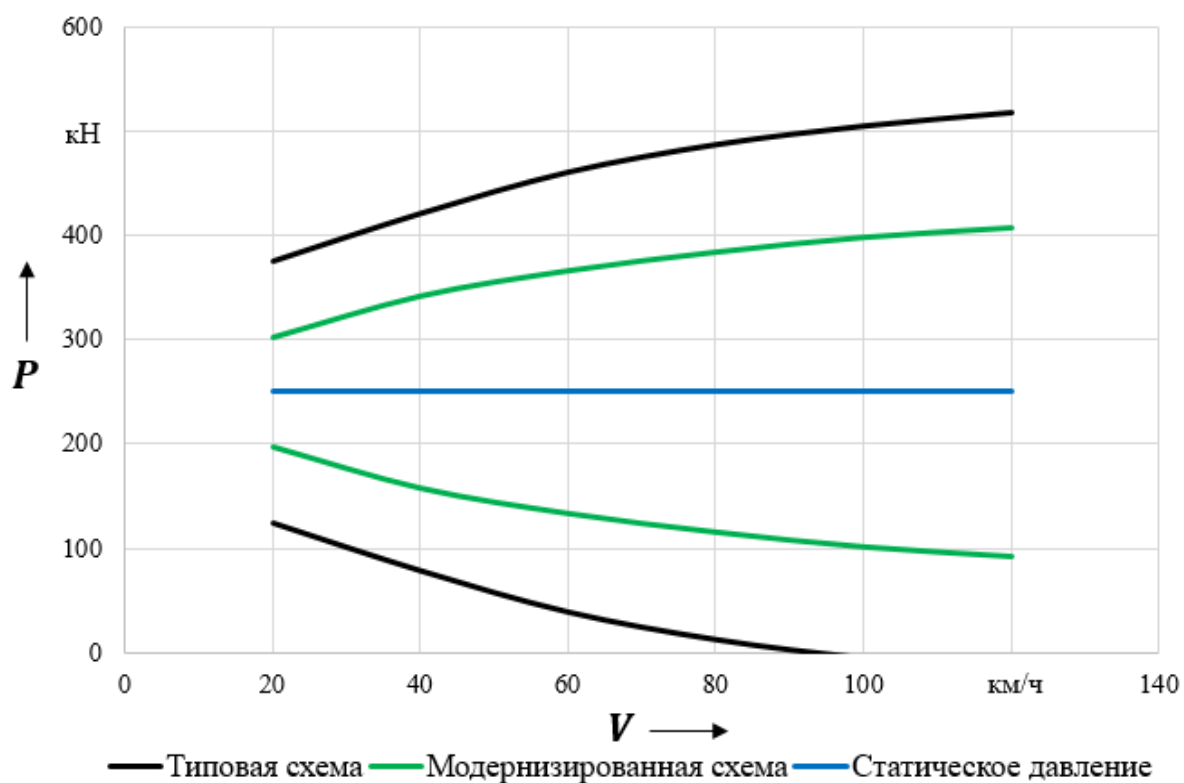


Рисунок 3.15 – Максимальная и минимальная силы воздействия колеса на рельс (вариант равноупругого пути)

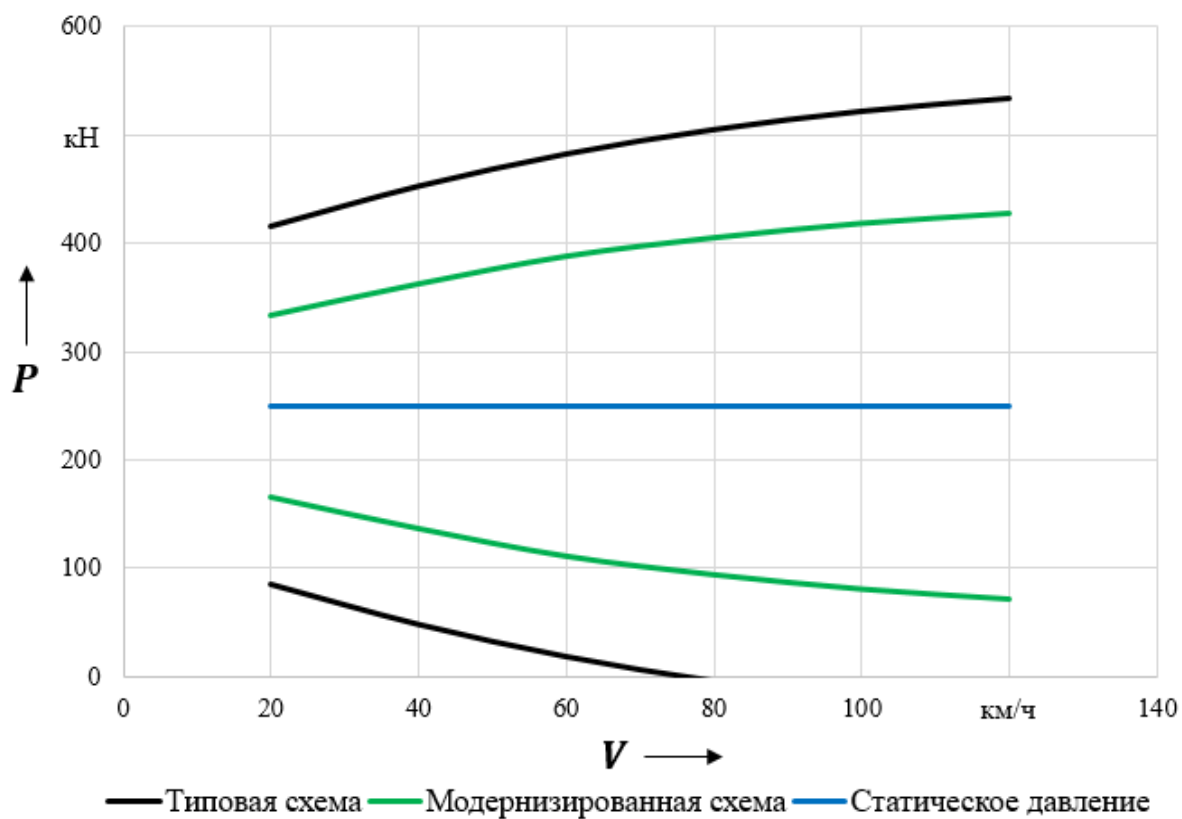


Рисунок 3.16 – Максимальная и минимальная силы воздействия колеса на рельс (вариант неравноупругого пути)

Результаты расчета, представленные в виде графиков на рисунках 3.11 – 3.16, показывают, что при использовании равноупругого варианта пути максимальные ускорения кузова и тележки ниже значений аналогичных параметров для варианта неравноупругого пути. Значения динамической добавки силы воздействия колесной пары на рельс при равноупругом варианте пути также ниже значений аналогичных параметров для неравноупругого пути.

Применение компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания значительно снижает динамическую нагруженность узлов локомотива. Так, при скоростях движения 60 – 80 км/ч, значения максимальных ускорений кузова модернизированного локомотива по сравнению с типовой схемой снижаются в 1,9 – 2,0 раза для равноупругого пути и в 1,9 раза для неравноупругого. Значения максимальных ускорений тележки модернизированного локомотива по сравнению с типовой схемой снижаются в 1,7 – 1,8 раза для равноупругого пути и в 1,6 – 1,7 раза для неравноупругого. Значения динамической добавки силы воздействия колесной пары на рельс у модернизированного локомотива ниже, чем у локомотива с типовой схемой обрессоривания в 1,7 – 1,8 раза для равноупругого пути и в 1,6 – 1,7 раза для неравноупругого варианта пути.

3.2.3 Результаты расчета параметров вертикальной динамики локомотива с использованием модели неровности профессора Н. Н. Кудрявцева

Расчет показателей вертикальной динамики локомотива 2ЭС6 с учетом модели неровности пути (2.4), предложенной профессором Н. Н. Кудрявцевым, проводился по методике и исходным данным, аналогичным изложенным выше в п. 3.2.1 и 3.2.2. Результаты расчета динамических параметров электровоза с типовой схемой рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени приведены на рисунках 3.17 – 3.22.

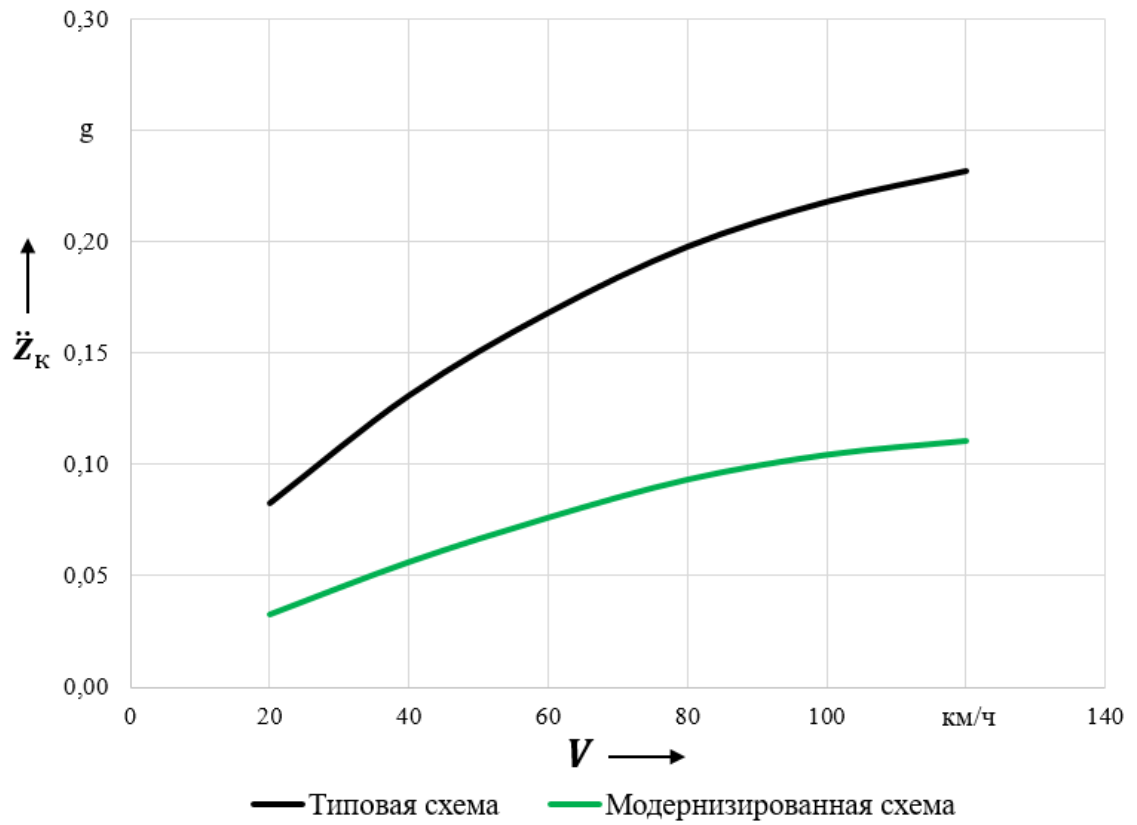


Рисунок 3.17 – Максимальные ускорения кузова
(вариант равноупругого пути)

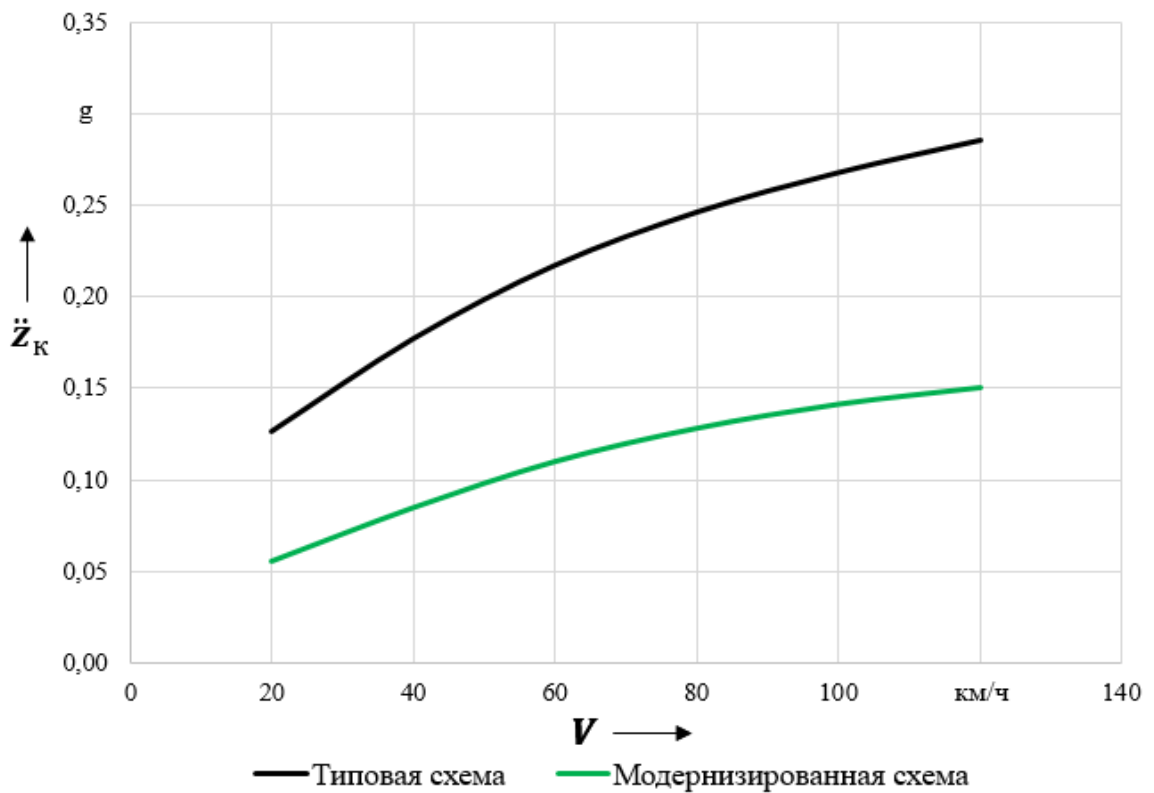


Рисунок 3.18 – Максимальные ускорения кузова
(вариант неравноупругого пути)

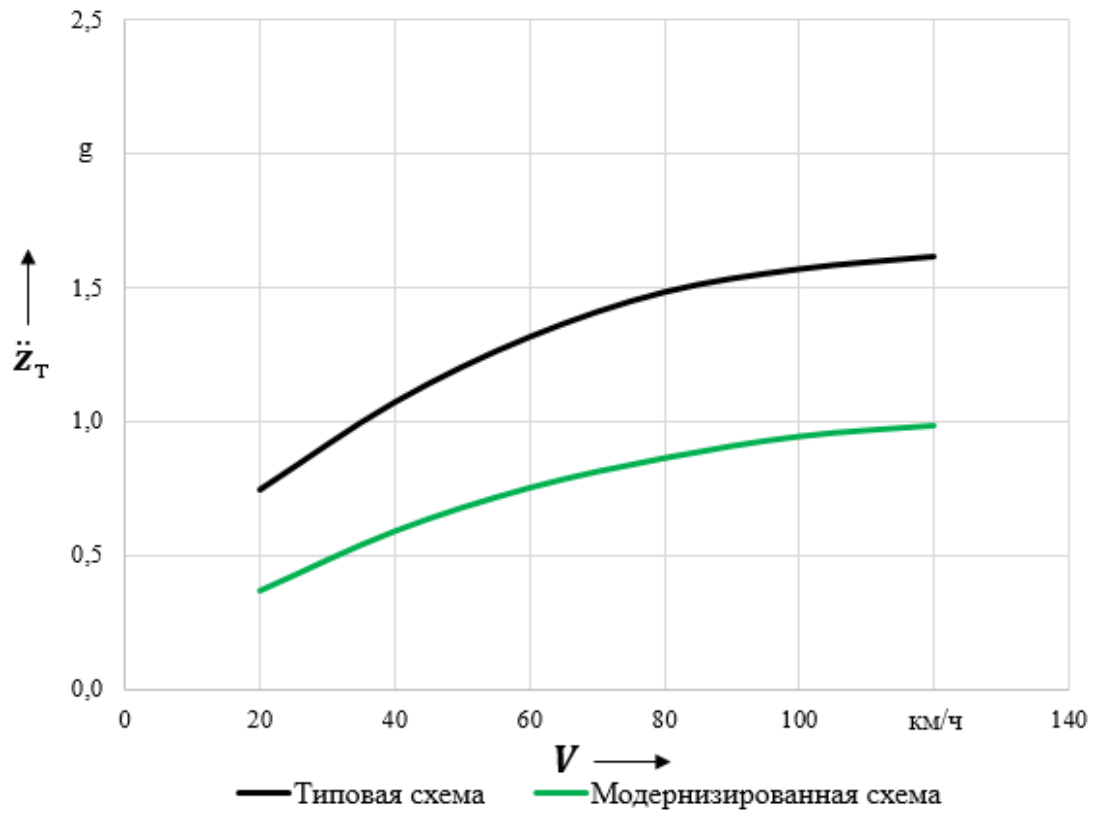


Рисунок 3.19 – Максимальные ускорения тележки
(вариант равноупругого пути)

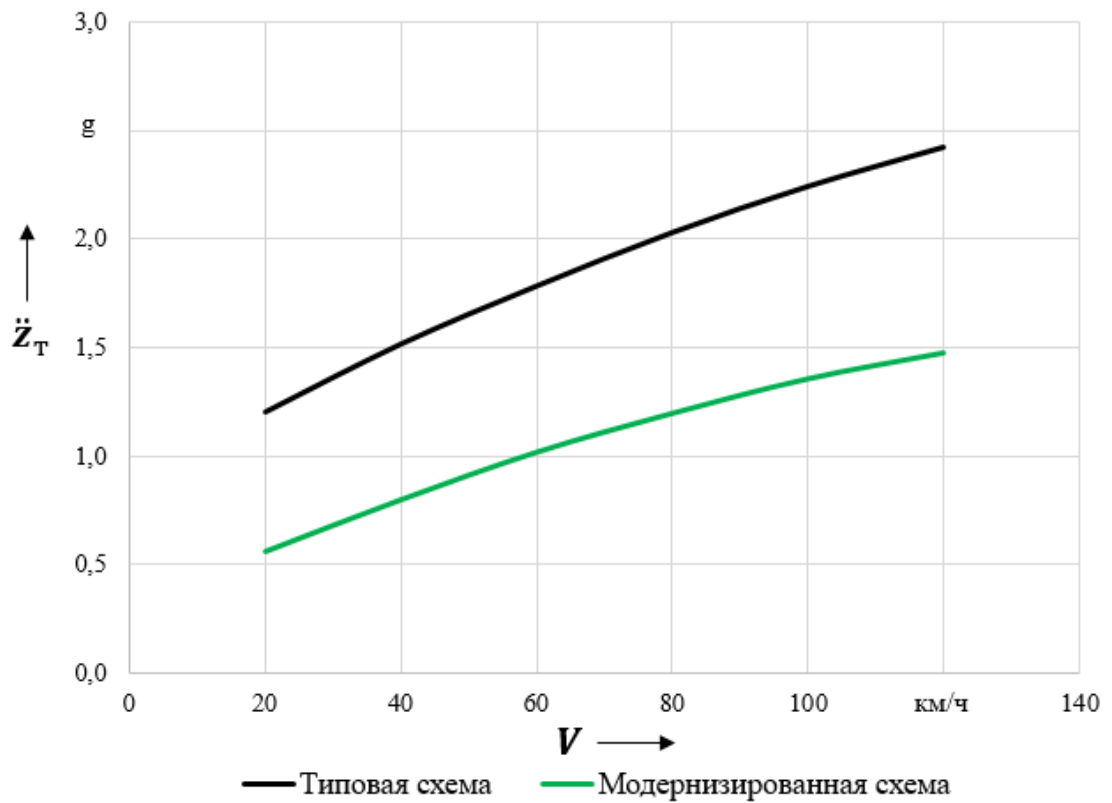


Рисунок 3.20 – Максимальные ускорения тележки
(вариант неравноупругого пути)

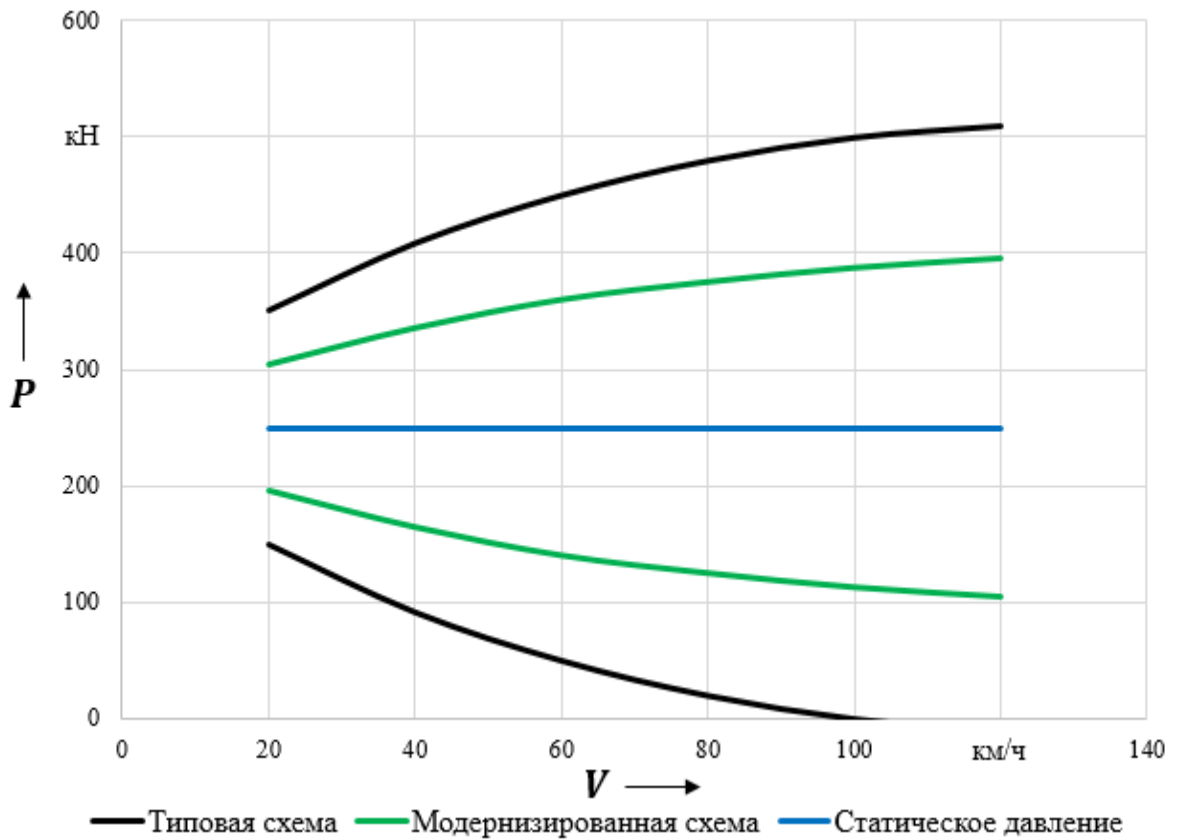


Рисунок 3.21 – Максимальная и минимальная силы воздействия колеса на рельс (вариант равноупругого пути)

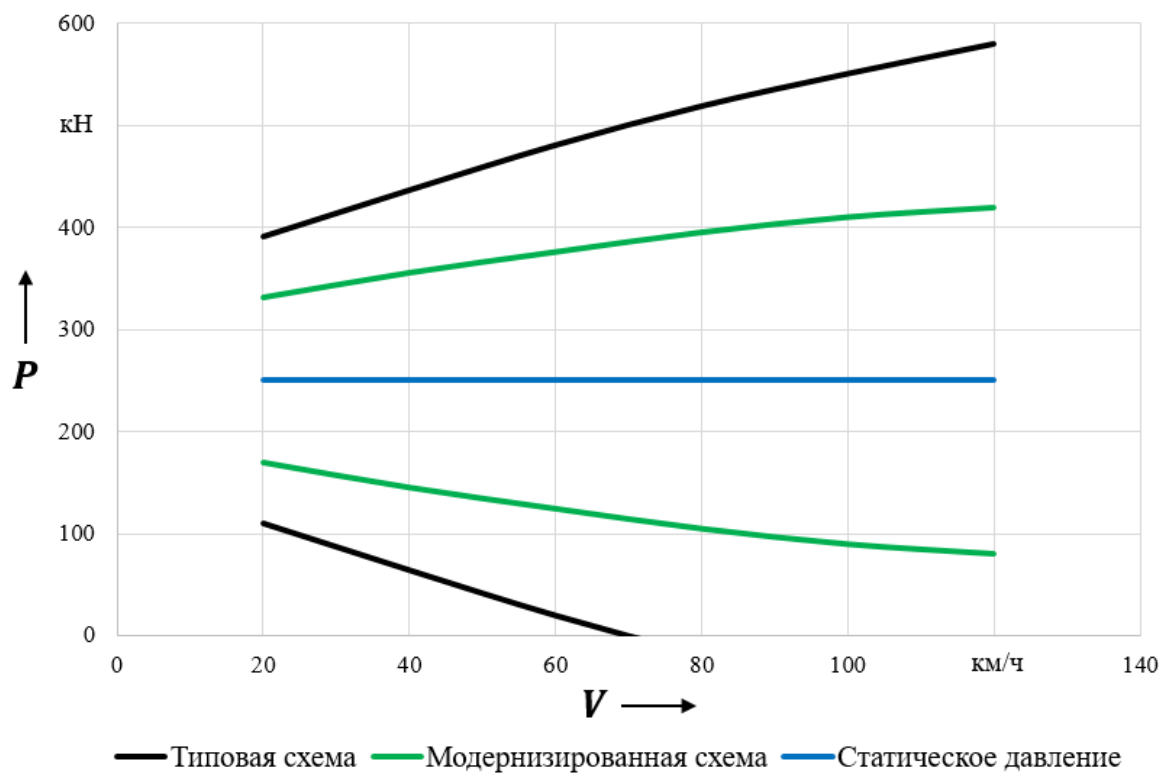


Рисунок 3.22 – Максимальная и минимальная силы воздействия колеса на рельс (вариант неравноупругого пути)

Результаты расчета, представленные в виде графиков на рисунках 3.17 – 3.22, показывают, что при использовании равноупругого варианта пути значения всех рассчитываемых динамических параметров узлов локомотива ниже значений аналогичных параметров для варианта неравноупругого пути.

