

На правах рукописи



Мустафаев Юрий Кямалович

**ДИНАМИКА ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНА
С УЧЁТОМ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СВОЙСТВ
КОЛЁСНЫХ ПАР**

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и
электрификация (технические науки)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Самара - 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Самарский государственный университет путей сообщения».

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

КУДЮРОВ Лев Владимирович

кандидат технических наук, доцент

Свечников Андрей Александрович

Официальные оппоненты:

Петров Геннадий Иванович, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта», заведующий кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство»;

Саидова Алина Викторовна, кандидат технических наук, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I», доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство».

Ведущая организация: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный университет путей сообщения»

Защита состоится «15» июля 2021 г. в 14 час. 00 мин. на заседании диссертационного совета Д 218.011.02 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный университет путей сообщения» по адресу: 443066, г. Самара, ул. Свободы, 2В, ауд. 5216.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный университет путей сообщения». Адрес сайта, на котором размещена диссертация и автореферат: <https://www.samgups.ru/>

Автореферат разослан «21» мая 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



Исайчева Алевтина Геннадьевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. На протяжении многих лет эксплуатации трёхэлементных тележек грузовых вагонов частота возникновения её неисправностей остается достаточно высокой. Это свидетельствует о том, что динамические процессы, протекающие при движении вагона, до сих пор остаются не вполне изученными. Поэтому представляется необходимым исследовать динамику всех элементов тележки с учетом их упруго-демпфирующих свойств. Кроме того, необходимо отметить, что при больших скоростях поезда, диктуемых современными требованиями, возрастает вклад гироскопических моментов колесных пар на динамику и вибронагруженность ходовых частей вагона. Проблемы исследования динамики железнодорожных экипажей и их взаимодействия с рельсовым путем являются актуальными и вошли в «Стратегию научно-технологического развития холдинга «РЖД» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года (Белая книга)» в части её пунктов, как то: повышение эксплуатационных скоростей; снижение затрат ОАО «РЖД» на содержание и восстановление инфраструктуры вследствие сокращения динамического воздействия вагонов на путь; развитие скоростных и высокоскоростных железнодорожных перевозок; имитационное моделирование и экспериментальные исследования по взаимодействию элементов конструкций в сложных технических системах подвижного состава и инфраструктуры, а также взаимодействию инфраструктуры и подвижного состава при реализации повышенных скоростей движения. Поэтому тема диссертационной работы актуальна и соответствует направлениям научных изысканий кафедр «Наземные транспортно-технологические средства» и «Вагоны» СамГУПС.

Степень разработанности темы. Исследованиям в области динамики подвижного состава, взаимодействия ходовых частей и верхнего строения пути посвящено множество работ известных авторов, среди которых С. В. Вершинский, В. А. Лазарян, В. Ф. Ушкалов, М.Ф. Вериги, А. Я. Коган, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов, Г.И. Петров, Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова, Ю. М. Черкашин, Е. П. Блохин, И. И. Челноков и многие другие. Теоретические и экспериментальные изыскания в области практического применения полученных знаний в целях оптимизации конструкции подвижного состава и железнодорожного полотна заняты различные научно-производственные и образовательные организации отрасли, в том числе ВНИИЖТ, ВНИКТИ, РУТ(МИИТ), ПГУПС, УрГУПС, РГУПС, БГТУ, ФГУП ПО «Уралвагонзавод», ОАО «НВЦ «Вагоны» и ряд других отраслевых вузов и предприятий. Анализ исследований показал, что современными тенденциями является построение комплексных многопараметрических моделей динамики ходовых частей подвижного состава, позволяющих проводить многофакторный анализ внешних воздействий и оценивать динамические качества конструкции в целом.

Целью диссертационной работы является исследование и анализ динамических качеств ходовых частей вагона с учётом гироскопических свойств колёсных пар. Для достижения поставленной цели были сформированы следующие задачи:

- анализ развития и современного состояния исследований динамики ходовых частей грузовых вагонов для выявления системных проблем в разработке моделей динамики;

- разработка математической модели движения колёсной пары по прямолинейному участку рельсового пути с учётом её гироскопических свойств и упругого проскальзывания (крипа) в зоне контакта колесо-рельс;
- разработка математической модели синтез дифференциальных уравнений малых движений колёсной пары, при рассмотрении её в качестве ротора, вращающегося в опорах, имеющих различную жесткость в горизонтальном и вертикальном направлениях, вывод аналитической зависимости для определения собственных частот колебаний колёсной пары в функции от скорости её поступательного движения, создание методики оценки резонансных частот колебаний колёсной пары при наличии динамического дисбаланса, несоосности и эллиптичности колёс;
- создание методики оценки динамических реакций в буксовых узлах, обусловленных гироскопическим эффектом вращающихся колёсных пар и оценка вклада гироскопических сил в динамическую нагруженность буксовых узлов и боковых рам;
- разработка расчетной схемы и математической модели динамики тележки грузового вагона, алгоритма и программы расчета, позволяющих определить кинематические и динамические параметры ходовых частей тележки с учётом гироскопических свойств колёсных пар;
- проведение численного моделирования, анализ и сопоставление результатов расчётов с экспериментальными данными, оценка адекватности разработанной математической модели динамики ходовых частей, определение параметров, отличающих разработанную модель от существующих аналогов, а также оказывающих влияние на динамические качества тележки.

Объектом исследования является трёхэлементная тележка грузового вагона.

Область исследования: динамика подвижного состава, динамические качества ходовых частей вагона при движении по рельсовому пути, взаимодействие пути и подвижного состава.

Методология и методы исследования строятся на использовании классических методов теоретической механики, методов математического анализа, теоретических методов исследования: синтеза математических моделей, методов математического и имитационного моделирования, а также эмпирических (опытных) методов, таких как анализ и сравнение результатов расчёта с экспериментальными данными для оценки уровня достоверности разрабатываемых моделей. Численное решение и визуализация результатов проводилась в программном пакете Mathematica. Экспериментальные исследования, направленные на подтверждение адекватности синтезированных математических моделей динамики колёсной пары использовался программный комплекс «Универсальный механизм». Для определения массово-инерциальных характеристик элементов тележки использовались программные пакеты твердотельного моделирования SolidWorks и Компас 3D. При анализе результатов использовалась программа Excel из пакета MS Office.

Научная новизна результатов работы:

- 1) разработана математическая модель тележки грузового вагона, в отличие от существующих, учитывающая гироскопические свойства колёсных пар;

- 2) получена аналитическая зависимость и впервые проведена оценка частот собственных колебаний вращающихся колёсных пар при постановке задачи как вращающегося ротора в упругих опорах с анизотропной жёсткостью;
- 3) разработана методика позволяющая провести оценку влияния статического и динамического дисбаланса на амплитуду и характер вынужденных колебаний колёсной пары при учете её гироскопических свойств, впервые проведена оценка вклада гироскопических сил в общую динамическую нагруженность буксовых узлов;
- 4) получена аналитическая зависимость влияния гироскопических свойств одиночной колёсной пары на траекторию извилистого движения при различных скоростях движения.

Теоретическая и практическая значимость выполненной работы.

- получены уравнения, позволяющие определить траекторию и длину волны извилистого движения колёсной пары с учётом ее гироскопических свойств и упругого проскальзывания в пятне контакта «колесо-рельс»;
- получены математические зависимости собственных частот колебаний колёсной пары от скорости движения вагона и разработана методика оценки резонансных частот колёсной пары, позволяющая выявить критические скорости движения экипажа, при которых возникают наибольшие динамические воздействия, а также выработать способы вывода этих частот в зону неэксплуатационных скоростей;
- разработана модель и методика оценки динамических реакций буксовых узлов, обусловленных гироскопическим эффектом вращающихся колёсных пар, которая, в отличие от существующих, позволяет оценить дополнительный вклад в динамическую нагруженность буксовых узлов, вызванный влиянием гироскопических эффектов от вращающейся колесной пары;
- разработана программа расчёта динамики тележки грузового вагона с учётом гироскопических свойств вращающихся колёсных пар, позволяющая проводить анализ зависимостей конструкционных параметров тележки на динамические и ходовые качества вагона, а также сократить сроки проектирования новых типов ходовых частей грузовых вагонов за счет сокращения необходимого объема натурных экспериментальных исследований.

