

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

На правах рукописи

САРЫЧЕВ Юрий Николаевич

**УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ
ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ
ЭЛАСТОМЕРНЫХ ДЕМПФЕРОВ**

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

Евсеев Дмитрий Геннадьевич

Москва – 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ДИНАМИКЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	9
1.1 Фундаментальные труды по динамике	10
1.2 Основы динамики подвижного состава	10
1.3 Ведущие отечественные научные школы по динамике подвижного состава ..	11
1.4 Экспериментальные методы исследования динамики подвижного состава	14
1.5 Теоретические методы исследования динамики подвижного состава.....	16
1.6 Обзор исследований в области энергопоглощающих устройств.....	19
1.7 Выводы по разделу 1.....	25
2 РАЗРАБОТКА ДВУХХОДОВОГО ЭЛАСТОМЕРНОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТЕЛЕЖКИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА.....	27
2.1 Подходы к разработке эластомерных демпфирующих устройств.....	27
2.2 Учет свойств эластомера как рабочего тела демпфера	33
2.3 Разработка конструктивной схемы двухходового эластомерного демпфера...	35
2.4 Принципы разработки математической модели и выбора параметров эластомерного демпфера	38
2.5 Выводы по разделу 2.....	42
3 МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ	44
3.1 Постановка задачи и принятые допущения.....	44
3.2 Моделирование колебаний подпрыгивания и галопирования при движении по вертикальным неровностям пути	46
3.2.1 Расчетная схема	46
3.2.2 Составление уравнений движения.....	48
3.2.3 Задание функций реакций связей и неровностей	51

3.3 Моделирование колебаний подпрыгивания и боковой качки при движении по пути с вертикальными перекосами.....	54
3.3.1 Расчетная схема	54
3.3.2 Математическая модель	57
3.4 Моделирование колебаний бокового отбоя и виляния при движении по пути с горизонтальными неровностями	59
3.5 Выводы по разделу 3.....	62
4 ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА НА ОСНОВЕ РАЗРАБОТАННЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ	63
4.1 Оценка достоверности разработанных средств расчетного моделирования....	64
4.2 Сопоставление и оценка эффективности математических моделей гасителей колебаний на основе вязкого трения.....	68
4.3 Подбор параметров эластомерного демпфера	72
4.4 Проверка принципа независимости	76
4.5 Моделирование колебаний подпрыгивания и галопирования	81
4.6 Моделирование колебаний бокового отбоя и виляния	85
4.7 Моделирование колебаний подпрыгивания и боковой качки.....	92
4.8 Оценка динамических качеств предложенной конструкции тележки на основе показателя плавности хода.....	96
4.9 Выводы по разделу 4.....	99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	102
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	106

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Основная причина динамических процессов при движении подвижного состава состоит в неровностях пути и поверхностей катания колес. В результате возникают колебания как экипажа в целом, так и его элементов. Характер этих колебаний существенно влияет на динамические качества вагона. При этом важным фактором является обеспечение комфортных условий перевозки для пассажиров, что принято описывать при помощи обобщенной характеристики - показателя плавности хода. На показатель плавности хода пассажирских вагонов существенное влияние оказывают гасители колебаний.

Существующие подходы основаны на применении гидравлических гасителей, реализующих поглощение энергии за счет работы сил вязкого трения. Вместе с тем, в последние годы появился новый способ гашения колебаний - применение эластомерных энергопоглощающих устройств. Их принцип действия основан на применении в качестве рабочего эластомера, который создает и упругие силы, и силы вязкого трения. Подобные устройства нашли применение в вагоностроении в качестве поглощающих аппаратов автосцепки, доказавших свою высокую эффективность. В настоящей работе предлагается применение эластомерных демпферов в качестве гасителей колебаний в тележках пассажирских вагонов.

Таким образом, тема разработки конструкции, принципа действия и математической модели работы эластомерных демпферов направлена на улучшение динамических качеств пассажирских вагонов и представляет собой актуальную задачу.

Степень разработанности темы исследования. Теоретические основы динамики вагонов базируются на трудах ученых-классиков механики. Современная динамика подвижного состава развивалась в трудах отечественных и зарубежных ученых. В России и странах бывшего СССР были созданы крупные научные школы по изучению динамики подвижного состава. Они формировались

в железнодорожных учебных и научно-исследовательских институтах, на крупных предприятиях строительства подвижного состава. Среди научных центров следует отметить, в первую очередь, города Москву, Санкт-Петербург, Брянск, Екатеринбург, Днепропетровск, Омск, Хабаровск, Ростов-на-Дону. Рассмотрим основные научные школы более подробно. К их достижениям принадлежит решение следующих крупных научных проблем: разработка методов численного моделирования колебаний вагонов и локомотивов; теоретические и экспериментальные исследования динамики подвижного состава; исследование взаимодействий пути и подвижного состава; определение и совершенствование динамических качеств железнодорожных экипажей; изучение переходных режимов движения, в том числе, при маневрах; обеспечение безопасности перевозок пассажиров и грузов; разработка устройств поглощения энергии и многих других.

Экспериментальные методы исследования динамики подвижного состава имеют ограничения в их применении, связанные с высокой стоимостью создания опытных образцов, проведения испытаний, применения специальной аппаратуры.

В части разработки устройств поглощения энергии также проводились многочисленные исследования. Энергопоглощающие устройства на основе вязкого трения разрабатывались в качестве наиболее перспективных с начала 1970-х годов. Среди современных энергопоглощающих устройств особое место занимают эластомерные. Этот принцип уже десятилетия применяется в шасси самолетов. В этой сфере научные исследования основывались на изучении механических свойств эластомера как рабочего тела. Проведенные исследования позволили получить существенные результаты для понимания процессов течения эластомеров при работе в условиях значительных нагрузок и скоростей.

Следует отметить, что в научной литературе есть очень мало сведений о математических моделях и результатах теоретических и экспериментальных исследований эластомерных аппаратов. Публикуемая информация чаще всего имеет рекламный характер и не может использоваться при выполнении научных

исследований. Таким образом, вопросы моделирования эластомерных энергопоглощающих устройств требуют дальнейшей проработки.

Цели и задачи. Цель работы состоит в улучшении динамических качеств пассажирского вагона на основе применения эластомерных демпферов.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- обзор исследований по динамике подвижного состава и выбор методов исследования;
- разработка конструкции, принципа действия и выбор параметров двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона;
- разработка математических моделей для исследования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям железнодорожного пути;
- разработка математических моделей гасителей колебаний на основе вязкого трения;
- исследование колебаний и определение динамических качеств пассажирского вагона на основе разработанных математических моделей;
- оценка достоверности разработанных методик;
- теоретическое обоснование эффективности применения предложенной конструкции эластомерного демпфера.

Научная новизна. Разработана конструкция, математическая модель двухходового эластомерного демпфера. Созданы специализированные расчетные схемы и математические модели пассажирского вагона при движении по неровностям. Обоснована математическая модель гасителя колебаний на основе вязкого трения с применением квадратичной зависимости силы трения от скорости. Теоретически исследован процесс колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям различного вида.

Теоретическая и практическая значимость работы. Разработана методика моделирования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям. Методика реализовано в виде пакета программ на языке C++.

Пакет программ может использоваться:

- при проектировании ходовых частей пассажирских вагонов в части выбора параметров гасителей колебаний;
- для оценки динамических качеств существующих вагонов и для экспертизы новых технических решений;
- для теоретического исследования динамики пассажирских вагонов.

На стадии разработки новых моделей пассажирских вагонов применение предложенных программных средств позволяет снизить объем и затраты на проведение экспериментальных исследований.

Разработанные программные приложения имеют минимальные требования к компьютерам и могут применяться в любых проектных и вагоностроительных организациях.

Методология и методы исследования. Разработка конструкции эластомерного демпфера основана на анализе существующих конструкции энергопоглощающих устройств и свойств эластомера. Математические модели колебаний пассажирского вагона разработаны с применением принципа Даламбера. Математическая модель силовой характеристики гасителя колебаний на основе вязкого трения основаны на уравнении Бернулли и формулы Дарси-Вейсбаха при моделировании течения жидкости через дроссель. Интегрирование системы дифференциальных уравнений движения выполняется численным методом.

Положения, выносимые на защиту.

- 1 Конструкция, принцип действия и основные силовые параметры двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона.
- 2 Математические модели для исследования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям железнодорожного пути.
- 3 Математические модели гасителей колебаний на основе вязкого трения с применением уравнений гидравлики.
- 4 Результаты исследования колебаний и динамических качеств пассажирского вагона и их анализ.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность разработанных средств расчетного моделирования колебаний пассажирского вагона и гасителя колебаний подтверждается согласованностью получаемых результатов с результатами других авторов. Эффективность предложенного технического решения по конструкции двухходового эластомерного демпфера обоснована соответствием показателя плавности хода нормативным требованиям.

Основные положения работы были опубликованы в научных изданиях:

1 Евсеев, Д.Г., Сарычев, Ю.Н., Андриянов, С.С. Разработка эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона / Д.Г. Евсеев, Ю.Н. Сарычев, С.С. Андриянов // Наука и техника транспорта. - 2022. - № 1 - С. 28-31.

2 Евсеев, Д.Г., Сарычев, Ю.Н., Беспалько, С.В. Математическая модель гасителя колебаний вагона на основе вязкого трения / Д.Г. Евсеев, Ю.Н. Сарычев, С.В. Беспалько // Транспортное машиностроение. - 2022. - № 1-2 – С. 89-96.

3 Евсеев, Д.Г., Сарычев, Ю.Н., Беспалько, С.В. Исследования колебаний пассажирского вагона, оборудованного эластомерными демпферами / Д.Г. Евсеев, Ю.Н. Сарычев, С.В. Беспалько // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 06 – С. 30-41.

Работа прошла апробацию на кафедре «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава» РУТ (МИИТ), на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ (МИИТ).

1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ДИНАМИКЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Настоящее исследование посвящено разработке ходовых частей пассажирского вагона и математическому моделированию его движения. Поэтому необходим анализ основных методов исследования динамики, которые обширную базу научно-технической литературы.

Динамика вообще представляет собой раздел механики, изучающий движение тел под действием сил. Применительно к подвижному составу динамика изучает колебания вагонов и локомотивов при движении. Как известно источником колебаний для подвижного состава являются различные неровности между колесами и рельсами, а также переменные режимы движения. При этом конечная цель состоит в улучшении динамических качеств подвижного состава через ограничение уровня динамических сил, ускорений и частот колебаний. Для пассажирских вагонов это выражается в снижении показателя плавности хода.

Обзор литературных источников включает анализ фундаментальных трудов ученых и научных школ, которые заложили основу и развивали исследования динамики подвижного состава (подразделы 1.1-1.3), анализ методов исследования динамики подвижного состава, в том числе, экспериментальных (подраздел 1.4) и теоретических (подраздел 1.5). Рассмотрены работы по созданию и моделированию работы энергопоглощающих устройств подвижного состава (подраздел 1.6).

Проведенный анализ позволил определить направления исследований в данной работе и выбрать методы для их реализации.

1.1 Фундаментальные труды по динамике

Классические труды, заложившие основы механики, принадлежат перу Галилея, Кеплера, Ньютона, Герца, Даламбера, Эйлера, Лагранжа, Гамильтона. Они развивали основы как векторной, так и аналитической механики.

Дальнейшее развитие и изложение методов механики связано с трудами выдающихся ученых П. Аппеля [1, 2], Г.К. Сулова [3], М.В. Келдыша, Л.Д. Ландау, А.А. Дородницына, Г.И. Марчука, М.А. Лаврентьева, И.В. Мещерского и др.

Теоретические основы динамики железнодорожных экипажей принадлежат трудам ученых начала 20-го века Н.Е. Жуковского [4, 5], А.Н. Крылова [6], С.П. Тимошенко [7], А.М. Ляпунова [8], Н.П. Петрова, К.Ю. Цеглинского, С.А., Чаплыгина, С.Н. Смирнова и ряда других [9-16].

1.2 Основы динамики подвижного состава

Основы современной динамики подвижного состава созданы трудами отечественных ученых С.В. Вершинского [17], М.Ф. Вериги, А.Я. Когана [18], В.А. Лазаряна [19, 20], В.Н. Данилова [21], И.И. Челнокова [22], В.Д. Хусидова [23], В.Н. Котуранова, Н.А. Ковалева [24], Н.А. Панькина, В.Б. Медея [25], В.Н. Иванова, И.П. Исаева [26], В.Н. Филиппова, П.С. Анисимова, И.В. Бирюкова, А.Н. Савоськина [27], Е.П. Блохина, Л.А. Манашкина [28], Н.Н. Кудрявцева [29], Е.Н. Никольского, Л.Н. Никольского, В.Д. Дановича, М.Л. Коротенко [30], Б.Г. Кеглина, А.Л. Голубенко [31], Л.О. Грачевой [32], А.У. Галеева [33], М.М. Соколова [34], Т.А. Тибилова [35], Н.А. Радченко [36], А.А. Львова, Ю.С. Ромена [37], В.Ф. Ушкалова [38], В.В. Кобищанова [39], А.А. Хохлова [40], Ю.П. Бороненко, Ю.М. Черкашина [41], А.А. Камаева [42], В.А. Камаева, О.П. Ершкова [43], Г.М. Шахунянца, В.Н. Шестакова, В.О. Певзнера и мн.др.

Развитие динамики подвижного состава связано также с работами зарубежных исследователей В.К. Гарга, Р.В. Дуккипати [44], П.К. Мюллера [45], Картера [46], Юбеллакера, Калкера, Куперрайда, Марье, Ами, Винклера, Фрома, Рокарда [47], Викенса, Шперлинга, Де Патера, Хеймана [48] и др.

1.3 Ведущие отечественные научные школы по динамике подвижного состава

Учеными нашей страны и стран бывшего СССР были созданы крупные научные школы по изучению динамики подвижного состава. Они формировались в железнодорожных учебных и научно-исследовательских институтах, на крупных предприятиях строительства подвижного состава. Среди научных центров следует отметить, в первую очередь, города Москву, Санкт-Петербург, Брянск, Екатеринбург, Днепропетровск, Омск, Хабаровск, Ростов-на-Дону. Рассмотрим основные научные школы более подробно.

В Российском университете транспорта (МИИТ, Москва) по динамике подвижного состава сформировались две основные научные школы, посвященные динамике вагонов. Направление динамики вагонов развивалось под руководством профессоров Л.А. Шадура и С.В. Вершинского и нашло отражение в трудах профессоров В.Д. Хусидова, В.Н. Филиппова, А.А. Хохлова, П.С. Анисимова, В.Н. Котуранова, Г.И. Петрова и других. Научное направление по динамике локомотивов и электропоездов сформировалось профессорами В.Б. Медея, И.П. Исаева и В.Н. Иванова и нашло дальнейшее развитие в работах профессоров Т.А. Тибилова, Н.А. Панькина, И.В. Бирюкова, Е.В. Сердобинцева, А.Н. Савоськина, Г.П. Бурчака, В.П. Феоктистова, и других.

Многолетние исследования динамики подвижного состава проводились учеными Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, Москва), среди которых следует

отметить С.В. Вершинского, В.Н. Данилова, М.Ф. Веригу, Л.О. Грачева, О.П. Ершков, А.А. Львова, В.Г. Иноземцева, А.Я. Когана, Б.Д. Никифорова, Ю.С. Ромена, В.О. Певзнера, Ю.М. Черкашина, В.М. Богданова, А.Д. Кочнова и мн. др.

Научное направление по исследованию динамики вагонов нашло глубокое развитие в Санкт-Петербургском государственном университете путей сообщения (ПГУПС, Санкт-Петербург), созданной профессором И.И. Челноковым, а дальнейшее развитие происходило трудами М.М. Соколова, Л.А. Кальницкого, Ю.П. Бороненко, А.А. Битюцкого, А.В. Третьякова, В.А. Кошелева и других.

В Брянском государственном техническом университете (БГТУ, г. Брянск) динамика вагонов изучается научной школой, основанной профессорами Е.Н. Никольским, Л.Н. Никольским, А.А. Камаевым. Среди ученых этой школы можно отметить Н.А. Костенко, Б.Г. Кеглина, В.В. Кобищанова, В.А. Камаева, В.П. Лозбинева, В.И. Сакало, Д.Ю. Погорелова и др.

Научная школа динамики подвижного состава в Уральском государственном университете путей сообщения (УрГУПС) представлена профессорами В.Ф. Лапшиным, Н.С. Бачуриным, И.А. Добычиным, А.В. Смольяниновым, А.Э. Павлюковым, и др.

Научная школа динамики подвижного состава в Днепропетровском институте инженеров транспорта (ДИИТ, Днепропетровск) была основана профессором В.А. Лазаряном. Среди представителей этой научной школы Е.П. Блохин, А.А. Львов, В.Ф. Ушкалов, Л.А. Манашкин, В.Д. Данович, О.М. Савчук, М.Л. Коротенко, С.И. Коношенко, Г.И. Богомаз, С.Ф. Редько, Н.А. Радченко, С.В. Мямлин и мн. др.

В сфере изучения динамики подвижного состава необходимо отметить также важные работы, проводящиеся в Ростовском государственном университете путей сообщения (РГУПС, Ростову-на-Дону) профессором В.Н. Кашниковым и др.

Перечисленные научные школы динамики за десятилетия своего развития достигли важнейших результатов, в том числе, решение следующих крупных научных проблем:

- разработка методов численного моделирования колебаний вагонов и локомотивов;
- теоретические и экспериментальные исследования динамики подвижного состава;
- исследование взаимодействий пути и подвижного состава;
- определение и совершенствование динамических качеств железнодорожных экипажей;
- изучение переходных режимов движения, в том числе, при маневрах;
- обеспечение безопасности перевозок пассажиров и грузов;
- разработка устройств поглощения энергии и многих других.

Проведенный анализ работ в сфере динамики подвижного состава позволяет выделить следующие основные методы исследований.

1 Экспериментальные, которые включают создание натурального образца или модели, разработку методики, проведение испытаний и обработку результатов.

2 Аналитические, с помощью которых можно получать и анализировать точные решения системы линейных дифференциальных уравнений движения. При этом используются дополнительные подходы, в частности, теория устойчивости движения А.М. Ляпунова [8, 49], решение частных и общих проблем собственных значений [50-52], оптимизация параметров систем на основе теории возмущений и др.