Так же, как и при использовании в расчете других моделей неровностей, применение компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания значительно снижает динамическую нагруженность узлов локомотива. При скоростях движения 60 – 80 км/ч значения максимальных ускорений кузова модернизированного локомотива по сравнению с типовым снижаются в 2,1 – 2,2 раза для равноупругого пути и в 1,9 – 2,0 раза для неравноупругого. Значения максимальных ускорений тележки модернизированного локомотива по сравнению с типовым снижаются в 1,8 раза для равноупругого пути и в 1,7 – 1,8 раза для неравноупругого. Значения динамической добавки силы воздействия колесной пары на рельс у модернизированного локомотива ниже, чем у локомотива с типовой схемой обрессоривания в 1,8 – 1,9 раза для равноупругого пути и в 1,7 – 1,8 раза для неравноупругого.

Несмотря на некоторое отличие значений показателей вертикальной динамики, полученных при расчетах с использованием различных моделей неровностей пути (А. И. Беляева, В. А. Камаева, Н. Н. Кудрявцева), что вполне объяснимо, так как расчет ведется по разным данным, анализ графиков, приведенных на рисунках 3.5 – 3.22, показывает, что применение компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания значительно снижает динамическую нагруженность узлов локомотива.

Так, при скоростях движения 60 – 80 км/ч (при всех трех используемых в расчетах моделях неровностей пути), значения максимальных ускорений кузова модернизированного локомотива по сравнению с типовым снижаются в 1,9 – 2,2 раза, значения максимальных ускорений тележки модернизированного локомотива по сравнению с типовой схемой снижаются в 1,6 – 1,8 раза. Значения динамической добавки силы воздействия колесной пары на рельс у модернизированного локомотива в 1,6 – 1,9 раза ниже, чем у электровоза типовой схемы.

Результаты сравнительной оценки отношения значений динамических параметров для типовой и модернизированной схем обрессоривания электровоза

2ЭС6, приведенные выше (для трех моделей неровностей), сопоставимы между собой. Это обстоятельство дополнительно подтверждает логическую непротиворечивость, работоспособность и чувствительность к изменению исходных данных разработанной математической модели вертикальной динамики локомотива 2ЭС6.

3.2.4 Сравнительная оценка тяговых свойств электровоза 2ЭС6 с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием

Оценим влияние компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания на показатели тяговых свойств модернизированного электровоза 2ЭС6. Для этого воспользуемся математической моделью продольной динамики локомотива, изложенной в подразделе 2.4.2 работы. Итоговые выражения для расчета основных тяговых показателей приведены в формулах (2.60) – (2.63). В этих выражениях присутствуют коэффициенты, рассчитанные для режима движения поезда определенной массы и длины по чистому сухому рельсовому пути. При изменении массы и длины состава, а также условий контакта колес с рельсами, коэффициенты выражений (2.60) – (2.63) тоже изменятся.

Запишем выражения (2.61) для касательной силы тяги и (2.63) для скорости проскальзывания колеса по рельсу в обобщенном виде, заменив числовые значения коэффициентов их обозначениями

$$F_k = F_{k \max} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{кр}}} = K_5 \cdot P \frac{u}{V \varepsilon_{\text{кр}}} = K_6 \cdot P \frac{u}{V}; \quad (3.2)$$

$$u = \frac{(K_1 + K_2 \cdot V + K_3 \cdot V^2)V}{K_6 \cdot P}. \quad (3.3)$$

В выражениях (3.1) и (3.2) коэффициенты K_1 , K_2 , K_3 зависят от характеристик электровоза и состава поезда (масса электровоза и вагона, количество ваго-

нов в составе, количество колесных пар локомотива и вагона). Коэффициенты K_4 , K_5 , K_6 зависят от условий контакта колес с рельсами и рассчитываются с использованием параметров, приведенных в таблице 2.3 [7]. Коэффициент K_4 является промежуточным, необходимым для расчета коэффициента K_5 формулы (3.2). Он определяется по выражению $K_4 = af$, где a и f – параметры, также приведенные в таблицах 2.3, 2.6 второго раздела работы.

С использованием программы расчета на ЭВМ [74], реализующей математическую модель продольной динамики локомотива, изложенную в подразделе 2.4.2, и значений параметров для различных условий контакта колес с рельсами, предложенных профессором А. Л. Голубенко [7] (таблица 2.3) были рассчитаны значения коэффициентов $K_1 - K_6$ для шести вариантов состояния пути при следующих характеристиках поезда: вес электровоза 2ЭС6 равен 1961 кН (200 тс); вес условного вагона равен 922 кН (94 тс); количество условных вагонов в составе поезда – 71. Результаты расчета коэффициентов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Значения коэффициентов для расчета показателей продольной динамики и тяговых свойств локомотива

Условия контакта колеса с рельсом	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
Сухой чистый рельс с подачей песка	737,975	13,68	1,2474	0,2742	0,18258	5,3699
Сухой обезжиренный рельс	737,975	13,68	1,2474	0,2045	0,15315	4,6410
Сухой чистый рельс	737,975	13,68	1,2474	0,1792	0,12303	3,7282
Мокрый рельс с подачей песка	737,975	13,68	1,2474	0,1142	0,07857	2,9101
Чистый рельс, политый водой	737,975	13,68	1,2474	0,0306	0,02183	0,8396
Рельс, покрытый масляной пленкой	737,975	13,68	1,2474	0,0070	0,00451	0,1805

Значения коэффициентов $K_1 - K_3$ в таблице одинаковы, так как они зависят только от характеристик поезда, которые для всех вариантов состояния пути выбраны постоянными.

Расчет показателей тяговых свойств электровоза 2ЭС6 с типовой схемой рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени проведен с использованием программы расчета [74]. В расчете в качестве исходных данных использованы значения вертикальной силы воздействия колесной пары на рельс, полученные в подразделе 3.2.1 (см. рис. 3.9, 3.10).

Результаты расчета скорости проскальзывания колеса по рельсу, относительного проскальзывания и касательной силы тяги колеса во всем диапазоне эксплуатационных скоростей локомотива для трех вариантов состояния пути (сухой чистый рельс, сухой рельс с подачей песка и чистый рельс, политый водой) приведены на рисунках 3.23 – 3.31.

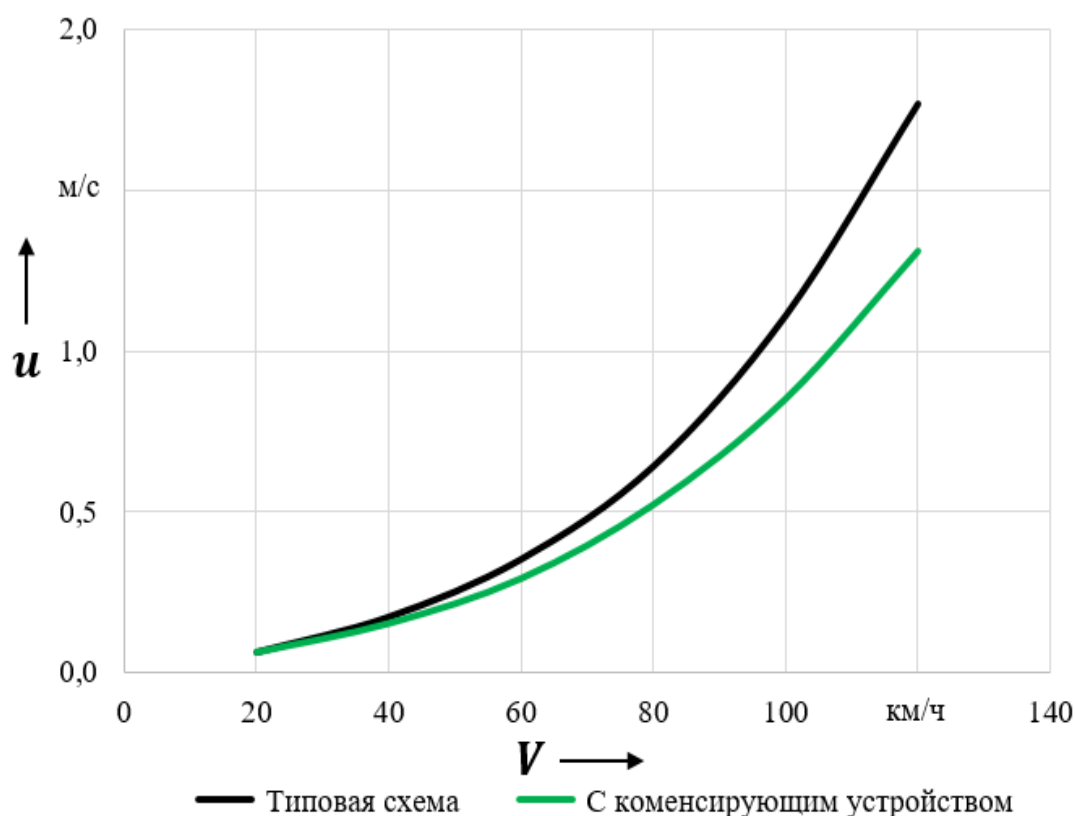


Рисунок 3.23 – Скорость проскальзывания колеса по рельсу (сухой чистый рельс)

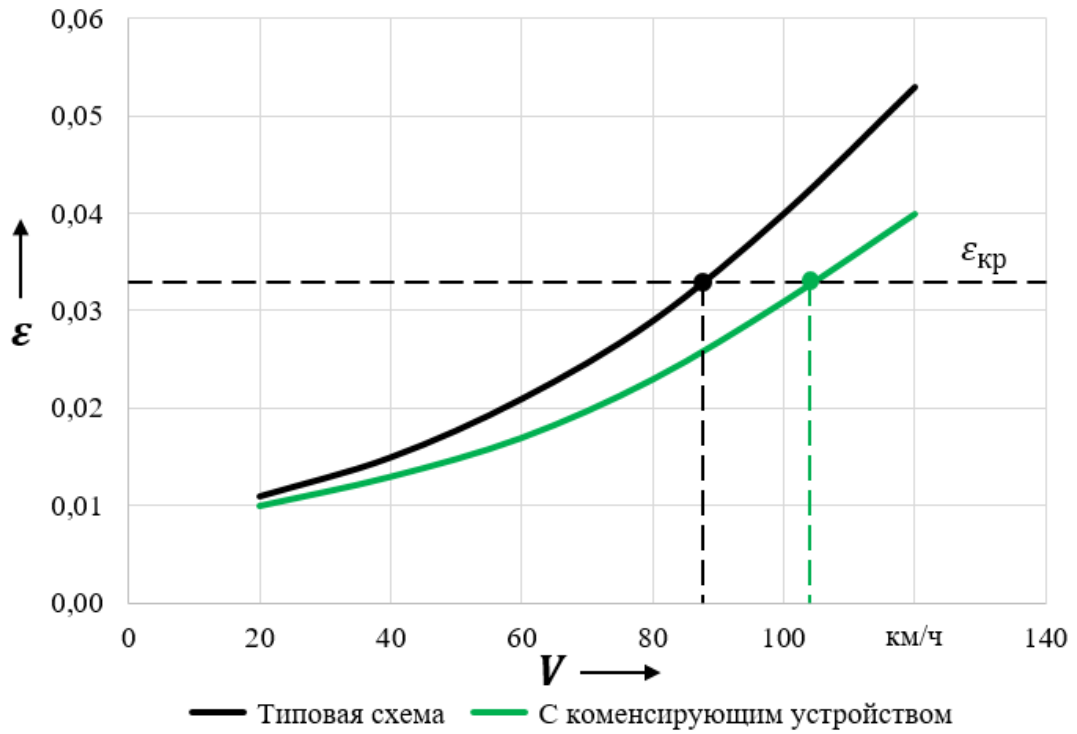


Рисунок 3.24 – Относительное проскальзывание колеса по рельсу (сухой чистый рельс, критическое проскальзывание $\varepsilon_{кр} = 0,033$)

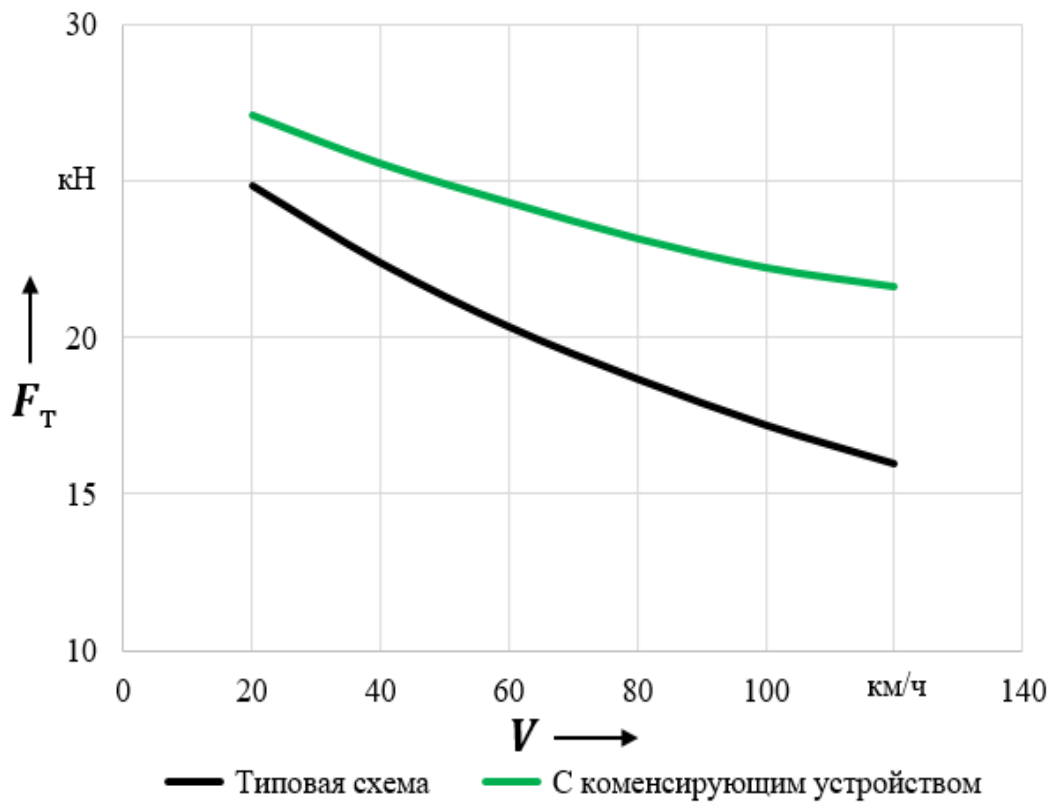


Рисунок 3.25 – Касательная сила тяги колеса (сухой чистый рельс)

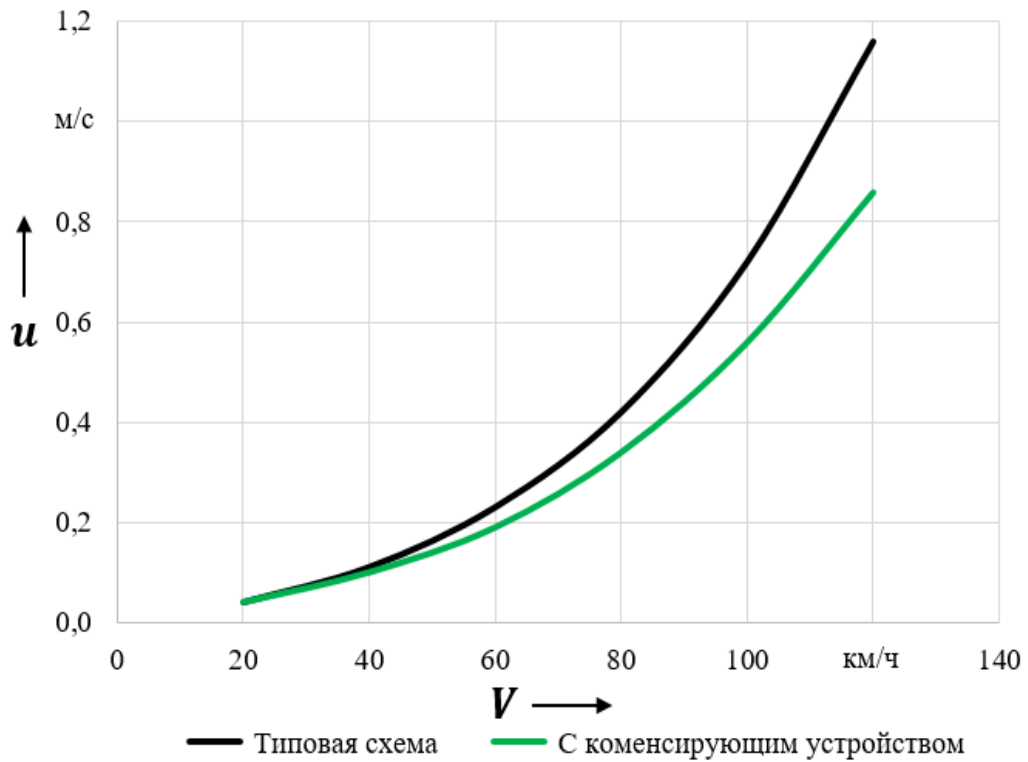


Рисунок 3.26 – Скорость проскальзывания колеса по рельсу (сухой чистый рельс с подачей песка)

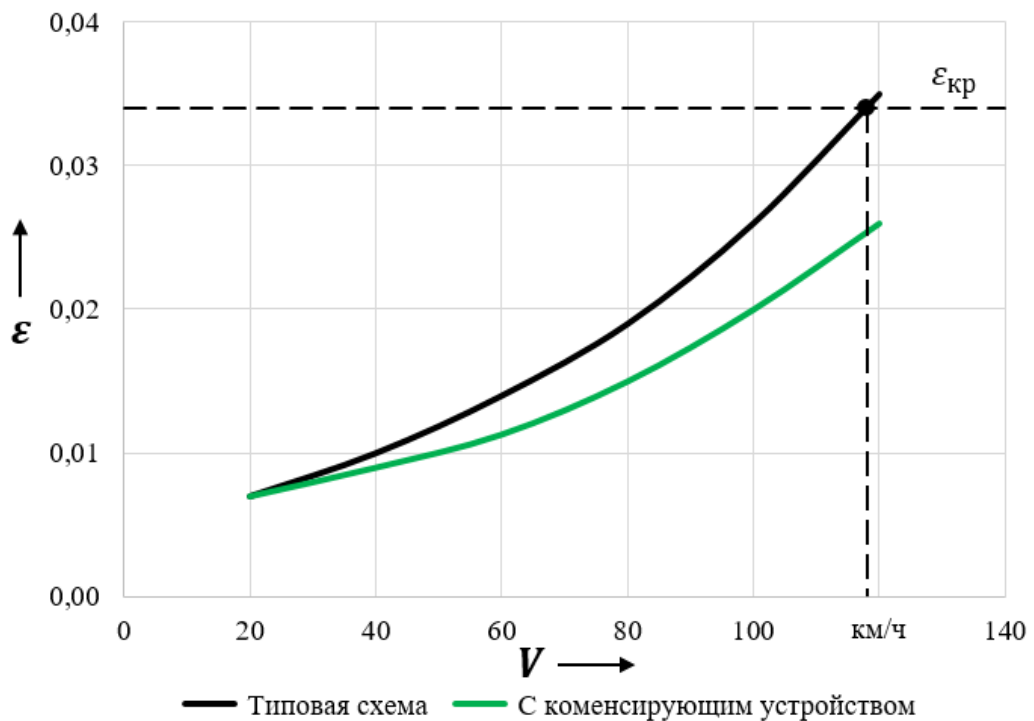


Рисунок 3.27 – Относительное проскальзывание колеса по рельсу (сухой чистый рельс с подачей песка, критическое проскальзывание $\varepsilon_{кр} = 0,034$)

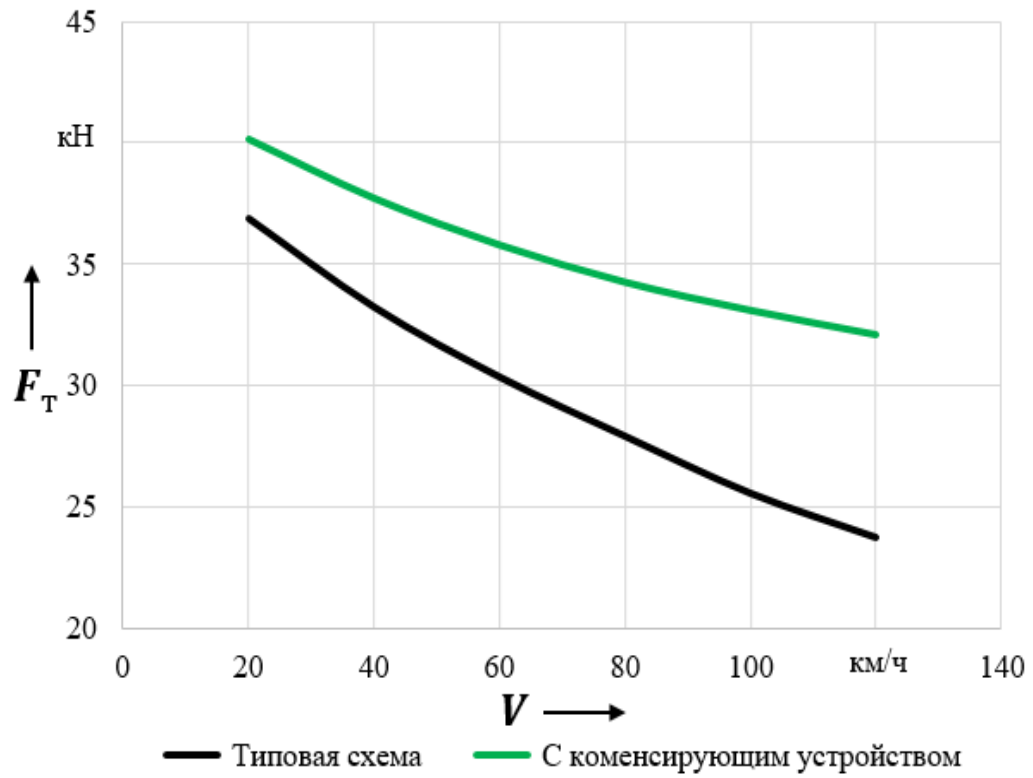


Рисунок 3.28 – Касательная сила тяги колеса
(сухой чистый рельс с подачей песка)