Реализация результатов работы.

С помощью разработанных методик и расчётных моделей были даны оценки причин сходов подвижного состава, на основании которых составлены акты научно-технической экспертизы по ряду происшествий.

Разработанная методика и программа расчетов были переданы для использования в производственной деятельности ООО «Уральское конструкторское бюро вагоностроения (УКБВ)». Разработки были оценены и рекомендованы к использованию, что подтверждается актом об использовании.

Использование теоретических результатов работы в учебном процессе на кафедре «Вагоны» СамГУПС при проведении практических и лабораторных работ по дисциплинам «Основы механики подвижного состава (Основы динамики подвижного состава)», «Математические модели объектов и процессов» подтверждается актом о внедрении результатов диссертационного исследования в учебный процесс.

Основные результаты и научные положения, выносимые на защиту:

- 1) аналитические зависимости частоты и длины волны движения колёсной пары в рельсовой колее в функции от её поступательной скорости с учётом гироскопических свойств и упругого проскальзывания (крипа) в пятне контакта «колесо-рельс»;
- 2) математическая модель движения колёсной пары как ротора в неравноупругих опорах;
- 3) методика оценки динамических реакций в буксовых узлах, обусловленных гироскопическим эффектом вращающихся колёсных пар;
- 4) математическая модель динамики тележки грузового вагона с учётом гироскопических свойств колёсных пар, позволяющая определять кинематические и динамические параметры всех элементов и узлов тележки на штатных и резонансных режимах эксплуатации.

Степень достоверности и апробация результатов работы.

Достоверность результатов работы подтверждена соответствием теоретических расчетов и известных экспериментальных данных. Основные положения и отдельные результаты диссертационного исследования нашли свое отражение в работе научных и научно-практических конференций различного уровня, в числе которых: международная научно-техническая конференция «Вычислительная механика деформируемого твердого тела», МИИТ, 2006; III Межвузовская конференция «Прикладные математические задачи в машиностроении и экономике», Самара: СамГУ, 2006; международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций, модели и методы», Самара: СамГУПС 2007 г.; международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы трибологии», Самара: СамГТУ, 2011г.; международная научно-техническая конференция «Наука и образование транспорту», Самара: СамГУПС, 2016г.; III научно-технический семинар «Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ», Брянск: БГТУ, 2016; международная научно-техническая конференции «Наука и образование транспорту», Самара: СамГУПС, 2017 г.; Научный марафон, посвященный 30-летию со дня основания факультета «Подвижной состав и путевые машины», «Подвижной состав: современные тенденции и перспективы развития транспортной отрасли», Самара: СамГУПС, 2019 г. и других. Результаты диссертационного исследования в окончательном виде доложены и обсуждены на расширенном заседании кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» СамГУПС 2 апреля 2021 года и получили одобрение.

Публикации. Самостоятельно и в соавторстве по материалам диссертации опубликовано 14 печатных работ [1-14], в том числе 4 работы в научных журналах, входящих в «Перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК для публикаций научных результатов диссертаций» [1-4].

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, библиографического списка использованных источников и приложений. Объем работы: 160 страниц основного машинописного текста, 2 приложения, 59 рисунков, 5 таблиц. Библиографический список использованной литературы содержит 151 источник.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность выбранной темы, дана краткая характеристика диссертационной работы, ее цели и задачи, научная новизна, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

Глава 1 посвящена анализу современного состояния научно-технической проблемы изучения динамики подвижного состава. Дан обзор конструкции объекта исследования. Классифицированы основные типы отклонений элементов тележки от технических норм. Дана краткая характеристика каждого типа отклонений и дефектов и основных причин их возникновения. Сделан вывод о необходимости применения известных методов решения задач динамики подвижного состава и проведен обзор исследований в этой области.

Отмечено, что со времён начала использования железнодорожного транспорта задачи исследования динамики подвижного состава являются актуальными, а проводимые исследования востребованы и находят отражение в инженерной практике. Долгие годы задачи динамики подвижного состава принято было делить на продольную, вертикальную и поперечную динамику, а также проблему взаимодействия пары колесо-рельс. С началом применения вычислительных средств плоские задачи, решаемые с помощью линейных и линеаризованных дифференциальных уравнений колебаний, стали заменяться нелинейными моделями (60-70-е годы XX века). Задачи решались с применением аналоговых вычислительных машин, а в конце 70-х начале 80-х годов за рубежом начались исследования пространственных задач динамики рельсовых экипажей с применением цифровых ЭВМ. В настоящее время нашли применение следующие специализированные программные пакеты: Medyna (Германия), Vampire (Великобритания), Nucars(США), «Дионис» (МИИТ), а также пакеты моделирования динамики произвольных механических систем: Adams, Simpack, Nastran, Универсальный механизм (УМ/UM), «Эйлер» (Euler), некоторые из которых включают в себя специализированные модули расчёта динамики рельсовых экипажей (например, Adams/Rail, UM/Loco и т.д.).

Существенный вклад в развитие исследований в области продольной динамики внесли В. А. Лазарян, С. В. Вершинский, Ю. М. Черкашин, П. Т. Гребенюк, В. Ф. Ушкалов, В. Д. Хусидов. Наиболее значимые работы в области исследования вертикальной динамики принадлежат С. В. Вершинскому, В. А. Лазаряну, М.Ф. Вериге, Н.А. Панькину, Е. П. Блохину, А. Я. Когану, И. И. Челнокову, Г.И. Петрову, М. М. Соколову, Н. Н. Кудрявцеву, Л. О. Грачевой, Ю. М. Черкашину, В. Н. Белоусову, Г. П. Бурчаку, В. С. Плоткину и многим другим авторам.

Фундаментальные исследования по изучению поперечной динамики и устойчивости различных типов экипажей выполнены М. Ф. Вериге, А. Я. Коганом, В. А. Лазаряном, Т. А. Тибилевым, В. Г. Иноземцевым, А. А. Хохловым, В. М. Кондрашовым, Г. Шеффелем, Ю. В. Деминим, А. Л. Голубенко, О. М. Марковой, М. Л. Коротенко, Ю. М. Черкашиным и др., в которых рассмотрены вопросы выбора математической модели и методов их исследования при решении проблемы устойчивости движения.

Выявлено два принципиально различающихся подхода к составлению математической модели динамики тележки и экипажа. В основе первого -

использование уравнений классической механики для описания уравнений движения и их решение системами компьютерной алгебры (СКА), например, Maple, Mathematica, MathCAD и т.п., либо при помощи собственных программных пакетов, разработанных на базе оригинальных алгоритмов численного интегрирования. К примеру, коллектив авторов под руководством Ю.П. Бороненко и А.М. Орловой (ПГУПС, ОАО «НВЦ «Вагоны») применяет для решения указанных задач программный пакет Medyna.

При построении математических моделей наиболее часто используется принцип Даламбера, т.к. применяются подвижные (неинерциальные) системы координат. К примеру, на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» МГУПС (МИИТ) усилиями Г.И. Петрова, В.Д. Хусидова и др. был разработан программный комплекс «Дионис», представляющий собой набор модулей для численного интегрирования составленных математических моделей, при разработке которых значительное внимание уделяется контактному взаимодействию колеса и рельса.