3 Физическое моделирование, основанное на подобии колебаний реальных экипажей и моделей (механических или электрических).

4 Электронное моделирование, связанное с применением аналоговых вычислительных машин (АВМ) в 70-80 годах. При этом с помощью усилителей выполняется интегрирование подаваемых электрических сигналов. С одной стороны, достоинство АВМ состоит в простоте их применения. С другой стороны, имеются недостатки, связанные со снижением точности при усложнении схемы и органическим количеством дифференциальных уравнений, требующим большего числа усилителей.

5 Цифровое моделирование, основу которого составляют методы численного интегрирования дифференциальных уравнений и которое реализуется в ЭВМ. Данное направление оказалось наиболее перспективным, что связано с широким спектром реализуемых методов (а, следовательно, и решаемых задач), а также с неуклонным ростом производительности у современных компьютеров.

В целом все методы часто подразделяют на две главные группы: экспериментальные и теоретические методы.

Применение того или другого метода связано с характером решаемых задач, при этом наиболее часто используется комбинация различных методов. Это можно увидеть, например, при проектировании новых моделей вагонов.

1.4 Экспериментальные методы исследования динамики подвижного состава

Экспериментальные подходы к исследованию динамических процессов подвижного состава можно подразделить на модельные и натурные испытания.

Модельные эксперименты, которые также называют лабораторными или стендовыми испытаниями, характеризуются относительной дешевизной, доступностью и простотой. Цель подобных экспериментов обычно состоит в оценке отдельных характеристик экипажа, его отдельных узлов или деталей.

В частности, в работах Брянского института транспортного машиностроения (БИТМ, Брянск) проводились исследования с применением методов физического моделирования [53, 54]. В МИИТе также проводились модельные эксперименты по исследованию рессорного подвешивания и гасителей колебаний в железнодорожных экипажах [55, 56].

К недостаткам метода модельных экспериментов можно отнести проблемы задания одновременно нескольких возмущений, необходимость обеспечения соответствия характеристик испытываемых моделей и их прототипов, а также

проблемы обобщения результатов экспериментов на поведение натуральных образцов.

Применение испытательных стендов занимает промежуточное место между модельными и натурными испытаниями. Номенклатура стендов весьма разнообразна. Их главное достоинство состоит в возможности испытаний натуральных объектов без применения поездных испытаний. Подобные стенды применяются во ВНИИЖТе, в ПГУПСе, на Уральском вагоностроительном заводе (УВЗ, Нижний Тагил) и т.д.

Натурные испытания экипажей обеспечивают наиболее адекватные результаты, но их применение требует дополнительных условий, в частности, изготовления натуральных образцов. Недостатки данного подхода состоят также в высокой стоимости и трудоёмкости, связанной как со сложностью испытаний, так и со значительными временными затратами.

Следует отметить, что экспериментальные методы постоянно совершенствуются, во многом в части развития средств измерений и обработки информации, применения с этой целью компьютеров. Это позволяет получать результаты, имеющее важное значение для развития подвижного состава. В частности, можно отметить масштабные исследования по определению ускорений элементов тележек вагонов, проведенные под руководством Н.Н. Кудрявцева во ВНИИЖТе [29, 57, 58]. С другой стороны, эти исследования дополнялись натурными испытаниями по определению неровностей пути [59-65] с применением динамометрической колёсной пары.

По окончании динамических испытаний производится обработка полученных данных. При этом либо определяются только экстремальные значения измеряемых величин, либо производится статистическая обработка результатов [66-68].

Часто результатом натуральных испытаний производится изменение конструкции и параметров экипажей.

Оценивая экспериментальные методы в целом, необходимо отметить в качестве достоинства их объективность, а как недостаток – ограниченность их

возможностей. В настоящее время имеет место тенденция ко все большему внедрению теоретических методов исследования и расширению сферы их применения на задачи, ранее решавшиеся только экспериментальными методами.

1.5 Теоретические методы исследования динамики подвижного состава

В основе теоретических методов исследований динамических качеств подвижного состава лежат положения механики [69-76] и высшей математики [77-80]. Общепринятый подход состоит в представлении единиц подвижного состава и их частей в виде системы сосредоточенных масс (материальных точек), соединенных между собою связями. Часто в расчетную схему вводится также верхнее строение пути, обладающее как упругими, так и диссипативными свойствами.

Составляется математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений. В результате интегрирования системы определяют закон движения системы. По полученному решению оценивают влияние различных параметров на процесс колебаний.

Важной стороной задач математического моделирования колебаний железнодорожных экипажей является задание внешних возмущений как причины колебаний. Возмущения задаются в виде переменных режимов движения и неровностей, что вызывает колебания в различных направлениях (степенях свободы). При применении теоретических методов моделируется движение экипажа при движении по прямым или кривым участкам пути. При моделировании неровностей применяются следующие подходы: задание неровности в виде гармонической функции длины или времени, задание непериодической неровности или задание неровности в виде случайной величины. При этом предпочтительно использование в качестве исходных данных неровностей, заданных на длине

рельсового звена с возможными случайными отклонениями в его пределах, что подтверждается исследованиями ВНИИЖТа и других организаций [17].

Детерминированные математические модели нашли широкое применение в работах С.В. Вершинского, В.Д. Хусидова, В.Н. Данилова, В.Д. Дановича, В.А. Лазаряна, М.М. Соколова, Г.И. Петрова и многих других. Данный подход считается предпочтительным при исследовании явления резонанса. движения в кривых, по изолированным неровностям и т.п., хотя возможны и иные подходы.

Стохастические математические модели неровностей основаны на моделировании случайных величин на основе принятого закона распределения. При этом применяемые преобразования Лапласа и Фурье применимы для линейных систем, поэтому их использование сопровождается проведением линеаризации. Подобные модели применялись в исследованиях Л.О. Грачевой, В.Ф. Ушкалова, А.Н. Савоськина, И.В. Бирюкова, А.А. Силаева, А.А. Львова и др.

Часто названные типы моделей дополняют друг друга.

Задание характеристик верхнего строения пути также допускает различные подходы. Так в работах [35, 47] учитывалась переменная жесткость пути, изменяющая как детерминированно, так и случайно. Подход В.З. Власова, Н.Н. Леонтьева В.А. Лазаряна, В.Д. Дановича предполагал учет пути как балки на многослойном упругом основании.

В динамике подвижного состава при описании контактного взаимодействия колеса с рельсом нашла применение теория крипа (упругого скольжения) [17], идея которой принадлежит Картеру. Теория применялась как в линейной, так и нелинейной форме.

Расчетные схемы и динамические математические модели можно подразделить на линейные и нелинейные. Вид модели определяется допущениями, принятыми при их разработке.

Для анализа линейных дифференциальных уравнений применяются теоретические подходы, разработанные в классических трудах Н.Е. Жуковского, А.Н. Крылова, С.П. Тимошенко, Л.И. Мандельштама, Б.В. Булгакова и др. [52, 94,

95, 74]. Как отмечалось, решение подобных систем обычно удается получить в явном виде, что представляет собой важное преимущество подобных подходов.

Вместе с тем, современный подвижной состав характеризуется наличием связей, приводящих к системам нелинейных дифференциальных уравнений. К таким связям принадлежат фрикционные гасители колебаний, связи с зазорами, возможное заклинивание гасителей, нелинейные амортизаторы (эластомерные, пневматические) и другие. Нелинейность вызывается и выключением отдельных масс из процесса колебаний. Нелинейность системы уравнений выражается также в невыполнении принципа независимости действия внешних сил.

При исследовании динамики вагонов важное место занимает теория устойчивости А.М. Ляпунова, в которой проводится анализ корней характеристических уравнений для дифференциальных уравнений движения. Развитие этого метода нашло выражение в трудах научной школы В.А. Лазаряна [20, 81].

Применение до середины 20-го века аналитических методов динамики подвижного состава имело серьезные ограничения, так как основывалось на линейных дифференциальных уравнениях, не учитывающих важные особенности конструкции и режимов движения подвижного состава. С внедрением АВМ и ЭВМ произошел качественный скачок в теоретических исследованиях динамики, а также в обработке результатов динамических испытаний.

Как отмечалось выше, наиболее эффективным оказалось именно применение компьютеров, что сняло ограничения по типу уравнений динамики.

Решению нелинейных задач динамики посвящены многочисленные исследования. Некоторые задачи анализа нелинейных колебаний были исследованы отечественными и зарубежными учеными [81-86]. Часто в подобных задачах применяется линеаризация дифференциальных уравнений движения и методы анализа линейных систем.

Практика интегрирования нелинейных уравнений динамики связана с широким внедрением компьютеров и реализации соответствующих методов численного интегрирования. Особенности методов численного интегрирования

дифференциальных уравнений подробно рассмотрены в труде профессора В.Д. Хусидова [87], где автором также предложен вариант итерационного метода Эйлера-Коши, доказавший свою эффективность в задачах динамики подвижного состава [88, 89]. В.Д. Хусидовым и его учениками разрабатывались математические модели с применением единой системы координат, связанной с вагоном, и заданием внешних возмущений от неровностей рельсового пути.

Помимо описанных выше расчетных схем с применением абсолютно твердых тел, соединенных связями, разрабатывались также схемы с учетом податливости элементов экипажей (кузова, рам тележек). Это направление развивалось в трудах В.А. Лазаряна, И.И. Челнокова [90], Л.Л. Осиповского [91], М.М. Соколова [92], В.Ф. Ушкалова [93], Л.А. Манашкина [94], В.Д. Дановича, С.И. Коношенко [95] и др., а в настоящее время реализуется в исследованиях Брянского государственного технического университета с применением программного комплекса «Универсальный механизм».

1.6 Обзор исследований в области энергопоглощающих устройств

Задачи настоящего исследования связаны, во многом, с разработкой и моделирование гасителей колебаний на основе эластомера для ходовых частей пассажирского вагона. Вообще гасители колебаний тележек железнодорожных экипажей составляют лишь часть энергопоглощающих устройств подвижного состава. К ним можно отнести:

- гасители колебаний различных ступеней рессорного подвешивания экипажей разных типов;
- поглощающие аппараты автосцепки разных типов и моделей;
- устройства пассивной защиты от аварийных столкновений и др.

Устройства поглощения энергии обычно применяются в совокупности с амортизирующими устройствами, при этом их функции различны. Назначение

последних состоит в «смягчении» (амортизации) сил в системе за счет действия сил упругости. Устройства же поглощения (демпфирования) энергии предназначены для гашения колебаний за счет работы сил трения, которая переходит в тепловую энергию и «выключается» из динамического процесса.

Амортизирующие устройства различают по конструктивному исполнению и по типу сил упругости, которые в них реализуются. Они бывают:

- на основе пружин (витых или торсионных),
- на основе рессор (обеспечивающих дополнительно силы сухого позиционного трения),
- пневматическими (с возможностью регулировки жесткости),
- резиновыми (также создающими относительно небольшую силу трения) и
- эластомерными (которые используются, главным образом, в качестве демпферов).

Демпфирующие устройства, в свою очередь, бывают различных типов, что отражает разные принципы создания диссипативных сил, а именно:

- силы сухого трения (реализуются, например, в пружинно-фрикционных поглощающих аппаратах автосцепки и во фрикционных гасителях тележек вагонов),
- силы вязкого трения в гидравлических демпферах (в частности, в гидрогазовых поглощающих аппаратах или гидравлических гасителях тележек пассажирских вагонов),
- силы внутреннего трения резины или твердого эластомера (резинометаллические поглощающие аппараты пассажирских вагонов),
- силы вязкого трения эластомера (эластомерные поглощающие аппараты автосцепки).

Начало разработки более совершенных эффективных устройств поглощения энергии подвижного состава можно отнести к середине 20-го века. В последующих исследованиях были решены следующие задачи:

- разработаны эффективные модели поглощающих аппаратов автосцепки на основе различных физических явлений;

- изучены и внедрены новые материалы эффективные с точки зрения создания диссипативных сил;
- предложены конструкции амортизирующих и демпфирующих аппаратов с применением в конструкции вагона плавающей хребтовой балки;
- разработаны и реализованы конструкции различных защитных энергопоглощающих устройств и систем.

При проведении исследований в области энергопоглощающих устройств разрабатываются и реализуются новые научные подходы связанные как с моделированием движения экипажей (краткий обзор этих работ приведен выше), так и с созданием собственно устройств поглощения энергии. При этом, помимо динамики, при проведении исследований привлекаются такие разделы науки, как строительная механика, гидро- и газовая динамика, теплотехника, химия полимеров, триботехника и др.

Наиболее масштабные разработки в сфере энергопоглощающих устройств имели место при создании новых поглощающих аппаратов автосцепки. Эти разработки связаны с именами отечественных ученых Л.Н. Никольского [96, 97], В.А. Лазаряна [98, 99], Е.П. Блохина [100], Б.Л. Стамблера [101], Л.А. Манашкина [102], Б.Г. Кеглина [103], С.В. Вершинского, А.А. Львова, П.Т. Гребенюка, Н.А. Панькина, З.О. Каракашьяна, В.Я. Першина, Г.Б. Крайзгура [104], С.В. Дуваляна, Н.Г. Беспалова [105], А.С. Осипова, А.В. Юрченко, И.В. Селинова и многих других. Следует отметить особую роль профессора Л.Н. Никольского как основоположника в исследованиях поглощающих аппаратов.

Наибольшее распространение получили в результате этих исследований пружинно-фрикционные аппараты, что связано с их простотой, легкостью в обслуживании и низкой стоимостью. Вместе с тем, многолетний опыт эксплуатации этого типа аппаратов выявил и их недостатки [105-112], в том числе: низкие энергоемкость и величину поглощенной энергии, нестабильность динамической силовой характеристики, имеющий срывной характер, возможное заклинивание. В результате при наличии зазоров в автосцепных устройствах возможно появление высоких нагрузок, вызывающих повреждения.

Экспериментально-теоретические исследования резинометаллических поглощающих аппаратов автосцепки проводились А.Т. Харитоновым, Л.Е. Венициным, Ю.В. Игнатенко, Б.Г. Кеглиным [113-118]. К недостаткам применения резины относятся: необходимость чередования резиновых блоков с металлическими разделителями (для обеспечения устойчивости сжатия резиновых блоков), что снижает энергоемкость, а также высокая чувствительность к температуре окружающей среды.

Конструирование и исследование гидрогазовых и гидрофрикционных поглощающих аппаратов проводилось в трудах З.О. Каракашьяна, Л.А. Манашкина, М.М. Болотина, В.Я. Першина, Д.Д. Полякова, Б.Г. Кеглина, А.И. Тимошука, И.Б. Феоктистова, В.Н. Филиппова, Н.С. Бачурина, Н.М. Хачапуридзе, А.В. Юрченко, В.Д. Прохоренкова и др. [119-129].

Поглощающие аппараты с применением жидкости в качестве рабочего тела были наиболее перспективными с 1970-х годов. Их основные преимущества следующие:

- выпуклый (чаще – выпукло-вогнутый) характер линии сжатия;
- как следствие – высокие энергоемкость (150-160 кДж) и коэффициент полноты силовой характеристики (0,7-0,9);
- выпуклая линия отдачи;
- связанная с этим значительная величина поглощенной энергии;
- стабильность силовой характеристики (в отличие от пружинно-фрикционных аппаратов);
- зависимость самой формы характеристики от начальной скорости деформации, что позволяет эффективно выполнять свои функции при различных переходных режимах (движении в составе поезда или маневровых соударениях);
- слабая зависимость динамических сил от зазоров в автосцепках при движении поезда;
- значительное ограничение уровня максимальных динамических сил при маневровых соударениях с высокими скоростями.

При разработке гидравлических аппаратов ученые должны были решить существенную задачу – обеспечение обратного хода после снятия нагрузки. С этой целью в разных типах аппаратов применялись пружины (гидро-пружинные аппараты), резиновые блоки (гидро-резиновые аппараты) или пневматические камеры (газодинамические аппараты). Из них наиболее эффективным решением оказался последний тип – поглощающие аппараты ГА-100 и ГА-500. Проблема применения гидроаппаратов состоит также в обеспечении герметичности камер с жидкостью и как следствия – в повышении требований к изготовлению, в сложности и высокой стоимости.

В конце 20-го – начале 21-го вв. появились принципиально новые типы поглощающих аппаратов, в частности, эластомерные, фрикционно-полимерные, гидрополимерные [130-136].

Среди современных энергопоглощающих устройств особое место занимают эластомерные.

Их эффективность связана с уникальными свойствами эластомеров, которые ведут себя, с одной стороны, как твердые тела с объемной упругостью, а с другой стороны, - как вязкие жидкости при протекании через узкие отверстия. Поэтому эластомерные аппараты способны выполнять как амортизирующие, так и диссипационные функции.

При объемном сжатии эластомера происходит накопление потенциальной энергии деформации, которая после снятия нагрузки переходит обратно в кинетическую энергию, то есть стремится возвратит аппарат в исходное состояние. Вместе с тем, конструкция аппарата обеспечивает продавливание рабочего тела через дроссели между камерами, вызывающее силы вязкого трения. Эти силы совершают работу, приводящую к рассеянию энергии колебаний.

Этот принцип уже десятилетия применяется в самолетостроении в т.н. «жидкостных пружинах» шасси [137]. К рабочему телу предъявляются особые требования, в частности, стабильность механических свойств (жесткости и вязкости) при деформации и изменении температуры. Этим требованиям наилучшим образом отвечают эластомеры, которые имеют в основе

высокомолекулярный каучук и относятся к классу полисилоксановых жидкостей. Основные механические характеристики эластомера:

- кинематическая вязкость порядка 10^7 сСт;
- объемная сжимаемость 15-17% (при давлении 400 МПа).

На подвижном составе эластомерные поглощающие аппараты автосцепки впервые появились во Франции в виде аппарата модели DC-12A, разработанного компанией Domange-Jarret. Аппарат обладал уникальными в то время характеристиками: ход 110 мм; энергоемкость 120 кДж; коэффициент полноты 0,76 [138]. Компания Miner (США) создала эластомерный аппарат, обладающий ходом 82 мм, энергоемкостью 117 кДж и коэффициентом полноты силовой характеристики 0,82.

Многочисленные модели эластомерных энергопоглощающих устройств разрабатывались компанией KAMAX SA (Польша), в частности, буфер модели KZE-5 (коэффициент полноты 0,85), поглощающий аппарат модели 73ZW (ход 90 мм, энергоемкость до 130 кДж) и его модификации 73ZWу2 (ход 110 мм, энергоемкость 140 кДж) и другие.