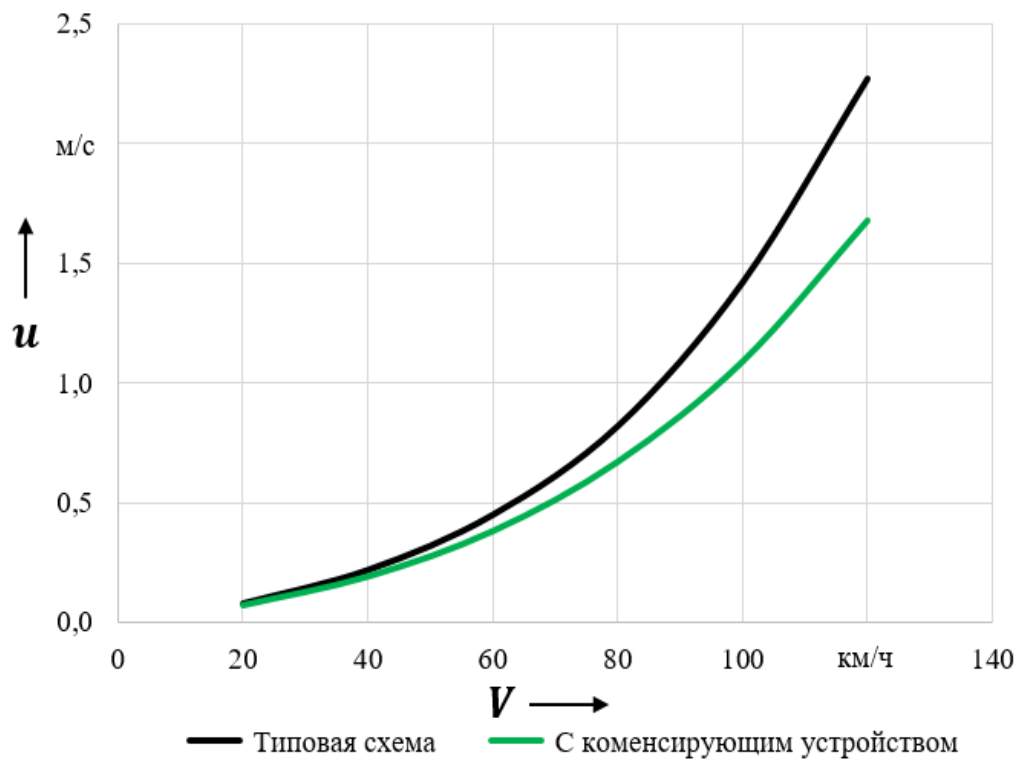


Рисунок 3.29 – Скорость проскальзывания колеса по рельсу
(чистый рельс, политый водой)

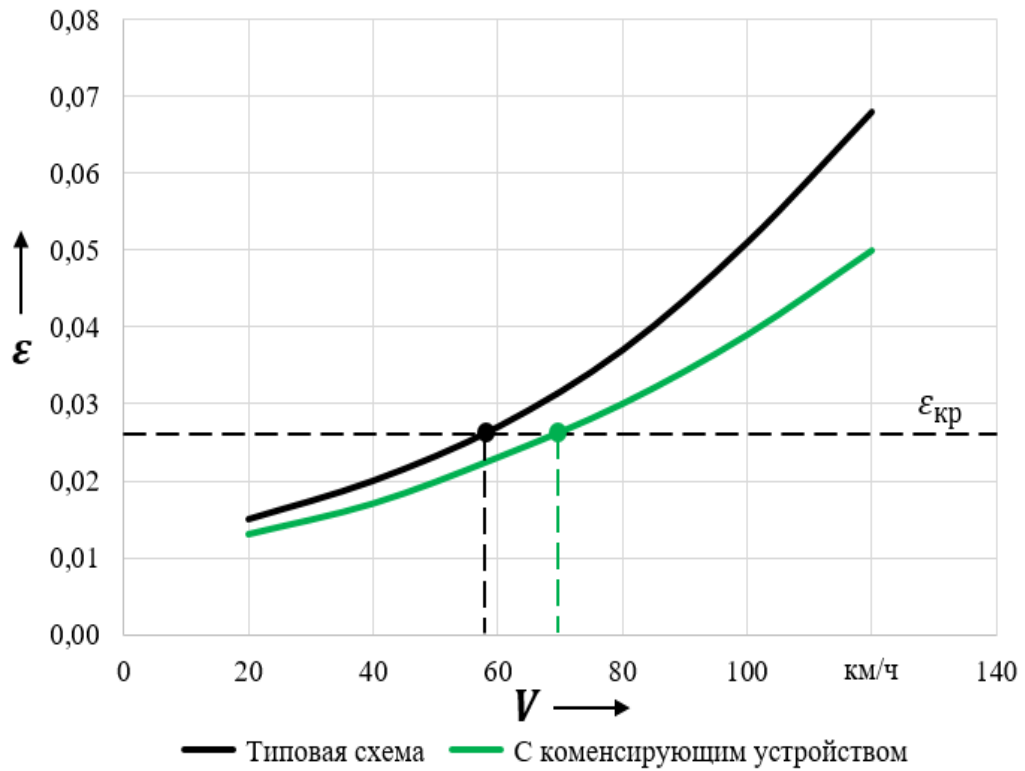


Рисунок 3.30 – Относительное проскальзывание колеса по рельсу (чистый рельс, политый водой, критическое проскальзывание $\epsilon_{кр} = 0,026$)

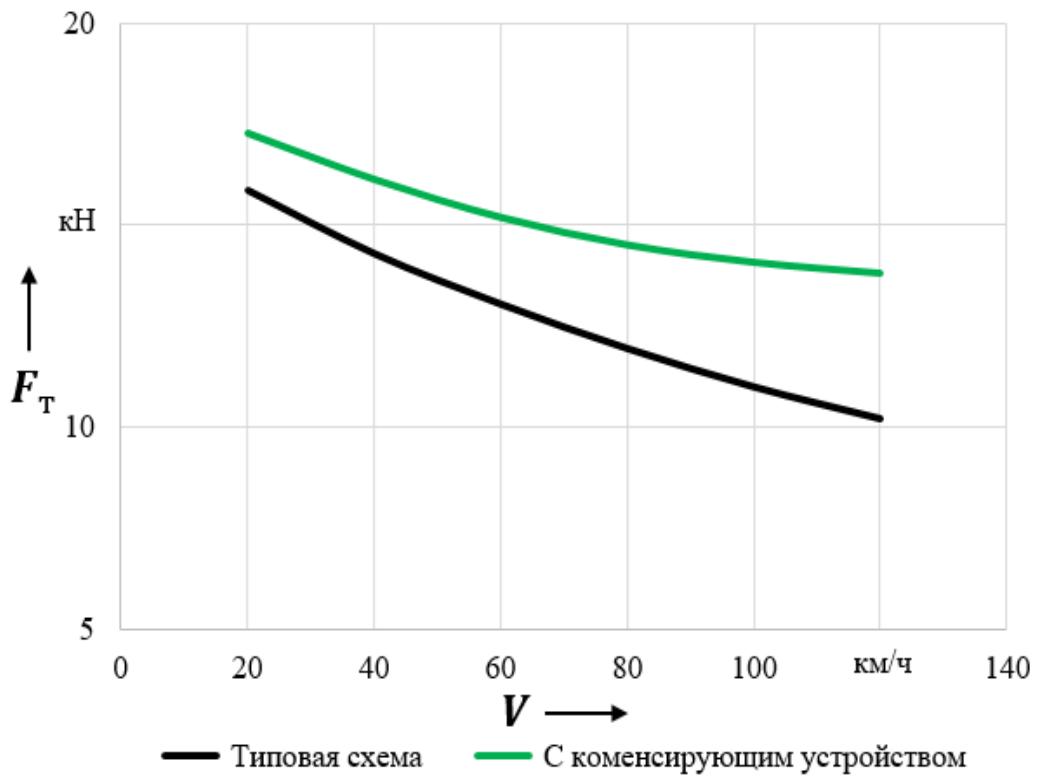


Рисунок 3.31 – Касательная сила тяги колеса (чистый рельс, политый водой)

Результаты расчета, представленные в виде графиков на рисунках 3.23 – 3.31, показывают, что применение компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания значительно улучшает тяговые качества электровоза.

Скорости проскальзывания колеса по рельсу у электровоза с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания меньше, чем у электровоза типовой схемы в 1,10 – 1,35 раза в зависимости от скорости движения локомотива (рис. 3.23, 3.26, 3.29). Чем выше скорость движения, тем больше разница в значениях скоростей проскальзывания (при 40 км/ч – в 1,10 – 1,16 раза, при 120 км/ч – в 1,35 раза). Причем, отношения значений скоростей проскальзывания колес типового и модернизированного электровозов при движении с одинаковыми скоростями в различных условиях контакта колес с рельсом (мокрый рельс, сухой и сухой с подачей песка) примерно одинаковы, несмотря на значительную разницу в абсолютных величинах скоростей проскальзывания для этих трех вариантов состояния пути.

Что касается относительного проскальзывания, то здесь прослеживается такая же закономерность – с увеличением скорости движения относительное проскальзывание колес модернизированного электровоза снижается более значительно, чем у электровоза типовой схемы (рис. 3.24, 3.27, 3.30). При движении по мокрому рельсу относительное проскальзывание колеса типового электровоза достигает критического значения (срыв на боксование) при скорости 57 км/ч, а модернизированного – при скорости 70 км/ч (рис. 3.30). При движении по сухому рельсу критическое значение относительного проскальзывания достигается при типовой схеме на скорости 87 км/ч, а с компенсирующим устройством – на скорости 104 км/ч (рис. 3.24). При движении по сухому рельсу с подачей песка аналогичные процессы происходят на скорости 118 км/ч для типового электровоза и на скорости 142 км/ч – для модернизированного (рис. 3.27).

На рисунках 3.25, 3.28 и 3.31 показана зависимость касательной силы тяги колеса от скорости движения локомотива при трех вариантах состояния пути (сухой рельс, сухой с подачей песка, мокрый рельс). Во всех вариантах расчета значения силы тяги колеса электровоза с компенсирующим устройством в буксовой

ступени рессорного подвешивания превышают значения силы тяги колеса электровоза типовой схемы. При скоростях движения в диапазоне 60 – 100 км/ч соотношение значений силы тяги составляет 1,2 – 1,3 раза.

Результаты расчетов, представленные на рисунках 3.23 – 3.31, доказывают, что модернизация рессорного подвешивания буксовой ступени на основе принципа компенсации внешних возмущений не только позволяет стабилизировать вертикальные силы взаимодействия колеса с рельсом, но и улучшает тяговые свойства электровоза.

3.3 Оценка достоверности математической модели колебаний локомотива по результатам вибрационных испытаний

Результаты математического моделирования колебаний электровоза серии 2ЭС6 (рассматривается модель неровности, предложенная профессором А. И. Беляевым) представлены выше (п. 3.2.1) настоящей работы.

Для сравнительного анализа теоретических и экспериментальных данных были использованы результаты натурных вибрационных испытаний ОАО «НИКТИ» [68] электровоза 2ЭС10, механическая часть которого идентична электровозу 2ЭС6, в локомотивном депо ТЧЭ–14 Белово Западно-Сибирской железной дороги. Были выполнены четыре опытные поездки электровоза при движении в одиночном следовании и при движении с грузовым поездом; при движении испытуемого электровоза с тягой и на выбеге при торможении на железобетонных и деревянных шпалах.

Электровоз был оборудован датчиками вибрации: кабина машиниста, первая тележка секции электровоза, первый колесно-моторный блок. Измерительные точки вибрации:

- 1) букса колесной пары (вертикальное Z, поперечное Y и продольное X направления вибрации);

2) тяговый двигатель (ТЭД) над осью вращения ротора (направления вибрации Z, Y, X);

3) тяговый редуктор над осью входного вала (направления вибрации Z, Y, X);

4) рама тележки над буксой первой колесной пары (направления вибрации Z, Y, X);

5) кабина машиниста, на полу возле кресла машиниста (направления вибрации Z, Y, X).

Показателями вибрационного состояния электровоза приняты:

- максимальные амплитуды виброускорений в диапазоне частот (0-150 Гц), характеризующие в основном периодические импульсные воздействия со стороны пути;

- среднеквадратические значения (СКЗ) виброускорений в диапазоне частот (0-150) Гц, характеризующие вибрацию экипажной части и тягового привода от внешних и внутренних источников вибрации и ударов.

Результаты натурных испытаний представлены в таблице 3.2. В таблице 3.3 представлены результаты математического моделирования.

Таблица 3.2 – Результаты испытаний при одиночном следовании электровоза (вертикальное направление колебаний)

Скорость	V=50 км/ч				V=60 км/ч			
	Тяга		Выбег		Тяга		Выбег	
Узел крепления датчика	Макс. ускорение, м/с ²	СКЗ, м/с ²	Макс. ускорение, м/с ²	СКЗ, м/с ²	Макс. ускорение, м/с ²	СКЗ, м/с ²	Макс. ускорение, м/с ²	СКЗ, м/с ²
Букса	93,9	7,0	63,8	7,0	82,8	6,3	75,0	3,0
ТЭД	27,1	4,9	21,9	4,6	24,9	4,9	23,7	5,6
Тяговый редуктор	30,6	4,1	21,0	4,0	18,8	3,8	15,4	4,0
Рама тележки	21,5	4,4	9,8	3,4	23,9	3,9	10,6	3,6
Пол в кабине	2,61	0,81	2,45	0,79	3,26	0,89	2,71	0,87

Таблица 3.3 – Результаты теоретических исследований электровоза (моделирования вертикальных колебаний) для режима выбега

Скорость	V=50 км/ч		V=60 км/ч	
	Максимальное ускорение, м/с ²	СКЗ, м/с ²	Максимальное ускорение, м/с ²	СКЗ, м/с ²
Колесная пара	69,39	23,13	80,70	26,90
Тележка	10,70	3,67	11,57	3,92
Кузов	2,69	0,86	2,97	0,95

Результаты теоретических расчетов и эксперимента сведены в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Значения максимальных виброускорений электровоза

Показатель	Натурный эксперимент		Математическая модель	
	50	60	50	60
Максимальные ускорения колесной пары, м/с ²	63,80	75,00	69,39	80,70
Максимальные ускорения тележки, м/с ²	9,80	10,60	10,70	11,57
Максимальные ускорения кузова, м/с ²	2,45	2,71	2,69	2,97

Для проведения проверки адекватности полученных значений виброускорений оценим однородность дисперсии на основе критерия Фишера [85], который представляет собой отношение большей дисперсии виброускорений к меньшей. Расчетное значение критерия Фишера $F_p = 1,1$ меньше табличного $F_T = 9,3$, что подтверждает адекватность математической модели.

Показатели вертикальной динамики, полученные на основе математического моделирования, отличаются от экспериментальных, полученных сотрудниками ОАО «НИКТИ», не более чем на 10 %.

3.4 Физическое моделирование колебаний локомотива с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания

Процессы динамики электровозов достаточно сложно организационно и экономически затратно исследовать на реальных объектах, поэтому целесообразно рассматривать данные процессы в лабораторных условиях на основе математического и физического моделирования. Существенный недостаток математического моделирования заключается в воспроизведении исследуемого процесса в рамках уравнений, которые отражают не реальную механическую систему, а ее расчетную схему [86]. При составлении расчетной схемы принимаются допущения, которые снижают точность моделирования.

В свою очередь, физическое моделирование позволяет изучить особенности непосредственно самих механических процессов, происходящих в системе, и при обнаружении недостатков проектируемого локомотива внести изменения в конструкцию. Основное преимущество физического моделирования заключается в отсутствии необходимости решения системы дифференциальных уравнений.

Физическое моделирование технических систем основано на теории подобия и размерностей [87-97]. В основе теории подобия находятся три теоремы подобия, которые позволяют определить критерии подобия натурального образца и модели. При этом под критериями подобия понимают одноименные, входящие в функциональные зависимости или дифференциальные уравнения, безразмерные параметры исследуемых процессов.

Физическое моделирование не всегда позволяет получить модель натурального объекта по абсолютному подобию [89]. При решении практических технических задач, которым и является физическое моделирование динамики электровозов, используют методы приближенного или практического моделирования. Так, в работе [98] предложена простая, но в тоже время содержательная модель – «условный одноосный локомотив», который представляет собой два тела, соединенных упруго-диссипативными связями (рисунок 3.32).

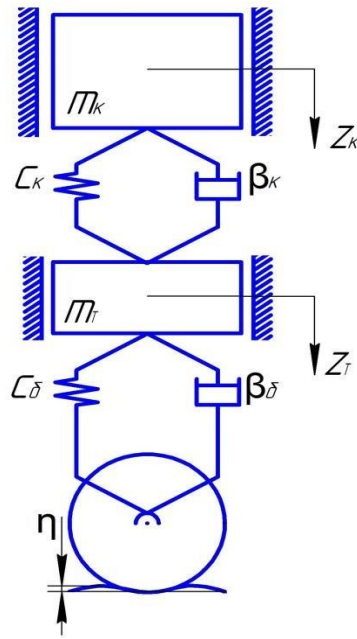


Рисунок 3.32 – Условный одноосный локомотив

Обозначения, приведенные на рисунке 3.32: m_k – масса кузова; m_t – масса тележки; Z_k – подпрыгивание кузова; Z_t – подпрыгивание тележки; C_k – жесткость упругого элемента кузовной ступени; C_b – жесткость упругого элемента буксовой ступени; β_k – коэффициент демпфирования кузовной ступени; β_b – коэффициент демпфирования буксовой ступени; η – неровность пути.

В качестве внешнего возмущения [29], в схеме принята изолированная геометрическая неровность, математически представленная выражением

$$\eta(t) = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi V}{1,8l} t\right),$$

где V – скорость движения локомотива; h – высота неровности; l – длина волны неровности; t – время движения. Вид неровности представлен на рисунке 3.33.

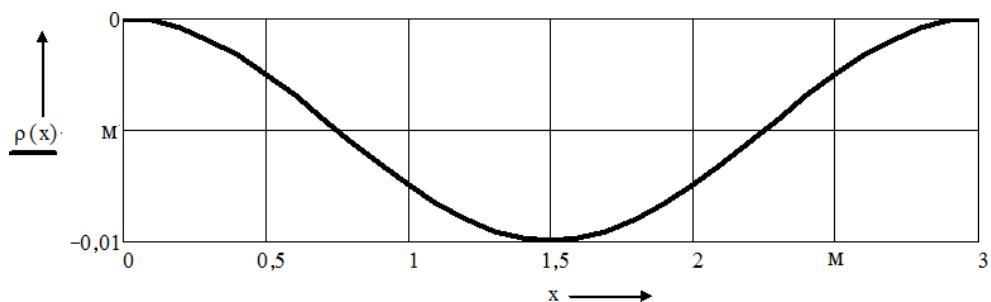


Рисунок 3.33 – График изолированной геометрической неровности пути в виде «впадины»

При исследовании колебаний сложных технических систем, возможно пренебрежение параметрами, которые не оказывают значительного влияния на процессы, протекающие в системе [89]. К такому параметру можно отнести демпфирование системы. Результаты, приведенные в работах [65, 99], относящиеся к роли демпфирования в колебательном процессе, показывают, что отсутствие трения в системе не приводит к заметному изменению частоты и формы колебаний. Частоты и формы свободных колебаний системы определяются значением и распределением масс и жесткостей, следовательно, исходя из данных соображений, можно пренебречь диссипацией системы при построении физической модели вертикальной динамики.

В работе [25] на основе схемы (рис. 3.32), с учетом обоснованного выше устранения из нее демпфирующих элементов, была разработана физическая модель «условного одноосного локомотива», реализованная в виде лабораторной установки. Кинематическая схема и фотография установки представлены на рисунках 3.34 и 3.35.

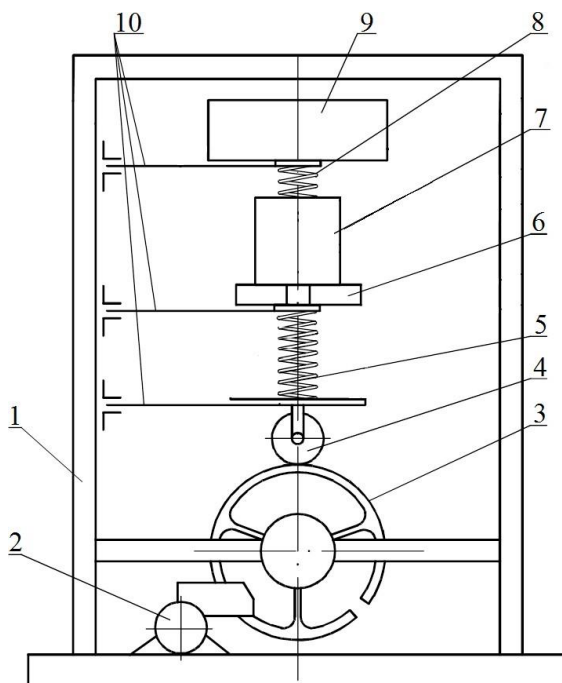


Рисунок 3.34 – Кинематическая схема лабораторной установки



Рисунок 3.35 – Установка для физического моделирования

Обоснование и расчет параметров лабораторной установки подробно описаны в работе [25]. Расчеты выполнены с учетом применения теорем теории подобия. Критерии подобия определялись методом приведения уравнений физических процессов к безразмерному виду [89, 97]. Отношения параметров локомотива и пути, и их физических моделей, выбраны равными отношениям соответствующих базисных величин этих параметров [25]. Таким образом были получены критерии подобия локомотива и модели, на основе которых разработана физическая модель, позволяющая определять показатели динамических качеств локомотива. В работе [25] доказана адекватность разработанной физической модели.

Лабораторная установка для физического моделирования «условный одноосный локомотив» апробирована в учебном процессе и научно-исследовательской деятельности ОмГУПС. Описание установки (рис. 3.34): на раму 1 установлен электрический привод, представляющий собой электродвигатель с редуктором 2, который вращает диск 3, на котором имеется неровность для моделирования пути и рельсового стыка. На диск 3 установлен малый диск 4, предназначенный для моделирования колесной пары. Пружины 5 и 8 предназначены для моделирования упругих элементов буксовой и кузовной ступени подвешивания электровоза. На груз 6, моделирующий тележку, установлено компенсирующее устройство 7, которое работает параллельно с пружиной 5. На пружине 8 находится груз 9, моделирующий колебание кузова электровоза. Для устойчивого колебания системы грузы прикреплены упругими пластинами 10 на раму 1. Скорость диска, моделирующего путь, задается соответственно значениям скорости движения локомотива (60-140 км/ч), посредством изменения напряжения на зажимах двигателя привода. Значения виброускорений определяются сертифицированным регистратором ускорения Extech VB300.

С использованием лабораторной установки (рис. 3.35) были проведены экспериментальные исследования по физическому моделированию колебаний электровоза с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания. В первую очередь был выполнен подбор массы грузов модели пропорционально массам кузова, тележки и колесной пары натурального образца – электровоза 2ЭС6 [66]. Соотношение масс представлено в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Массы локомотива и модели, в расчете на одну колесную пару

Часть электровоза	Масса частей локомотива, т	Масса частей модели, кг
Кузов	13,8	4,31
Тележка	7,5	2,34
Колесо	3,7	1,16

При подборе масс частей модели учитывался масштабный коэффициент

$$a_m = \frac{m_{\text{л}}}{m_{\text{м}}} \approx 3200.$$

Проектирование физической модели в работе [25] осуществлялось на принципе равенства парциальных частот колебаний тележки и кузова натурального локомотива, и грузов 6 и 9 (см. рис. 3.34) модели соответственно.