Другой подход состоит в применении математического аппарата линейной алгебры для описания математических моделей. Взаимное положение ключевых точек задается радиус-вектором, относительное движение – матрицей поворотов, инерционные характеристики включаемых в систему тел – тензором инерции, силовое воздействие – матрицей сил и моментов и т.д. Как результат, синтез уравнений представляет собой операции над матрицами и может быть автоматизирован. Этот способ положен в основу моделей, разработанных авторами: И. А. Добычиным, А. Э. Павлюковым, А. В. Смольяниновым, Т. А. Юдаковой (УрГУПС). Сходный принцип заложен в основу математического аппарата синтеза уравнений движения, реализованный в программном комплексе Универсальный механизм (УМ/UM), разработанном на кафедре вычислительной математики БГТУ коллективом авторов под руководством проф. Д. Ю. Погорелова и нашедшего широкое применение в моделировании динамики железнодорожных экипажей. При решении задач контактного взаимодействия колесо-рельс и нахождения касательных сил в пятне контакта, приводящих к упругому проскальзыванию – крипу наиболее часто применяются формулы определения величины продольного и поперечного крипа по Ф. Картеру.

По результатам анализа изученной литературы можно сделать вывод о том, что множество общих и частных вопросов, касающихся динамики вагонов, до сих пор остается нерешенными. Одним из таких вопросов является учет влияния гироскопического момента, возникающего при повороте оси быстро вращающейся колесной пары. Отмечено, что в исследованиях, касающихся железнодорожной тематики, вопросу влияния гироскопического эффекта от вращающихся колесных пар на динамику тележки не уделяется достаточного внимания. На основании проведенного в первой главе анализа обосновывается необходимость исследования влияния гироскопических свойств колёсной пары на динамику ходовых частей вагона и ставится задача разработки математической модели тележки, учитывающей указанные факторы.

Глава 2 посвящена оценке вклада гироскопических свойств вращающейся колесной пары в динамику ходовых частей рельсового экипажа. В ходе решения этой задачи была разработана математическая модель движения колёсной пары

при наличии упругого проскальзывания. Для этого были модифицированы кинематические уравнения Клингеля путем введения в них поправок к геометрии КП и получены уравнения (1) движения колёсной пары, упруго связанной с ходовыми частями экипажа, при наличии упругого проскальзывания (продольного и поперечного крива), а также с учётом гироскопических свойств колёсных пар:

$$\begin{cases} m\ddot{y} = n(N_{\text{пр}} - N_{\text{лев}}) - 2k\left(\psi - \frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) \\ J_x\ddot{\psi} - J_y\frac{\dot{x}\dot{y}(n_{\text{пр}} - n_{\text{лев}})}{r_0 s} = sk\left(\frac{\dot{\phi}(r_0 - yn)}{\dot{x} + \psi s} - \frac{\dot{\phi}(r_0 + yn)}{\dot{x} - \psi s}\right) + 2c\psi b^2 \\ J_x\ddot{\theta} - J_y\dot{\phi}\dot{\psi} = -k\left(\psi - \frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right)r_0 + (N_{\text{лев}} - N_{\text{пр}})s + (P_{\text{пр}} - P_{\text{лев}})b \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса колёсной пары, k – коэффициент крива, n – конусность колёс, s – половина расстояния между кругами катания колёс, b – половина расстояния между буксовыми узлами. Указанные уравнения были решены численными методами. Сравнение результатов расчета частот виляния колёсной пары с результатами, полученными согласно кинематическим соотношениям Клингеля и с использованием эмпирических поправок Е. Шперлинга для колёсных пар, упруго соединённых с рамой тележки, представлено на рисунке 1. Из рисунка видно, что полученные результаты имеют качественную сходимость с результатами, рассчитанными на основании поправки Шперлинга к кинематическим уравнениям Клингеля. Однако, в отличие от эмпирической поправки, результат, полученный автором, имеет аналитическое обоснование.

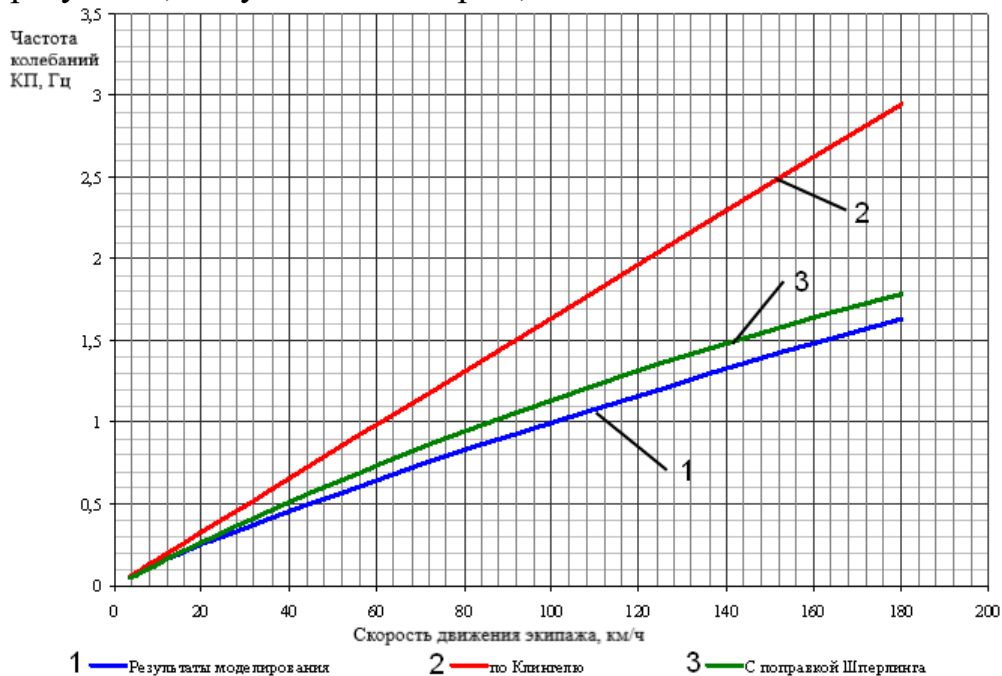


Рисунок 1 – Зависимость частоты извилистого движения от скорости

В ходе решения следующей задачи были получены уравнения малых колебаний колёсной пары, рассматриваемой как ротор в неравноупругих опорах, а также уравнение зависимости собственных частот угловых колебаний колёсной пары в зависимости от угловой скорости собственного вращения.

Колесная пара представлена как абсолютно твердое тело с главными осями инерции, проходящими через центр масс тела, имеющее 6 степеней свободы с наложенными на него упругими связями (рельсовая нить и буксовые узлы) (рисунок 2). Введена неподвижная система координат $Oxyz$ с началом в центре масс тела в положении статического равновесия и подвижная (связанная) система координатных осей $O_1x_1y_1z_1$. При условии идентичности параметров жесткости левого и правого буксового узла и исключении величин второго порядка малости, была получена система дифференциальных уравнений малых колебаний колёсной пары:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_C + c_x x_C = 0 \\ m\ddot{z}_C + c_z z_C = 0 \\ I_z \ddot{\psi} + I_y \dot{\omega} \dot{\theta} + c_x b^2 \psi = 0 \\ I_z \ddot{\theta} - I_y \omega \dot{\psi} + c_z b^2 \theta = 0 \end{cases} \quad (2)$$

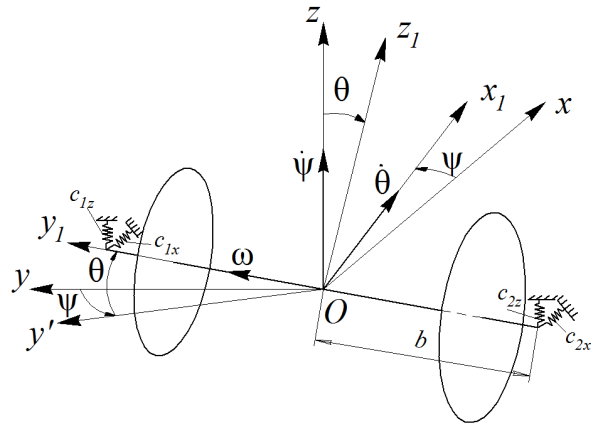
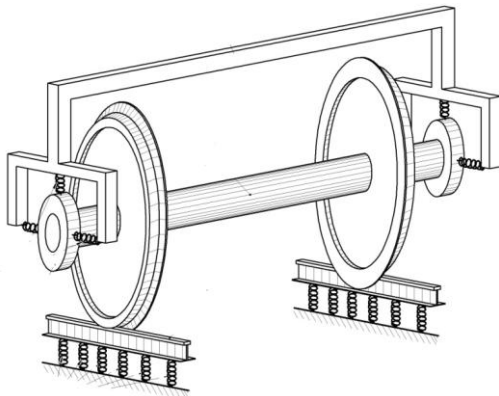