Силовые характеристики эластомерных и гидрогазовых аппаратов, хотя и реализуются различными способами, имеют сходный вид. При этом можно отметить достоинства, присущие только эластомерным энергопоглощающим устройствам: высокую надежность, более простую конструкцию по сравнению с гидрогазовыми аппаратами.

Научные исследования эластомерных устройств должны базироваться на изучении механики рабочего тела. Этими вопросами занимались отечественные ученые: А.А. Аскадский [139], Г.М. Бартенев [140], И.И. Гольберг [141], Ю.С. Липатов [142], Г.В. Виноградов, А.Я. Малкин [143], Л.Г. Лойцянский [144], В.П. Привалко [145], Г.С. Попелева, О.А. Музовская [146], М.В. Соболевский, И.И. Скороходов, К.П. Гриневич [147], Е.А. Столяров [148] Ю.В. Зеленев, В.В. Лаврентьев, Ю.И. Матвеев, Н.Г. Орлова и др.

Среди зарубежных работ по механике неньютоновских жидкостей и полимеров необходимо отметить важные труды ученых Дж. Астариты, Дж.

Маруччи [149], Дж. Дейли, Д. Харлемана [150], Ф.М. Льюиса, Р.Н Миллса [151], У.Л. Уилкинсона [152], Дж. Ферри [153], Р.Е. Хаттона [154] и др.

Проведенные исследования позволили получить существенные результаты для понимания процессов течения эластомеров при работе в условиях значительных нагрузок и скоростей.

Отечественными научно-производственными организациями также были разработаны эластомерные аппараты нескольких видов, учитывающие специфику отечественных условий эксплуатации [155, 156].

Следует отметить, что в научной литературе есть очень мало сведений о математических моделях и результатах теоретических и экспериментальных исследований эластомерных аппаратов. Публикуемая информация чаще всего имеет рекламный характер [157-160] и не может использоваться при выполнении научных исследований. Таким образом, вопросы моделирования эластомерных энергопоглощающих устройств требуют дальнейшей проработки.

1.7 Выводы по разделу 1

1 Динамика подвижного состава продолжает развиваться, решая многочисленные актуальные задачи и применяя новые подходы. Разрабатываемые математические модели все более уточняются для более точного исследования реальных эксплуатационных режимов и особенностей поведения экипажей.

2 Современные расчетные схемы и математические модели описывают разные виды колебаний, возникающие при движении по неровностям разного вида.

3 Расчетные схемы и математические модели должны включать различные виды связей, которые реализованы в конструкции экипажа, в том числе: амортизаторы (пружинные, рессорные, резиновые, пневматические), демпферы (фрикционные, гидравлические, эластомерные и др.).

4 Силовые характеристики амортизаторов представляют собой зависимости упругой силы от деформации аппарата, причем часто бывают нелинейными (например, в случае резины или пневмо-амортизаторов), что можно моделировать заданием переменной жесткости аппарата.

5 При моделировании гидравлических и эластомерных демпферов необходимо задавать силу сопротивления как функцию скорости.

6 Экспериментальные методы исследования динамики подвижного состава имеют ограничения в их применении, связанные с высокой стоимостью создания опытных образцов, проведения испытаний, применения специальной аппаратуры. Вместе с тем, они играют важную роль, в том числе, позволяя выбирать рациональные параметры элементов железнодорожных экипажей и оценивать адекватность математических моделей для теоретических исследований.

7 Среди энергопоглощающих устройств наилучшими с точки зрения силовой характеристики являются гидрогазовые и эластомерные аппараты. Учитывая дополнительные факторы (простоту конструкции, высокую надежность), можно сделать окончательный выбор в пользу эластомерных демпферов.

2 РАЗРАБОТКА ДВУХХОДОВОГО ЭЛАСТОМЕРНОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТЕЛЕЖКИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

На показатель плавности хода пассажирских вагонов существенное влияние оказывают гасители колебаний (демпферы). Существующие подходы гашения колебаний основаны на применении гидравлических гасителей, реализующих поглощение энергии за счет работы сил вязкого трения.

Вместе с тем, в последние годы появился принципиально новый способ поглощения энергии, а именно применение эластомерных энергопоглощающих устройств. Их принцип действия основан на применении в качестве рабочего эластомера, который обладает одновременно и упругими, и диссипативными свойствами. Подобные устройства нашли применение в вагоностроении в качестве поглощающих аппаратов автосцепки, доказавших свою высокую эффективность.

В настоящей работе предлагается применение эластомерных энергопоглощающих устройств в качестве гасителей колебаний в тележках пассажирских вагонов. Предложена принципиальная схема двухходового эластомерного демпфера, разработаны основы для выбора его геометрических характеристик.

2.1 Подходы к разработке эластомерных демпфирующих устройств

Существует ряд конструктивных схем реализации эластомерных поглощающих приборов, подробно описанных, в частности, в работах [130, 161], в которых приводится классификация эластомерных аппаратов и их основные конструктивные схемы.

Конструкция поглощающих устройств с применением эластомеров включает в себя несколько базовых конструктивных элементов, а именно:

- корпус;
- рабочие камеры с эластомером;
- шток с поршнем, создающим избыточное давление эластомера;
- опоры штока, обеспечивающие его поступательное перемещение;
- уплотнения камер;
- дроссель, создающий сопротивление при продавливании через него эластомера.

Кроме этих элементов, существующие модели аппаратов могут иметь конструктивные особенности в виде, в том числе:

- защитный кожух;
- разное количество рабочих камер;
- клапан обратного хода;
- различие в исполнении дросселя;
- различное приложение внешних нагрузок к корпусу.

Анализ конструктивных недостатков некоторых ранее разрабатывавшихся моделей позволил сформулировать основополагающие принципы разработки конструкции эластомерных демпферов [161 - 163], (подряд, используемые ссылки, указываются через дефис) которые применены в настоящем исследовании. Перечислим эти принципы.

1 Поглощение энергии в эластомерных демпферах реализуется через перетекание эластомерного рабочего тела между внутренними полостями (камерами) через достаточно узкие отверстия и щели между корпусом и поршнем, при этом возникают силы вязкого трения.

2 Необходимо обеспечивать соосность штока и корпуса аппарата, во избежание перекоса и нарушения герметичности, с этой целью шток должен обязательно иметь, по крайней мере, две износостойкие опоры скольжения (втулки) внутри корпуса, разнесенные вдоль оси.

3 Перемещение штока ограничено необходимостью размещения демпфера относительно других элементов вагона. Например, для эластомерного поглощающего аппарата выход штока за пределы «задней» поверхности ограничен

наличием тягового хомута, что привело к созданию аппарата ЭПА-120, объединенного с тяговым хомутом (разработка БГТУ, г. Брянск).

4 Подвижные опоры скольжения требуют применения дополнительных уплотнений, что может отрицательно влиять на надежность устройства.

5 При работе демпферов внутреннее давление в камерах приводит к деформациям корпуса, что «ослабляет» подвижные опоры и может привести к перекосу штока. Поэтому корпус должен иметь достаточно высокую жесткость на изгиб.

6 Высокое внутреннее давление в эластомерных аппаратах также требует обеспечения прочности рабочих камер, что решается путем выбора конструкционных материалов, термообработкой и выбором толщин на основе прочностных расчетов.

7 При работе аппарата происходит его нагрев, вызванный работой сил трения при поглощении энергии колебаний. Следовательно, жесткость корпуса и рабочих камер должна компенсировать также и тепловые деформации.

8 В качестве дросселей для перетекания эластомера целесообразно применение кольцевых зазоров.

9 Для поглощающих аппаратов автосцепки рекомендуется обеспечить зазор между поршнем и корпусом 0,2 – 0,4 мм, что обеспечивает достаточно высокий уровень сил вязкого трения в аппарате и, как следствие, высокую энергоемкость.

10 Дроссельные зазоры для перетекания эластомера часто выполняют переменными, зависящими от деформации аппарата с целью повышения коэффициента полноты силовой характеристики.

11 Уплотнения рекомендуется изготавливать из полимеров, в частности, полиамида или фторопласта.

12 Заполнение аппарата эластомером рекомендуется выполнять с использованием обратного клапана шариковой конструкции.

13 Объем рабочих камер выбирается с учетом объемного сжатия эластомера (свойства эластомера, определяющие, во многом, конструктивные

особенности энергопоглощающих устройств с его использованием, описываются ниже, в подразделе 2.2).

14 Эластомерные поглощающие аппараты грузовых вагонов, в основном, выполняют одноходовыми, то есть работающими только на сжатие. Это связано, в основном, с ограничением хода аппарата из-за необходимости размещения автосцепного устройства в консольной части хребтовой балки вагона, а кроме того, с большей простотой конструктивного исполнения.

15 Одноходовая конструкция аппарата вызывает необходимость в обеспечении обратного хода после снятия внешней нагрузки.

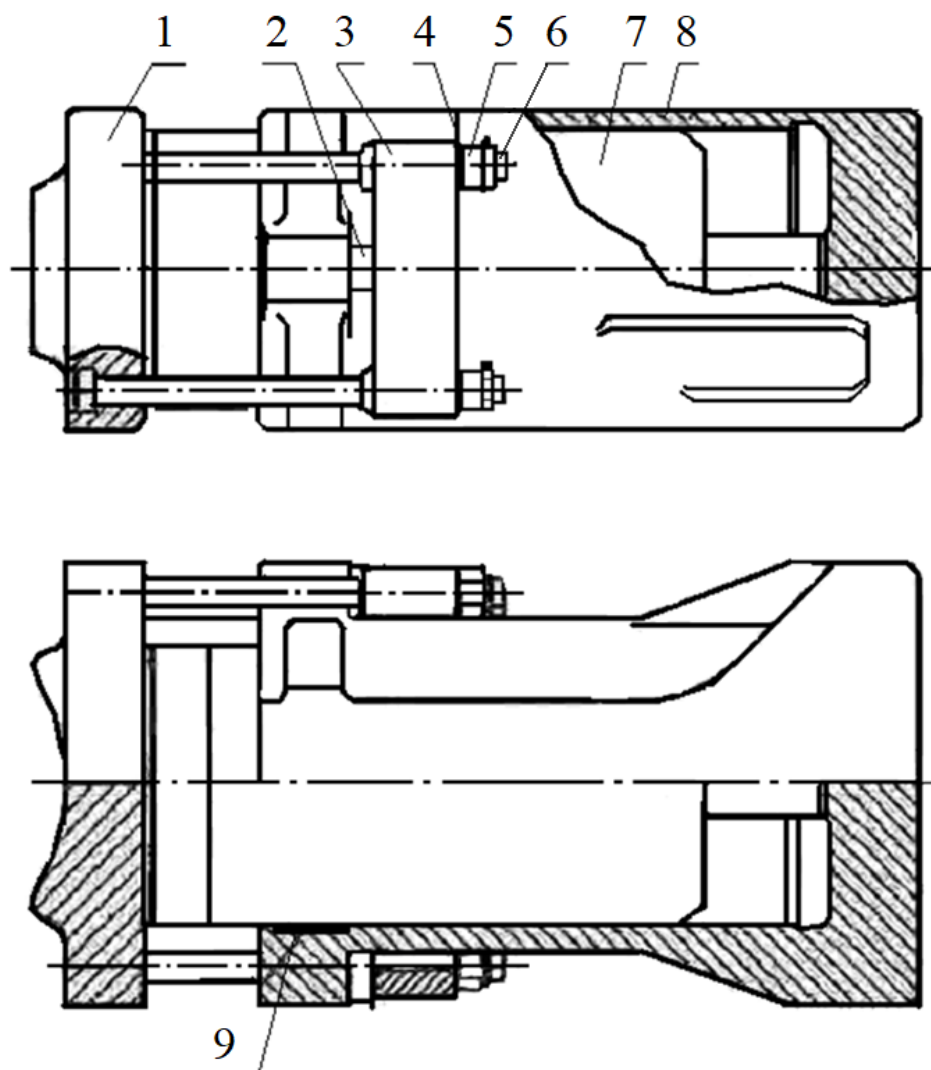
16 Обратный ход в поглощающих аппаратах автосцепки обеспечивается перепадом давления между камерами, наличием обратного клапана и увеличением зазора для перетекания эластомера в начальной фазе деформирования.

17 Выбор эластомера в качестве рабочего тела аппарата должен обеспечивать его надежную работу при низких температурах окружающей среды, характерных для некоторых районов нашей страны.

В качестве примера успешной реализации этих принципов приведем конструкцию поглощающего аппарата модели 73ZW, разработанного компанией «КАМАХ» (Польша) при участии профессора В.Н. Филиппова (МИИТ, Россия).

Общая конструктивная схема аппарата приведена на рисунке 2.1. Основой аппарата служит амортизатор модели KZE-5R2-1 [164], который состоит из:

- корпуса с рабочей камерой;
- рабочего тела – эластомера, заполняющего корпус;
- штока с поршнем, создающими избыточное давление в камере;
- калиброванного зазора между корпусом и поршнем.

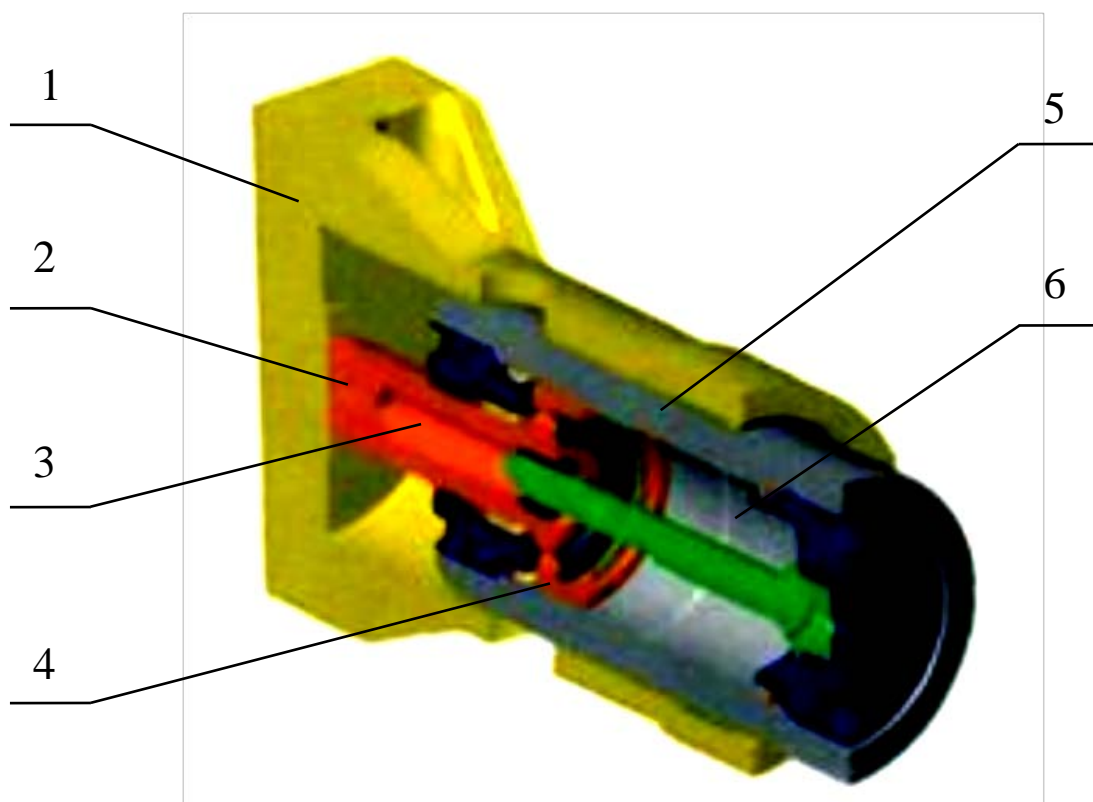


*1 - упорная плита; 2 - дистанционный вкладыш; 3 - монтажная планка;
4 - пружинная шайба; 5 - коническая гайка; 6 - болт; 7 - внутренний одноходовой
эластомерный амортизатор; 8 - корпус; 9 - разрезное кольцо*

**Рисунок 2.1 - Конструктивная схема поглощающего аппарата
автосцепки вагона модели 73ZW**

Внутренний амортизатор (рисунок 2.2) в поглощающем аппарате выполняет роль плунжера (поршня с внутренним корпусом), на который передаются усилия от упорной плиты. Эти усилия уравниваются реакцией заднего днища корпуса, воздействующей на шток плунжера.

Следует отметить, что аппарат 73ZW отличается увеличенным диаметром плунжера, что дополнительно способствует обеспечению соосности корпуса и плунжера. Это обеспечивается также четырьмя болтами упорной плиты с направляющими в корпусе.



1 – корпус поглощающего аппарата 73ZW; 2 – шток амортизатора; 3 – полость в штоке; 4 – поршень амортизатора; 5 – корпус внутреннего амортизатора; 6 – рабочая камера с эластомером

Рисунок 2.2 - Конструктивная схема эластомерного амортизатора KZE-5R2-1

Жесткость корпуса и плунжера достаточно высока, что, как отмечалось, является важным требованием к аппаратам подобного рода.

При применении эластомерных аппаратов в качестве гасителей колебаний вагонов имеют место особенности их работы, которые дают дополнительные соображения при выборе конструкции.

Уровень усилий, воспринимаемых гасителями, оказывается на порядок ниже, чем в эластомерных аппаратах автосцепки. Следовательно, и внутреннее давление в рабочих камерах существенно ниже. Это позволяет снизить требования к жесткости конструкции рабочих камер, применять меньшее количество эластомера, уменьшить конструктивный ход (максимальную деформацию) аппарата.

Условия размещения эластомерного гасителя колебаний позволяют выполнить его двухходовым, принципиально не усложняя конструкции аппарата.

В аппарате 73ZW предусмотрен также дополнительный амортизатор из твердого эластомера, установленный между плунжером и задним днищем корпуса для обеспечения дополнительной жесткости на завершающем этапе деформации. Для эластомерного гасителя колебаний в тележке пассажирского вагона этот элемент можно исключить, обеспечив необходимую характеристику жесткостью самого эластомера.

2.2 Учет свойств эластомера как рабочего тела демпфера

Главными свойствами эластомера, определяющими, наряду с линейными размерами, работу демпферов, являются объемная жесткость и вязкость [165], которые, в свою очередь, определяются молекулярным строением эластомеров.