Определим значения парциальных частот. Для кузова и тележки натурального электровоза 2ЭС6 они равны

$$\left\{ \begin{array}{l} f_k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_k}{m_k}} = 1,6 \text{ Гц}; \\ f_t = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_k(m_k + m_t) + m_t c_t}{2m_k m_t} + \frac{\sqrt{(c_k(m_k + m_t) + m_t c_t)^2 - 4m_k m_t c_k c_t}}{2m_k m_t}} = 3,9 \text{ Гц}. \end{array} \right.$$

Для грузов 6, 9 и пружин 5, 8 модели (рис. 3.34) парциальные частоты равны

$$\left\{ \begin{array}{l} f_9 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_8}{m_9}} = 1,6 \text{ Гц}; \\ f_6 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_8(m_9 + m_6) + m_6 c_5}{2m_9 m_6} + \frac{\sqrt{(c_8(m_9 + m_6) + m_6 c_5)^2 - 4m_9 m_6 c_8 c_5}}{2m_9 m_6}} = 3,9 \text{ Гц}. \end{array} \right.$$

Из равенства парциальных частот определены значения жесткости пружин буксовой и кузовной ступеней модели. Следует также отметить, что в конструкцию груза 6 (рис. 3.34), моделирующего тележку, была установлена система 7 (компенсирующее устройство) для формирования нелинейной силовой характе-

ристики. Компенсирующее устройство состоит из дополнительных упругих элементов, формирующих усилие, направленное на компенсацию реакции основного упругого элемента буксовой ступени модели.

В результате испытаний на физической модели аналога электровоза 2ЭС6 с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания определены виброускорения «кузова» и «тележки» модели для скоростей движения локомотива 60, 80 и 100 км/ч. Результаты получены в виде графиков. Пример графика с виброускорениями «тележки» модели при скорости 80 км/ч приведен на рисунке 3.36.

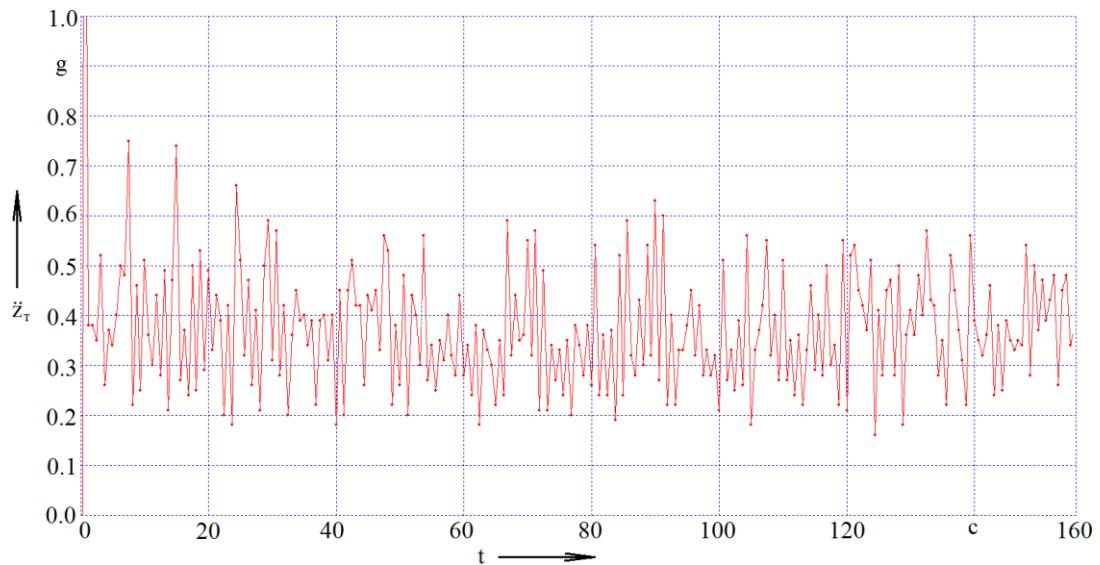


Рисунок 3.36 – Виброускорения «тележки» физической модели с компенсирующим устройством при скорости 80 км/ч

В таблице 3.6 представлены обобщенные результаты физического моделирования колебаний аналога локомотива 2ЭС6 с компенсирующим устройством и расчетные результаты, полученные при математическом моделировании.

Таблица 3.6 – Значения максимальных вертикальных виброускорений

Показатель	Физическая модель			Математическая модель		
	60	80	100	60	80	100
Скорость, км/ч	60	80	100	60	80	100
Максимальные ускорения кузова, м/с ²	1,36	1,57	1,74	1,46	1,72	1,91
Максимальные ускорения тележки, м/с ²	6,21	6,70	7,27	6,86	7,35	8,04

Показатели вертикальной динамики, полученные на основе математического моделирования, отличаются от экспериментальных, полученных на физической модели аналога локомотива 2ЭС6 с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания, не более чем на 11 %.

Для проверки достоверности расчетных значений виброускорений оценена однородность дисперсии на основе критерия Фишера [85]. Расчетное значение критерия Фишера $F_p = 2,8$ меньше табличного $F_T = 9,3$, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

3.5 Выводы

1) С использованием математической модели вертикальной динамики локомотива 2ЭС6 проведено исследование вертикальных колебаний электровоза с типовой и усовершенствованной схемами рессорного подвешивания. Рассчитаны основные показатели динамических качеств локомотива (среднеквадратические отклонения и максимальные вертикальные виброускорения кузова и тележки), а также определены основные параметры динамической добавки силы воздействия колесной пары на рельс для всего диапазона эксплуатационных скоростей.

Математическая модель вертикальной динамики локомотива апробирована при расчетах с использованием трех моделей неровностей пути, предложенных профессорами А. И. Беляевым, В. А. Камаевым и Н. Н. Кудрявцевым. Несмотря на некоторое отличие значений показателей вертикальной динамики, полученных при расчетах с использованием различных моделей неровностей пути, анализ результатов показывает, что применение компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания значительно снижает динамическую нагрузку узлов локомотива.

Так, при скоростях движения 60 – 80 км/ч (при всех трех используемых в расчетах моделях неровностей пути), значения максимальных ускорений кузова модернизированного локомотива по сравнению с типовым снижаются в 1,9 – 2,2 раза, значения максимальных ускорений тележки модернизированного локомотива по сравнению с типовой схемой снижаются в 1,6 – 1,8 раза. Значения динамической добавки силы воздействия колесной пары на рельс у модернизированного локомотива в 1,6 – 1,9 раза ниже, чем у электровоза типовой схемы.

Результаты сравнительной оценки отношения значений динамических параметров для типовой и модернизированной схем обрессоривания электровоза 2ЭС6 (для трех моделей неровностей), сопоставимы между собой. Это обстоятельство дополнительно подтверждает логическую непротиворечивость, работоспособность и чувствительность к изменению рабочих исходных данных разработанной математической модели вертикальной динамики локомотива 2ЭС6.

2) С использованием математической модели продольной динамики проведена сравнительная оценка тяговых свойств электровоза 2ЭС6 с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием. Рассчитаны значения скорости проскальзывания колеса по рельсу, относительного проскальзывания и касательной силы тяги колеса во всем диапазоне эксплуатационных скоростей локомотива для трех вариантов состояния пути (сухой чистый рельс, сухой рельс с подачей песка и чистый рельс, политый водой).

Установлено, что скорости проскальзывания колеса по рельсу у электровоза с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания меньше, чем у электровоза типовой схемы в 1,10 – 1,35 раза в зависимости от скорости движения локомотива. Значения касательной силы тяги колеса электровоза с компенсирующим устройством превышают значения силы тяги колеса электровоза типовой схемы в 1,2 – 1,3 раза при скоростях движения в диапазоне 60 – 100 км/ч.

Результаты моделирования продольной динамики доказывают, что модернизация рессорного подвешивания буксовой ступени на основе принципа компенсации внешних возмущений не только позволяет стабилизировать вертикальные силы взаимодействия колеса с рельсом, но и улучшает тяговые свойства электровоза.

3) Проведенный сравнительный анализ результатов теоретического расчета на основе математического моделирования с экспериментальными данными вибрационных испытаний (по вертикальным колебаниям) электровоза позволил установить, что расчетное значение критерия Фишера $F_p = 1,1$ меньше табличного $F_T = 9,3$. Это подтверждает адекватность разработанной математической модели. Показатели вертикальной динамики, полученные на основе математического моделирования, отличаются от экспериментальных, полученных сотрудниками ОАО «НИКТИ», не более чем на 10 %.

Для проверки адекватности математической модели вертикальных колебаний локомотива с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания проведено физическое моделирование на лабораторной установке «условный одноосный локомотив». Установка разработана с соблюдением критериев подобия, используется в научно-исследовательской деятельности и учебном процессе ОмГУПС. Значения виброускорений определялись сертифицированным регистратором ускорения Extech VB300. Результаты испытаний на физической модели аналога электровоза 2ЭС6 сопоставимы с расчетными значениями виброускорений, полученными с помощью математического моделирования (расхождение не более 11 %). Расчетное значение критерия Фишера $F_p = 2,8$ меньше табличного $F_T = 9,3$, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

4) Разработанные алгоритмы расчета оценочных показателей вертикальной и продольной динамики локомотива с типовой и усовершенствованной схемами буксовой ступени рессорного подвешивания, реализованные в форме программ расчета для ЭВМ, система исходных данных о характеристиках локомотива и пути, формы представления результатов расчета в совокупности представляют собой метод сравнительной оценки динамических и тяговых качеств электровоза 2ЭС6 с типовым и модернизированным рессорным подвешиванием с учетом выбранных типов возмущающих воздействий, состояния пути и скорости движения локомотива.

4 АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОРПУСА И ОПОРНЫХ УЗЛОВ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЕГО УЗЛА ПОДВЕШИВАНИЯ К РАМЕ ТЕЛЕЖКИ

4.1 Силы, действующие на колесно-моторный блок и систему подвешивания тягового электродвигателя

Современные исследования динамики систем подвешивания тяговых электродвигателей сталкиваются с проблемой комплексного учета многообразия действующих силовых факторов. На опорные узлы ТЭД и его корпус одновременно воздействуют динамические нагрузки различной природы: от ударных воздействий при прохождении стыков рельсов до вибрационных колебаний при движении по неровностям пути. Особую сложность представляет анализ комбинированного воздействия этих сил, которые могут проявляться как квазистационарные, узкополосные или импульсные процессы.

В работе [100] на основе анализа экспериментальных исследований была составлена классификация динамических факторов, действующих на элементы КМБ, представленная в виде сетевой модели (рисунок 4.1).

Данная модель позволяет систематизировать силовые воздействия по трем уровням: первичные физические явления, их конкретные проявления в виде динамических нагрузок, и зоны концентрации этих нагрузок в элементах конструкции. Однако сложность такой классификации обусловлена нелинейным характером взаимодействия различных типов нагрузок. Например, крутильные колебания могут усиливаться при резонансных явлениях, вызванных совпадением частот внешних воздействий с собственными частотами элементов КМБ.

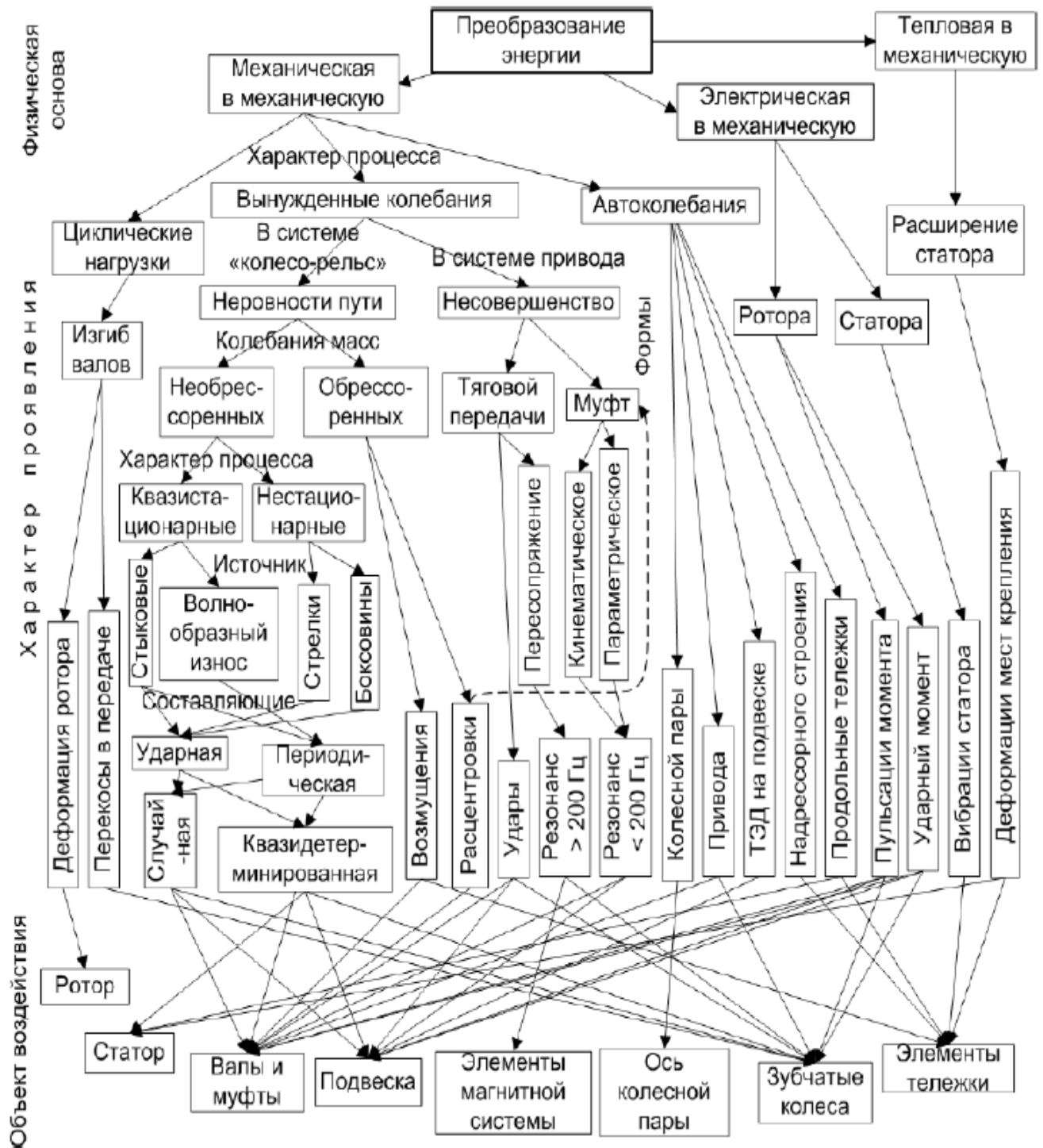


Рисунок 4.1 – Классификация динамических воздействий на элементы колесно-моторного блока

Критическое значение для надежности подвески тягового электродвигателя имеют циклические нагрузки, приводящие к усталостным повреждениям. Наиболее уязвимыми оказываются резинокордные муфты, где трение между нитями армиру-

ющего корда под действием знакопеременных деформаций приводит к постепенному разрушению структуры материала. При этом внешние факторы (температурные колебания, влажность) обычно лишь усугубляют повреждения, основная причина которых кроется в энергетических процессах преобразования и передачи мощности.

Исследование нагрузок, действующих на КМБ и систему подвешивания тяговых электродвигателей, имеет принципиальное значение для повышения надежности и долговечности локомотивов. Комплексный анализ динамических воздействий позволяет выявить критические режимы работы элементов и разработать эффективные методы защиты от усталостных повреждений.

Классификация динамических воздействий на основе сетевой модели позволяет эффективно находить новые конструктивные решения узлов подвешивания ТЭД и для опорно-осевых, и для опорно-рамных приводов.

4.2 Конструктивные особенности различных систем крепления тягового электродвигателя

Для исследования нагрузок, действующих на узлы крепления тяговых электродвигателей, прежде всего необходимо рассмотреть основные виды систем подвешивания ТЭД к раме тележки и учесть их конструктивные особенности.

4.2.1 Траверсная подвеска

Траверсная подвеска грузового тепловоза 2ТЭ25КМ (рисунок 4.2) представляет собой модификацию подвешивания четырехполюсного ТЭД тепловоза RS-1 фирмы ALCO (США, 1941–1953 гг.) [100]. Изначально подвеска RS-1 была рассчитана на высокую осевую нагрузку (28 т) и силу тяги 45 кН, что обеспечило запас прочности для отечественных тепловозов ТЭ1 и ТЭ2.

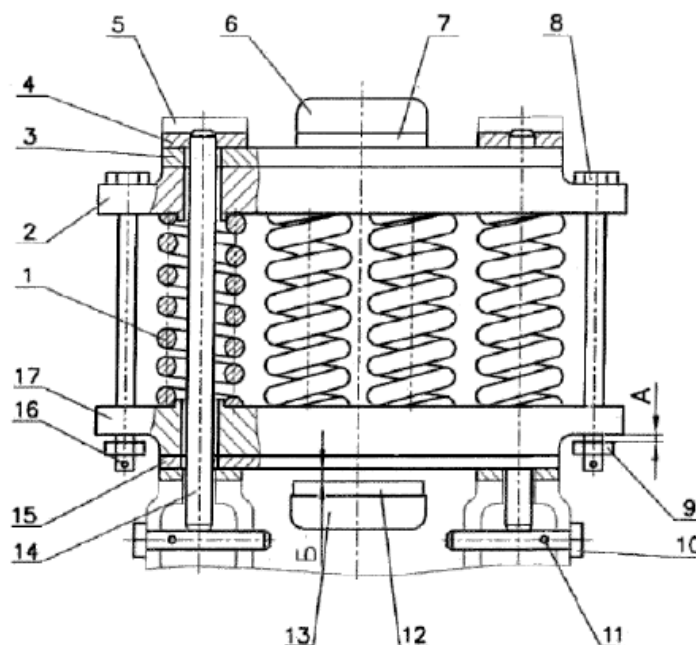


Рисунок 4.2 – Пружинная подвеска ТЭД тепловоза 2ТЭ25К:

1 – пружина; 2, 17 – обоймы; 3, 4, 7, 12, 15 – накладки; 5 – кронштейн подвески на раме тележки; 6 – носик верхний ТЭД; 8 – болт; 11, 16 – шплинты; 9 – гайка; 10 – валик; 13 – носик нижний ТЭД; 14 – стержень; А – зазор между обоймой и гайкой; Б – зазор между накладками нижней обоймы и нижнего носика

Конструкция включает пакет из четырех пружин с реверсом, работающих только на сжатие. Поперечные и угловые перемещения ТЭД компенсируются скольжением носиков по обоймам. Неравномерное распределение нагрузки из-за отсутствия гарантированного зазора может привести к обрыву кронштейна.

К достоинствам данной системы подвешивания относятся:

- простота конструкции и легкость производства;
- минимальные требования к модернизации эксплуатационной базы;
- высокие запасы прочности для тепловозов с колесами диаметром 1050 мм.

Недостатками траверсной подвески являются:

- открытые трущиеся поверхности подвержены загрязнению, коррозии и износу (накладки, концевые витки пружин, обоймы);
- зазоры и преднатяг пружин делают подвеску эффективной только при больших динамических нагрузках, вызывая удары;

- при боксовании возможны автоколебания ТЭД с динамическим моментом в 2,3 – 2,5 раза выше расчетного (до 120 кН·м), что опасно замыканием витков пружин и ударными нагрузками.

4.2.2 Маятниковая подвеска

Маятниковая подвеска, разработанная для отечественных электровозов (рисунок 4.3) при переходе на шестиполюсные ТЭД с круглым остовом, представляет собой модификацию конструкции подвески электровозов серии Ф фирмы «Альстом» [100].

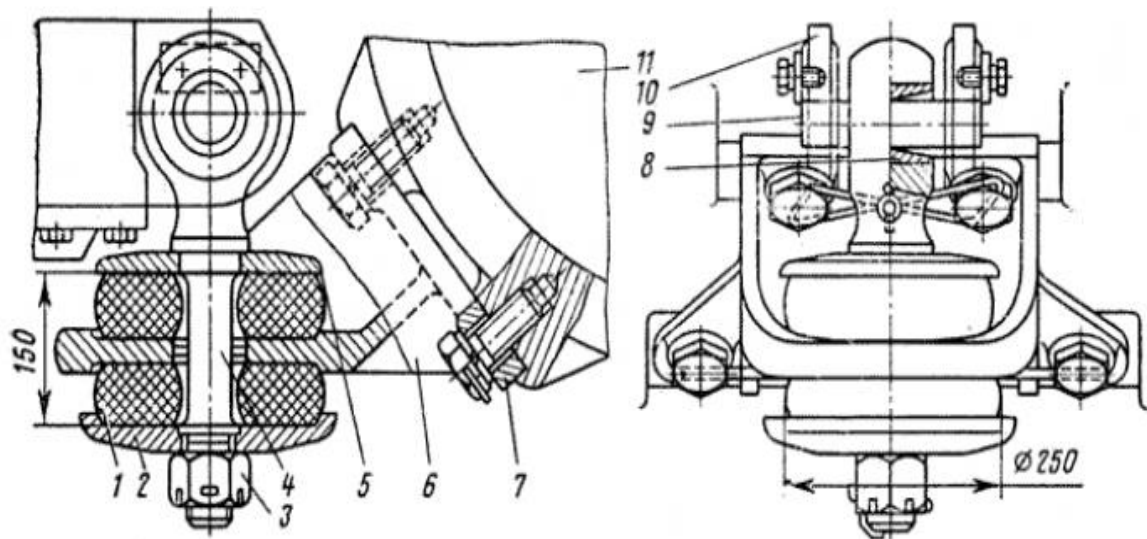


Рисунок 4.3 – Маятниковое подвешивание ТЭД отечественных электровозов:

- 1 – резиновые шайбы; 2 и 5 – стальные шайбы; 3 – гайка; 4 – подвеска;
 6 – кронштейн ТЭД; 7 – болты; 8 – втулка; 9 – валик;
 10 – кронштейн рамы тележки; 11 – остов ТЭД

В настоящее время она широко применяется на грузовых электровозах РЖД, однако её внедрение на тепловозах осложнено особенностями компоновки, связан-

ными с использованием четырехполюсных ТЭД с восьмигранным остовом и меньшим диаметром колес (1050 мм против 1250 мм у электровозов). Это потребовало разработки модифицированного варианта подвески, совместимого с опорно-осевым приводом тепловозов, оборудованных упругим самоустанавливающимся зубчатым колесом (УСЗК).

По сравнению с траверсной подвеской, маятниковая обладает повышенной долговечностью, но содержит изнашивающиеся элементы – втулку и валик. В последние годы предпринимаются попытки её замены на шарнирную подвеску со сферическими резинометаллическими шарнирами (РМШ), как на электровозах 2ЭС10 и 2ЭС6 (рисунок 4.4).

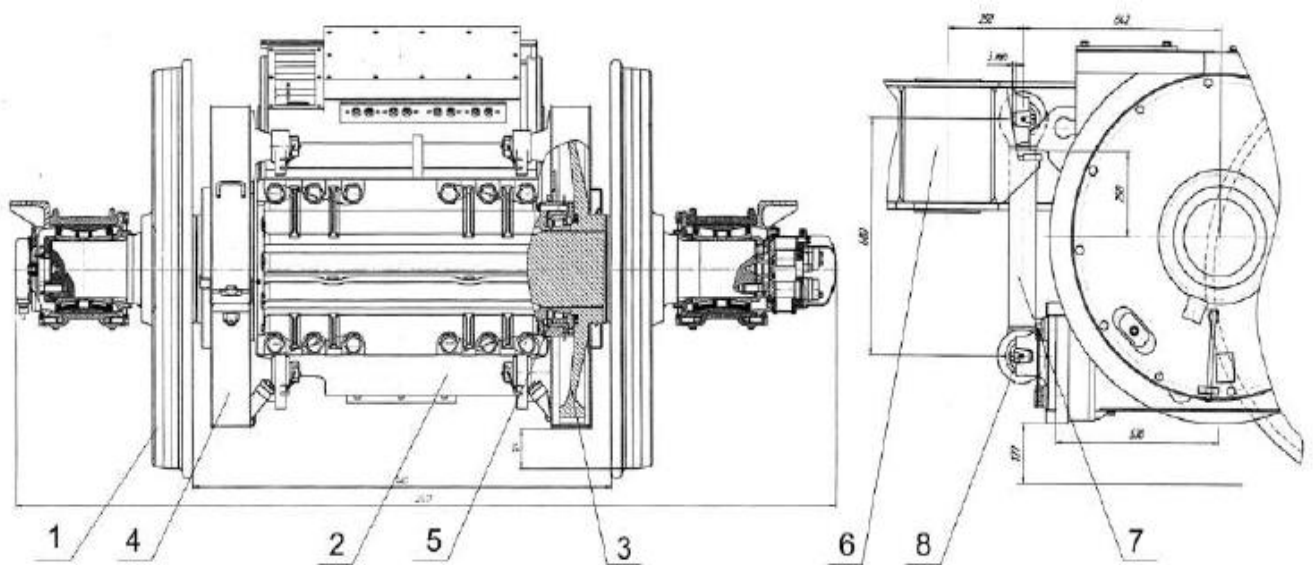


Рисунок 4.4 – Тяговый привод электровоза 2ЭС6:

- 1 – колесная пара; 2 – ТЭД; 3 – зубчатая передача; 4 – кожух зубчатой передачи;
 5 – моторно-осевой подшипник; 6 – рама тележки; 7 – тяга подвески;
 8 – сферический РМШ

Шарнирная подвеска исключает трущиеся пары, упрощает монтаж и имеет меньшие габариты, однако её эксплуатация выявила серьезные проблемы. На электровозах серии 2ЭС6 зафиксировано более 40 % повреждений механического обо-

рудования, включая выдавливание резины из шарниров и излом поводка, что привело к крушению поезда на участке Называевская – Омск в 2015 г. Предложенные решения, такие как использование пневмоэлементов или замена сферических амортизаторов на плоские шайбы, оказались труднореализуемыми из-за конструктивных ограничений.