Рисунок 2 – Расчетная схема колёсной пары как ротора в неравноупругих опорах

Первые два уравнения представляют собой классические уравнения свободных колебаний пружинного маятника. Если принять угловую скорость вращения ω равной нулю, то вторая пара уравнений также представляет собой уравнения крутильных колебаний. Однако присутствие в уравнениях гироскопических членов $I_y \dot{\omega} \dot{\theta}$ и $I_y \omega \dot{\psi}$ вынуждает ось колесной пары описывать в пространстве коническую поверхность – прецессировать. При этом конец оси совершает малые колебания около траектории прецессионного движения – нутацию. Третье и четвертое уравнение системы (2) представляют собой однородные дифференциальные уравнения второго порядка и могут быть решены аналитически [1]. Также аналитически были получены частотные уравнения (приведен случай нулевого демпфирования):

$$P_{1,2} = \sqrt{\frac{2(c_x + c_z)J_z b^2 + J_y^2 \omega^2 \pm \sqrt{J_y^4 \omega^4 + 4J_y^2 J_z b^2 \omega^2 (c_x + c_z) + 4J_z^2 b^4 (c_x - c_z)^2}}{2J_z^2}} \quad (3)$$

Анализ уравнения показывает, что эти частоты отличаются от собственной частоты колебаний тела при отсутствии вращения колёсной пары тем больше, чем больше угловая скорость ω .

С целью анализа влияния жёсткости буксовых узлов на изменение собственной частоты с изменением скорости вращения был проведён ряд

численных экспериментов. К примеру, на рисунке 3 представлена зависимость собственных частот крутильных колебаний от скорости движения экипажа для колёсной пары с моментами инерции $J_z = 950 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_y = 200 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, и эквивалентными жёсткостями опор $c_x = 650 \text{ кН/м}$, $c_z = 2,5 \text{ МН/м}$ при $b = 1,02 \text{ м}$. При заданных параметрах изменение собственной частоты при скорости 350 км/ч согласно расчётам, достигает 15% (увеличение с $11,8 \text{ Гц}$ при нулевой скорости движения до $13,5 \text{ Гц}$ при скорости 350 км/ч).

Снижение вертикальной жесткости опор колёсной пары до величины $c_z = 1,5 \text{ МН/м}$ при сохранении остальных параметров расчёта дает ещё большее изменение собственной частоты – до 27% (изменение от $9,1 \text{ Гц}$ до $11,5 \text{ Гц}$). Увеличение вертикальной жесткости до $4,5 \text{ МН/м}$ позволяет снизить максимальное изменение частоты до 8% (изменение от $15,8 \text{ Гц}$ до 17 Гц). При этом изменение продольной жёсткости не оказывает столь значительного влияния на собственные частоты. На рисунке 3 также приведены результаты расчётов для различной продольной жёсткости опор ротора при постоянной вертикальной жёсткости $c_z = 4,5 \text{ МН/м}$ и трёх вариантах жёсткости связи буксового узла в горизонтальном направлении: $c_x = 350 \text{ кН/м}$, 650 кН/м и 950 кН/м соответственно. Кроме того, на рисунке 3 отмечены критические скорости возникновения резонанса при динамическом дисбалансе колёсной пары при различных параметрах эквивалентной жесткости опор вращения колёсной пары. Отмечено, что резонансные частоты лежат в зоне эксплуатационных скоростей, что может являться причиной дополнительных динамических нагрузок на челюсти буксового проёма боковой рамы.

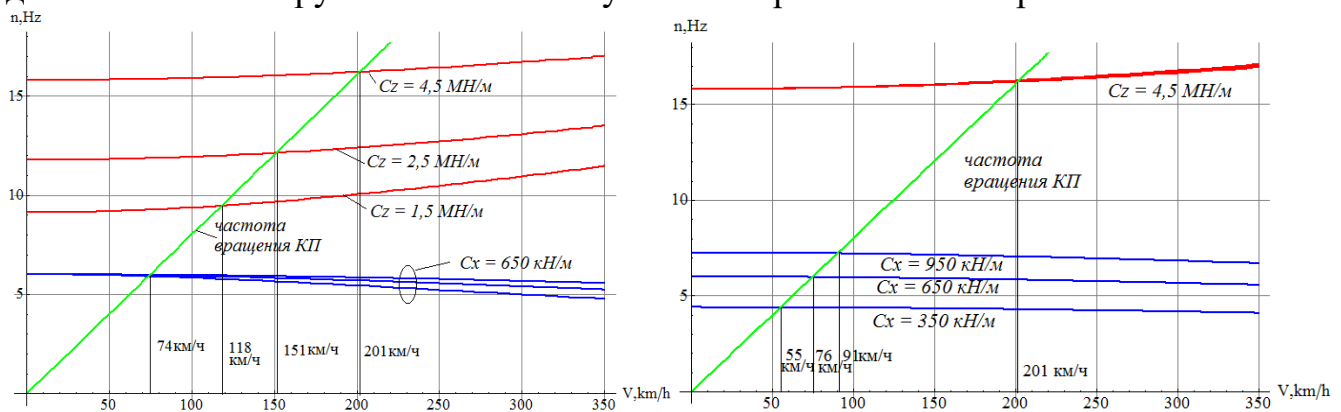


Рисунок 3 – Влияние вертикальной (слева) и горизонтальной (справа) жесткости буксовой опоры на изменение собственных частот колёсной пары

Из сказанного ранее следует вывод, что влияние гироскопических свойств на изменение собственной частоты колебаний колёсной пары действительно имеет место и особенно ощутимо при высокоскоростном движении.

Кроме того, в главе 2 проведён синтез математической модели ротора для расчёта динамических реакций буксовых узлов вращающейся колёсной пары и выполнен анализ влияния гироскопических свойств на нагруженность буксовых узлов.

На рисунках 4 и 5 приведены результаты расчётов оценки влияния коэффициента вязкого трения демпфера на реакции, возникающие в буксовых узлах, выполненные с использованием двух математических моделей: учитывающая гироскопические свойства вращающейся колёсной пары (кривые 1) и упрощенная модель, не учитывающая гироскопический эффект от вращения колёсной пары

(кривые 2).

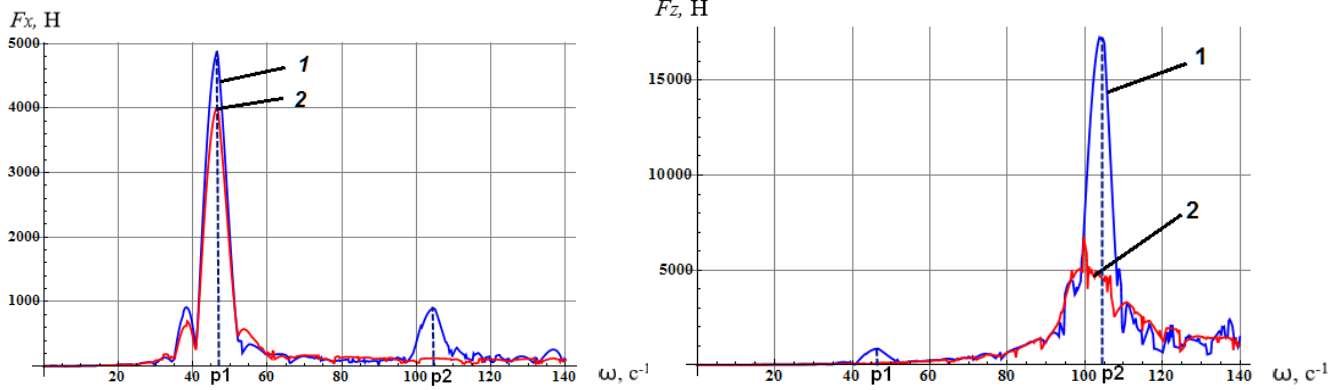


Рисунок 4 – Зависимость амплитуды динамических реакций буксового узла по осям x и z от угловой скорости колесной пары при коэффициенте вязкого сопротивления $\beta = 10 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$