Строение эластомера представляет собой длинные полимерные молекулы с высокой гибкостью, свернутые в клубки. Множество молекул-клубков оказываются перепутанными, что объясняет особые свойства эластомеров при действии внешних сил.

Во-первых, эластомерам свойственна высокая объемная сжимаемость, так как между молекулами имеется достаточно большое незаполненное пространство.

Во-вторых, эластомеры обладают высокой вязкостью, вследствие появления сетки узлов между молекулами.

В-третьих, для эластомеров характерна высокая релаксационная способность.

При достаточно длительном действии внешних нагрузок эластомер имеет три стадии деформации: упругую, высокоэластическую и вязкоупругую. Остановимся на них более подробно.

1 В начальной фазе деформирования имеет место упругая стадия, которая называется «механическим стеклованием». Появление этой стадии объясняется тем, что при быстром действии внешних сил связанные участки молекул-клубков «не успевают» обеспечить текучесть.

Критическим временем при этом считается т.н. «время релаксации», до которого действие нагрузок вызывает только упругие деформации эластомера. Время релаксации зависит от давления, так как давление ограничивает подвижность молекул. Время зависит также от температуры, так как при нагреве возрастает кинетическая энергия атомов вещества, что сокращается время релаксации.

2 Высокоэластическая стадия появляется при длительности внешней нагрузки, превышающей время релаксации. При этом возникает текучесть эластомера. Упругая и высокоэластическая стадии деформации являются обратимыми. Время перехода между ними (время релаксации) не зависит от уровня внешней нагрузки, если при этом не меняется химическая структура.

Для эластомеров высокоэластической стадией деформации можно пренебречь, ввиду ее незначительного влияния на общий процесс [166 - 168].

3 Стадия вязкотекучести эластомера связана с перегруппировкой (перескакиванием) сегментов молекул под действием нагрузки. Следует отметить, что в «обычных» (низкомолекулярных) жидкостях течению подвергаются молекулы, в эластомере же – сегменты молекул-клубков. На вязкость эластомера влияют, в первую очередь, скорость деформации, температура и давление.

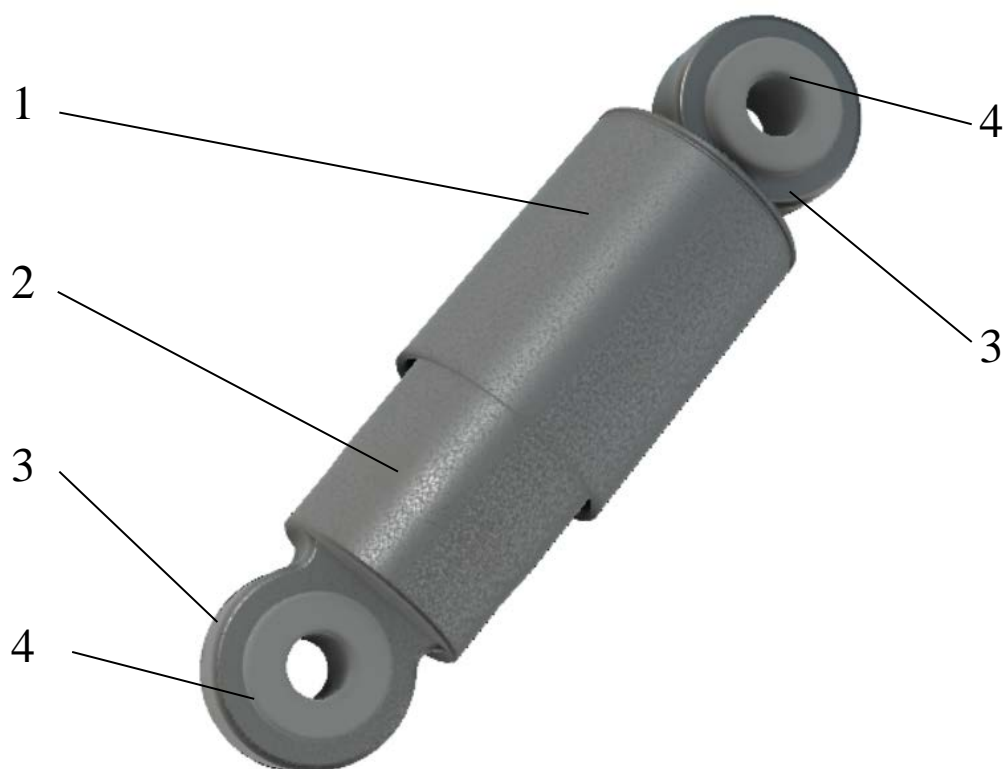
Следует остановиться на особенностях кремнийорганических (силоксановых) эластомерах, которые делают их наиболее эффективными для применения в энергопоглощающих устройствах. Их молекулы имеют высокую гибкость полимерных цепочек, что позволяет им легко образовывать клубки.

Как следствие, обеспечивается высокая объемная сжимаемость. Модуль упругости подобных веществ можно с достаточной степенью точности считать пропорциональным давлению. Этим же объясняется и достаточно низкая

температура релаксации [169]. Силоксановые эластомеры негорючи, имеют также высокую долговечность, безопасны с экологической точки зрения [170].

2.3 Разработка конструктивной схемы двухходового эластомерного демпфера

Внешний вид предлагаемого эластомерного гасителя колебаний приведен на рисунке 2.3.

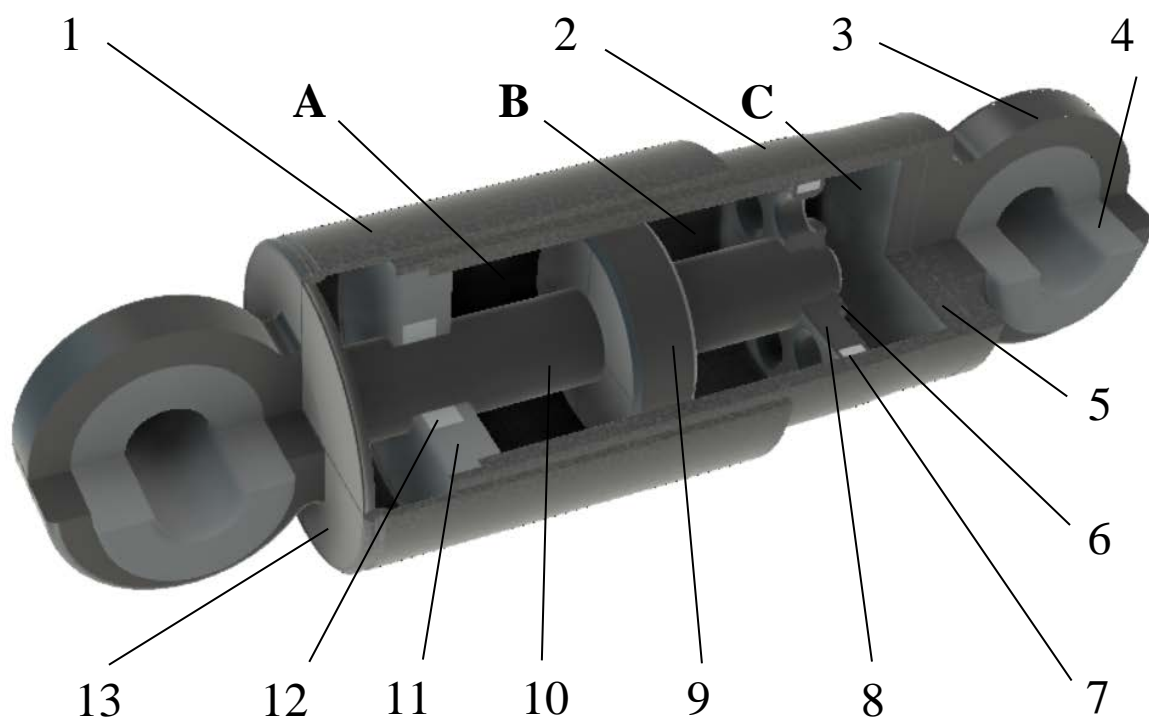


1 – кожух; 2 – плунжер (корпус); 3 - кронштейн; 4 – упругая прокладка

Рисунок 2.3 - Двухходовой эластомерный демпфер. Внешний вид

Габаритные размеры предлагаемого эластомерного гасителя соответствуют размерам ныне применяющихся гидравлических гасителей, что обеспечивает возможность размещения гасителя на тележке вагона.

Общая конструктивная схема предлагаемого демпфера приведена на рисунке 2.4. На рисунке показана трехмерная модель, в которой вырезана четверть для просмотра внутреннего устройства демпфера.



1 – кожух; 2 – плунжер (корпус); 3 - кронштейн; 4 – упругая прокладка; 5 - нижнее дно корпуса; 6 – гайка-фиксатор опоры; 7 – уплотнитель опоры; 8 – подвижная опора с отверстиями; 9 – поршень; 10 – шток; 11 - верхнее дно корпуса; 12 – уплотнение верхнего дна; 13 – крышка кожуха; А, В, С – камеры с эластомером

Рисунок 2.4 - Двухходовой эластомерный демпфер. Конструктивная схема

Кожух 1 через запрессованную крышку 13 жестко соединен со штоком 10, составляющим единое целое с поршнем 9. Внешняя нагрузка передается на шток через верхний кронштейн 3, также же жестко связанный с ним. Внутри кожуха перемещается плунжер 2 (внутренний корпус), жестко связанный с нижним дном 5 и нижним кронштейном 3. Внешняя нагрузка передается на плунжер через этот кронштейн. Плунжер 2 имеет два герметичных дна 5 и 11, причем верхнее дно 11 имеет отверстие для выхода штока и снабжено уплотнением 12.

Шток 10 перемещается внутри плунжера, причем их соосность обеспечивается, во-первых, верхним дном 11 с уплотнением 12 и, во-вторых,

подвижной опорой 8 с уплотнением 7, жестко закрепленной на штоке при помощи гайки 6. Внутри плунжера имеется три камеры А, В и С с эластомером, разделенные поршнем 9 и подвижной опорой 8.

Между наружной поверхностью поршня 9 и внутренней поверхностью плунжера 2 имеется узкий кольцевой зазор для перетекания эластомера с сопротивлением между камерами А и В. подвижная опора 8 имеет шесть отверстий достаточно большого диаметра для практически свободного перетекания эластомера между камерами В и С.

Принцип действия двухходового эластомерного демпфера состоит в следующем.

В режиме сжатия, когда надрессорная балка перемещается вниз относительно рамы тележки, внешние силы, приложенные к кронштейнам 3 через прокладки 4, заставляют шток 10 с поршнем 9 перемещаться внутрь плунжера 2. При этом в камерах В и С с эластомером повышается давление, а в камере А – понижается. Это заставляет эластомер перетекать из камеры В в камеру А через кольцевой зазор между поршнем и плунжером. При течении эластомера возникают силы вязкого трения, работа которых создает основную долю рассеяния энергии в демпфере.

Кроме того, эластомер в камерах В и С испытывает объемное упругое сжатие, что создает дополнительную амортизацию усилий в рессорном подвешивании. В демпфере также действуют силы сухого трения, связанные со взаимным скольжением его элементов. Эти силы вносят менее существенный вклад в общую диссипацию энергии.

В режиме растяжения, когда надрессорная балка поднимается относительно рамы тележки, на кронштейны 3 действуют растягивающие силы, заставляющие шток выходить из плунжера. В камере А под действием поршня создается повышенное давление, а в камерах В и С – разрежение. В результате эластомер перетекает из камеры А в камеру В через кольцевой зазор. Силы трения в любом случае направлены против скорости перемещения штока относительно плунжера.

Таким образом, предлагаемую конструкцию демпфера можно назвать «двухходовой». Возвращение гасителя в исходное состояние происходит, во-первых, под действие силы упругости эластомера, а во-вторых, под действием пружин центрального рессорного подвешивания. Это дает возможность сделать устройство двухходовым, что практически неосуществимо в поглощающих аппаратах автосцепки без принципиальных конструктивных изменений в автосцепном устройстве.

2.4 Принципы разработки математической модели и выбора параметров эластомерного демпфера

Силовые характеристики эластомерных энергопоглощающих устройств определяются в первую очередь механическими свойствами самого эластомера, описанными выше, в подразделе 2.3. Математические модели для описания напряженно-деформированного состояния эластомеров, достаточно разнообразны [165, 170] и имеют различные области применимости. В целом для них характерна нелинейная зависимость между деформациями и напряжениями, а также между силой трения и скоростью деформации при вязком течении эластомера.

Эти свойства обеспечивают следующие виды сил, возникающих в эластомерном поглощающем аппарате как при статическом, так и при динамическом приложении нагрузок:

- сил упругости, зависящих от величины деформации (для одноходовых аппаратов – сжатия); эта зависимость, определяемая свойством объемной сжимаемости эластомера и объемом рабочей камеры, часто носит нелинейный характер, определяемый экспериментально;

- усилие начальной затяжки, то есть действием силы упругости в начале деформирования;

- силы вязкого трения, вызываемые перетеканием эластомера через дроссель; эти силы явно зависят от скорости, причем зависимость можно принимать квадратичной;

- силы трения скольжения, которые по модулю изменяются слабо.

В работе [161] предложена математическая модель эластомерного поглощающего аппарата, реализующая перечисленные свойства. Эту модель можно, с незначительными изменениями, применить и для эластомерного гасителя колебаний пассажирского вагона (раздел 3).

$$R = R_{nz} \cdot \text{sign } \Delta z + c \Delta z + (\beta v^2 + F_{mp}) \cdot \text{sign } v, \quad (2.1)$$

где Δz - деформация рессорного подвешивания;

R_{nz} - усилие начальной затяжки в гасителе;

c - результирующая жесткость рессорного подвешивания с гасителем колебаний, зависящая от деформации гасителя;

F_{mp} - сила сухого трения;

β - коэффициент вязкого трения, зависящий от деформации;

v - скорость деформации аппарата.

sign - функция знака.

При определении характеристик упругих и демпфирующих свойств гасителя можно использовать результаты испытаний, проводившихся ВНИИЖТом с эластомерными поглощающими аппаратами.

Связь обобщенных параметров математической модели со свойствами эластомера и геометрическими характеристиками аппарата устанавливается при помощи следующих соотношений [161].

Жесткость устройства:

$$c = \frac{S_{\kappa} - S_{\text{ш}}}{l_0} E, \quad (2.2)$$

где $S_k = \frac{\pi d_k^2}{4}$ - внутренняя площадь поперечного сечения корпуса (плунжера);

d_k - внутренний диаметр корпуса (плунжера);

$S_{ш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{4}$ - площадь поперечного сечения штока;

$d_{ш}$ - диаметр штока;

l_0 - начальная суммарная длина камер В и С;

E - модуль упругости рабочего тела (эластомера).

Модуль упругости эластомера, как известно, зависит от деформации, следовательно, и жесткость будет изменяться в процессе работы демпфера. По результатам работы [161], можно принять следующую зависимость:

$$E = E_0 + e_1 \Delta z, \quad (2.3)$$

где E_0 - начальный модуль упругости;

e_1 - интенсивность нарастания модуля упругости при сжатии.

Для определения коэффициента вязкого трения при протекании эластомера через кольцевой зазор между корпусом и поршнем воспользуемся формулой Дарси-Вейсбаха [171, 172]:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.4)$$

где Δp - перепад давлений между камерами А и В;

ζ - коэффициент местного сопротивления;

ρ - плотность эластомера.

Коэффициент местного сопротивления, в свою очередь, для случая сужения потока можно определить по формуле;

$$\zeta = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{S_k - S_n}{S_k - S_{ш}} \right), \quad (2.5)$$

где $S_n = \frac{\pi d_n^2}{4}$ - площадь поперечного сечения поршня;

d_n – внешний диаметр поршня.

Подставив выражения для площадей в формулу (2.5), можно выразить коэффициент местного сопротивления через диаметры:

$$\zeta = \frac{1}{2} \left(\frac{d_n^2 - d_{ш}^2}{d_k^2 - d_{ш}^2} \right) \quad (2.6)$$

С другой стороны, перепад давления можно связать с силой вязкого трения:

$$\Delta p = \frac{F_{\text{в}}}{S_k - S_{ш}} \quad (2.7)$$

где $F_{\text{в}}$ - сила вязкого трения.

Приравнивая левые части выражений (2.4) и (2.7), с учетом (2.5) получим выражение для силы трения:

$$F_{\text{в}} = (S_n - S_{ш}) \cdot \frac{\rho v^2}{4} \quad (2.8)$$

откуда окончательно можно получить коэффициент вязкого трения для формулы (2.1):

Силу сухого трения можно полагать постоянной, что обосновано экспериментальными силовыми характеристиками [161].

Предложенную конструктивную схему и описанную математическую модель можно применить как для вертикального, так и для горизонтального гасителей колебаний в центральной ступени рессорного подвешивания тележки пассажирского вагона. Для этого, при сохранении единой конструкции демпферов подбираются для каждого из них специфические характеристики.

При выполнении расчетов в разделе 4 были выбраны рациональные значения коэффициента вязкого трения и жесткости, которые приняты постоянными при деформации аппарата (таблица 2.1). Эти параметры были выбраны из условия

минимума средней динамической силы при колебаниях подпрыгивания и галопирования (вертикальный демпфер), а также бокового отбоя и виляния (горизонтальный демпфер).

Таблица 2.1 - Рациональные значения параметров для предлагаемой конструкции эластомерных демпферов

Вид гасителя	Коэффициент вязкого трения, т/м	Жесткость, кН/м
Вертикальный	130	250
Горизонтальный	60	120

По этим обобщенным параметрам можно определить такие параметры конструктивного исполнения, как диаметры и объемы камер, толщину кольцевого зазора, количество (начальный объем и массу) эластомера.

2.5 Выводы по разделу 2

1 Проанализированы подходы к проектированию эластомерных энергопоглощающих устройств, что может быть использовано при проектировании эластомерных гасителей колебаний и поглощающих аппаратов с другими конструктивными решениями.

2 Выполнен анализ свойств эластомера с точки зрения его применения в качестве рабочего тела энергопоглощающих устройств.

3 Предложено техническое решение по конструкции двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона. Описаны основные элементы демпфера и принцип его действия как в режиме сжатия, так и в режиме расширения.

4 Изложены подходы к выбору характеристик демпфера, основанные как на свойствах эластомера, так и на законах гидравлики.