Жесткость упругих элементов подвески варьируется от 3 кН/мм для пружинных подвесок электровозов ВЛ8 и ВЛ60 до 6–10 кН/мм для маятниковой подвески ВЛ85. Данные о жесткости сферических РМШ противоречивы: от 92 до 265 кН/мм, что на порядок выше, чем у традиционных подвесок. Это обуславливает различия в их функциях: упругие подвески защищают раму тележки от колебаний необрессоренных масс, а шарнирные применяются, когда динамические нагрузки не критичны для прочности конструкции.

Частота колебаний необрессоренных масс КМБ на упругом основании пути составляет 28–40 Гц, а для защиты рамы тележки рекомендуется поддерживать частоту собственных колебаний ТЭД на подвеске ниже 8–10 Гц. Однако отсутствие простой методики определения оптимальной жесткости затрудняет проектирование. Эмпирически найденная жесткость маятниковой подвески для электровозов ВЛ80 и ВЛ10 близка к рациональной, но её корректировка незначительно влияет на динамику привода. Таким образом, совершенствование подвески требует изменений в самой конструкции, а не только в её параметрах.

4.2.3 Подвеска типа «Серьга»

Подвеска типа «Серьга», разработанная на основе опыта эксплуатации британского тепловоза HS4000, представляет собой альтернативу традиционным траверсным подвескам (рисунок 4.5) [100].

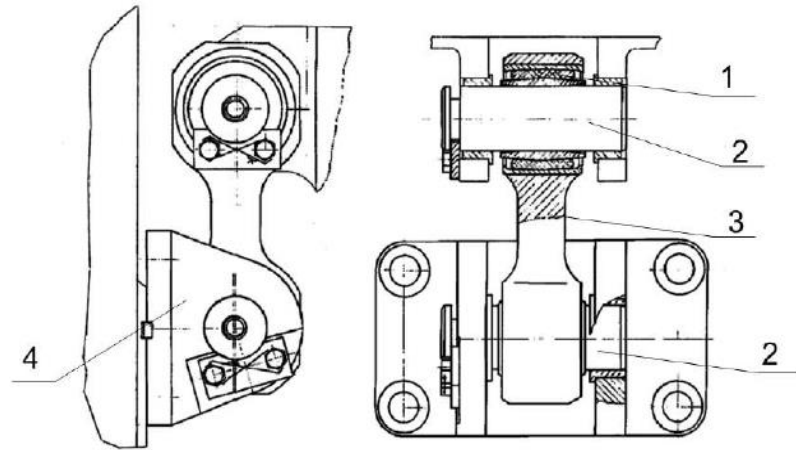


Рисунок 4.5 – Подвеска «Серьга» опытного тепловоза 2ТЭ10М:

1 – РМШ; 2 – ось; 3 – тяга; 4 – кронштейн

Конструктивной особенностью данной системы является использование двух резинометаллических шарниров, не требующих предварительного натяга при монтаже. В ходе испытаний во ВНИКТИ были исследованы три варианта компоновки шарниров: с поперечным расположением осей, продольным и комбинированным. Эксперименты на тепловозе 2ТЭ10В показали сопоставимые динамические характеристики всех вариантов, однако оптимальным с точки зрения минимизации деформаций резиновых втулок признан вариант с продольной ориентацией шарниров.

Несмотря на технические преимущества, практическая реализация столкнулась с существенными проблемами. В конструкции Луганского завода, где шарниры располагались поперек пути, наблюдалось заклинивание втулок из-за изменения свойств смазки под воздействием эксплуатационных факторов. Это приводило к неравномерному износу и разрушению резиновых элементов. Особенно критичными оказались температурные колебания, влияющие на радиальную жесткость амортизаторов и коэффициент трения в сопряжениях.

Попытки усовершенствования подвески в 90-х годах путем внедрения сайлентблоков с осевым перемещением лишь частично решили проблему. Анализ эксплуатационных данных выявил зависимость работоспособности узла от множества взаимосвязанных факторов: состояния смазки, величины поперечных перемеще-

ний, температурного режима. При этом сохранилась принципиальная ограниченность по компоновочным размерам, обусловленная особенностями бесчелюстных тележек с диаметром колес 1050 мм.

Перспективным направлением развития представляется дальнейшая оптимизация геометрии шарнирных соединений с учетом реальных условий работы. Особое внимание следует уделить разработке новых материалов для втулок, устойчивых к изменению температурного режима и сохраняющих стабильные фрикционные характеристики в условиях загрязнения.

Таким образом, в результате сравнения конструкций существующих подвесок ТЭД установлено, что каждая из этих конструкций обладает уникальными особенностями распределения нагрузок: траверсная подвеска демонстрирует уязвимость к ударным воздействиям, маятниковая – демонстрирует проблемы с поперечными колебаниями, а подвеска «серьга» – сложности с трением в шарнирах. Наибольший интерес для дальнейшего совершенствования представляет маятниковая подвеска, так как она обладает повышенной долговечностью, ремонтпригодностью и широко применяется на грузовых электровозах ОАО «РЖД».

Для разработки усовершенствованных конструкций подвешивания ТЭД, способных обеспечить его надежную работу в условиях эксплуатации, необходимо оценить динамическую нагруженность корпуса тягового электродвигателя и его опорных узлов.

4.3 Расчетная схема типовой конструкции подвешивания ТЭД и ее причинно-следственная связь с возникновением трещин в остовах и бобышках крепления опор

В настоящее время на магистральных электровозах серии 2ЭС6, эксплуатируемых на сети железных дорог ОАО «РЖД», применяются новые технические решения в конструкциях ряда узлов и агрегатов, в том числе механической части и тягового привода.

По мере увеличения пробегов этих локомотивов накапливается статистика их эксплуатационной надежности, отказов и неисправностей, в том числе и системного характера. Это вызывает необходимость проведения исследований технических характеристик и работоспособности основных конструктивных элементов и сборочных единиц, обеспечивающих безопасность и надежность новых локомотивов, с целью разработки предложений по совершенствованию их конструкции. Качество функционирования колесно-моторных блоков электровозов оказывает существенное влияние на их надежность в эксплуатации. По результатам анализа отказов КМБ электровозов 2ЭС6 за 2022 – 2024 годы можно сделать вывод, что их значительное количество приходится на бандажи колесных пар и опорные узлы тяговых электродвигателей, к числу которых относятся моторно-осевые подшипники (МОП). Согласно полученным статистическим данным за 2024 год случаи выхода из строя механического оборудования электровозов 2ЭС6 находятся на третьем месте по количеству неисправностей – 144 случая на 1 млн. км пробега, что составляет 8,5 % от общего количества неплановых ремонтов.

ТЭД работают в очень трудных условиях. Их динамическая нагрузка в эксплуатации кратковременно может превышать статическую на 50 – 80 %. При прохождении колесными парами неровностей пути на двигатель действуют значительные динамические силы.

Опорно-осевое подвешивание ТЭД электровоза 2ЭС6 с основными габаритными размерами показано на рисунке 4.6.

Тяговый электродвигатель электровоза 2ЭС6 одной стороной опирается на ось колесной пары через моторно-осевые подшипники качения и связан с ней тяговой передачей, а с другой – через маятниковую подвеску на раму тележки. Подвеска должна обеспечивать снижение динамических воздействий, передающихся на колесно-моторный блок, которые возникают при трогании электровоза с места, прохождении колесной парой стыковых соединений и неровностей пути, а также возможность изменения взаимного положения тягового электродвигателя и рамы тележки при движении электровоза [35].

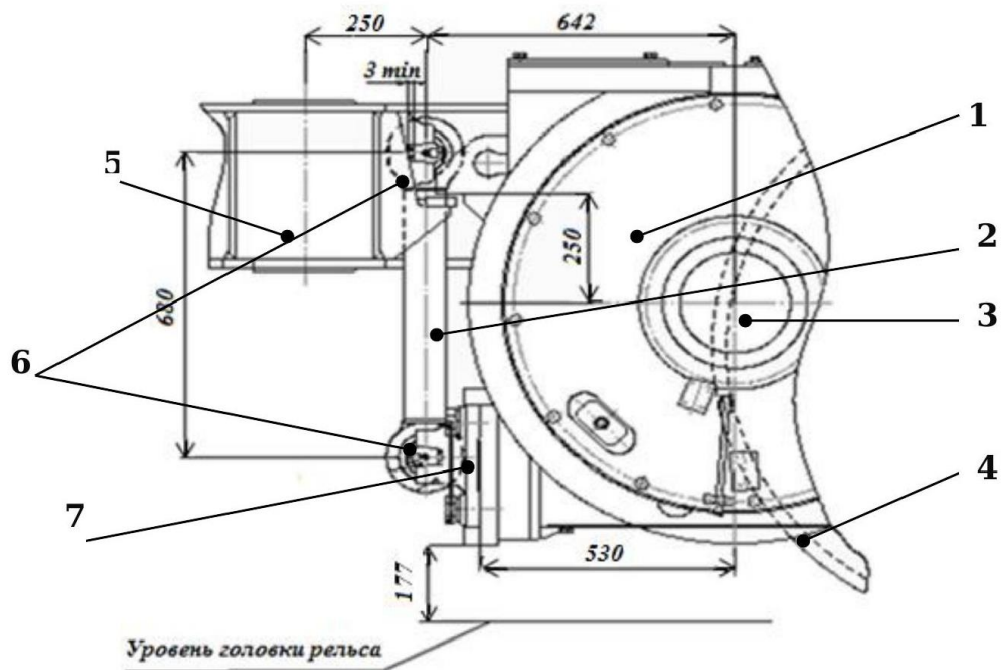


Рисунок 4.6 – Подвешивание ТЭД электровоза 2ЭС6:

- 1 – тяговый электродвигатель; 2 – поводок подвески ТЭД; 3 – вал якоря ТЭД;
 4 – колесная пара; 5 – рама тележки; 6 – головки поводка с сайлентблоками;
 7 – кронштейн крепления ТЭД к поводку

Связь тягового электродвигателя с рамой тележки – маятниковая. Подвешивание ТЭД к раме тележки осуществлено через поводок, имеющий на концах две головки с резиновыми или полиуретановыми сайлентблоками. Клинообразные концы осей шарниров (сайлентблоков) устанавливаются в приваренных к раме тележки и в закрепленных шестью болтами на остова ТЭД кронштейнах, в которых они крепятся каждый двумя болтами, зафиксированными стопорными шайбами. В качестве страховки от падения тягового двигателя на рельсовый путь при обрыве поводка служат специальные приливы на остова ТЭД и среднем бруске рамы тележки [66].

Динамические силы, возникающие при перемещении локомотива по рельсам, оказывают воздействие на корпус ТЭД и элементы его подвески со стороны колесной пары. Основными факторами возникновения динамических сил являются: неравноупругость рельсового пути – по протяженности вследствие его неравно-

жесткости в сечениях под шпалами и между ними; геометрические неровности поверхностей катания рельсов; стыковые рельсовые соединения; неравномерный прокат колес по кругу катания и разница диаметров бандажей. Кроме того, большое влияние на нагрузки в опорных узлах ТЭД оказывает движение состава по кривым участкам пути и стрелочным переводам, в результате чего увеличивается рамная сила, создающая дополнительный момент, действующий на поводок и узлы крепления подшипников.

Наибольшие напряжения в опорных узлах тягового электродвигателя возникают при прохождении локомотивом рельсовых стыков. Кроме того, из-за циклического характера изменения напряжений при движении локомотива по стыковым рельсовым путям снижается запас циклической прочности материала. Высокие циклические нагрузки, вызванные движением локомотива в кривых и преодолением геометрических неровностей пути, могут привести к появлению трещин в корпусах моторно-осевых подшипников и обрыву поводка подвешивания тягового электродвигателя.

Сегодня наиболее распространенной проблемой, возникающей в узлах механической части магистральных электровазозов, является образование трещин в опорных точках тяговых электродвигателей, таких как крепежные бобышки и корпуса моторно-осевых подшипников.

В течение срока службы электровазозов серии 2ЭС6 на эксплуатируемом парке Западно-Сибирской дирекции тяги были заварены трещины в корпусах моторно-осевых подшипников 4687 колесных пар [2, 3]. На приписном парке Западно-Сибирской дирекции тяги за 12 месяцев 2023 года было обнаружено 472 случая появления трещин опорных плит МОП (379 – ЛСД Московка, 93 – ЛСД Тайга), в 182 случаях была произведена замена КМБ, и было обнаружено 138 колесных пар с повторным появлением трещин в этом узле.

Эта ситуация ведет к увеличению количества замен колесно-моторных блоков и истощению переходного запаса линейного оборудования в сервисных локомотивных депо, что негативно сказывается на обслуживании эксплуатируемого парка [4].

В связи с этим для повышения надежности и предотвращения незапланированных ремонтных работ и простоев локомотивов из-за повреждений корпусов тяговых электродвигателей необходимо исследовать напряжения, воздействующие на корпус ТЭД в процессе использования.

В 2018-2019 гг. АО «ВНИИЖТ» совместно с АО «Желдорреммаш» проводил ходовые динамико-прочностные испытания с целью исследования напряженного состояния корпусов тяговых электродвигателей магистральных грузовых электровазов [101]. По результатам опытных поездок проведен анализ внешних воздействующих факторов (ВВФ) и возникающего напряженного состояния корпуса тягового электродвигателя.

В результате обработки данных исследований получены значения виброускорений на корпусе тягового двигателя с опорно-осевым подвешиванием. Пиковые значения ускорений, полученные в опытных поездках, указаны в таблице 4.1. На рисунке 4.7 представлены данные в виде процессов записи ускорений и вектора суммарных амплитуд ускорений корпуса тягового двигателя.

Таблица 4.1 – Пиковые значения виброускорений, m/s^2

№ пикового значения	Время записи	Ось воздействия			Результирующий вектор
		X	Y	Z	
1	6,98708	268,8584	-114,2206	-77,2483	302,1564
2	48,94458	62,9976	-202,7693	-14,5725	212,8296
3	6,98792	178,7734	76,9587	-196,5333	276,6006

Анализ результатов ходовых динамико-прочностных исследований показал, что виброускорения на тяговом электродвигателе в эксплуатации значительно выше предъявляемых ГОСТ 2582-2013 [102] требований при проведении сертификационных стендовых испытаний. Основная часть силового воздействия формируется от коротких (импульсных) неровностей [103], таких как стыки рельсового полотна, и может составлять до 41 % напряженного состояния неподдрессоренной массы экипажной части тягового подвижного состава [104].

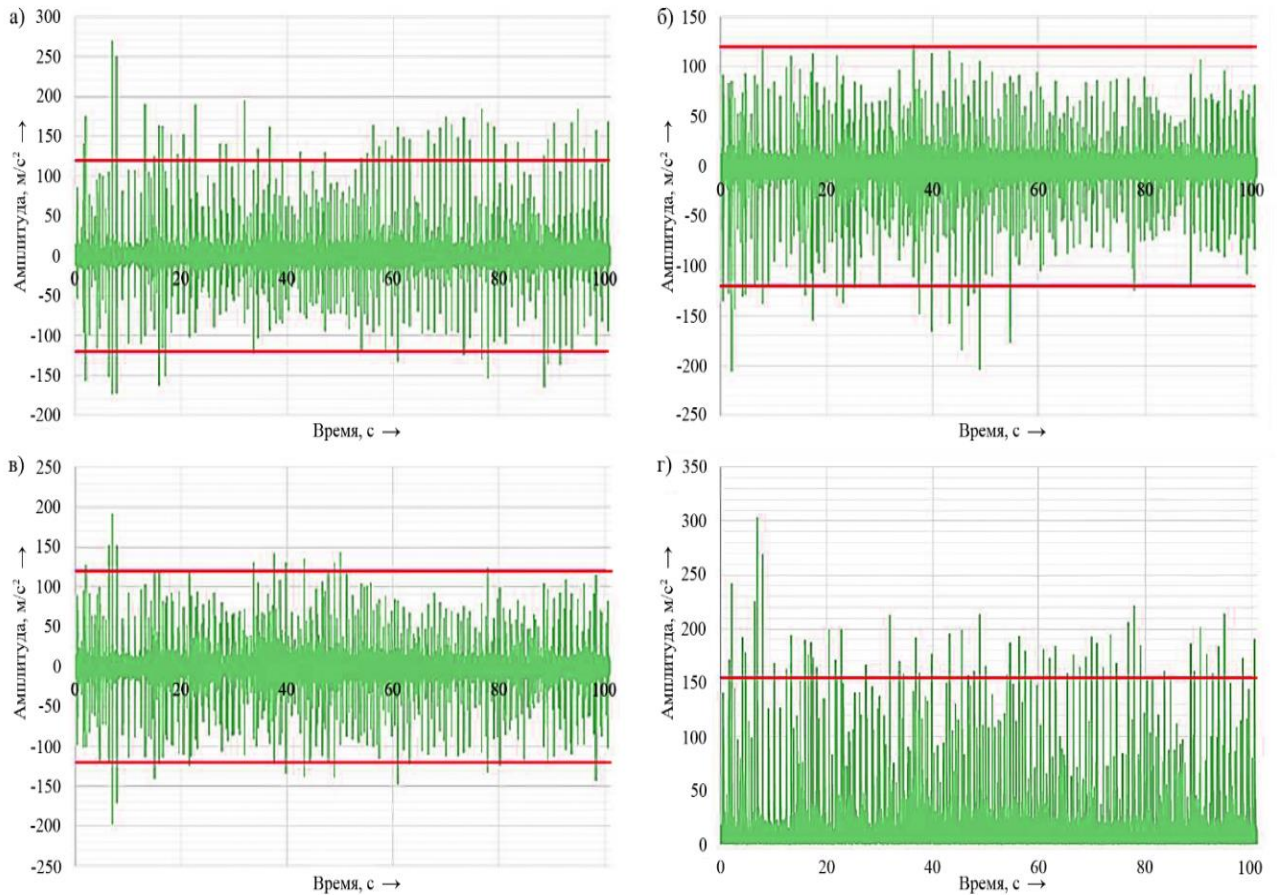


Рисунок 4.7 – Пример записи ускорения на корпусе тягового двигателя по осям:

а) Z, б) Y, в) X, где красным выделено значение, равное $\pm 120 \text{ м/с}^2$;

г) скалярное значение ускорения результирующего вектора,

где красным выделено значение, равное 155 м/с^2

Данные, приведенные на рисунке 4.7 и в таблице 4.1, демонстрируют, что пиковые значения ускорений результирующего вектора превышают требования ГОСТ 2582-2013 на 112 %.

Чтобы оценить динамическую нагруженность опорных узлов и корпуса тягового электродвигателя, необходимо выполнить анализ его напряженного состояния в процессе эксплуатации.

Расчетная схема для оценки напряжений в корпусе ТЭД в ходе циклического нагружения при движении локомотива по стыковому рельсовому пути приведена на рисунке 4.8 [105, 106].

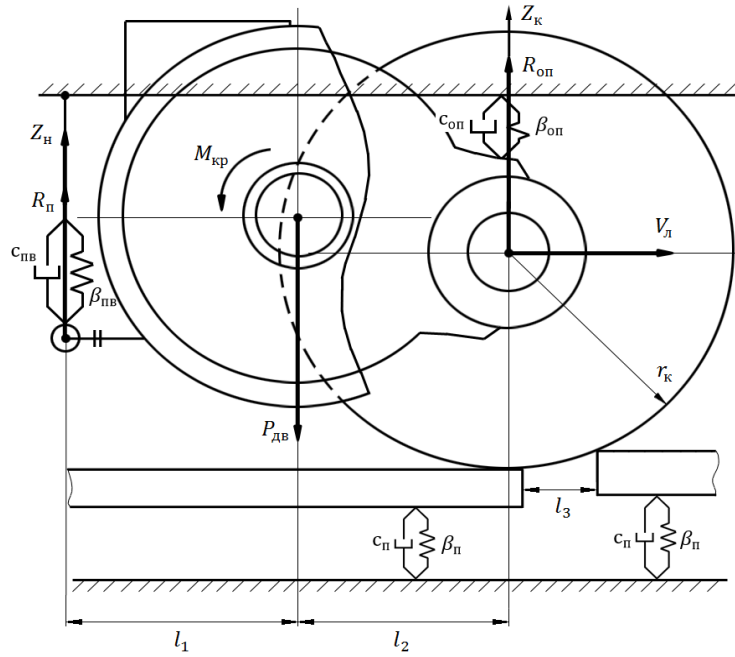


Рисунок 4.8 – Расчетная схема для оценки виброн нагруженности ТЭД при движении по стыковому рельсовому пути

В соответствии с расчетной схемой, приведенной на рисунке 4.8, в работах [26, 106] были определены основные силы, действующие на корпус ТЭД и его опорные узлы. Для этого составлены уравнения равновесия статических сил в узлах тягового электродвигателя:

$$\begin{cases} R_{\Pi} + R_{оп} = P_{дв}; \\ R_{\Pi} (l_1 + l_2) = P_{дв} l_2, \end{cases} \quad (4.1)$$

где R_{Π} – усилие в поводке подвешивания ТЭД; $R_{оп}$ – реакция опоры на моторно-осевые подшипники; $P_{дв}$ – вес тягового электродвигателя; l_1 – плечо от точки подвешивания тягового электродвигателя к раме тележки до оси вращения якоря ТЭД; l_2 – плечо от оси вращения якоря ТЭД до оси колесной пары.

Из уравнения (4.1) получены статические нагрузки в опорах ТЭД

$$R_{\Pi} = \frac{P_{дв} l_2}{l_1 + l_2}; \quad (4.2)$$

$$R_{оп} = \frac{P_{дв} l_1}{l_1 + l_2}. \quad (4.3)$$

Исходя из нагрузок в опорах ТЭД, в работе [26] определены напряжения в опорных узлах тягового электродвигателя как в статике, так и в динамике при движении локомотива по стыковому рельсовому пути.

Предложенная в работе [26] методика позволяет выполнять оценку напряжений, возникающих в поводке подвески ТЭД электровоза 2ЭС6 вследствие его циклического нагружения при движении локомотива по стыковому рельсовому пути. Однако, данная методика учитывает действие только вертикальных и продольных сил, возникающих в системе колесо-моторного блока при прохождении рельсовых стыков, и не учитывает действие поперечных центробежных сил при прохождении локомотивом кривых участков пути и стрелочных переводов.

Для оценки влияния поперечных сил на динамическую нагруженность опор ТЭД сформирована математическая модель горизонтальной динамики тележки электровоза. Расчетная схема системы приведена на рисунке 4.9.