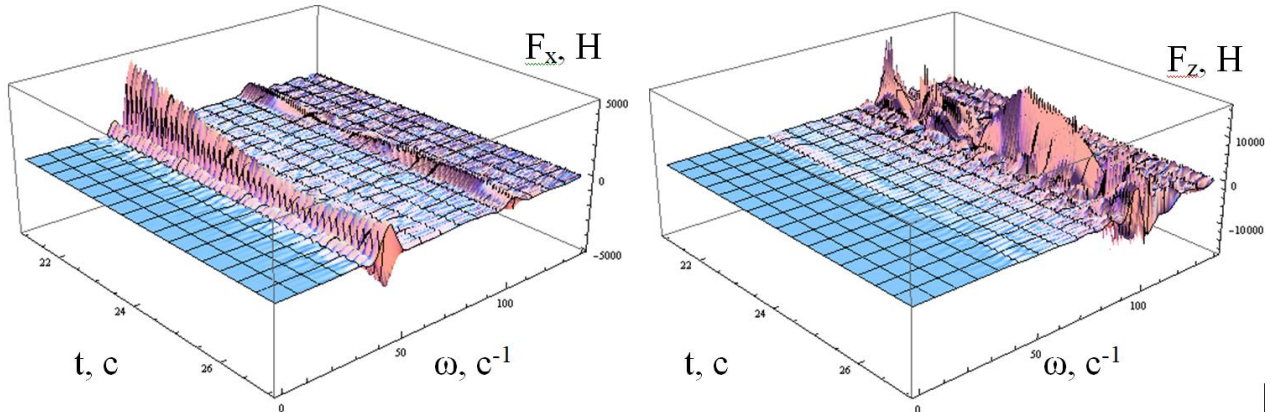


Рисунок 5 - Изменение динамических реакций буксового узла по осям x и z в поле параметров «время-угловая скорость» при коэффициенте вязкого сопротивления $\beta = 10 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$

Зависимость величины динамических реакций от степени демпфирования буксового узла была также получена на основании расчётов по двум моделям и приведена на рисунке 6. Была проведены оценки динамических реакций буксовых узлов на резонансных режимах для случаев возмущающего воздействия, вызванного динамическим дисбалансом колёсной пары, несоосностью и эллиптичностью одного из колёс.

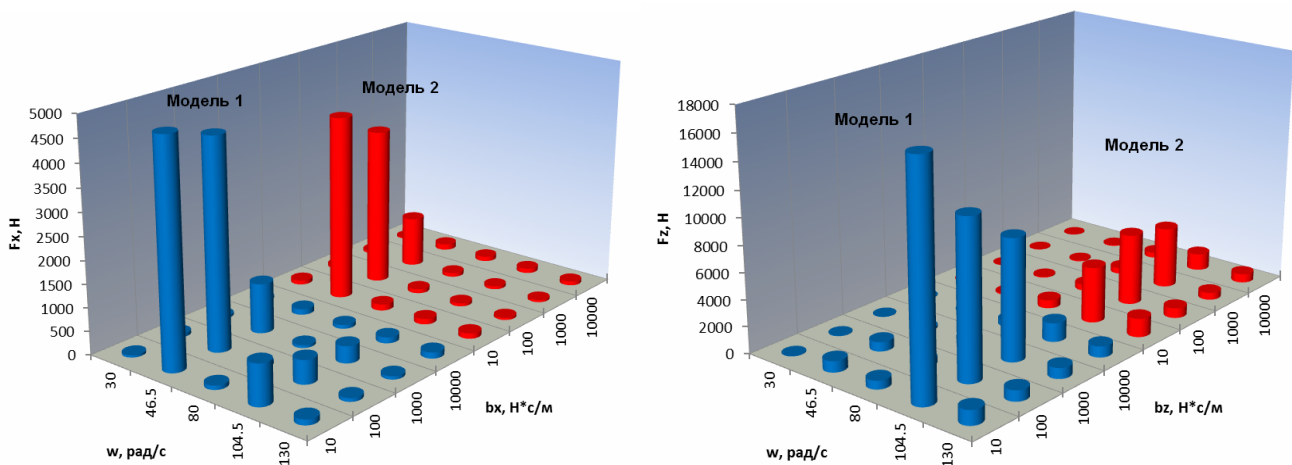


Рисунок 6 – Диаграммы сравнительного анализа горизонтальной и вертикальной

Для проверки адекватности построенной математической модели в программном комплексе «Универсальный механизм» была разработана модель колесной пары в виде ротора, буксовые узлы которого связаны с основанием через упруго-демпфирующие связи (рисунок 7).

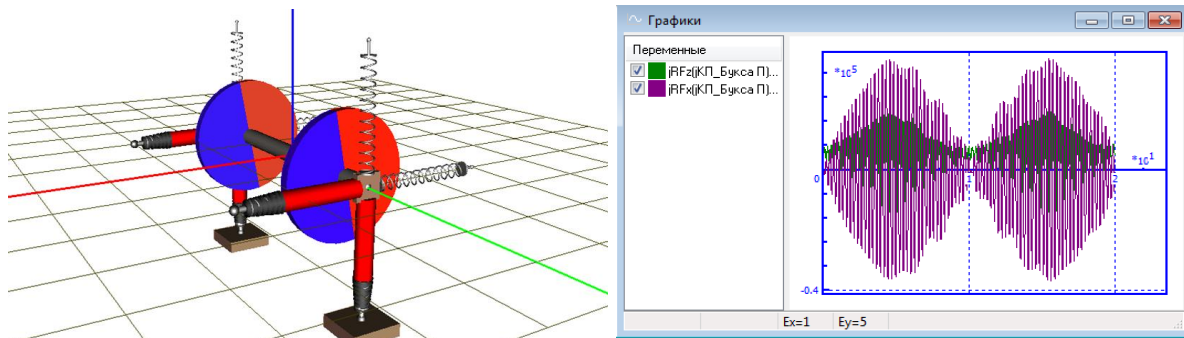


Рисунок 7 – Модель ротора в программном комплексе «Универсальный механизм» (УМ) и динамические реакции его опор на первой критической частоте

По результатам эксперимента были получены графики изменения динамических реакций буксовых шарниров по двум осям координат. Имитационное моделирование подтвердило возникновение на расчётных критических частотах резонансных колебаний, вызванных рассмотренными возмущениями, а также соответствие величины динамических добавок к буксовым реакциям расчётным данным.

Как показал анализ численных расчётов, полученных в главе 2, исключение из уравнений гироскопических слагаемых ведёт к существенному занижению расчётной реакции в буксах колёсных пар и может сказаться на точности прочностных расчётов ходовых частей подвижного состава, из чего следует вывод о необходимости учёта гироскопических свойств колёсных пар, в особенности при реализации повышенных скоростей движения.

Глава 3 посвящена разработке математической модели динамики тележки грузового вагона. Тележка представлена как стержневая система, в которой каждое тело наделено массово-инерционными характеристиками и имеет 6 степеней свободы, а в узлах связи введены упругие элементы, моделирующие совокупную контактную и изгибную жёсткость, а также демпфирующие элементы с соответствующими характеристиками (рисунок 8).