5 Результаты работы могут быть использованы для создания действующих образцов эластомерного демпфера и внедрения их на пассажирских вагонах.

6 Дальнейшие исследования должны включать:

- выбор рациональных параметров (геометрических и силовых), обеспечивающих лучшие динамические характеристики вагона (главным образом, показатель плавности хода);

- выбор материала и толщин элементов демпфера из условий достаточной жесткости и прочности;

- создание и динамические испытания опытного образца демпфера с уточнением его характеристик;

- разработку и проверку математической модели вагона, оборудованного предлагаемыми демпферами.

- теоретические и экспериментальные исследования динамических режимов пассажирского вагона с предлагаемыми демпферами.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

3.1 Постановка задачи и принятые допущения

Основная причина динамических процессов при движении подвижного состава состоит в неровностях пути и поверхностей катания колес. В результате возникают колебания как экипажа в целом, так и его элементов. Характер этих колебаний существенно влияет на динамические качества вагона. Настоящий раздел посвящен математическому моделированию процесса колебаний пассажирского вагона по неровностям. В соответствии с рекомендациями [173], в качестве неровностей приняты периодические неровности железнодорожного пути, а именно:

- вертикальные неровности;
- горизонтальные неровности в плане (рихтовка);
- перекосы (разность уровней головок рельсов).

При теоретических исследованиях динамики вагонов широко применяется подход, связанный с разработкой специализированных расчетных схем и моделированием различных видов колебаний независимо друг от друга с последующим суммированием результатов [174]. Следует отметить, что это основано на принципе независимости внешних нагрузок, справедливом лишь для линейных систем. Ниже будут исследованы границы применимости принципа независимости, так как пассажирский вагон вообще представляет собой нелинейную динамическую систему из-за работы гасителей колебаний и других процессов диссипации энергии.

Руководствуясь названным выше подходом, будем рассматривать отдельно следующие комбинации колебаний:

- подпрыгивание и галопирование под действием вертикальных неровностей;
- подпрыгивание и боковую качку под действием перекосов;
- боковой отход и виляние под действием горизонтальных неровностей.

Ниже каждому из этих случаев посвящен отдельный подраздел, в котором разработаны специализированная расчетная схема и математическая модель.

При разработке всех математических моделей приняты следующие допущения.

1 Движущийся пассажирский вагон представляется в виде системы материальных точек, соединенных между собой и с опорами упругими и диссипативными связями.

2 Упругость несущих элементов вагона включается в свойства связей.

3 Внутренним трением в материале пренебрегаем.

4 В качестве диссипативных связей рассматриваются гасители колебаний центрального и буксового рессорных подвешиваний.

5 Кузов и надрессорные балки составляют единую сосредоточенную массу.

6 Неровность пути задается в виде гармонического закона от времени, при этом учитывается прохождение неровности всеми колесными парами. Частота изменения неровности определяется ее длиной и скоростью движения вагона.

7 Взаимодействием с другими вагонами пренебрегаем, что обосновано целью исследования – оценкой динамических качеств вагона.

8 Силами инерции неподрессоренных масс пренебрегаем.

9 Зависимость коэффициента относительного трения фрикционного гасителя колебаний от скорости не учитывается.

10 Силами сухого трения в центральном рессорном подвешивании пренебрегаем.

11 Принята в качестве базовой конструкция тележки пассажирского вагона с отдельными гидравлическими гасителями колебаний в центральной и с фрикционными гасителями – в буксовой ступенях рессорного подвешивания.

12 Коэффициент относительного трения фрикционного гасителя колебаний в буксовой ступени полагается постоянным.

13 Рассматривается установившийся режим колебаний при движении по регулярным неровностям.

14 При моделировании колебаний боковой качки и бокового отбоя плечо горизонтальных сил относительно центра масс кузова считается постоянным, не зависящим от прочих видов колебаний.

Для всех расчетных схем принята единая декартова система координат, в которой ось Ox направлена вдоль оси пути, ось Oy – горизонтально и перпендикулярно направлению движения, а ось Oz – вертикально. Начало координат совпадает с центром симметрии кузова вагона на уровне головок рельса до начала колебаний.

При интегрировании систем дифференциальных уравнений движения применены численные методы – метод Эйлера и метод Рунге-Кутты [175].

3.2 Моделирование колебаний подпрыгивания и галопирования при движении по вертикальным неровностям пути

3.2.1 Расчетная схема

Расчетная схема пассажирского вагона для случая подпрыгивания и галопирования приведена на рисунке 3.1.

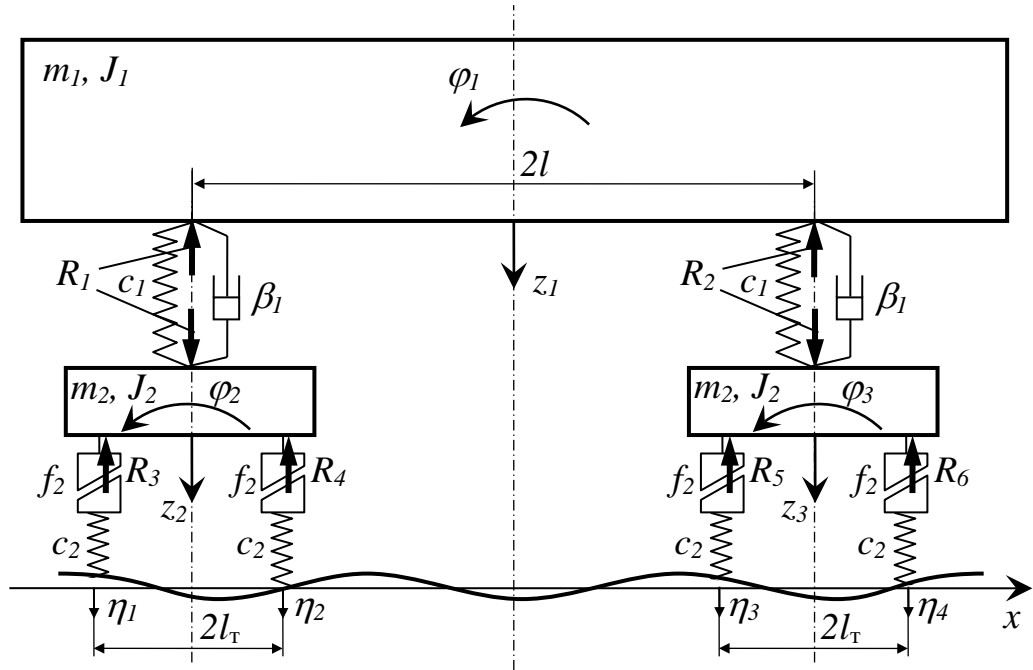


Рисунок 3.1 – Расчетная схема пассажирского вагона при колебаниях подпрыгивания и галопирования

На рисунке 3.1 обозначено:

- m_1, m_2 – массы кузова и рамы тележки, соответственно;
- J_1, J_2 – собственные моменты инерции при галопировании для кузова и рамы тележки, соответственно;
- c_1, c_2 – вертикальные жесткости рессорного подвешивания одной тележки для центральной и буксовой ступеней, соответственно;
- β_1 – коэффициент вязкого трения вертикального гасителя колебаний в центральной ступени;
- f_1 – коэффициент относительного трения в буксовых ступенях рессорного подвешивания одной тележки;
- $2l, 2l_T$ – базы вагона и тележки, соответственно;
- z_1, z_2, z_3 – вертикальные перемещения кузова, левой и правой тележек, соответственно;
- $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – углы поворота при галопировании для кузова, левой и правой тележек, соответственно;

- $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ – вертикальные отклонения рельса под соответствующими колесными парами вагона;

- $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$ – реакции связей;

- g – ускорение свободного падения.

Для составления уравнений движения была использована аксиома связей, то есть межмассовые связи заменены реакциями. Детализированная (силовая) расчетная схема составлена с применением принципа Даламбера, с приложением к массам также и сил инерции (рисунок 3.2). Детализированная схема позволяет составить уравнения движения для каждого элемента расчетной схемы.

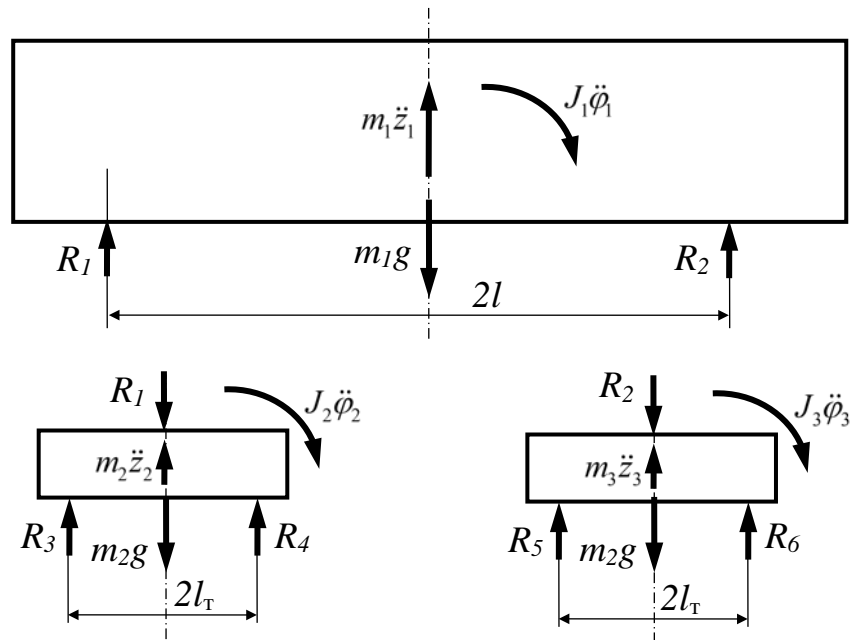


Рисунок 3.2 – Детализированная расчетная схема при колебаниях подпрыгивания и галопирования

3.2.2 Составление уравнений движения

На основе принципа Даламбера были записаны условия динамического равновесия относительно всех степеней свободы колеблющейся системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{z}_1 - m_1 g + R_1 + R_2 = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 - m_2 g - R_1 + R_3 + R_4 = 0; \\ m_2 \ddot{z}_3 - m_2 g - R_2 + R_5 + R_6 = 0; \\ J_1 \ddot{\phi}_1 + (R_1 - R_2)l; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 + (R_3 - R_4)l_{\tau}; \\ J_2 \ddot{\phi}_3 + (R_5 - R_6)l_{\tau}. \end{array} \right. \quad (3.1)$$

Система (3.1) была представлена в виде, удобном для применения численного интегрирования, выразив старшие производные и понизив порядок дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \dot{z}_1 = V_1; & \dot{\phi}_1 = \omega_1; \\ \dot{z}_2 = V_2; & \dot{\phi}_2 = \omega_2; \\ \dot{z}_3 = V_3; & \dot{\phi}_3 = \omega_3; \\ \dot{V}_1 = g - \frac{R_1 + R_2}{m_1}; & \dot{\omega}_1 = \frac{(R_2 - R_1)l}{J_1}; \\ \dot{V}_2 = g + \frac{R_1 - R_3 - R_4}{m_2}; & \dot{\omega}_2 = \frac{(R_4 - R_3)l_{\tau}}{J_2}; \\ \dot{V}_3 = g + \frac{R_2 - R_5 - R_6}{m_2}; & \dot{\omega}_3 = \frac{(R_6 - R_5)l_{\tau}}{J_2}, \end{array} \right. \quad (3.2)$$

где V_1, V_2, V_3 - вертикальные скорости масс, составляющих систему;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - угловые скорости масс.

Были составлены уравнения связей, то есть зависимости реакций от деформаций и скоростей:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 = 2R_y(z_1 + \varphi_1 l - z_2, V_1 + \omega_1 l - V_2); \\ R_2 = 2R_y(z_1 - \varphi_1 l - z_3, V_1 - \omega_1 l - V_3); \\ R_3 = 2R_\sigma(z_2 + \varphi_2 l_T - \eta_1, V_2 + \omega_2 l_T - \dot{\eta}_1); \\ R_4 = 2R_\sigma(z_2 - \varphi_2 l_T - \eta_2, V_2 - \omega_2 l_T - \dot{\eta}_2); \\ R_5 = 2R_\sigma(z_3 + \varphi_3 l_T - \eta_3, V_3 + \omega_3 l_T - \dot{\eta}_3); \\ R_6 = 2R_\sigma(z_3 - \varphi_3 l_T - \eta_4, V_3 - \omega_3 l_T - \dot{\eta}_4), \end{array} \right. \quad (3.3)$$

где $R_y(\Delta z, \Delta V), R_\sigma(\Delta z, \Delta V)$ - функции зависимости реакций,

соответственно, в центральной и буксовой ступенях рессорного подвешивания;

Δz - деформация соответствующей связи;

ΔV - скорость деформации соответствующей связи.

В качестве начальных условий приняты значения на основе неровности пути:

$$\left\{ \begin{array}{l} t = 0; \\ z_1 = \frac{m_1}{4c_1} g + \frac{m_1 + m_2}{c_2} g + \frac{\eta_1(0) + \eta_2(0) + \eta_3(0) + \eta_4(0)}{4}; \\ z_2 = \frac{m_1 + m_2}{2c_2} g + \frac{\eta_1(0) + \eta_2(0)}{2}; \\ z_3 = \frac{m_1 + m_2}{2c_2} g + \frac{\eta_3(0) + \eta_4(0)}{2}; \\ \varphi_1 = \frac{\eta_3(0) + \eta_4(0) - \eta_1(0) - \eta_2(0)}{4l}; \\ \varphi_2 = \frac{\eta_2(0) - \eta_1(0)}{2l_T}; \quad \varphi_3 = \frac{\eta_3(0) - \eta_4(0)}{2l_T}; \\ V_1 = \frac{\dot{\eta}_1(0) + \dot{\eta}_2(0) + \dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0)}{4}; \\ V_2 = \frac{\dot{\eta}_1(0) + \dot{\eta}_2(0)}{2}; \quad V_3 = \frac{\dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0)}{2}; \\ \omega_1 = \frac{\dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0) - \dot{\eta}_1(0) - \dot{\eta}_2(0)}{4l}; \\ \omega_2 = \frac{\dot{\eta}_2(0) - \dot{\eta}_1(0)}{2l_T}; \quad \omega_3 = \frac{\dot{\eta}_3(0) - \dot{\eta}_4(0)}{2l_T}. \end{array} \right. \quad (3.4)$$

3.2.3 Задание функций реакций связей и неровностей

В уравнения (3.3) входят функции зависимостей реакций связей от деформаций и скоростей деформации. Рассмотрим эти зависимости применительно к центральной и буксовой ступеням.

В каждом центральном рессорном подвешивании тележки установлены рессорный комплект, представляющий собой упругие связи, и вертикальный гаситель колебаний, создающий силы вязкого трения.

В литературе известны многочисленные описания математической модели гидравлических гасителей, например [174, 176 - 179]. Математическая модель силовой характеристики приводится и в нормативной документации, например [180, 181].

Общепринятый подход предполагает линейную зависимость реакции гасителя от скорости деформации, например: «Сила сопротивления гидравлических гасителей колебаний пропорциональна скорости перемещения поршня» [179].

$$R = \beta \cdot v, \quad (3.5)$$

где R – сила сопротивления (далее – реакция);

v – скорость перемещения поршня (скорость деформации гасителя);

β - параметр сопротивления (коэффициент сопротивления, коэффициент вязкого трения).

В настоящем исследовании предлагается подойти к моделированию силовой характеристики на основе уравнений гидравлики.

Как известно, сила трения в гидравлическом гасителе колебаний обусловлена перетеканием жидкости через отверстия, что сопровождается гидравлическим сопротивлением (падением напора). В соответствии с формулой Вейсбаха [171, 182 - 185], потеря напора при движении жидкости через местное сопротивление пропорциональна квадрату средней скорости движение жидкости:

$$h_M = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (3.6)$$

где h_M - потеря напора;

ξ – коэффициент местного сопротивления (безразмерный), который зависит от формы препятствия на пути потока жидкости.

Для конструкции гидравлического гасителя колебаний потеря напора представляет собой разность давлений жидкости до и после препятствия (поршня). А разность давлений, в свою очередь, пропорциональна внешней силе, действующей на гаситель. Таким образом, предлагается математическая модель гидравлического гасителя колебаний (далее – «квадратичная модель») в следующем виде:

$$R_y(\Delta z, \Delta V) = \beta \Delta V^2 \cdot \text{sign } \Delta V, \quad (3.7)$$

где sign – функция знака.

Следует отметить, что данная математическая модель также упоминается в литературе, например, в работах [174, 179], однако она не нашла широкого применения, хотя и имеет более адекватный физический смысл, так как основана на уравнениях гидравлики, описывающих движение жидкости в аппарате. Причину этого можно увидеть в том, что квадратичная зависимость реакции от скорости деформации значительно затрудняет интегрирование дифференциальных уравнений движения элементов вагона, а также анализ системы уравнений, так как решение обычно не удаётся получить явном виде.

Предложенная математическая модель (3.7) может быть также распространена и на эластомерные гасители колебаний, если дополнительно учесть особенности работы эластомера. В эластомерных гасителях эластомер, во-первых, создает силы вязкого трения при протекании его через отверстия между камерами прибора. Во-вторых, эластомер обладает объёмной упругостью, то есть дополнительно к силе вязкого трения развивает упругую силу. Наконец, в-третьих, в эластомерных демпферах присутствует и сила сухого трения, обычно постоянная

по модулю. Исходя из сказанного, в случае эластомерного гасителя колебаний можно использовать следующую формулу [161]:

$$R_y(\Delta z, \Delta V) = c(\Delta z + z_{нз}) + (\beta \Delta V^2 + F_{мп}) \cdot \text{sign } \Delta V, \quad (3.8)$$

где $z_{нз}$ - начальная затяжка в гасителе;

c – суммарная жесткость рессорного подвешивания с гасителем колебаний;

$F_{мп}$ – сила сухого трения в эластомерном гасителе.

Рассмотрим функцию реакции в буксовом рессорном подвешивании. Как известно, в большинстве пассажирских тележек, помимо пружин, буксовое подвешивание содержит фрикционные гасители колебаний с позиционными силами трения. Следовательно, в аппарате будем учитывать силу упругости, пропорциональную деформации, и силу сухого трения, пропорциональную силе упругости и направленную в сторону, противоположную скорости деформации. Функция реакции в этом случае имеет вид:

$$R_{\sigma}(\Delta z, \Delta V) = c \Delta z (1 + f \cdot \text{sign } \Delta V \cdot \text{sign } \Delta z), \quad (3.9)$$

где c – вертикальная жесткость буксовой ступени;

f – коэффициент относительного трения фрикционного гасителя.