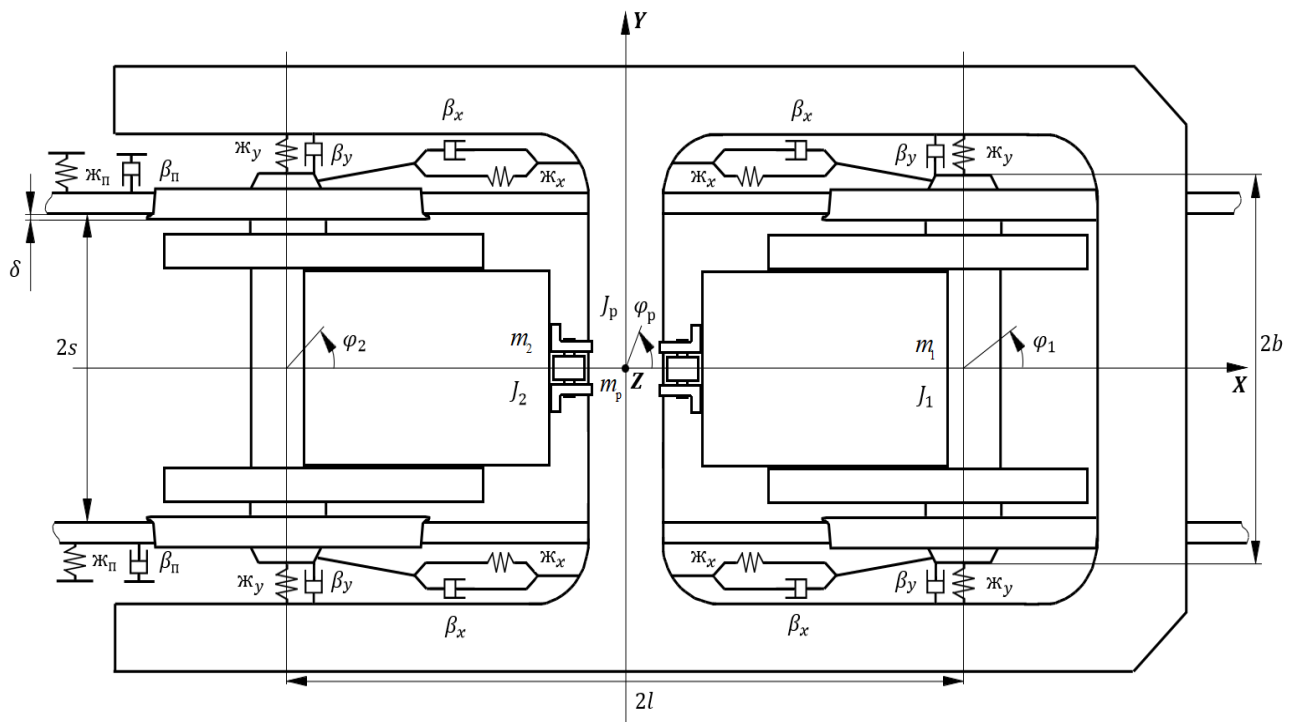


Рисунок 4.9 – Расчетная схема горизонтальной динамики тележки электровоза

Для проведения расчета необходимо назначить обобщенные координаты, задать инерционные, упругие и диссипативные параметры экипажной части и пути:

m_1, m_2, m_p – приведенные массы колесно-моторных блоков и рамы тележки соответственно; J_1, J_2, J_p – приведенные моменты инерции колесно-моторных блоков и рамы тележки относительно вертикальной оси Z ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_p$ – угловые перемещения колесно-моторных блоков и рамы тележки относительно оси X ; y_1, y_2, y_p – поперечные перемещения колесно-моторных блоков и рамы тележки; \mathcal{J}_x – коэффициент жесткости связи колесной пары с рамой тележки по оси X ; \mathcal{J}_y – коэффициент жесткости связи колесной пары с рамой тележки по оси Y ; β_x, β_y – коэффициенты вязкого трения буксовых поводков; β_{Π} – коэффициент вязкого трения рельса; \mathcal{J}_{Π} – коэффициент боковой жесткости рельса; δ – боковой зазор между гребнем колеса и боковой гранью головки рельса.

При горизонтальных (поперечных) колебаниях массы ТЭД распределяем поровну между массами колесных пар и рамы тележки, момент инерции ТЭД определяем на основе теоремы Гюйгенса-Штейнера.

Математическую модель составим на основе уравнений Лагранжа второго рода. Кинетическая энергия узлов экипажа и пути определяется по выражению:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} m_p \dot{y}_p^2 + \frac{1}{2} J_p \dot{\varphi}_p^2. \quad (4.4)$$

Потенциальная энергия узлов экипажа и пути

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathcal{J}_y \Delta_1^2 + \frac{1}{2} \mathcal{J}_y \Delta_2^2 + \frac{1}{2} \mathcal{J}_{\Pi} \Delta_{\Pi 1}^2 + \frac{1}{2} \mathcal{J}_{\Pi} \Delta_{\Pi 2}^2. \quad (4.5)$$

Прогибы системы подвешивания:

$$\Delta_1 = y_1 - y_p - l\varphi_p \text{ – первой колесной пары;}$$

$$\Delta_2 = y_2 - y_p + l\varphi_p \text{ – второй колесной пары.}$$

Прогибы верхнего строения пути:

$\Delta_{n1} = y_1 + l\varphi_1 - \delta$ – первой колесной пары;

$\Delta_{n2} = y_2 - l\varphi_2 - \delta$ – второй колесной пары.

Диссипативная функция системы:

$$\Phi = \frac{1}{2}\beta_x l^2 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}\beta_x b^2 \dot{\varphi}_2^2. \quad (4.6)$$

Скорости прогибов определяются как производные по времени от прогибов системы подвешивания и верхнего строения пути.

В соответствии с энергетическим алгоритмом Лагранжа возьмем соответствующие производные выражений кинетической и потенциальной энергий, а также функции рассеяния, зависящие от выбранных обобщенных координат и скоростей.

Силы крипа, приложенные со стороны рельсов к колесам при их колебаниях относятся:

$$F_{x1,2}^{\text{отн}} = 2Pk \left(\frac{\dot{y}_1}{v} - \varphi_1 \right) \text{ – первой колесной пары;} \quad (4.7)$$

$$F_{x3,4}^{\text{отн}} = 2Pk \left(\frac{\dot{y}_2}{v} - \varphi_2 \right) \text{ – второй колесной пары,} \quad (4.8)$$

где k – коэффициент крипа; v – скорость движения колесной пары; P – нагрузка от колеса на рельс; \dot{y}_1, \dot{y}_2 – скорости проскальзывания колесных пар.

Силы крипа, приложенные со стороны рельсов к колесам при их колебаниях влияния:

$$F_{x1,2}^{\text{впл}} = 2Pk \left(\frac{s}{v} \dot{\varphi}_1 + \frac{n}{r_{\text{кп}}} y_1 \right) \text{ – первой колесной пары;} \quad (4.9)$$

$$F_{x3,4}^{\text{впл}} = 2Pk \left(\frac{s}{v} \dot{\varphi}_2 + \frac{n}{r_{\text{кп}}} y_2 \right) \text{ – второй колесной пары,} \quad (4.10)$$

где n – конусность поверхности катания колеса колесной пары; $r_{\text{кп}}$ – радиус колеса по кругу катания.

Математическая модель горизонтальной (поперечной) динамики тележки электровоза в виде системы дифференциальных уравнений на основе уравнений Лагранжа второго рода имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 + \mathcal{K}_y (y_1 - y_p - l\varphi_p) + \beta_y (\dot{y}_1 - \dot{y}_p - l\dot{\varphi}_p) + \mathcal{K}_n (y_1 - l\varphi_p - \delta) + \beta_n (\dot{y}_1 - l\dot{\varphi}_p - \dot{\delta}) + \\ + 2Pk \left(\frac{\dot{y}_1}{v} - \varphi_1 \right) = -m_1 a_n; \\ m_2 \ddot{y}_2 + \mathcal{K}_y (y_2 - y_p + l\varphi_p) + \beta_y (\dot{y}_2 - \dot{y}_p + l\dot{\varphi}_p) + \mathcal{K}_n (y_2 - l\varphi_2 - \delta) + \beta_n (\dot{y}_2 - l\dot{\varphi}_2 - \dot{\delta}) + \\ + 2Pk \left(\frac{\dot{y}_2}{v} - \varphi_2 \right) = -m_2 a_n; \\ m_p \ddot{y}_p - \mathcal{K}_y (y_1 - y_p + l\varphi_p) - \mathcal{K}_y (y_2 - y_p - l\varphi_p) - \beta_y (\dot{y}_1 - \dot{y}_p + l\dot{\varphi}_p) - \beta_y (\dot{y}_2 - \dot{y}_p - l\dot{\varphi}_p) = -m_p a_n; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + \mathcal{K}_x b^2 (\varphi_1 - \varphi_p) + \beta_x b^2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_p) + 2Pks \left(\frac{s}{v} \dot{\varphi}_1 + \frac{n}{r_{\text{кп}}} y_1 \right) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \mathcal{K}_x b^2 (\varphi_2 - \varphi_p) + \beta_x b^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_p) + 2Pks \left(\frac{s}{v} \dot{\varphi}_2 + \frac{n}{r_{\text{кп}}} y_2 \right) = 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p - \mathcal{K}_y l (y_1 - y_p - l\varphi_p) - \beta_y l (\dot{y}_1 - \dot{y}_p - l\dot{\varphi}_p) + \mathcal{K}_y l (y_2 - y_p + l\varphi_p) + \beta_y l (\dot{y}_2 - \dot{y}_p + l\dot{\varphi}_p) - \\ - \mathcal{K}_x b^2 (\varphi_1 - \varphi_p) - \beta_x b^2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_p) - \mathcal{K}_x b^2 (\varphi_2 - \varphi_p) - \beta_x b^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_p) = M_b, \end{array} \right. \quad (4.11)$$

где s – поперечное расстояние от центра масс ТЭД до колеса; M_b – возвращающий момент; a_n – непогашенное центробежное ускорение, зависящее от скорости, кривизны пути и возвышения наружного рельса

$$a_n = v^2 \cdot \rho(s) - \frac{g \cdot h(s)}{2b}, \quad (4.12)$$

где $\rho(s)$ – кривизна пути под центром тележки; $h(s)$ – возвышение наружного рельса; $2b$ – расстояние между кругами катания колес.

Полученные выражения позволяют определить нагрузки в узлах механической части локомотива при прохождении кривых участков пути, а также оценить дополнительный момент, возникающий при горизонтальных перемещениях рамы тележки относительно колесной пары.

Для анализа распределения напряжений в корпусе тягового электродвигателя ЭДП810 была разработана его имитационная 3D модель (рисунок 4.10).

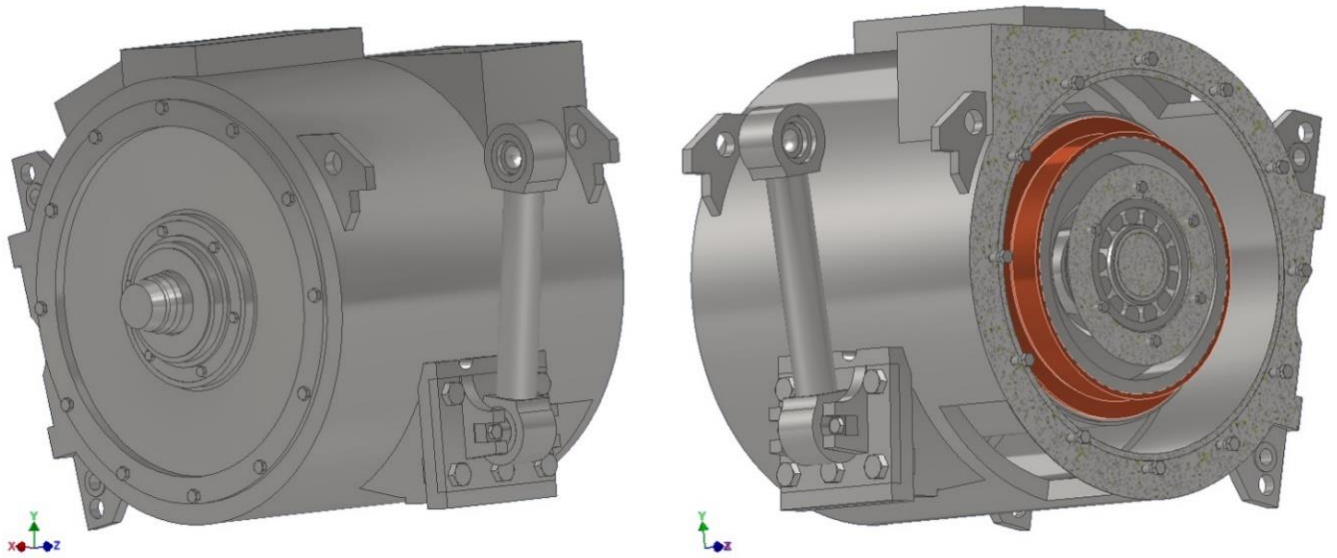


Рисунок 4.10 – Имитационная 3D модель тягового электродвигателя ЭДП810

В результате исследования напряженного состояния корпуса тягового электродвигателя ЭДП810 с учетом рассмотренных выше динамических нагрузок установлена картина распределения напряжений в материале корпуса ТЭД (рис. 4.11).

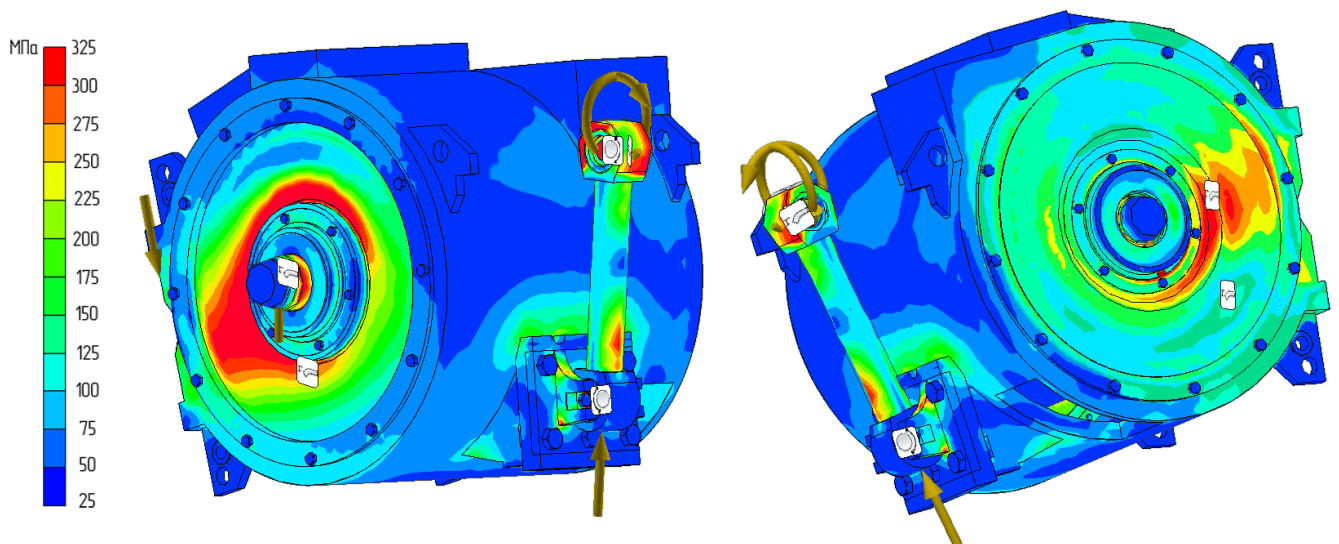


Рисунок 4.11 – Распределение напряжений в корпусе тягового электродвигателя ЭДП810

Полученные данные показывают, что концентраторами напряжений в корпусе ТЭД являются его опорные узлы, а именно места крепления поводка, моторно-

осевые подшипники и болты их корпусов. Результаты моделирования подтверждают статистические данные отказов механической части (за 2024 год произошел 61 случай выявления неисправностей МОП на один млн. км пробега). Имитационная модель ТЭД электровоза 2ЭС6 позволяет наглядно оценить распределение напряжений в корпусе ТЭД в зависимости от его режима работы, скорости движения локомотива и кривизны пути [2, 107-110].

В результате исследования напряженного состояния корпуса ТЭД, установлено, что заложенные прочностные характеристики при проектировании, которые подтверждаются сертификационными стендовыми испытаниями [111], существенно ниже требуемых прочностных характеристик с учетом внешних силовых воздействий на корпус тягового электродвигателя в эксплуатации. Это обуславливается разницей закладываемых ВВФ при проектировании, и особенностей эксплуатации электрической машины.

Полученные расчетным путем напряжения рассматриваются в контрольных точках, которые показаны на рисунке 4.12. В таблице 4.2 указаны значения напряжений в контрольных точках корпуса тягового электродвигателя, возникающие под действием стандартизированных нагрузок и нагрузок, действующих во время эксплуатации при различных скоростях движения.

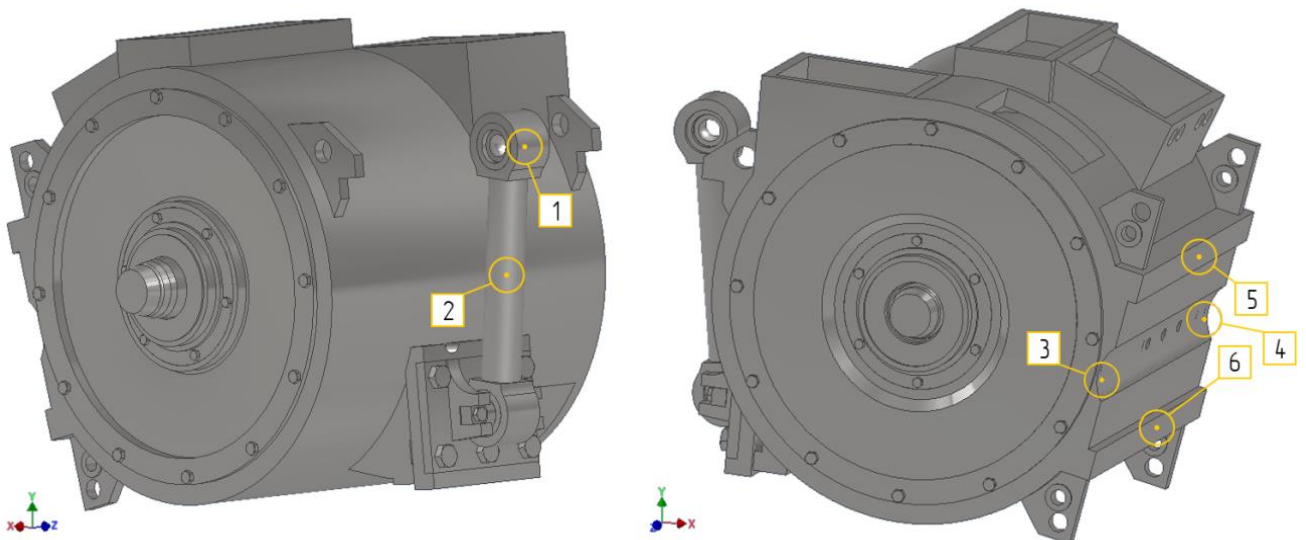


Рисунок 4.12 – Контрольные точки, расположенные на двигателе ЭДП810:

1, 2 – поводок; 3, 4 – опоры МОП; 5, 6 – верхние и нижние кронштейны

Таблица 4.2 – Напряжения в контрольных точках тягового электродвигателя

Номер контрольной зоны	Напряжение, МПА			
	Проектный расчет в соответствии с ГОСТ 2582-2013	Воздействие эксплуатационных нагрузок (V = 50 км/ч)	Воздействие эксплуатационных нагрузок (V = 70 км/ч)	Воздействие эксплуатационных нагрузок (V = 80 км/ч)
1	211	202	277	321
2	207	185	251	278
3	225	206	282	291
4	221	204	279	289
5	214	191	243	279
6	206	187	239	275

По результатам анализа напряжений тягового электродвигателя ЭДП810 можно сделать вывод, что при увеличении скоростей движения в эксплуатации, напряжения в конструкции тягового двигателя с опорно-осевым подвешиванием превышают напряжения, предусмотренные при проектировании с учетом требований ГОСТ 2582-2013.

При проектировании электрических машин для тягового подвижного состава необходимо учитывать нагрузки, действующие на корпус двигателя и узлы его крепления при прохождении кривых участков пути и импульсных неровностей, так как именно они являются причиной возникновения повышенных напряжений.

Применение описанной методики позволяет оценить максимальные напряжения, возникающие в материале корпуса ТЭД, в зависимости от режима работы тягового электродвигателя, скорости движения локомотива и параметров рельсового пути, а также дает возможность выработать рекомендации по совершенствованию системы подвешивания ТЭД для снижения нагрузок на его опорные узлы.

4.4. Разработка новой конструкции подвески поводка и оценка ее влияния на напряженно-деформированное состояние узлов ТЭД

В результате проведенных расчетов при скорости электровоза 80 км/ч и с учетом напряжений, возникающих при прохождении кривых участков рельсового пути, значения напряжений в материале опорных узлов ТЭД превысили значения, предусмотренные при проектировании с учетом требований ГОСТ 2582-2013 в среднем более чем на 25 %. Данная ситуация может привести к образованию трещин корпуса ТЭД и МОП, а также к разрушению узлов крепления электродвигателя. Вследствие чего необходимо предложить технические решения, позволяющие обеспечить безотказную работу данного узла в эксплуатации.

Известен узел подвешивания тягового электродвигателя, который содержит подшипниковые опоры для опирания на ось колесной пары и поводок, связанный концами с корпусом двигателя и рамой тележки сферическим и цилиндрическим сайлентблоками. Сферический сайлентблок смонтирован на оси с возможностью осевого перемещения, причем пространство между ним и осью заполнено смазочной жидкостью с ферромагнитными наночастицами, а в расточке сферического сайлентблока помещены постоянные магниты (патент RU 2549427, МПК В61С 9/50 (2006.01)).

Недостатком такого подвешивания является наличие зазоров между боковыми поверхностями закрепленного на раме тележки кронштейна и торцевыми поверхностями сайлентблоков оси верхнего конца поводка, что неизбежно приведет к попаданию на нее абразивных частиц в виде песка или пыли вследствие завихренности пространства под рамой тележки при движении электровоза и износу оси верхнего шарнира поводка и контактируемой с ней втулки. Кроме того, также возможно и высыхание смазки и соответственно – увеличение коэффициента трения, также приводящего к износу втулки и снижению надежности работы узла подвешивания ТЭД.

Известно также маятниковое подвешивание тяговых электродвигателей электровозов 2ЭС6 «Синара» (патент на полезную модель RU 180215 U1) и 2ЭС10 «Гранит» [112]. Данные подвешивания относятся к типу маятниковых опорно-осевых подвешиваний. Тяговый электродвигатель одним концом опирается через моторно-осевые подшипники качения на ось колесной пары, а другим – на раму тележки через специальную маятниковую подвеску, выполненную в виде поводка, концы которого снабжены резиновыми амортизаторами.

Нижним концом поводок тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 шарнирно крепится к кронштейну тягового электродвигателя, а верхним, также шарнирно, – к приваренному к средней балке рамы тележки кронштейну. В качестве дополнительной страховки при обрыве поводков служат специальные приливы на остовах тягового электродвигателя и средней балке рамы тележки. При отсоединении поводка остов тягового электродвигателя своими приливами ложится на приливы рамы тележки.

Маятниковое подвешивание тягового электродвигателя электровоза 2ЭС10 отличается от подвешивания тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 тем, что кронштейн, к которому крепится верхний конец поводка, закреплен сверху на раме тележки электровоза.

Недостатком обоих типов маятниковых опорно-осевых подвешиваний тяговых электродвигателей электровозов 2ЭС6 и 2ЭС10 является массовое образование трещин в корпусах моторно-осевых подшипников. Это происходит из-за несовершенства конструкции маятниковой подвески ТЭД. При поперечных знакопеременных горизонтальных колебаниях рамы тележки относительно колесной пары и во время прохода локомотивом кривых малого радиуса и стрелочных переводов нагружается поводок, что создает момент пары сил, действующий на узлы крепления подшипников, снижающий запас усталостной прочности материала конструкции. Трещины возникают во всех четырех углах сварного соединения и развиваются не только по сварным швам, но и переходят в основной металл фланцев, лап и полутрубы. Масса тягового двигателя локомотива распределяется между опорными подшипниками и подвеской двигателя, в связи с этим поводок и корпуса

опорных подшипников качения воспринимают как статическую, так и динамическую (при прохождении локомотивом стыков рельсового пути и при горизонтальных колебаниях узлов механической части электровозов) нагрузку.

На основании проведенных исследований существующей конструкции системы подвешивания ТЭД электровоза 2ЭС6 и анализа ее влияния на работу узлов колесно-моторного блока, предлагается усовершенствованная конструкция [113] повода подвески (рисунок 4.13).