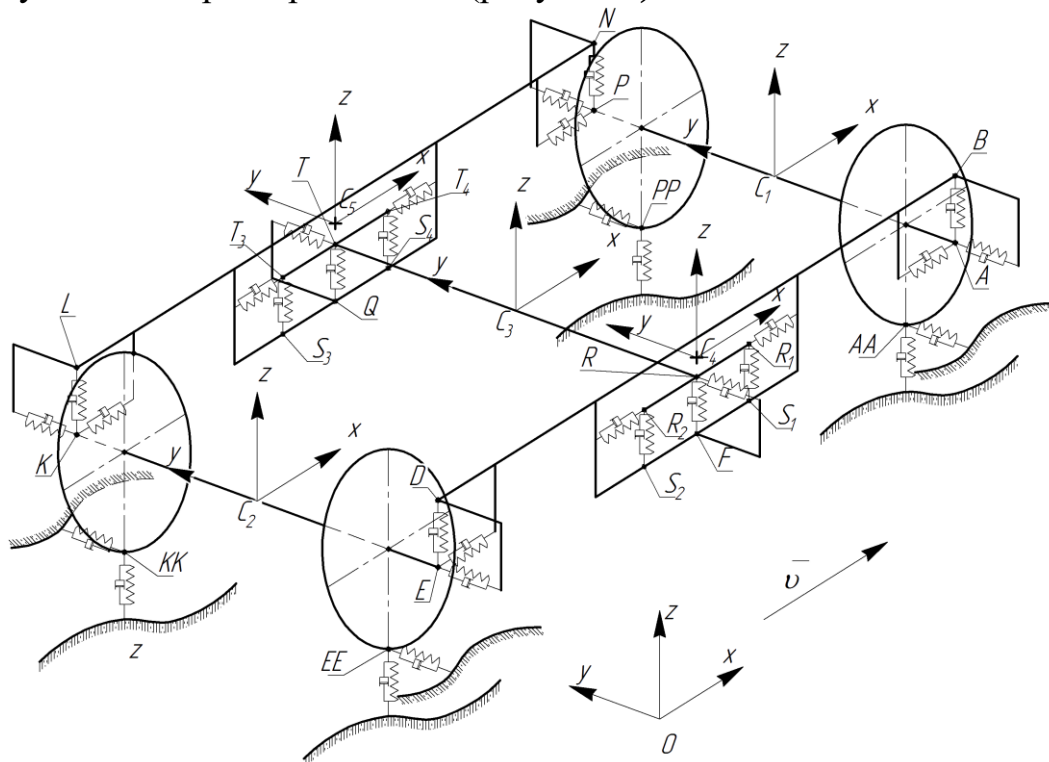


Рисунок 8 – Расчетная схема тележки грузового вагона

Для описания положения колесной пары как тела, имеющего собственную ось вращения, были использованы углы Эйлера в форме самолётных углов, что позволило далее при переходе к системе уравнений Лагранжа второго рода учесть естественным образом вклад гироскопических свойств колесных пар в динамику тележки.

С учетом этого, для принятой расчетной схемы определено число степеней свободы, равное 30, и назначены обобщенные координаты: x_i, y_i, z_i – координаты центров масс i -го тела (начала подвижных систем координат), $\varphi_i, \psi_i, \theta_i$ – соответствующие эйлеровы углы поворота. Обозначая указанные обобщенные координаты как q_j , уравнения Лагранжа примут вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = \frac{\delta A}{\delta q_j} - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j}, \quad (4)$$

где: T – кинетическая энергия системы, Q_j – обобщенная сила, δA – возможная работа неконсервативных сил, Π – потенциальная энергия системы.

После подстановки значений кинетической энергии и обобщенных сил, уравнения Лагранжа сводятся к системе 30 дифференциальных уравнений движения 2-го порядка, нелинейных относительно координат и их производных:

$$\ddot{q}_j = f_j(q_j, \dot{q}_j, t), \quad (5)$$

которые с помощью преобразований Коши:

$$v_k = q_k \text{ при } k = 1 \div j, \text{ или}$$

$$v_k = \dot{q}_{(k-j)} \text{ при } k = (j+1) \div 2j$$

сводятся к системе 60 дифференциальных уравнений первого порядка вида:

$$\dot{v}_i = f_i(v_i, \dot{v}_j, t), \quad (6)$$

где f_i – нелинейная функция координат v и их производных. $i = 1 \div 60, j = 1 \div 60, j \neq i$.

С целью оценки влияния эксплуатационных отклонений параметров фрикционного гасителя колебаний от технических норм, в работе подробно исследован вопрос о вкладе параметров демпфера сухого трения в динамику тележки. При этом в работе использована модель гасителя с сухим трением (рисунок 9).

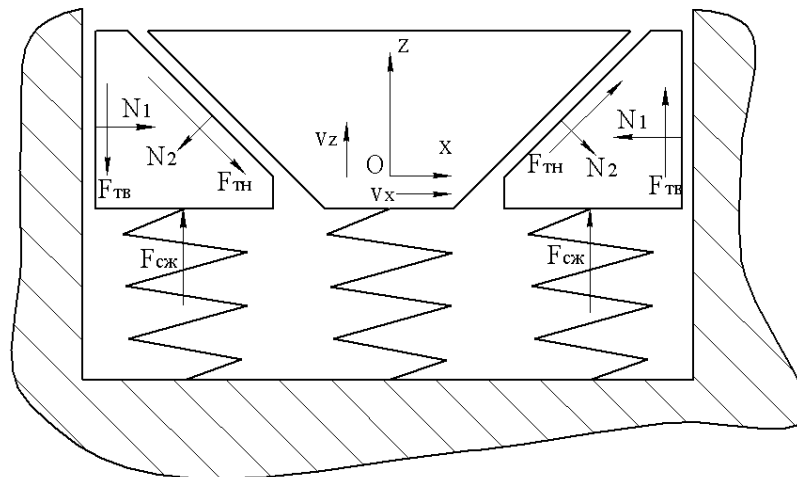


Рисунок 9 – Расчётная схема фрикционного клинового гасителя колебаний

Были составлены уравнения работы сил трения для одной пары клиньев:

$$A_g = \frac{c_z \cdot \Delta z \cdot s_g (\mu_1 \mp \mu_1 \mu_2 \cdot \text{sign}(\dot{s}_h))}{1 \pm \mu_1 \text{sign}(\dot{s}_g) \pm \mu_2 \text{sign}(\dot{s}_h) - \mu_1 \mu_2 \text{sign}(\dot{s}_h) \text{sign}(\dot{s}_g)},$$

$$A_h = \frac{c_z \cdot \Delta z \cdot s_h \cdot \mu_2 \sqrt{2}}{1 \pm \mu_1 \text{sign}(\dot{s}_g) \pm \mu_2 \text{sign}(\dot{s}_h) - \mu_1 \mu_2 \text{sign}(\dot{s}_h) \text{sign}(\dot{s}_g)},$$
(7)

где верхний знак перед отдельными слагаемыми относится к заднему по ходу движения клину, а нижний знак – к переднему.

Обобщенные силы Q_i являются вариациями работ (7) для соответствующих клиньев по соответствующим обобщенным координатам и включены в систему уравнений Лагранжа второго рода вместе с остальными обобщенными силами.

Глава 4 посвящена разработке и реализации алгоритма, линеаризации полученной модели с целью увеличения быстродействия и анализу результатов численного моделирования.

Полученные в главе 3 дифференциальные уравнения динамики тележки были разрешены относительно первых производных и проинтегрированы с помощью численных методов. Полученная система уравнений была упрощена путем замены тригонометрических функций малых углов их разложением в степенной ряд и исключением из уравнений членов выше второго порядка малости. После линеаризации модели была проведена оценка точности полученного решения путём сравнения получаемых решений по исходной и оптимизируемой модели. В результате достигнуто увеличение быстродействия программы в 5-7 раз без ощутимого снижения точности расчетов. Полный вид программы, содержащей линеаризованную систему дифференциальных уравнений, приведён в Приложении А диссертационной работы. Результаты сравнения решений по исходной и линеаризованной модели приведены на рисунке 10. Согласно численной оценке максимальное расхождение результатов составило менее 2%. Для остальных переменных наложение графиков даёт полное визуальное совпадение и числовую погрешность менее 1%.