Рассмотрим функцию неровности пути, представляющую собой внешнее воздействие при колебаниях. В соответствии с документом [173], неровность любого вида (вертикальная, горизонтальная или перекося) считается в виде гармонической функции от времени, например:

$$\eta_{1,2,3,4}(t) = \eta_0 \cdot \left[\sin \Omega(t + \delta_{1,2,3,4}) \right], \quad (3.10)$$

где η_0 - амплитуда неровности;

$\Omega = \frac{2\pi V_{\text{дв}}}{l_n}$ - частота неровности;

$V_{\text{дв}}$ - скорость движения поезда;

l_n - длина неровности;

t – время;

$\delta_{1,2,3,4}$ - фазовые сдвиги, вызываемые последовательным прохождением неровности разными колесными парами:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_1 = 0; \\ \delta_2 = \frac{2l_T}{V_{\partial\delta}}; \\ \delta_3 = \frac{2l}{V_{\partial\delta}}; \\ \delta_4 = \frac{2l + 2l_T}{V_{\partial\delta}}. \end{array} \right. \quad (3.11)$$

Скорости изменения неровности во времени под каждой колесной парой находятся по формулам:

$$\dot{\eta}_{1,2,3,4}(t) = \eta_0 \Omega \cdot \cos \left[\Omega (t + \delta_{1,2,3,4}) \right]. \quad (3.12)$$

Числовые значения амплитуд и длин волны неровностей различного вида принимались по рекомендациям Руководящего документа [173].

3.3 Моделирование колебаний подпрыгивания и боковой качки при движении по пути с вертикальными перекосами

3.3.1 Расчетная схема

В случае подпрыгивания и боковой качки для пассажирского вагона принята расчетная схема, показанная на рисунке 3.3.

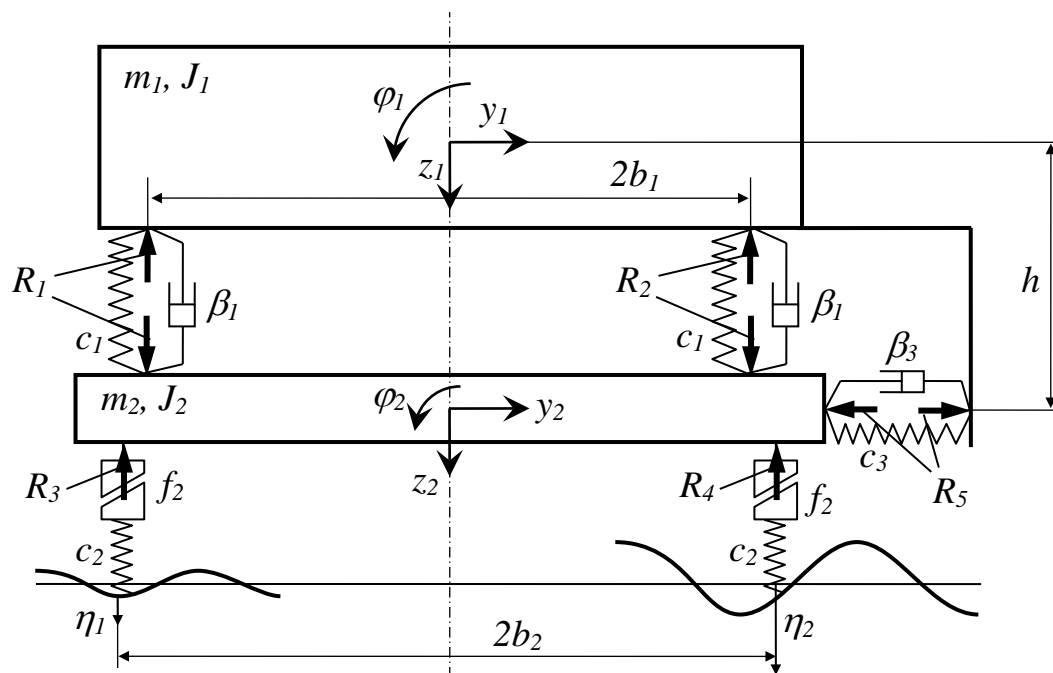


Рисунок 3.3 – Расчетная схема пассажирского вагона при колебаниях подпрыгивания и боковой качки

Обозначения на рисунке. 3.3 имеют следующий смысл:

m_1 - масса кузова и двух надрессорных балок;

m_2 – масса двух рам тележек;

J_1 - собственный момент инерции кузова и двух надрессорных балок при боковой качке;

J_2 – собственный момент инерции двух рам тележек при боковой качке;

c_1 – суммарная горизонтальная жесткость центральной ступени рессорного подвешивания двух тележек с одной стороны вагона;

c_2 – суммарная жесткость буксовой ступени рессорного подвешивания двух тележек с одной стороны вагона;

c_3 – суммарная горизонтальная жесткость центральной ступени рессорного подвешивания всего вагона;

β_1, β_3 – суммарные коэффициенты вязкого трения вертикальных и горизонтальных гасителей колебаний в центральной ступени рессорного подвешивания, соответственно;

f_1 – коэффициент относительного трения в буксовой ступени рессорного подвешивания;

$2b_1, 2b_2$ – ширина вагона, измеренная по центрам скользунов и пружин центрального рессорного подвешивания, соответственно;

h – вертикальное расстояние между центром масс кузова и осью горизонтального гасителя колебаний центральной ступени рессорного подвешивания;

z_1, z_2 – вертикальные перемещения кузова и рам тележек, соответственно;

y_1, y_2 – горизонтальные перемещения кузова и рам тележек, соответственно;

φ_1, φ_2 – углы поворота при боковой качке для кузова и рам тележек, соответственно;

η_1, η_2 – вертикальные отклонения левого и правого рельсов;

R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 – реакции связей.

Была составлена детализированная расчетная схема (рисунок 3.4), для чего рассмотрен отдельно каждый груз и приложенные к нему действующие силы и силы инерции. Она позволила составить уравнения движения системы.

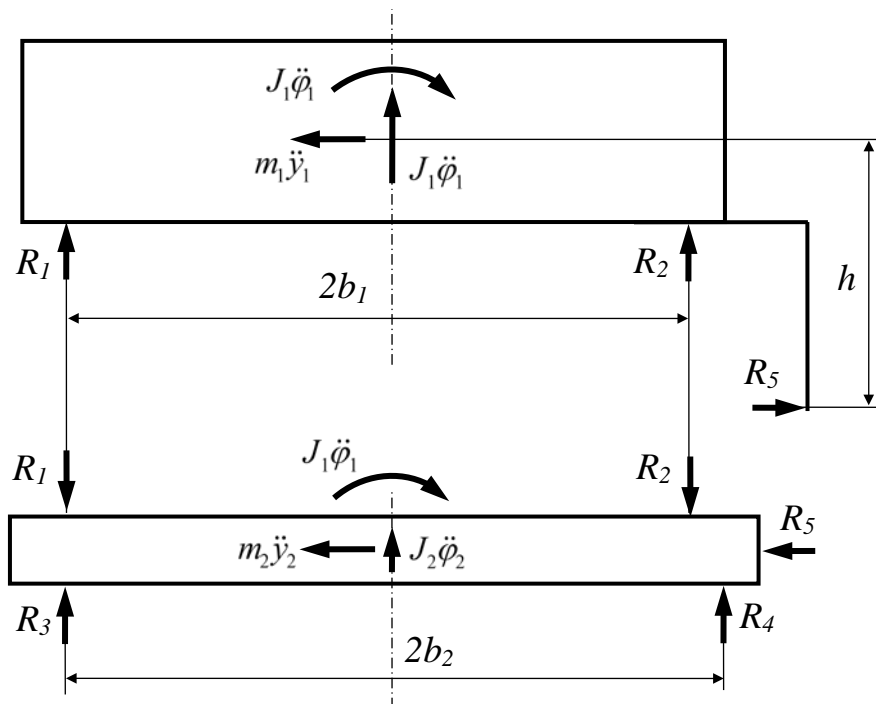


Рисунок 3.4 – Детализированная расчетная схема пассажирского вагона при колебаниях подпрыгивания и боковой качки

3.3.2 Математическая модель

Составим уравнения движения по детализированной расчетной схеме на основе принципа Даламбера:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{z}_1 + R_1 + R_2 = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 - R_1 - R_2 + R_3 + R_4 = 0; \\ J_1 \ddot{\phi}_1 + (R_1 - R_2) b_1 - R_5 h = 0; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 - (R_1 - R_2) b_1 + (R_3 - R_4) b_2 = 0; \\ m_1 \ddot{y}_1 - R_5 = 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + R_5 = 0. \end{array} \right. \quad (3.13)$$

Следует отметить, что в расчетную схему и систему уравнений (3.13) не включены силы тяжести масс, так как они уже учтены при моделировании подпрыгивания и галопирования (в подразделе 3.2).

Преобразуем систему (3.13) к системе дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{z}_1 = V_1; \quad \dot{V}_1 = -\frac{R_1 + R_2}{m_1}; \\ \dot{z}_2 = V_2; \quad \dot{V}_2 = \frac{R_1 + R_2 - R_3 - R_4}{m_2}; \\ \dot{\phi}_1 = \omega_1; \quad \dot{\omega}_1 = \frac{(R_2 - R_1) l + R_5 h}{J_1}; \\ \dot{\phi}_2 = \omega_2; \quad \dot{\omega}_2 = \frac{(R_4 - R_3) b_2 + (R_1 - R_2) b_1}{J_2}; \\ \dot{y}_1 = U_1; \quad \dot{U}_1 = \frac{R_5}{m_1}; \\ \dot{y}_2 = U_2; \quad \dot{U}_2 = -\frac{R_5}{m_2}, \end{array} \right. \quad (3.14)$$

где V_1, V_2 - вертикальные скорости масс, составляющих систему;

ω_1, ω_2 - углы поворота масс;

U_1, U_2 - горизонтальные скорости масс.

Уравнения связей имеют следующий вид:

$$\begin{cases} R_1 = 2R_y(z_1 + \varphi_1 b_1 - z_2 - \varphi_2 b_2, V_1 + \omega_1 b_1 - V_2 - \omega_2 b_2); \\ R_2 = 2R_y(z_1 - \varphi_1 b_1 - z_2 + \varphi_2 b_2, V_1 - \omega_1 b_1 - V_2 + \omega_2 b_2); \\ R_3 = 4R_\delta(z_2 + \varphi_2 b_2 - \eta_1, V_2 + \omega_2 b_2 - \dot{\eta}_1); \\ R_4 = 4R_\delta(z_2 - \varphi_2 b_2 - \eta_2, V_2 - \omega_2 b_2 - \dot{\eta}_2); \\ R_5 = 4R_z(y_1 - \varphi_1 h - y_2, U_1 - \omega_1 h - U_2), \end{cases} \quad (3.15)$$

где $R_z(\Delta y, \Delta U)$ - функция зависимости горизонтальной реакции в центральной ступени рессорного подвешивания, для которой можно воспользоваться моделью силовой характеристики (3.7) или (3.8), описанной в пункте 3.2.3.

Δy - деформация горизонтальной связи центрального подвешивания;

ΔU - скорость деформации горизонтальной связи.

Вертикальные неровности, входящие в уравнения связей (3.15), при моделировании перекоса пути задаются следующим образом:

$$\begin{cases} \eta_1(t) = \eta_{10} \cdot \sum_{i=1}^4 \sin \Omega(t + \delta_i); \\ \eta_2(t) = \eta_{20} \cdot \sum_{i=1}^4 \sin \Omega(t + \delta_i), \end{cases} \quad (3.16)$$

где η_{10}, η_{20} - амплитуды неровности левого и правого рельсов, соответственно, причем при моделировании вертикальных перекосов одну из них

можно положить равной нулю, а в качестве другой использовать значение амплитуды перекоса [173];

δ_i - фазовые сдвиги, вычисляемые по формулам (3.11).

Начальные условия были приняты с учетом неровности пути:

$$\left\{ \begin{array}{l} t = 0; \\ z_1 = z_2 = \frac{\eta_1(0) + \eta_2(0)}{2}; \quad V_1 = V_2 = \frac{\dot{\eta}_1(0) + \dot{\eta}_2(0)}{2}; \\ \varphi_1 = \frac{\eta_2(0) - \eta_1(0)}{2b_1}; \quad \omega_1 = \frac{\dot{\eta}_2(0) - \dot{\eta}_1(0)}{2b_1}; \\ \varphi_2 = \frac{\eta_2(0) - \eta_1(0)}{2b_2}; \quad \omega_2 = \frac{\dot{\eta}_2(0) - \dot{\eta}_1(0)}{2b_{2T}}; \\ y_1 = y_2 = 0; \quad U_1 = U_2 = 0. \end{array} \right. \quad (3.17)$$

3.4 Моделирование колебаний бокового относа и виляния при движении по пути с горизонтальными неровностями

При разработке математической модели колебаний виляния и бокового относа пассажирского вагона можно использовать расчетную схему, приведенную на рис. 3.1, преобразовав ее применительно к колебаниям в горизонтальной плоскости. В таблице 3.1 описаны обозначения величин при адаптации схемы на рис. 3.1 к колебаниям бокового относа и виляния.

С применением детализированной расчетной схемы (рисунок 3.2), получена система уравнений (3.2), в которой величины наполнены смыслом, соответствующим колебаниям в горизонтальной плоскости (таблица 3.1).

**Таблица 3.1 – Обозначение параметров расчетной схемы (рисунок 3.1)
при колебаниях бокового отбоя и виляния**

Обозначение на рис. 3.1	Параметр расчетной схемы
m_1	масса кузова и двух надрессорных балок
m_2	масса рамы тележки
J_1	собственный момент инерции кузова при вилянии
J_2	собственный момент инерции рамы тележки при вилянии
c_1	горизонтальная (поперечная) жесткость центральной ступени рессорного подвешивания одной тележки
c_2	горизонтальная (поперечная) жесткость буксовой ступени рессорного подвешивания, приходящаяся на одну колесную пару
β_1	коэффициент вязкого трения горизонтальных гасителей колебаний в центральной ступени одной тележки
$f_{l=0}$	коэффициент относительного трения в горизонтальном направлении в буксовых ступенях (равен нулю)
$2l$	база вагона
$2l_T$	база тележки
z_1, z_2, z_3	горизонтальные (поперечные) перемещения кузова, левой и правой тележек, соответственно (вместо y_1, y_2, y_3)
$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$	углы поворота при вилянии для кузова, левой и правой тележек, соответственно
$\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$	горизонтальные отклонения рельса под соответствующими колесными парами вагона
$R_1, R_2, R_3,$ R_4, R_5, R_6	реакции связей
V_1, V_2, V_3	горизонтальные скорости масс, составляющих расчетную схему (вместо U_1, U_2, U_3) (см. ниже)
$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ -	углы поворота масс в горизонтальной плоскости (см. ниже)

Уравнения связей выражаются следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 = 2R_2(z_1 + \varphi_1 l - z_2, V_1 + \omega_1 l - V_2); \\ R_2 = 2R_2(z_1 - \varphi_1 l - z_3, V_1 - \omega_1 l - V_3); \\ R_3 = 2c_2(z_2 + \varphi_2 l_T - \eta_1); \\ R_4 = 2c_2(z_2 - \varphi_2 l_T - \eta_2); \\ R_5 = 2c_2(z_3 + \varphi_3 l_T - \eta_3); \\ R_6 = 2c_2(z_3 - \varphi_3 l_T - \eta_4). \end{array} \right. \quad (3.18)$$

где $R_2(\Delta z, \Delta V)$ - функция зависимости горизонтальных реакций в центральной ступени рессорного подвешивания с одной стороны тележки, для которых применимы модели (3.7) или (3.8).

Начальные условия подобны условиям для вертикальных колебаний, если в качестве амплитуды неровности принять значение амплитуды горизонтальной неровности [173]:

$$\left\{ \begin{array}{l} t = 0; \\ z_1 = \frac{\eta_1(0) + \eta_2(0) + \eta_3(0) + \eta_4(0)}{4}; \\ z_2 = \frac{\eta_1(0) + \eta_2(0)}{2}; z_3 = \frac{\eta_3(0) + \eta_4(0)}{2}; \\ \varphi_1 = \frac{\eta_3(0) + \eta_4(0) - \eta_1(0) - \eta_2(0)}{4l}; \\ \varphi_2 = \frac{\eta_2(0) - \eta_1(0)}{2l_T}; \quad \varphi_3 = \frac{\eta_3(0) - \eta_4(0)}{2l_T}; \\ V_1 = \frac{\dot{\eta}_1(0) + \dot{\eta}_2(0) + \dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0)}{4}; \\ V_2 = \frac{\dot{\eta}_1(0) + \dot{\eta}_2(0)}{2}; \quad V_3 = \frac{\dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0)}{2}; \\ \omega_1 = \frac{\dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0) - \dot{\eta}_1(0) - \dot{\eta}_2(0)}{4l}; \\ \omega_2 = \frac{\dot{\eta}_2(0) - \dot{\eta}_1(0)}{2l_T}; \quad \omega_3 = \frac{\dot{\eta}_3(0) - \dot{\eta}_4(0)}{2l_T}. \end{array} \right. \quad (3.19)$$

3.5 Выводы по разделу 3

1 Разработаны специализированные расчетные схемы и методики для моделирования колебаний пассажирского вагона при движении по вертикальным, горизонтальным неровностям и перекосам пути.

2 Разработана математическая модель силовой характеристики гидравлического гасителя колебаний. Модель основана на квадратичной зависимости реакции от скорости деформации, что вытекает из уравнений гидравлики.

3 Предложена математическая модель работы гасителя колебаний на основе эластомера, который предлагается внедрить в конструкцию ходовых частей пассажирских вагонов.

4 Предложенные математические модели могут быть использованы для разработки гасителей колебаний с улучшенными характеристиками при проектировании пассажирских вагонов.