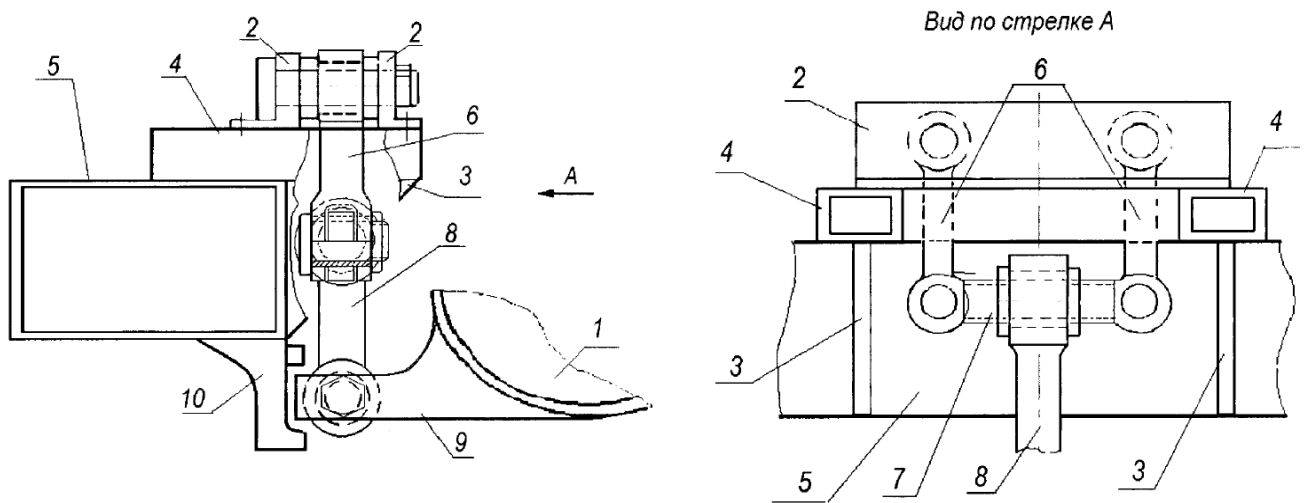


Рисунок 4.13 – Усовершенствованная конструкция системы подвешивания ТЭД к раме тележки

В предлагаемой конструкции верхний конец повода подвешен в середине горизонтальной балочки, шарнирно связанной своими концами с двумя вертикально висящими серьгами, верхние концы которых шарнирно установлены на верхнем кронштейне.

На рисунке 4.13 изображен узел подвешивания тягового электродвигателя 1, который кроме опорно-осевых подшипников, не показанных на рисунке, включает в себя кронштейны 2, расположенные на подкрепленных косынками 3 двух параллельных консольных балочках 4, закрепленных на раме тележки 5, люлечную подвеску, выполненную в виде двух вертикально висящих серег 6, верхние концы которых шарнирно связаны с упомянутыми кронштейнами 2, а нижние, также шарнирно, – с концами установленной между ними горизонтальной балочки 7, средняя

часть которой служит опорой для верхнего конца поводка 8, нижний конец которого шарнирно установлен на кронштейне 9, закрепленном на тяговом двигателе 1.

В качестве дополнительной страховки при обрыве поводка или серег на раме тележки 5 закреплен специальный кронштейн 10, на который посредством кронштейна 9, закрепленного на остова, может опираться тяговый двигатель 1.

Такая люлечная подвеска при горизонтальных колебаниях рамы тележки относительно колесной пары с установленным на ней тяговым двигателем (максимальные амплитуды таких колебаний наблюдаются при движении локомотива на стрелочных переводах и в кривых участках рельсового пути), предотвращает отклонение верхнего узла крепления поводка подвески от вертикали и не создает момент сил (так как исключается влияние массы рамы тележки), нагружающий остов двигателя и узлы его опирания на ось колесной пары, что, в результате, снижает динамическую нагруженность поводка, остова тягового двигателя и узлов крепления его моторно-осевых подшипников.

Теоретические исследования усовершенствованной конструкции, проведенные с использованием разработанной математической модели (п. 4.3), показали, что при скорости локомотива, равной 80 км/ч, максимальные напряжения в контрольных точках тягового электродвигателя снижаются в среднем на 30 %. Результаты моделирования приведены в таблице 4.3 и на рисунках 4.14, 4.15.

Таблица 4.3 – Напряжения в контрольных точках тягового электродвигателя с усовершенствованной системой подвешивания

Номер контрольной зоны	Напряжение под действием эксплуатационных нагрузок, МПа					
	Стандартная подвеска ТЭД			Модернизированная подвеска ТЭД		
	V = 50 км/ч	V = 70 км/ч	V = 80 км/ч	V = 50 км/ч	V = 70 км/ч	V = 80 км/ч
1	202	277	321	174	215	231
2	185	251	278	163	184	215
3	206	282	291	183	217	195
4	204	279	289	179	218	198
5	191	243	279	173	183	188
6	187	239	275	159	181	191

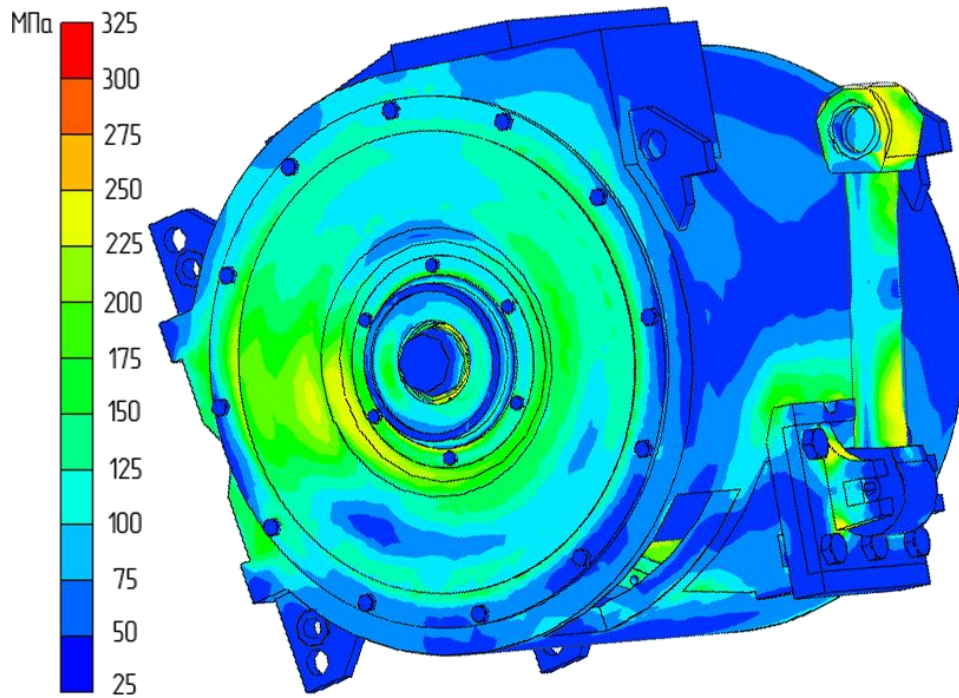


Рисунок 4.14 – Распределение напряжений в корпусе тягового электродвигателя ЭДП810 с модернизированной схемой подвешивания

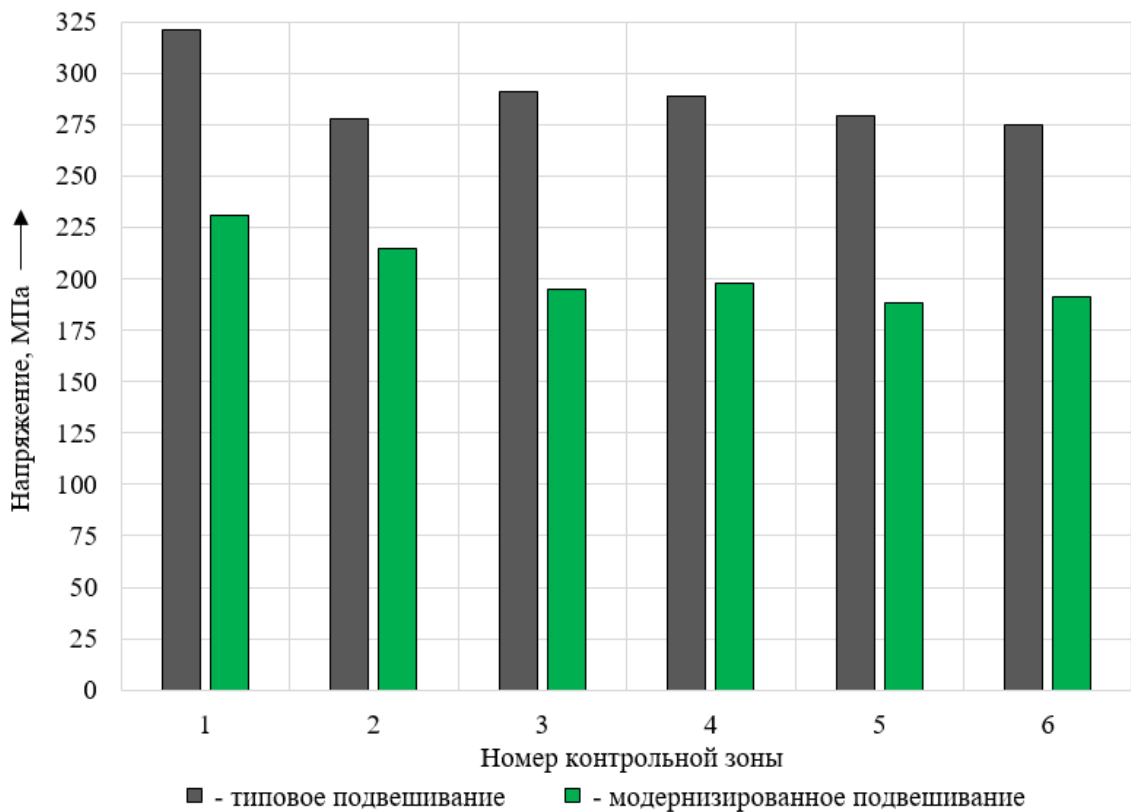


Рисунок 4.15 – Диаграмма напряжений в корпусе ТЭД ($V = 80$ км/ч) для локомотива с типовой и модернизированной системой подвешивания ТЭД

4.5 Выводы

1) Проведен анализ конструктивных особенностей систем крепления тяговых электродвигателей электровозов, в том числе и системы подвешивания ТЭД электровозов серии 2ЭС6 «Синара». Установлено, что при эксплуатации локомотивов на участках со стыковым рельсовым путем, а также при прохождении стрелочных переводов и кривых участков пути, возникают значительные напряжения в опорных узлах колесно-моторного блока, что негативно сказывается на надежности и работоспособности данных узлов.

2) Разработана математическая модель для расчета напряжений, возникающих в поводке подвешивания тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 вследствие его нагружения при движении электровоза по стрелочным переводам и кривым участкам пути, позволяющая выполнять оценку прочности деталей и узлов колесно-моторного блока и крепления ТЭД к раме тележки. Модель реализована в форме программы расчета показателей динамической нагруженности тягового электродвигателя на ЭВМ [114].

3) Предложена имитационная 3D модель тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6, позволяющая наглядно оценить распределение напряжений в корпусе ТЭД в зависимости от его режима работы, скорости движения локомотива и параметров рельсового пути. Результаты исследования позволяют сделать вывод о том, что концентраторами напряжений в корпусе тягового электродвигателя являются его опорные узлы и моторно-осевые подшипники. Заложенные прочностные характеристики при проектировании, которые подтверждаются сертификационными стендовыми испытаниями, существенно ниже требуемых прочностных характеристик с учетом внешних силовых воздействий на корпус тягового электродвигателя в эксплуатации.

4) Предложен способ усовершенствования конструкции системы подвешивания тягового электродвигателя к раме тележки электровоза 2ЭС6 для обеспечения снижения негативного воздействия динамических нагрузок на крепежные узлы ТЭД и механическую часть локомотива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований получены новые научно обоснованные технические решения и разработки, направленные на улучшение показателей динамических качеств и повышение тяговых свойств локомотивов за счет совершенствования узла подвешивания тягового электродвигателя и применения компенсирующих устройств в буксовой ступени рессорного подвешивания.

Основные научные и практические результаты диссертации состоят в следующем:

1. Сформированы математические модели вертикальных и продольных колебаний локомотивов серии 2ЭС6 «Синара» с типовой схемой обрессоривания буксовой ступени рессорного подвешивания и с усовершенствованной буксовой ступенью с компенсирующим устройством. Показатели вертикальной динамики, полученные на основе математического моделирования для типовой схемы обрессоривания, отличаются от экспериментальных, полученных сотрудниками ОАО «НИКТИ», не более чем на 10 %, что подтверждает адекватность модели. Для проверки адекватности математической модели вертикальных колебаний локомотива с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания проведено физическое моделирование на лабораторной установке «условный одноосный локомотив». Значения виброускорений определялись сертифицированным регистратором ускорения Extech VB300. Результаты испытаний на физической модели аналога электровоза 2ЭС6 сопоставимы с расчетными значениями виброускорений, полученными с помощью математического моделирования (расхождение не более 11 %).

2. С помощью математического моделирования выполнена оценка вертикальной динамики электровоза 2ЭС6 с двумя видами рессорного подвешивания буксовой ступени (типовым и модернизированным). Расчеты проведены с использованием трех моделей неровностей пути, предложенных профессорами А. И. Беляевым, В. А. Камаевым и Н. Н. Кудрявцевым, в том числе с учетом продольной

неравноупругости пути. Установлено, что применение компенсирующего устройства в буксовой ступени рессорного подвешивания значительно снижает динамическую нагруженность узлов локомотива. При скоростях движения 60 – 80 км/ч, ускорения кузова электровоза с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания по сравнению с типовым снижаются в 1,9 – 2,2 раза, а тележки – в 1,6 – 1,8 раза. Значения динамической добавки силы воздействия колесной пары на рельс у модернизированного локомотива в 1,6 – 1,9 раза ниже, чем у электровоза типовой схемы.

3. С использованием математической модели продольной динамики проведена сравнительная оценка тяговых качеств электровоза 2ЭС6 с типовой и усовершенствованной схемой рессорного подвешивания. Рассчитаны значения скорости проскальзывания колеса по рельсу, относительного проскальзывания и касательной силы тяги колеса во всем диапазоне эксплуатационных скоростей локомотива для трех вариантов состояния пути (сухой чистый рельс, сухой рельс с подачей песка и чистый рельс, политый водой).

Установлено, что скорости проскальзывания колеса по рельсу у электровоза с компенсирующим устройством в буксовой ступени рессорного подвешивания меньше, чем у электровоза типовой схемы в 1,10 – 1,35 раза в зависимости от скорости движения локомотива. Значения касательной силы тяги колеса электровоза с компенсирующим устройством превышают значения силы тяги колеса электровоза типовой схемы в 1,2 – 1,3 раза при скоростях движения в диапазоне 60 – 100 км/ч.

4. Сформирована математическая модель узла подвешивания тягового электродвигателя, позволяющая оценить показатели динамической нагруженности ТЭД электровоза 2ЭС6 при прохождении кривых участков пути и рельсовых стыков. Результаты моделирования показали, что концентраторами напряжений в корпусе ТЭД являются его опорные узлы, а именно, места крепления поводка и моторно-осевых подшипников. Эти результаты соответствуют статистическим данным отказов ТЭД по причине появления трещин в корпусе, что подтверждает адекватность модели.

5. Предложена усовершенствованная конструкция системы подвешивания ТЭД к раме тележки электровоза 2ЭС6 для обеспечения снижения негативного воздействия динамических нагрузок на крепежные узлы ТЭД и механическую часть локомотива. Теоретические исследования усовершенствованной конструкции, проведенные с помощью разработанной математической модели, показали, что при скорости локомотива, равной 80 км/ч, максимальные напряжения в контрольных точках ТЭД снижаются в среднем на 30 % по сравнению с типовой схемой подвешивания электродвигателя.

В качестве рекомендаций и перспективы дальнейшей разработки темы диссертации предлагается продолжить исследования, направленные на совершенствование конструктивных решений механической части локомотивов для повышения их динамических и тяговых качеств.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- АЧХ – амплитудно-частотная характеристика;
- БКП – бандажы колесных пар;
- ВВФ – внешний воздействующий фактор;
- ИД – индекс доходности;
- КЗП – кожух зубчатой передачи;
- КМБ – колесно-моторный блок;
- КП – колесная пара;
- ЛСД – локомотивное сервисное депо;
- МОП – моторно-осевой подшипник;
- ОАО – открытое акционерное общество;
- РЖД – Российские железные дороги;
- РМШ – резинометаллический шарнир;
- САПР – система автоматизированного проектирования;
- СВЧ – сверхвысокая частота;
- СКЗ – среднеквадратическое значение;
- ТГ – тяговый генератор;
- ТОУ – тягово-отцепное устройство;
- ТПС – тяговый подвижной состав;
- ТРП – тормозная рычажная передача;
- ТЧЭ – тяговая часть эксплуатации;
- ТЭД – тяговый электродвигатель;
- УСЗК – упругое самоустанавливающееся зубчатое колесо;
- УСП – ударно-сцепные приборы;
- ЦТК – центр тяжести кузова;
- ЧДД – чистый дисконтированный доход;
- ЭВМ – электронно-вычислительная машина.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года : офиц. текст. – М. : Распоряжение Правительства Российской Федерации от 27 ноября 2021 г. № 3363-р. – 285 с.
2. Исследование динамической нагруженности корпуса и опорных узлов тягового электродвигателя подвижного состава в эксплуатации / К. О. Серяков, К. В. Аверков // Известия Транссиба. – 2024. – № 4 (60). – С. 11-18.
3. Мониторинг работы нового тягового подвижного состава. – М. : Филиал ОАО «РЖД» Проектно-конструкторское бюро локомотивного хозяйства, 2023. – 143 с.
4. Ахмадеев, С. Б. Анализ повреждений механической части электровозов нового поколения в эксплуатации (на примере 2ЭС6) / С. Б. Ахмадеев, А. М. Корнев. – Омск : ОмГУПС, 2015. – Ч.1. – С. 203-208.
5. Серяков, К. О. Возможные пути решения проблемы повышения надежности механического оборудования электровозов / К. О. Серяков, В. А. Николаев // Наука и военная безопасность. – 2023. – № 4 (35). – С. 59-67.
6. Исаев, И. П. Проблемы сцепления колес локомотивов с рельсами / И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов. – М. : Машиностроение, 1985. – 238 с.
7. Голубенко, А. Л. Сцепление колеса с рельсом. – Киев : Випол, 1993. – 448 с.
8. ОСТ 32.46-95. Тяговый подвижной состав железнодорожного транспорта. Надежность. Термины и определения. – М. : Главное управление локомотивного хозяйства МПС РФ, 1995. – 58 с.
9. Серяков, К. О. Анализ отказов механического оборудования электроподвижного состава / К. О. Серяков, В. А. Николаев // Наука и военная безопасность. – 2021. – № 4 (27). – С. 86-91.
10. Лисицын, А. Л. Нестационарные режимы тяги (Тяговое обеспечение перевозочного процесса) / А. Л. Лисицын, Л. А. Мугинштейн. – М. : Интекст, 1996. – 159 с.
11. Мугинштейн, Л. А. Нестационарные режимы тяги (Сцепление. Критическая масса поезда) / Л. А. Мугинштейн, А. Л. Лисицын. – М. : Интекст, 1996. – 176 с.

12. Бабичков, А. М. Тяга поездов / А. М. Бабичков, В. Ф. Егорченко. – М. : Трансжелдориздат, 1947. – 408 с.
13. Режимы работы магистральных электровозов / О. А. Некрасов, А. Л. Лисицын, Л. А. Мугинштейн, В. И. Рахманинов. – М. : Транспорт, 1983. – 231 с.
14. Развитие локомотивной тяги / Н. А. Фуфрянский, А. С. Нестрахов, А. Н. Долганов и др.; под ред. Н. А. Фуфрянского и А. Н. Бевзенко. – М. : Транспорт, 1982. – 303 с.
15. Лисунов, В. Н. Оптимальное использование силы тяги локомотива по сцеплению / В. Н. Лисунов // Железнодорожный транспорт. – 1982. – № 9. – С. 24-27.
16. Розенфельд, В. Е. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. – М. : Транспорт, 1983. – 328 с.
17. Тулупов, В. Д. Автоматическое регулирование силы тяги и торможения электроподвижного состава. – М. : Транспорт, 1976. – 308 с.
18. Блохин, Е. П. Динамика поезда / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.
19. Николаев, В. А. Разработка методов аналитического конструирования квазиинвариантных систем рессорного подвешивания железнодорожных экипажей : дис. ...д-ра техн. наук : 05.22.07 / Николаев Виктор Александрович. – Омск : ОмГУПС, 2003. – 368 с.
20. Ткаченко, В. П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей. – Луганск : ВУГУ, 1996. – 200 с.
21. Математическое моделирование динамики электровоза / А. Г. Никитенко, Е. М. Плохов, А. А. Зарифьян, Б. И. Хоменко. – М. : Высшая школа, 1999. – 274 с.
22. Николаев, В. А. Возможные направления повышения тяги локомотива / В. А. Николаев, К. О. Серяков // Наука и военная безопасность. – 2020. – № 1 (20). – С. 86-90.
23. Бирюков, И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М. : Транспорт, 1986. – 263 с.
24. Матюшин, В. А. Сертификация подвижного состава и верхнего строения пути / В. А. Матюшин, Л.П. Мелентьев, А. А. Шиладжян // Железнодорожный транспорт. – 1999. – № 7. – С. 20-24.

25. Минжасаров, М. Х. Повышение динамических качеств локомотива совершенствованием буксовой ступени рессорного подвешивания : дис. ...канд. техн. наук : 05.22.07 / Минжасаров Марат Хайргельдаевич. – Омск : ОмГУПС, 2016. – 166 с.
26. Юрасов, О. Д. Повышение работоспособности колесно-моторных блоков электровозов серии 2ЭС6 : дис. ...канд. техн. наук : 05.22.07 / Юрасов Олег Дмитриевич. – Омск : ОмГУПС, 2016. – 122 с.
27. Беляев, А. И. Вероятностные характеристики стохастических колебаний колесной пары тепловоза 2ТЭ10Л / А. И. Беляев, В. К. Белов // Вестник ВНИИЖТ. – 1971. – № 1. – С. 36-40.
28. Вершинский, С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – М. : Транспорт, 1978. – 360 с.
29. Галиев, И. И. Основы механики подвижного состава. Часть 1 / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев. – Омск : ОмГУПС, 2013. – 202 с.
30. 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.
31. Ибрагимов, М. А. Динамика локомотивов / М. А. Ибрагимов. – М. : РГОТУПС, 2005. – 128 с.
32. Иванов, В. Н. Конструкция и динамика тепловозов / В. Н. Иванов. – М. : Транспорт, 1974. – 336 с.
33. Камаев, А. А. Конструкция, теория и расчет локомотивов / А. А. Камаев, Н. Г. Апанович, В. А. Камаев. – М. : Машиностроение, 1976. – 544 с.
34. Кудрявцев, Н. Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов / Н. Н. Кудрявцев // Труды ВНИИЖТ. – М. : Транспорт, 1965. – Вып. 287. – 168 с.
35. Механическая часть тягового подвижного состава / И. В. Бирюков [и др.]. – М. : Транспорт, 1992. – 440 с.
36. Минжасаров, М. Х. Краткий анализ особенностей железнодорожных экипажей с нелинейными упругими элементами / М. Х. Минжасаров // Известия Транссиба. – 2014. – № 1 (17). – С. 99-109.