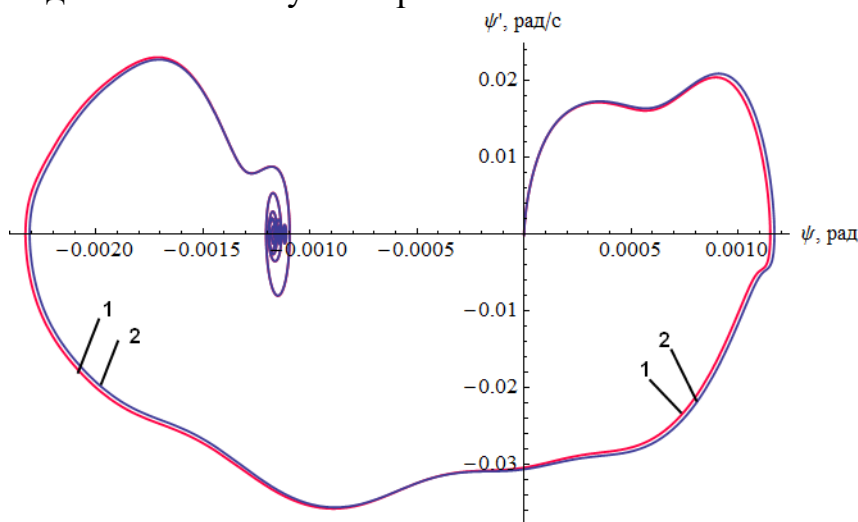


Рисунок 10 – Сравнение графиков фазовых траекторий $\psi(\psi)$ угла виляния передней колёсной пары, полученных по нелинеаризованной (1) и линеаризованной (2) моделям

Таким образом, численное решение было получено в виде обобщённых координат и их производных в функциях от времени. Обработка результатов полученных расчётов даёт возможность вывести различные критерии,

позволяющие судить о ходовых качествах экипажа, безопасности и устойчивости движения, помимо общепринятых. При задании размеров и массово-инерционных характеристик элементов тележки, параметров упругости и вязкости элементов связи, коэффициентов сухого трения, модель позволяет получить достоверную информацию о характеристиках движения элементов тележки в любой момент времени из заданного расчётного диапазона. Вместе с тем, появляется возможность оценить вклад различных отклонений (возмущающих факторов) в общепринятые критерии оценки безопасности движения. При исследовании движения на прямых участках пути такими критериями безопасности и устойчивости движения могут быть: коэффициент вертикальной динамики необрессоренных масс; коэффициент вертикальной динамики обрессоренных масс, который может быть рассчитан по движению центра масс надрессорной балки; горизонтальное поперечное ускорение кузова (надрессорной балки); рамная сила; реакция в контакте боковой поверхности рельса с гребнем колеса; угол набегания колеса на рельс; коэффициент запаса устойчивости против вкатывания колеса на рельс.

Дальнейшие исследования были проведены для тележки модели 18-100 с нагрузкой 23 т. на ось со стандартными характеристиками упругих и демпфирующих элементов для разных скоростей движения экипажа и различных возмущающих функциях. В качестве возмущений при проведении численного эксперимента использовались воздействия от вертикальных и горизонтальных неровностей пути, как периодических, так и случайных одиночных. Форма неровностей моделировалась в соответствии с РД 32.68-96 «Расчётные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов»: вертикальная и горизонтальная периодическая неровность (волнистость) рельсового пути вида:

$$\beta(s) = \frac{A}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi s}{L} \right) \right), \text{ где } A - \text{амплитуда неровности, } s - \text{пройденный путь;}$$

одиночная неровность в профиле (просадка) с длиной волны 6 м и амплитудой 16 мм; перекося (разность высот левого и правого рельса) с амплитудой 14 мм при длине неровности 10 м.

Для второй по ходу движения колесной пары воздействие неровности производится с некоторым сдвигом по времени, обусловленным скоростью движения и расстоянием между осями колесных пар. Выбор одиночной неровности в качестве возмущающего фактора обоснован тем обстоятельством, что особый интерес представляет собой исследование свободных колебаний системы, позволяющих оценить устойчивость при выведении системы из состояния покоя. Амплитуды одиночной неровности выбраны больше естественной волнистости рельсовой нити и имитируют неисправность в содержании пути.

На рисунке 11 показано влияние учета гироскопических свойств колёсных пар на движение элементов тележки – кривая 1 показывает фазовую траекторию движения тела без учёта угловой скорости колёсной пары, кривая 2 – при учёте вращения. Отличие фазовых портретов очевидно и позволяет обосновать необходимость учета гироскопических свойств колёсной пары при моделировании динамики тележки.

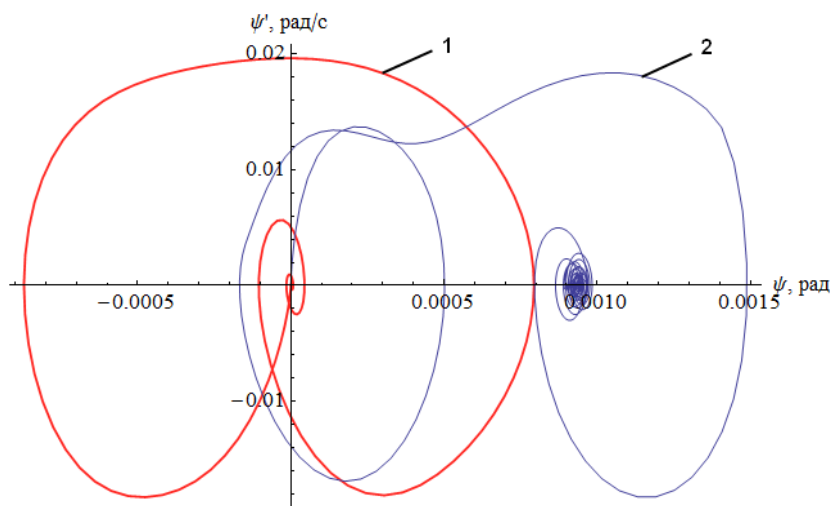


Рисунок 11 – Сравнение результатов расчета для угла виляния первой колёсной пары без учёта гироскопического эффекта (1) и при учёте (2)

В качестве примера на рисунке 12 приведено сравнение расчетного осреднённого значения коэффициента вертикальной динамики необрессоренных масс тележки 18-100 и обрессоренных частей тележки 18-578 в изношенном состоянии при движении груженого вагона по периодической неровности, задаваемой в соответствии с РД 32.68-96 в сравнении с экспериментальными данными. Анализ результатов моделирования показывает, что поведение модели сходно с поведением моделируемого объекта и позволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели.

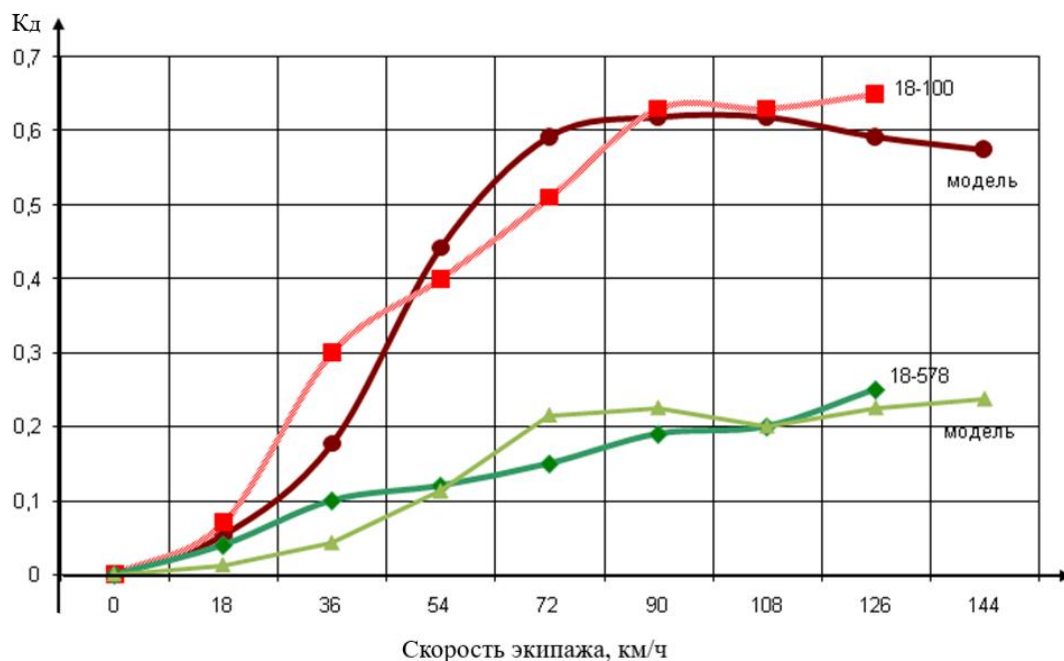


Рисунок 12 - Сравнение результатов расчета с экспериментальными значениями коэффициента вертикальной динамики необрессоренных масс для тележки 18-100 и для обрессоренных масс тележки 18-578