4 ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА НА ОСНОВЕ РАЗРАБОТАННЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

В настоящее время гидравлические гасители колебаний на основе вязкого трения получили повсеместное распространение. Особенности сил вязкого трения позволяют осуществлять гашение колебаний наиболее эффективным путем. Принципиальное отличие сил вязкого трения от сухого состоит в прямой зависимости силы трения от скорости. Применение подобных гасителей колебаний на пассажирских вагонах обеспечивает высокие динамические качества тележек. Вместе с тем, важная задача связана с дальнейшим повышением эффективности гасителей, что возможно на основе экспериментальных и теоретических исследований.

Кроме рационального выбора параметров гидравлических гасителей, необходимо отметить появление принципиально нового подхода, который нашел применение в современных поглощающих аппаратах автосцепки. Это подход связан с применением эластомера в качестве рабочего тела аппарата.

Разработанные и описанные в разделе 3 математические модели были применены для моделирования колебаний пассажирского вагона, вызываемых различными воздействиями со стороны пути. Настоящий раздел содержит результаты этих исследований.

Вначале оценивалась достоверность разработанных средств расчетного моделирования путем сравнения получаемых результатов с результатами исследований, ранее проводившихся другими авторами (подраздел 4.1).

Было проведено сопоставление результатов при применении различных моделей работы гасителей колебаний на основе вязкого трения и обосновано применение квадратичной зависимости силы вязкого трения от скорости (подраздел 4.2).

Последующие разделы содержат результаты исследований колебаний подпрыгивания и галопирования, подпрыгивания и боковой качки, бокового отхода и виляния, проведенных с использованием соответствующих математических моделей.

4.1 Оценка достоверности разработанных средств расчетного моделирования

Разработанные математические модели проверялись путем сопоставления результатов на их основе с результатами масштабных исследований динамических качеств тележек пассажирских вагонов, проводившихся в МИИТе [186 - 188].

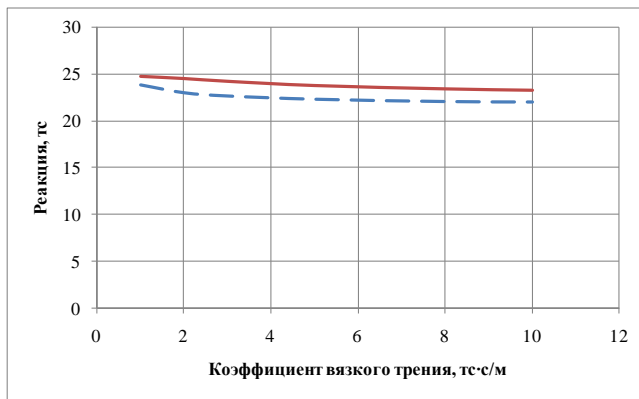
Вариант, принятый для сравнения, характеризовался следующими параметрами:

- тележка модели 68-4075;
- раздельное гашение вертикальных и горизонтальных колебаний в центральной ступени рессорного подвешивания;
- применение фрикционных гасителей (на основе сухого позиционного трения) в буксовой ступени;
- учет кузова и надрессорных балок как единой массы;
- применение линейной зависимости силы вязкого трения гасителей колебаний от скорости;
- колебания галопирования и подпрыгивания;
- длина каждой неровности – 25 м, амплитуда неровности задавалась по [173];
- прочие параметры расчетной схемы принимались в соответствии с [186].

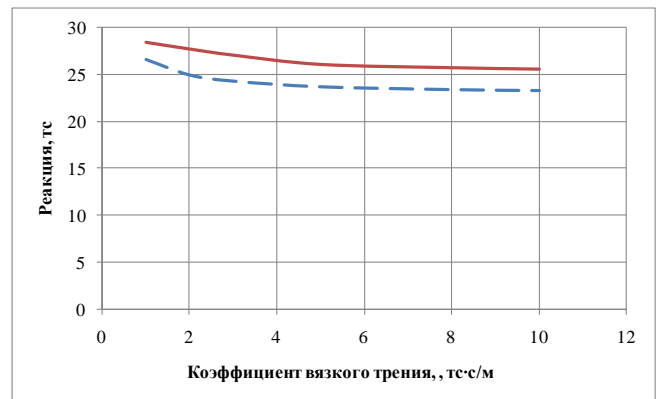
Следует отметить, что в данном подразделе с целью сравнения некоторые величины были выражены не в системе СИ, а в системе единиц, принятой в работе [186].

Сравнительные результаты для разных скоростей движения и значений коэффициента вязкого трения приведены на рисунке 4.1. Показаны зависимости максимальной вертикальной реакции центральной ступени от коэффициента вязкого трения соответствующего гасителя. Сплошные линии изображает зависимости, полученные по предлагаемой методике, штриховые линии – по данным, опубликованным в работе [186].

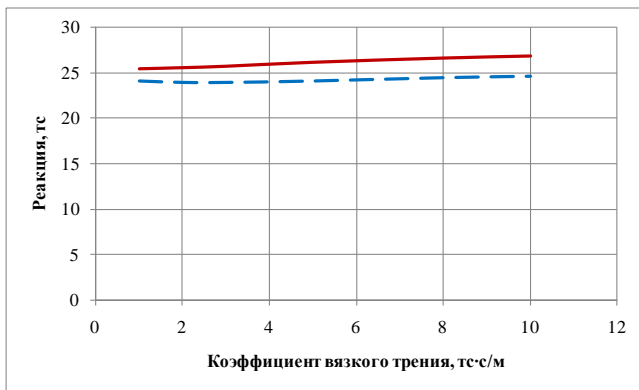
а



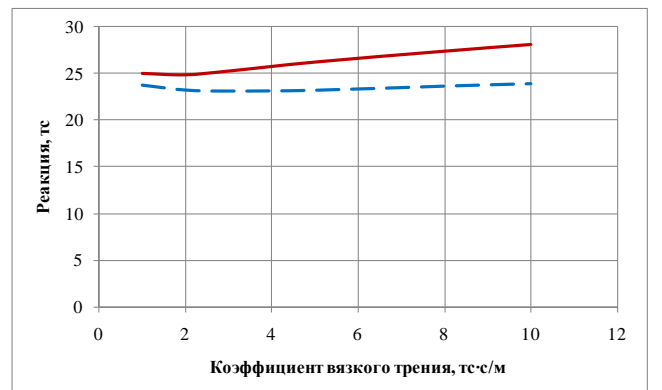
б



в



г



Скорости движения: а – 22,22 м/с; б – 33,33 м/с; в – 44,44 м/с; г – 55,56 м/с

Рисунок 4.1 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центрального рессорного подвешивания, полученных по предлагаемой методике и в работе [186]

Максимальные значения реакции для разных скоростей и коэффициентов трения сведены в таблице 4.1.

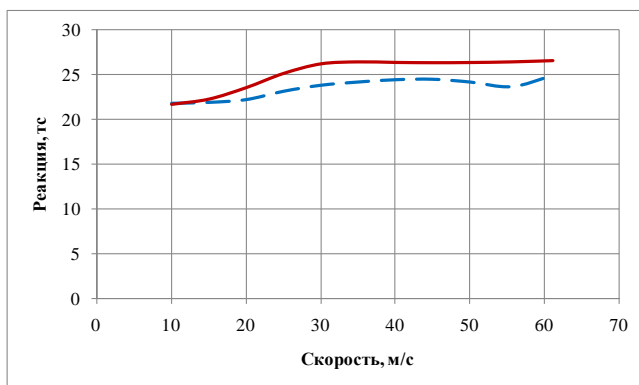
В последнем столбце показаны значения относительного расхождения результатов. Наибольшее расхождение составило 17,7 %.

Таблица 4.1 – Оценка достоверности определения максимальных значений вертикальной реакции

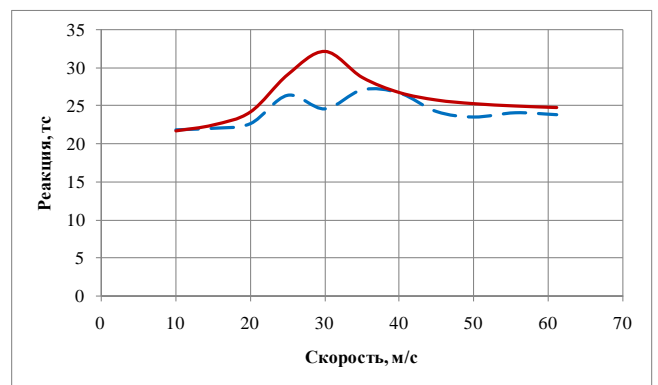
$V_{дв}$, м/с	β , тс·с/м	Максимальная реакция, тс		Расхождение, %
		Предлагаемая методика	Работа [186]	
22,22	3	24,23	22,65	7,0
33,33	3	26,99	24,30	11,0
44,44	10	26,80	24,55	9,2
55,56	10	28,06	23,85	17,7

На рисунке 4.2 приведены диаграммы зависимостей максимальных значений реакции от скорости по предлагаемой методике (сплошная линия) и в работе [186] (штрихованная линия) при различных значениях коэффициента вязкого трения.

а



б



а – коэффициент трения 5 тс·с/м; б – коэффициент трения 10 тс·с/м

Рисунок 4.2 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центрального рессорного подвешивания от скорости

В целом анализ результатов показывает удовлетворительное соответствие.

Расхождение результатов можно объяснить следующими факторами:

- различием в аппроксимации неровности;
- погрешностью численного метода интегрирования дифференциальных уравнений;

- различие расчетных схем и допущений, принятых в предлагаемой методике и в работе [186];

- возможными погрешностями в самих результатах работы [186].

Была проведена дополнительная проверка предложенной методики по косвенному признаку – выбору рекомендуемого значения коэффициента вязкого трения, которое в работах [186 - 188] предлагается принимать равным 5 тс/с/м (линейная зависимость силы вязкого трения от скорости).

На рисунке 4.3 представлена сводная диаграмма зависимостей максимальных значений вертикальной реакции центральной ступени от коэффициента трения при различных скоростях движения и их среднего арифметического.

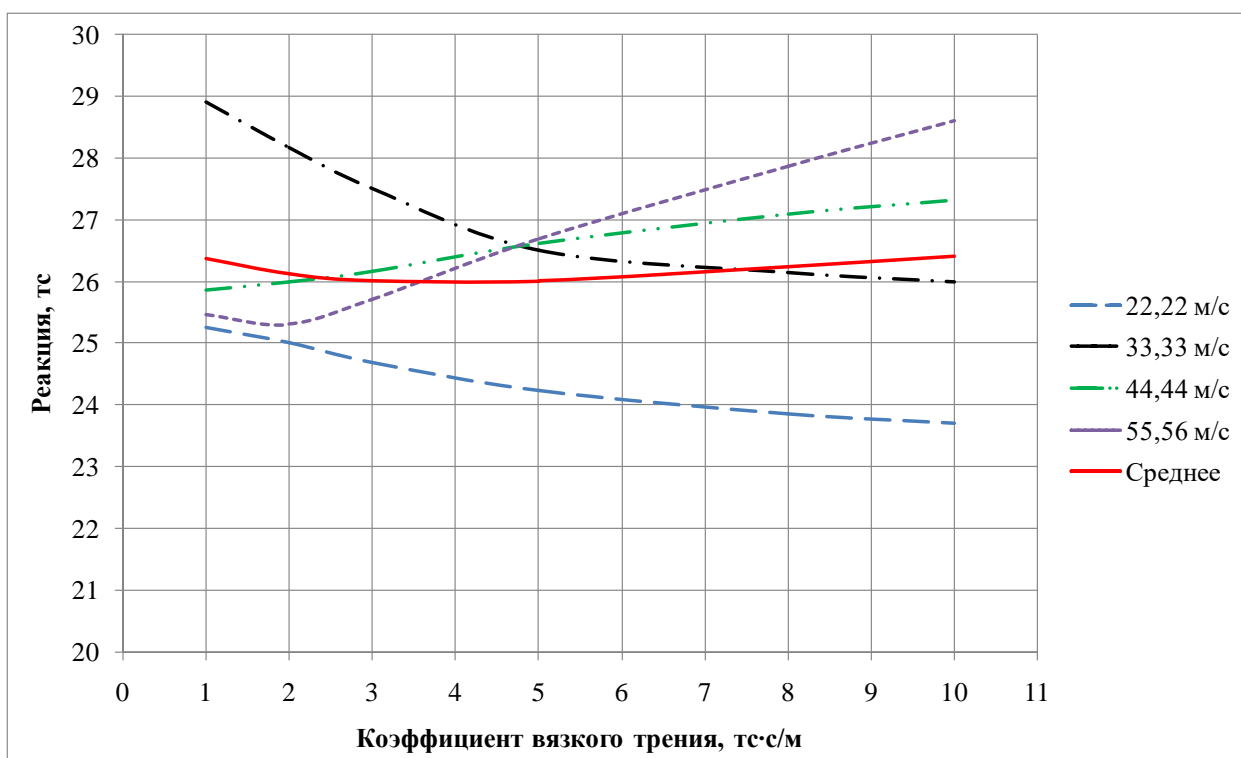


Рисунок 4.3 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центрального рессорного подвешивания от коэффициента трения

Из приведенных графиков можно увидеть, что наименьшее значение реакции достигается для каждого варианта при различных значениях коэффициента трения. В качестве критерия выбора используем среднее значение максимальных значений

по различным скоростям (сплошная линия). Зависимость среднего значения имеет минимум в точке, коэффициентом, равным $5 \text{ тс}\cdot\text{с}/\text{м}$, что согласуется с выводами других авторов и может служить косвенным подтверждением достоверности методики, предложенной в настоящем исследовании.

4.2 Сопоставление и оценка эффективности математических моделей гасителей колебаний на основе вязкого трения

С целью выбора математической модели гидравлического гасителя колебаний был выполнен расчет тестового варианта, для которого в литературе имелись экспериментальные данные по силовой характеристике [179].

Были смоделированы колебания подпрыгивания пассажирского вагона, отнесенные к одному гасителю колебаний. Упрощенная расчетная схема приведена на рисунке 4.4. Расчет выполняется при следующих исходных данных: жесткость одного рессорного комплекта (центральная ступень) $c = 3,3 \text{ кН}/\text{м}$; колеблющаяся масса $m = 12200 \text{ кг}$.

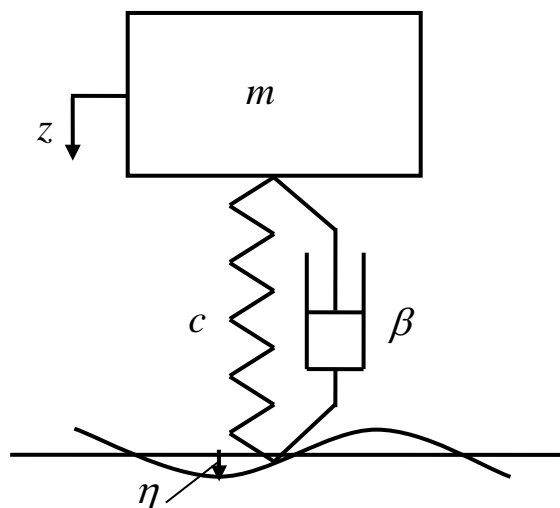


Рисунок 4.4 – Расчетная схема для моделирования колебаний подпрыгивания пассажирского вагона

На рисунке также обозначено перемещение z , которое выступает в качестве неизвестной переменной. Внешнее воздействие задавалось в виде гармонической неровности по формуле:

$$\eta = \eta_0 \cdot \sin \omega t, \quad (4.1)$$

где η_0 - амплитуда неровности;

ω - круговая частота неровности.

Исследовались две модели гидравлического гасителя: с квадратичной и с линейной зависимостями силы трения от скорости.

Дифференциальное уравнение колебаний для случая квадратичной зависимости имеет вид:

$$m\ddot{z} = -R = -c(z - \eta) - \beta(\dot{z} - \dot{\eta})^2, \quad (4.2)$$

или с учетом (4.1):

$$\ddot{z} = -\frac{c}{m}(z - \eta_0 \sin \omega t) - \frac{\beta}{m}(\dot{z} - \eta_0 \omega \cos \omega t)^2. \quad (4.3)$$

В случае линейной зависимости дифференциальное уравнение имело вид:

$$\ddot{z} = -\frac{c}{m}(z - \eta_0 \sin \omega t) - \frac{\beta}{m}(\dot{z} - \eta_0 \omega \cos \omega t), \quad (4.4)$$

Так как исследовался только установившийся режим колебаний, начальные условия были приняты следующими:

$$t = 0; z = 0; \dot{z} = \eta_0 \omega. \quad (4.5)$$

Исходные данные были приняты так, чтобы обеспечить соответствие расчетных и экспериментальных данных, приведенных в работе [179], по следующим ключевым параметрам: полный ход поршня гасителя – 0,05 м; амплитуда скорости деформации – 0,075 м/с; максимальное значение реакции порядка 9 кН. В таблице 4.2 приведены соответствующие исходные данные.

Таблица 4.2 – Исходные данные для оценки методик

Параметр	Уравнение (4.3) (квадратичная зависимость)	Уравнение (4.4) (линейная зависимость)
Коэффициент вязкого трения, β	1600 т/м	120 т/с
Амплитуда неровности η_0 , м	0,070	0,086
Круговая частота неровности ω , Рад/с	3,37	3,00

Интегрирование дифференциального уравнения (4.3) или (4.4) с начальными условиями (4.5) производилось методом Эйлера, который в данном случае обеспечил достаточно хорошую сходимость (при шаге интегрирования 0,001 с).

Результаты расчета приведены на рисунке 4.5. Черной линией показаны экспериментальные данные, красной линией – результаты по «квадратичной» модели (4.3), синим цветом – по «линейной» модели (4.4).