37. Михальченко, Г. С. Динамика ходовой части перспективных локомотивов. – М. : МАМИ, 1982. – 100 с.
38. Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты : сборник научных статей / Ю. П. Бороненко [и др.]. – СПб. : ПГУПС, 2011. – 131 с.
39. Селиванов, К. М. Компьютерное моделирование движения железнодорожного состава по неровному пути / К. М. Селиванов, К. О. Боровских, К. И. Жданов // Молодой учёный. – 2012. – № 6 (41). – С. 18-23.
40. Ушкалов, В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев : Наукова думка, 1982. – 360 с.
41. Шахуняц, Г. М. Железнодорожный путь / Г. М. Шахуняц. – М. : Транспорт, 1987. – 479 с.
42. Шахуняц, Г. М. Расчеты верхнего строения пути / Г. М. Шахуняц. – М. : Трансжелдориздат, 1959. – 264 с.
43. Камаев, В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В. А. Камаев. – М. : Машиностроение, 1980. – 215 с.
44. Усманов, М. И. К вопросу моделирования пути при исследовании взаимодействия пути и подвижного состава / М. И. Усманов [и др.] // Вестник ДНУЖТ им. В. А. Лазаряна. – 2009. – № 30. – С. 239-242.
45. Грачева, Л. О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути (вынужденные колебания) / Л. О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. – М. : Транспорт, 1968. – Вып. 356. – 208 с.
46. Коган, А. Я. Вертикальные динамические силы, действующие на железнодорожный путь // Труды ВНИИЖТ. – М. : Транспорт, 1969. – Вып. 402. – 206 с.
47. Коган, А. Я. Расчет железнодорожного пути на вертикальную динамическую нагрузку // Труды ЦНИИ МПС. – М. : Транспорт, 1973. – Вып. 502. – 72 с.
48. Лазарян, В. А. Вибрация в технике : справочник в 6 т. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов. – М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.
49. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В. Ф. Ушкалов [и др.]. – Киев : Наукова думка, 1989. – 240 с.

50. Соколов, М. М. Динамическая нагруженность вагона / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М. : Транспорт, 1981. – 207 с.
51. Соколов, С. И. Исследования динамики и прочности вагонов. – М. : Машиностроение, 1976. – 224 с.
52. Черкашин, Ю. М. Динамика наливного поезда / Ю. М. Черкашин // Труды ВНИИЖТ. – М. : Транспорт, 1975. – Вып. 543. – 136 с.
53. Галиев, И. И. Научные направления школы М. П. Пахомова за 50 лет (1961-2011) / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев. – Омск : ОмГУПС, 2012. – 175 с.
54. Коган, А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. – М. : Транспорт, 1997. – 326 с.
55. Камаев, В. А. К вопросу оптимизации параметров подвешивания вагонов на пневморессорах / В. А. Камаев // Научные труды БИТМ. – 1976. – Вып. 26. – С. 39-44.
56. Кудрявцев, Н. Н. Определение вертикальных возмущений, вызывающих колебания обрессоренных частей вагона при движении по рельсовому пути / Н. Н. Кудрявцев, В. Н. Белоусов, Г. П. Бурчак // Вестник ВНИИЖТ. – 1982. – № 5. – С. 3-9.
57. Кудрявцев, Н. Н. Корреляционно-спектральный анализ вертикальных ускорений, зарегистрированных на буксе пассажирского вагона / Н. Н. Кудрявцев // Вестник ВНИИЖТ. – 1972. – № 5. – С. 16-20.
58. Нехаев, В. А. Методика исследования импульсного возмущения на железнодорожный экипаж от стыков рельсов / В. А. Нехаев, В. А. Николаев, Е. П. Челтыгмашев, М. Х. Минжасаров // Известия Транссиба. – 2015. – № 2 (22). – С. 23-33.
59. Нехаев, В. А. Математическое моделирование вертикальной динамики электровозов нового поколения / В. А. Нехаев, В. А. Николаев, М. Х. Минжасаров // Известия Транссиба. – 2015. – № 3 (23). – С. 31-38.
60. Нехаев, В. А. Совершенствование динамических и тяговых свойств электровозов нового поколения нелинейным рессорным подвешиванием / В. А. Нехаев, В. А. Николаев, М. Х. Минжасаров // Транспорт Урала. – 2015. – № 3 (46). – С. 60-66.
61. Беляев, А. И. Повышение надежности экипажной части тепловозов / А. И. Беляев, Б. Б. Бунин, С. М. Голубятников. – М. : Транспорт, 1984. – 248 с.

62. Астапов, Ю. М. Статистическая теория систем автоматического регулирования / Ю. М. Астапов, В. С. Медведев. – М. : Наука, 1982. – 304 с.

63. Тибиллов, Т. А. Асимптотические методы исследования колебаний подвижного состава // Труды РИИЖТ, вып.78. – М. : Транспорт, 1970. – 198 с.

64. Беляев, А. И. Как устранить преждевременный износ бандажей подвижного состава / А. И. Беляев, Ю. В. Емельянов, В. Л. Шишакин // Железнодорожный транспорт. – 1997. – № 1. – С. 38-41.

65. Бишоп, Р. Колебания / Р. Бишоп. – М. : Наука, 1968. – 142 с.

66. Электровоз грузовой постоянного тока 2ЭС6 (Синара) с коллекторными тяговыми электродвигателями. Руководство по эксплуатации : в 9-и ч. Часть 6. Механическое оборудование и системы вентиляции. – Екатеринбург : Изд. ОАО «УЗЖМ», 2011. – 97 с.

67. Программа расчета показателей вертикальной динамики локомотивов серии 2ЭС6 «Синара» с типовой схемой буксовой ступени рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени / К. О. Серяков. – М. : Реестр программ для ЭВМ, свидетельство о государственной регистрации № 2025616686 от 19.03.2025 // Заявка № 2025614951 от 10.03.2025.

68. Предварительное заключение по результатам вибрационных испытаний электровозов в локомотивном депо ТЧЭ-14 Белово Западно-Сибирской железной дороги № 14-15-05. – ОАО «НИКТИ», 2015. – 12 с.

69. Еще раз о причинах и механизмах контактно-усталостных отказов рельсов / М. Ф. Вериго // Вестник ВНИИЖТ. – 2001. – № 5. – С. 21-26.

70. Об остаточных напряжениях в цельнокатаных железнодорожных колесах / Т. В. Ларин // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – № 3. – С. 39-40.

71. Шарапов, С. Н. Проблемы создания малообслуживаемого пути // Железнодорожный транспорт. – 2001. – № 3. – С. 25-32.

72. Никольская, Э. Н. Статическая усталость в оценке прочности железнодорожных колес / Э. Н. Никольская, В. И. Грек // Труды ВНИТИ. – 1991. – Вып. 73. – С. 72-78.

73. Богданов, В. М. Моделирование процессов контактирования, изнашивания и накопления повреждений в сопряжении колесо-рельс / В. М. Богданов, А. П. Горячев, И. Г. Горячева и др. // Трение и износ. – 1996. – № 1 (17). – С. 12-26.

74. Программа расчета показателей тяговых свойств и продольной динамики локомотивов серии 2ЭС6 «Синара» с типовой схемой буксовой ступени рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени / К. О. Серяков. – М. : Реестр программ для ЭВМ, свидетельство о государственной регистрации № 2025663774 от 30.05.2025 // Заявка № 2025662419 от 20.05.2025.

75. Николаев, В. А. Анализ динамической нагруженности опор тягового электродвигателя электровозов серии 2ЭС6 / В. А. Николаев, В. А. Нехаев, К. О. Серяков // Наука и военная безопасность. – 2022. – № 3 (30). – С. 56-61.

76. Серяков, К. О. Возможные пути решения проблемы повышения надежности механического оборудования электровозов / К. О. Серяков, В. А. Николаев // Наука и военная безопасность. – 2023. – № 4 (35). – С. 59-67.

77. Виброзащитные системы с квазиулеевой жесткостью / П. М. Алабужев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким и др. ; под ред К. М. Рагульскиса. – Л. : Машиностроение, 1986. – 119 с.

78. Обморшев, А. Н. Введение в теорию колебаний. – М. : Наука, 1971. – 239 с.

79. Муфта : изобретение / И. И. Галиев, В. А. Николаев, Н. К. Петров // Дата приоритета 23.06.1989. Свидетельство № 1663262 от 15.03.1991.

80. Генкин, М. Д. Методы управляемой виброзащиты машин / М. Д. Генкин, В. Г. Елезов, В. В. Яблонский. – М. : Наука, 1985. – 240 с

81. Серяков, К. О. Математическое моделирование динамики системы «Локомотив – путь» с типовым рессорным подвешиванием электровоза / К. О. Серяков, В. А. Николаев, В. А. Нехаев // Материалы VI Межведомственной научно-практической конференции «Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация». – Омск, 2022. – С. 43-48.

82. Нехаев, В. А. Исследование динамики механической системы с нелинейным упругим подвесом и спектральный анализ результатов / В. А. Нехаев, В. А. Николаев, А. Н. Смалев, К. О. Серяков // Омский научный вестник. – 2023. – № 3 (187). – С. 15-22.

83. Николаев, В. А. Повышение эффективности грузоперевозок на основе совершенствования механической части электровоза 2ЭС6 / В. А. Николаев, В. А. Нехаев, А. Н. Смалев, К. О. Серяков // Вестник УрГУПС. – 2023. – № 3 (59). – С. 87-97.

84. Нехаев, В. А. Неравноупругость железнодорожного пути как возмущающий фактор / В. А. Нехаев, Р. Д. Сабиров // Известия Транссиба. – 2013. – № 3 (15). – С. 42-54.

85. Спиридонов, А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

86. Вершинский, С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – М. : Транспорт, 1978. – 360 с.

87. Алабужев, П. М. Применение теории подобия и размерностей к выбору параметров автомашин / П. М. Алабужев, О. Д. Алимов, Б. А. Шеховцев // Известия Томского политехнического института. – 1965. – № 129. – С. 74-84.

88. Бабаков, М. Ф. Методы машинного моделирования в проектировании электронной аппаратуры / М. Ф. Бабаков, А. В. Попов. – Харьков : Харьковский авиационный институт, 2001. – 90 с.

89. Веников, В. А. Теория подобия и моделирования / В. А. Веников – М. : Высшая школа, 1976. – 479 с.

90. Калинина, Е. С. Повышение безопасности движения поезда путем совершенствования ходовой части грузового вагона : дис. ...канд. техн. наук : 05.22.07 / Екатерина Сергеевна Калинина. – Омск : ОмГУПС, 2009. – 172 с.

91. Куклина, И. Г. Моделирование колебаний длинных винтовых роторов машин с применением динамического подобия / И. Г. Куклина // Известия. – 2005. – № 3. – С. 40-43.

92. Мальцев, А. И. Прикладная механика. Общая теория больших систем. – Электросталь : ТОО ДАМО, 2000. – 119 с.

93. Нехаев, В. А. Сравнительный анализ динамики локомотивов методами физического моделирования / В. А. Нехаев, В. А. Николаев, В. А. Ушак, М. Х. Минжасаров // Материалы всероссийской научно-технической конференции с междуна-

родным участием «Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава». – Омск, 2015. – С. 28-34.

94. Пинчук, С. И. Организация эксперимента при моделировании оптимизации технических систем. – Днепропетровск : ООО Независимая издательская организация "Дива", 2008. – 248 с.

95. Савельев, Ю. Ф. Виброзащита подвижного состава и экипажа на основе механических устройств со знакопеременной упругостью / Ю. Ф. Савельев, Н. Ю. Симак. – Омск : ОмГУПС, 2010. – 131 с.

96. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике. – М. : Наука, 1977. – 440 с.

97. Теория подобия и размерностей. Моделирование / П. М. Алабужев [и др.]. – М. : Высшая школа, 1968. – 206 с.

98. Рубан, В. Г. Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете MATCAD / В. Г. Рубан, А. М. Матва. – Ростов на Дону : РГУПС, 2009. – 99 с.

99. Цзе, Ф. С. Механические колебания. Пер. с англ. Я. А. Лосева и О. В. Эглита, под ред. чл.-корр АН СССР И. Ф. Образцова / Ф. С. Цзе, И. Е. Морзе, Р. Т. Хинкл. – М. : Машиностроение, 1966. – 508 с.

100. Шевченко, Д. Н. Разработка обоснованных технических решений узлов колесно-моторного блока локомотива : дис. ...канд. техн. наук : 2.9.3 / Шевченко Дмитрий Николаевич. – М. : РУТ (МИИТ), 2023. – 145 с.

101. Буханцев, А. А. Исследование вибронагруженности неподресоренной массы тягового электродвигателя подвижного состава в эксплуатации / А. А. Буханцев, В. В. Жавыркин, К. В. Колесников // Материалы VI всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов». – Омск, 2021. – С. 5-12.

102. ГОСТ 2582-2013. Машины электрические вращающиеся тяговые. Общие технические условия : национальный стандарт РФ : утвержден и введен в действие пр. Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 22 ноября 2013 г. № 1969-ст. – М. : Стандартинформ, 2014. – 51 с.

103. Кочергин, В. В. Система выявления участков пути с повышенным уровнем воздействия на экипаж скоростного подвижного состава / В. В. Кочергин, Г. Грабнер, И. Н. Максимов, В. О. Певзнер // Вестник ВНИИЖТ. – 2015. – № 2. – С. 3-8.

104. Кочергин, В. В. Опыт обеспечения прочности несущих конструкций локомотивов и моторвагонного подвижного состава / В. В. Кочергин, А. А. Буханцев, И. Г. Панкратова, О. А. Русанов // Вестник ВНИИЖТ. – 2019. – № 2. – С. 67-73.

105. Шантаренко, С. Г. Методика расчета напряжений в корпусе моторно-осевых подшипников качения / С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов, Е. В. Пономарев, О. Д. Юрасов // Омский научный вестник. – 2014. – № 3 (133). – С. 79-81.

106. Шантаренко, С. Г. Математическое моделирование напряженного состояния поводка подвески тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 / С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов, О. Д. Юрасов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2015. – № 2 (58). – С. 46-51.

107. Серяков, К. О. Динамическая нагруженность тягового электродвигателя и методика ее исследования / К. О. Серяков, В. А. Николаев, К. В. Аверков // Материалы VIII Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции «Образование – наука – производство». – Чита, 2024. – С. 113-120.

108. Николаев, В. А. Методика исследования напряжений, действующих на корпус тягового электродвигателя подвижного состава в эксплуатации / В. А. Николаев, К. В. Аверков, К. О. Серяков // Материалы IX международной научно-технической конференции, посвященной 150-летию со дня рождения профессора Я. М. Гаккеля и 100-летию создания тепловоза Щэл1 «Локомотивы. Электрический транспорт – XXI век». – Санкт-Петербург, 2024. – С. 287-292.

109. Серяков, К. О. Анализ причин появления дефектов в опорах колесно-моторных блоков локомотивов / К. О. Серяков, В. А. Николаев, В. А. Нехаев // Материалы XVI научной конференции, посвященной Дню Российской науки «Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте». – Омск, 2022. – С. 52-58.

110. Николаев, В. А. Проблема прочности узлов опирания тяговых электродвигателей электровоза 2ЭС6 / В. А. Николаев, В. А. Нехаев, К. О. Серяков // Ма-

териалы VIII международной конференции «Проблемы механики современных машин». – Улан-Удэ, 2022. – С. 548-553.

111. ГОСТ 30630.0.0-99. Методы испытаний на стойкость к внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Общие требования : межгосударственный стандарт : утвержден и введен в действие пост. гос. комитета РФ по стандартизации и метрологии от 15 февраля 2000 г. № 38-ст. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2000. – 23 с.

112. Электровоз грузовой постоянного тока 2ЭС10 (Гранит) с асинхронными тяговыми электродвигателями. Руководство по эксплуатации : в 8-и ч. Часть 3. Механическое оборудование. – Изд. конструкторско-исследовательского центра ОАО «СТМ», 2009. – 94 с.

113. Узел подвешивания тягового электродвигателя локомотива : патент на изобретение RU 2783908 С1 от 21.11.2022 / В. А. Николаев, В. А. Нехаев, К. О. Серяков // Заявка № 2022110805 от 20.04.2022.

114. Программа расчета показателей динамической нагруженности типовой и усовершенствованной схем подвешивания тягового электродвигателя локомотивов серии 2ЭС6 «Синара» / К. О. Серяков. – М. : Реестр программ для ЭВМ, свидетельство о государственной регистрации № 2025617208 от 24.03.2025 // Заявка № 2025614941 от 10.03.2025.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Копия патента на изобретение

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2783908**Узел подвешивания тягового электродвигателя
локомотива**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный университет путей сообщения" (RU)*

Авторы: *Николаев Виктор Александрович (RU), Нехаев Виктор Алексеевич (RU), Серяков Кирилл Олегович (RU)*

Заявка № 2022110805

Приоритет изобретения 20 апреля 2022 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 21 ноября 2022 г.

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает 20 апреля 2042 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Копии свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2025616686

Программа расчета показателей вертикальной динамики локомотивов серии 2ЭС6 «Синара» с типовой схемой буксовой ступени рессорного подвешивания и с компенсирующим устройством в буксовой ступени

Правообладатель: **Серяков Кирилл Олегович (RU)**Автор(ы): **Серяков Кирилл Олегович (RU)**Заявка № **2025614951**Дата поступления **10 марта 2025 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **19 марта 2025 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2025617208

**Программа расчета показателей динамической
нагруженности типовой и усовершенствованной схем
подвешивания тягового электродвигателя локомотивов
серии 2ЭС6 «Синара»**

Правообладатель: **Серяков Кирилл Олегович (RU)**Автор(ы): **Серяков Кирилл Олегович (RU)**Заявка № **2025614941**Дата поступления **10 марта 2025 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **24 марта 2025 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'Ю.С. Зубов', is written over a faint, larger signature watermark.

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**СВИДЕТЕЛЬСТВО**

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2025663774

**Программа расчета показателей тяговых свойств и
продольной динамики локомотивов серии 2ЭС6
«Синара» с типовой схемой буксовой ступени
рессорного подвешивания и с компенсирующим
устройством в буксовой ступени**

Правообладатель: *Серяков Кирилл Олегович (RU)*Автор(ы): *Серяков Кирилл Олегович (RU)*Заявка № **2025662419**Дата поступления **20 мая 2025 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **30 мая 2025 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Акты об использовании результатов диссертации

Сервисное локомотивное депо Московка – филиал ООО «СТМ-Сервис»

АКТ

от « 02 » мая 2025 г.

«УТВЕРЖДАЮ»

г. Омск

Об использовании
результатов научных
исследований и разработок
в производстве

Начальник

Сервисного локомотивного депо
Московка ООО «СТМ-Сервис»



А. В. Тимошенко

« 02 » мая 2025 г.

Основание: Разработки Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), выполненные под руководством заведующего кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», д.т.н., профессора Николаева В. А. и при личном участии аспиранта Серякова К. О.

Предложены технические решения по совершенствованию механической части электровозов серии 2ЭС6, способствующие снижению нагрузок, действующих на остов тягового электродвигателя и его опорные узлы, повышению надежности моторно-осевых подшипников, снижению износа бандажей колесных пар и головок рельсов.

Разработки были выполнены в соответствии с программой поисковых и прикладных научных исследований Омского государственного университета путей сообщения.

Составлен комиссией в составе:

Представители предприятия:

Задерей В.Н. – и.о. главного инженера сервисного локомотивного депо Московка;

Подвальнов В.В. – главный технолог сервисного локомотивного депо Московка.

Представители ОмГУПС:

Николаев В.А. – заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», д.т.н., профессор;

Серяков К. О. – аспирант кафедры «Теоретическая и прикладная механика».

1. Разработки ОмГУПСа, характеризующиеся основными особенностями (признаками):

– способ совершенствования узла подвешивания тягового электродвигателя, направленный на снижение нагрузок, действующих на остов ТЭД и его опорные узлы, и способствующий повышению надежности моторно-осевых подшипников (патент на изобретение РФ № 2783908 С1 от 21.11.2022 г.);

– способ совершенствования системы рессорного подвешивания путем применения в буксовой ступени компенсирующего устройства, направленный на снижение износа бандажей колесных пар и головок рельсов и способствующий уменьшению разброса давлений в системе «колесо-рельс»;

– имитационная 3D модель тягового электродвигателя локомотива, позволяющая проводить исследования напряженного состояния корпуса ТЭД и его опорных узлов с учетом динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации.

2. Техничко-экономическая эффективность:

Разработанные ОмГУПСом под руководством д.т.н., профессора Николаева В. А. и при личном участии аспиранта Серякова К. О. решения способствуют стабилизации давления колеса электровоза на рельс, что позволяет снизить вероятность срыва колеса в режим боксования и обеспечить снижение износа бандажей колесных пар, а также уменьшение нагрузок, действующих на остов тягового электродвигателя и его опорные узлы и повышение надежности моторно-осевых подшипников.

Данные технические решения имеют практическую ценность и могут быть использованы для повышения эксплуатационной надежности локомотивов.

3. Предложения о дальнейшем использовании и другие замечания:

Рекомендуется широкое использование указанных в акте разработок ОмГУПСа при проектировании, производстве и эксплуатации локомотивов.

Составлен в трех экземплярах:

1-й экземпляр – Сервисное локомотивное депо Московка;

2-й экземпляр – ОмГУПС, НИЧ;


3-й экземпляр – ОмГУПС, разработчику.

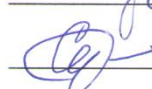
Председатель комиссии

 В.Н. Задерей

Члены комиссии

 В. В. Подвальнов

 В. А. Николаев

 К. О. Серяков

Западно-Сибирская дирекция тяги –
структурное подразделение Дирекции тяги –
филиала открытого акционерного общества «Российские железные дороги»

АКТ

г. Новосибирск

Об использовании результатов
научных исследований в производстве

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер
Западно-Сибирской дирекции
тяги – структурного
подразделения Дирекции тяги –
филиала ОАО «РЖД»

Д. А. Новоселов

16 июня 2025 г.

Основание: Научные разработки Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), под руководством заведующего кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», д.т.н., профессора Николаева В. А. и при личном участии аспиранта Серякова К. О.

Разработки были выполнены в соответствии с планом научно-технических работ Омского государственного университета путей сообщения.

Составлен комиссией в составе:

Представители предприятия:

Костючко В.Н. – заместитель начальника Западно-Сибирской дирекции тяги

Баранов Д.А. – начальник технического отдела Западно-Сибирской дирекции тяги

Представители ОмГУПС:

Николаев В. А. – заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», д.т.н., профессор;

Серяков К. О. – аспирант кафедры «Теоретическая и прикладная механика».

1. Разработки ОмГУПС, характеризующиеся основными особенностями (признаками):

– математическая модель вертикальных колебаний локомотива с типовой

схемой буксовой ступени рессорного подвешивания и с усовершенствованной схемой за счет введения компенсирующего устройства с изменяющейся жесткостью, отличающаяся от существующих моделей учетом линейных и угловых координат тяговых электродвигателей и учетом нелинейной жесткости компенсирующего устройства, реализованная в форме программы расчета для ЭВМ (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025616686 от 19.03.2025 г.);

– математическая модель продольных колебаний локомотива с типовой схемой буксовой ступени рессорного подвешивания и с усовершенствованной схемой за счет введения компенсирующего устройства с изменяющейся жесткостью, отличающаяся от существующих моделей учетом влияния проскальзывания колес на тяговые качества локомотива, реализованная в форме программы расчета для ЭВМ (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025663774 от 30.05.2025 г.);

– математическая модель узла подвешивания тягового электродвигателя локомотива, позволяющая оценить динамическую нагруженность типовой и усовершенствованной схем подвешивания, отличающаяся от существующих моделей учетом сил, действующих на экипажную часть локомотива при прохождении кривых участков пути, реализованная в форме программы расчета для ЭВМ (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025617208 от 24.03.2025 г.);

– имитационная 3D модель тягового электродвигателя локомотива, позволяющая проводить исследования напряженного состояния корпуса ТЭД и его опорных узлов с учетом динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации,

приняты к опытному использованию в технологических процессах эксплуатации локомотивов в границах Западно-Сибирской железной дороги – филиала ОАО «РЖД».

2. Техничко-экономическая эффективность научных разработок, внедренных ОмГУПСом под руководством заведующего кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», д.т.н., профессора Николаева В. А. и при личном участии аспиранта Серякова К. О.:

разработанные модели и программы расчета показателей динамики, совокупность которых можно квалифицировать как решение научной задачи улучшения динамических качеств и повышения тяговых свойств локомотивов за счет совершенствования элементов механической части, имеющей существенное значение для тягового обеспечения железнодорожных перевозок.

3. Предложения о дальнейшем использовании и другие замечания:
Рекомендуется широкое использование указанных в акте разработок
ОмГУПСа при проектировании, производстве и эксплуатации локомотивов.

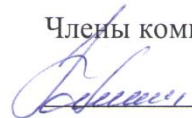
Составлен в трех экземплярах:

1-й экземпляр – ОмГУПС;

2-й экземпляр – Западно-Сибирская дирекция тяги;


3-й экземпляр - ОмГУПС, разработчику.

Члены комиссии

 В.Н. Костючко

 Д.А. Баранов

 В. А. Николаев

 К. О. Серяков