В заключении содержатся выводы по основным результатам работы:

1. Анализ исследований в области динамики подвижного состава позволил выявить современный подход, заключающийся в разработке комплексных моделей нелинейной динамики, не разделяющихся на вертикальную, продольную и поперечную динамику. В то же время отмечено, что в существующих моделях не уделено внимание учёту влияния гироскопических свойств вращающихся

колёсных пар на динамику ходовых частей.

2. Разработанная математическая модель движения колёсной пары по рельсовому пути при наличии продольного и поперечного крипа позволила провести сравнение и сделать вывод, что полученные результаты моделирования хорошо коррелируются с данными опытных поездок, указывающих на увеличение длины волны извилистого движения по отношению к расчётной на основании кинематических соотношений Клингеля.

3. Модель колесной пары в постановке задачи как ротора в неравноупругих опорах позволила получить зависимость собственных частот крутильных колебаний в зависимости от скорости движения экипажа, что позволило более точно оценить критические частоты и выявить, что они находятся в зоне эксплуатационных скоростей.

4. Разработанная методика оценки буксовых реакций, в том числе и в резонансных режимах позволила сравнить модели с учётом и без учета гироскопических свойств, и сделать вывод, что при разработке моделей динамики ходовых частей необходимо учитывать гироскопические свойства колёсных пар.

5. Разработана математическая модель динамики тележки грузового вагона с учётом гироскопических свойств колёсных пар, позволяющая определить кинематические и динамические параметры всех элементов и узлов тележки на штатных и резонансных режимах эксплуатации с учётом гироскопических свойств колёсных пар, а также с учётом конструкционных и эксплуатационных отклонений параметров тележки от технических норм.

Полученные результаты позволяют включить в рассмотрение динамики тележки грузового вагона гироскопические свойства колёсных пар и проводить исследование движения с точки зрения безопасности и устойчивости согласно общепринятым оценочным критериям, с учётом отклонений её параметров от технических норм.

ПЕРЕЧЕНЬ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ:

а) публикации в изданиях, входящих в «Перечень изданий, рекомендованных ВАК для публикации научных результатов диссертаций»:

1. Мустафаев, Ю.К. Об аналитическом решении уравнений колебаний колесной пары с учётом её гироскопических свойств / Ю. К. Мустафаев, Е.М. Плохов, А.А. Свечников // Вестник транспорта Поволжья, №1(85). – Самара, 2021. – С. 12-18.
2. Мустафаев, Ю. К. Оценка буксовых реакций колёсной пары в резонансных режимах / Ю.К. Мустафаев, Л. В. Кудюров, А.А. Свечников // Вестник транспорта Поволжья, №4(76). – Самара, 2019. – С. 38-45.
3. Мустафаев, Ю.К. Влияние гироскопических свойств колёсной пары на изменение частоты собственных колебаний / Ю.К. Мустафаев // Вестник транспорта Поволжья, №5(53). – Самара, 2015. – С. 47-53.
4. Мустафаев, Ю.К. Динамика тележки грузового вагона с учётом гироскопических свойств колёсной пары / Ю.К. Мустафаев, Л.В. Кудюров, А.А. Свечников // Вестник транспорта Поволжья, №6(48). – Самара, 2014. – С. 23-30.

б) публикации в журналах и научных сборниках:

5. Мустафаев, Ю.К. Динамика тележки грузового вагона с учётом параметров демпфера сухого трения / Ю.К. Мустафаев, Л.В. Кудюров // Известия Самарского

научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13. № 4-3S. С. 226-228.

6. Мустафаев, Ю.К. Оценка вклада гироскопических свойств колёсной пары в величину буксовых реакций при различных возмущающих воздействиях / Ю.К. Мустафаев // Наука и образование транспорту: - Самара, 2019. № 2. С. 214-219.
7. Мустафаев, Ю.К. Разработка математической модели динамики колёсной пары с учётом её упругого проскальзывания и гироскопических свойств / Ю.К. Мустафаев, Григорьева Д.Б. Носырев Д.Я. // В сб. «Подвижной состав: современные тенденции и перспективы развития транспортной отрасли. Материалы научного марафона, посвященного 30-летию со дня основания факультета «Подвижной состав и путевые машины»: - Самара, 2019. С. 67-74.
8. Мустафаев, Ю.К. Разработка математической модели и исследование различных форм боковых колебаний кузова грузового вагона / Ю.К. Мустафаев, А.С. Мазанов // Наука и образование транспорту. 2017. № 2. С. 162-165.
9. Мустафаев Ю.К. Исследование влияния гироскопических свойств колесной пары на динамические реакции в буксовых узлах / Мустафаев Ю.К. // В кн.: Компьютерное моделирование в ж.д. трансп.: динамика, прочность, износ. Сб. тез. III науч.-техн. Семинара: - Брянск, 2016. – С. 46-47.
10. Мустафаев, Ю.К. О влиянии отклонений параметров фрикционного клинового гасителя на возникновение боковой качки кузова грузового вагона / Ю.К. Мустафаев // Наука и образование транспорту: - Самара, 2016. № 2. С. 236-238.
11. Кудюров, Л.В. Математическое моделирование динамики тележки вагона в обобщенных координатах / Л.В. Кудюров, Ю. К. Мустафаев, В.П. Червинский // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер: Математическая. 2007. № 1 (5). С. 37-41.
12. Кудюров, Л.В. Динамическая модель движения двухосной вагонной тележки с учетом эксплуатационных и конструктивных отклонений параметров от технических норм / Л.В. Кудюров, Ю. К. Мустафаев, В.В. Федоров, В.П. Червинский // В сб.: Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения. Материалы международной научно-технической конференции. 2007. С. 162-163.
13. Мустафаев, Ю.К. Имитационная математическая модель тележки 18-100 грузового вагона / Ю.К. Мустафаев // Обзорение прикладной и промышленной математики. 2006. Т. 13. № 6. С. 1099-1100.
14. Кудюров, Л. В. Об оценке вклада гироскопического момента в разгрузку колеса при влиянии колесной пары / Л. В. Кудюров, Ю. К. Мустафаев, В. В. Федоров, В. П. Червинский // Наука и технологии. Том 2. Труды XXVI Российской школы. – М.: РАН, 2006. С. 68-74.

МУСТАФАЕВ Юрий Кямалович

**ДИНАМИКА ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНА
С УЧЁТОМ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОЛЁСНЫХ ПАР**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов
и электрификация (технические науки)

Автореферат диссертации на соискание
учёной степени кандидата технических наук

Подписано в печать 14.05.2021. Формат 60×90 ¹/₁₆.
Усл. печ. л. 1,2. Тираж 100 экз. Заказ 62.

Отпечатано в Самарском государственном университете путей сообщения.
443022, Самара, Заводское шоссе, 18.
Тел.: (846) 255-68-36.