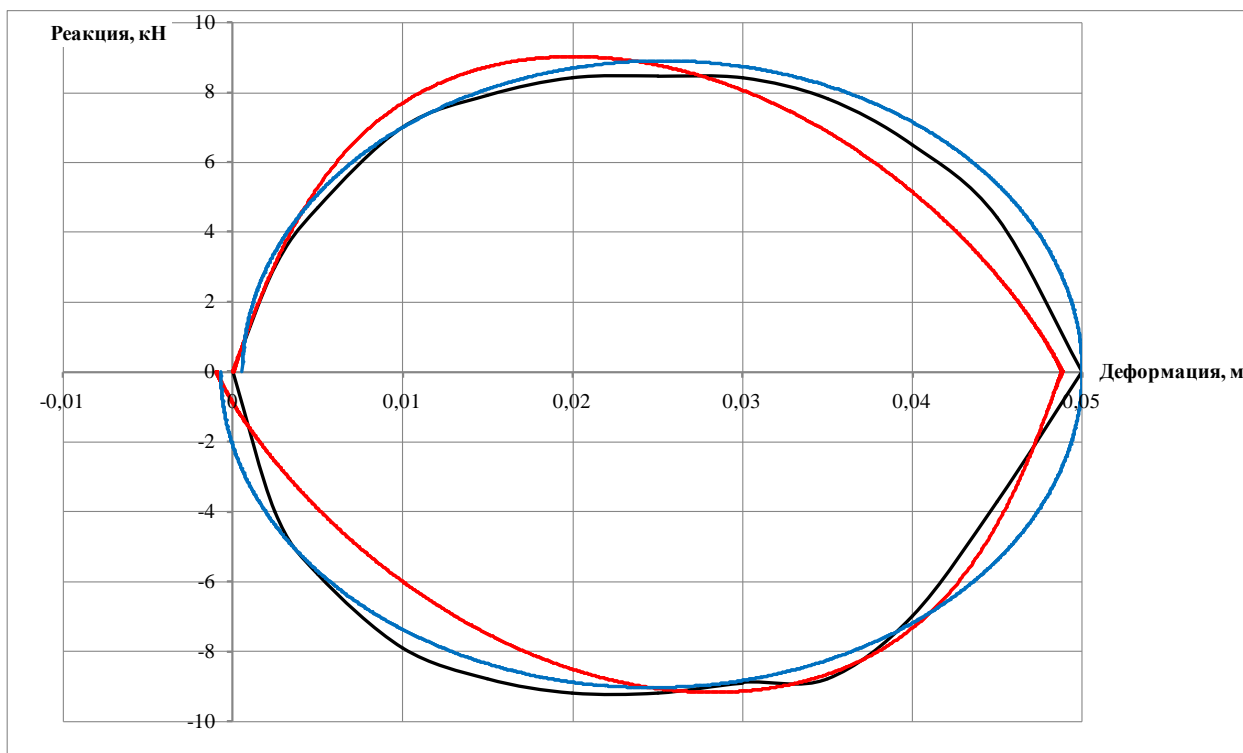


Рисунок 4.5 – Силовые характеристики гидравлического гасителя колебаний по данным эксперимента и расчетов

Следует отметить, что анализируемый вариант имеет достаточно узкий диапазон деформаций (от 0 до 0,05 м), что вызвано наличием в литературных источниках экспериментальных данных именно по этому варианту. Моделирование режимов, приближенных к эксплуатационным, требует дальнейших исследований.

Из приведенных графиков видно, что как линейная, так и квадратичная модели в целом удовлетворительно описывают процесс колебаний и силовую характеристику гасителя.

Расхождения с экспериментом расчетных данных, полученных по обеим моделям, можно объяснить следующим:

- погрешностями самого эксперимента, в частности, наличием дополнительных искривлений на кривой отдачи (черный цвет, нижняя ветвь);
- недостаточно точным подбором параметров расчетной схемы при расчетах;
- погрешностями результата при применении метода Эйлера;
- неучетом особенностей работы испытательной установки.

Из графиков также можно заключить, что применение традиционной методики с линейной зависимостью силы вносит определенное искажение в характер изменения реакции, которое особенно заметно в граничных положениях поршня. Как следствие, авторы часто предлагают использовать переменный коэффициент вязкого трения, то есть зависимость самого коэффициента трения от скорости, что позволяет получать более адекватные результаты на основе традиционного подхода.

Предлагаемая же в настоящей работе математическая модель с квадратичной зависимостью от скорости обеспечивает получение адекватных результатов с постоянным коэффициентом вязкого трения.

Наиболее обобщенный показатель работы гидравлического гасителя, характеризующий его эффективность, — это величина поглощаемой энергии (работы сил вязкого трения). На силовой характеристике ее можно определить как площадь фигуры под кривыми сжатия и отдачи. В таблице 4.3 приведены

результаты сравнения значений поглощаемой энергии, полученных по расчетным и экспериментальным данным.

Таблица 4.3 – Сравнение значений поглощаемой энергии Э, кДж по расчетным и экспериментальным данным

Фаза	Эксперимент	Квадратичная модель (3)		Линейная модель (1)	
		Э, кДж	Расхождение, %	Э, кДж	Расхождение, %
Сжатие	0,317	0,314	0,8	0,345	8,9
Отдача	0,346	0,327	5,6	0,360	4,0
Всего	0,663	0,641	3,3	0,705	6,4

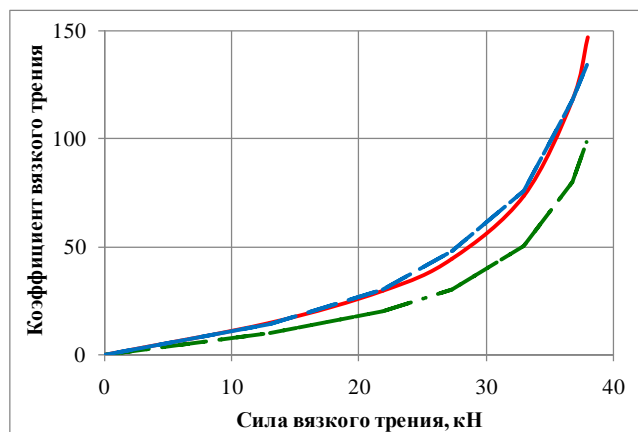
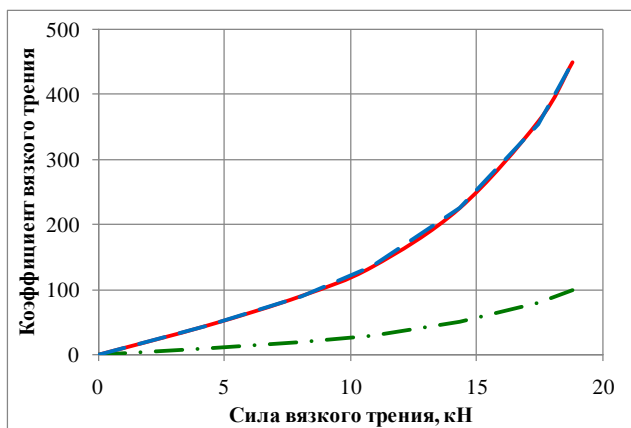
Приведенные результаты показывают, что квадратичная модель имеет меньшее расхождение (почти в два раза) с экспериментом. Это можно объяснить более точным соответствием характеру изменения реакции в граничных точках. Линейная же модель дает несколько завышенные значения энергии, что видно из графика на рисунке 4.5.

4.3 Подбор параметров эластомерного демпфера

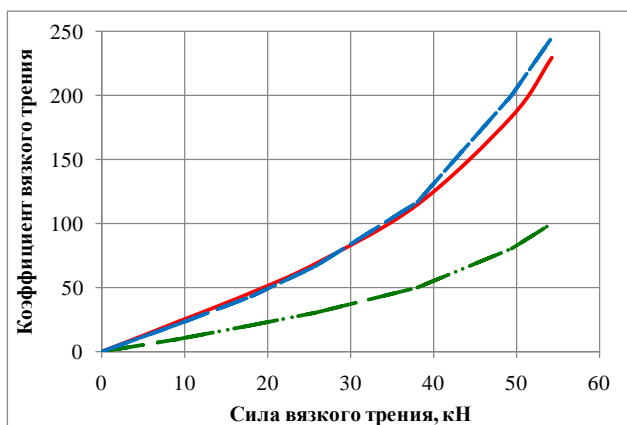
Представляет интерес рассмотрение вопроса о соотношении значений коэффициентов вязкого трения гасителей колебаний по «линейной» и «квадратичной» моделям, обеспечивающих близкие результаты по максимальным значениям силы вязкого трения. На рисунке 4.6 показаны зависимости коэффициента трения.

а

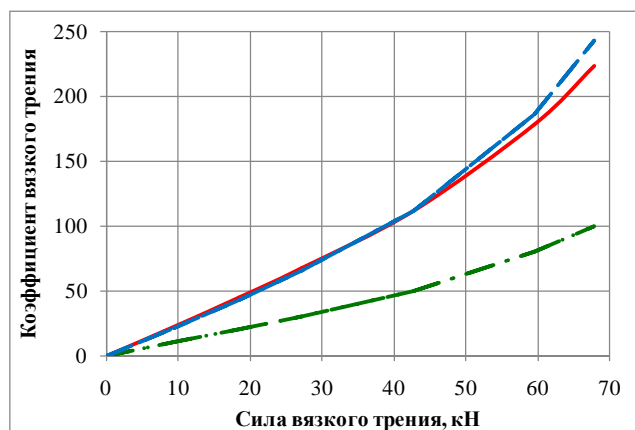
б



В



Г



Скорости: а – 22,22 м/с; б – 33,33 м/с; в – 44,44 м/с; г – 55,56 м/с

Рисунок 4.6 – Зависимости значений коэффициента вязкого трения от развиваемой силы трения по «квадратичной» и «линейной» моделям.

По оси абсцисс откладывались максимальные значения силы трения, а по оси ординат – значения коэффициента вязкого трения, при которой эти силы достигаются. Штриховая линия соответствует «квадратичной» модели трения (единицы – т/м), штрих-пунктирная линия – «линейной» модели (единицы – т/с), сплошная линия соответствует аппроксимации коэффициента, описанной ниже.

Для каждого значения скорости определялся средний «коэффициент пересчета» как отношение значения коэффициента при «квадратичной» модели к значению коэффициента при «линейной» модели (размерность коэффициента пересчета – с/м). После этого принималась линейная аппроксимация коэффициента вязкого трения при «квадратичной» модели с единым значением коэффициента пересчета для каждой скорости (рисунок 4.6). Из сравнения зависимостей,

полученных путем непосредственного расчета (штриховые линии) и с помощью аппроксимации (сплошные линии), видно их достаточно близкое соответствие.

Средние значения коэффициента пересчета, значения коэффициента трения по «квадратичной» модели, полученные исходя из рекомендуемого значения $5 \text{ тс}\cdot\text{с/м}$ ($49,05 \text{ т/с}$) для «линейной» модели приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Выбор коэффициента вязкого трения вертикального гасителя колебаний путем пересчета с «линейной» модели на «квадратичную»

Скорость, м/с	Средний к-т пересчета, с/м	Рекомендуемый к-т трения для моделей		Расхождение аппроксими- зации, %
		«линейная», т/с	«квадратичная», т/м	
22,22	4,50	49,05	221	0
33,33	1,47	49,05	72	3,4
44,44	2,29	49,05	112	1,3
55,56	2,23	49,05	109	0,5
Усредненное значение	2,62	49,05	129	

Таким образом, в качестве единого значения коэффициента вязкого трения вертикального гасителя колебаний при применении квадратичной зависимости силы трения от скорости, можно принять значение 130 т/м .

С целью выбора рациональных параметров вертикального эластомерного гасителя колебаний были проведены многовариантные расчеты с варьированием параметрами расчетной схемы.

Как отмечалось выше, в разделе 2, эластомерные демпферы характеризуются наличием как упругих сил, так и сил вязкого трения.

Была использована «квадратичная» математическая модель силовой характеристики демпфера. На первом этапе выбиралось значение коэффициента вязкого трения при собственной жесткости гасителя, равной нулю. Результаты расчетов приведены на диаграмме (рисунок 4.7).

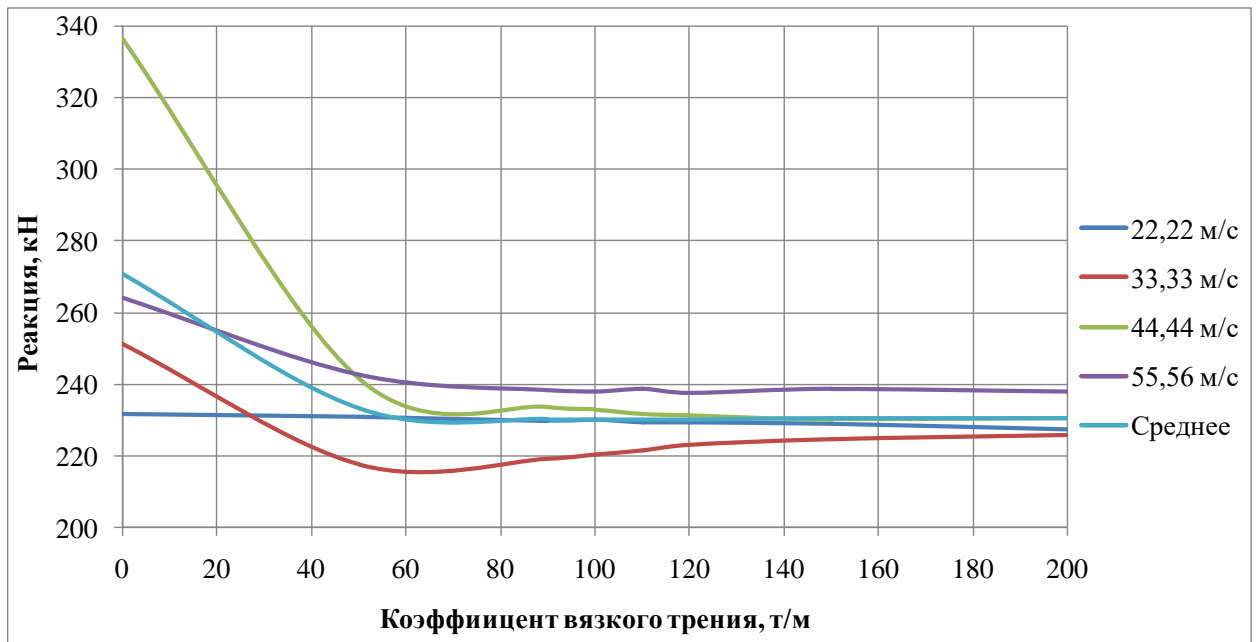


Рисунок 4.7 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центральной ступени рессорного подвешивания от коэффициента вязкого трения

Из приведенных графиков видно, что зависимости имеют, в основном, убывающий характер, при этом на графике для скорости 33,33 м/с имеется минимум. Показана также зависимость среднего значения (по нескольким скоростям), которая, начиная со значения коэффициента трения 70 т/м практически стабилизируется. Из этого можно заключить, что принятое ранее значение 130 т/м обеспечивает практически минимальный уровень сил.

На втором этапе производилось варьирование значением жесткости демпфера при постоянном $\beta = 130$ т/м. Результаты расчетов показаны на рисунке 4.8.

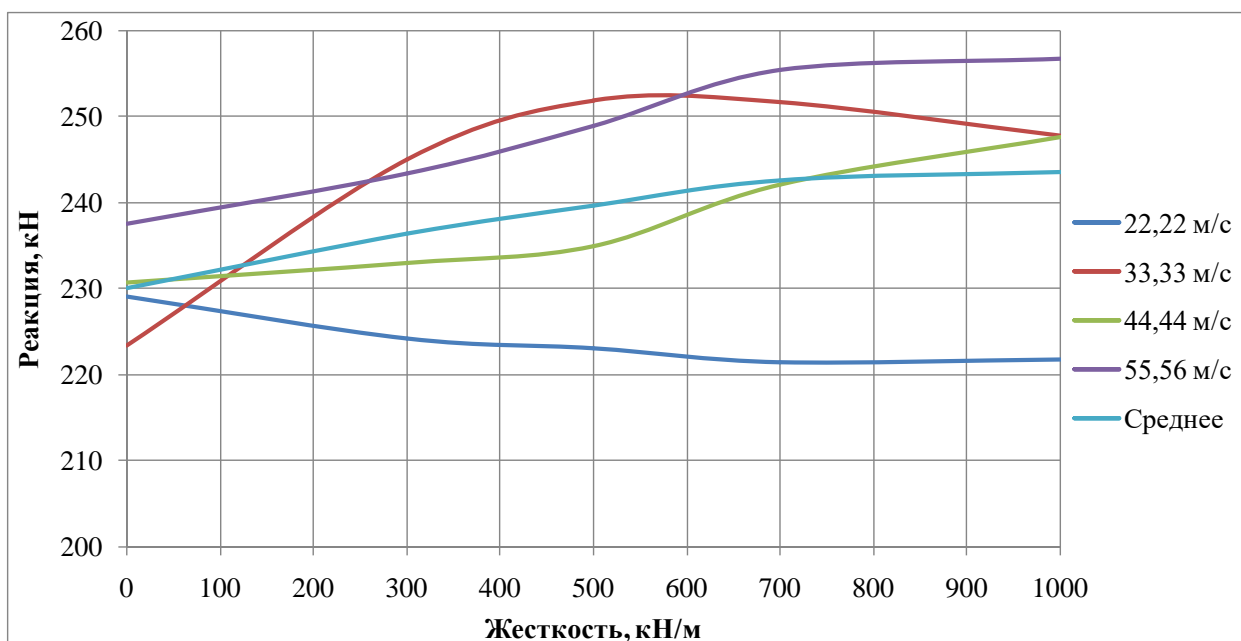


Рисунок 4.8 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центральной ступени рессорного подвешивания от собственной жесткости демпфера

Расчетами установлено, что зависимости от жесткости при различных скоростях имеют разный характер. Чтобы выбрать единое значение жесткости была также построена зависимость среднего значения максимальной силы, которая имеет возрастающий характер. Это позволяет сделать вывод о том, что наименьший уровень сил достигается при наименьшей жесткости. Поэтому было принято минимально возможное значение, обеспечивающее работу гасителя, равное 250 кН/м.

4.4 Проверка принципа независимости

В настоящей работе в качестве допущения принят принцип независимости действия сил, что позволило моделировать отдельно группы колебаний. Вместе с тем, известно, что данный принцип справедлив только для линейных систем.

Расчетные схемы, принятые в разделе 3, в общем случае представляют собой нелинейные системы, что связано с наличием сил сухого трения в буксовой ступени и сил вязкого трения – в центральной ступени.

Было рассмотрено возможное влияние сил сухого позиционного трения. При точном их моделировании необходимо учитывать зависимость коэффициента относительного трения от скорости. Этой зависимостью пренебрегаем. Сила позиционного трения по модулю пропорциональна силе упругости (и деформации связи), с этой точки зрения она линейна. Знак же силы сухого трения изменяется, поэтому сила меняется скачком при изменении направления скорости деформации, что делает включающую ее систему уравнений нелинейной.

Сила вязкого трения, прямо зависящая от скорости, может вносить как линейный, так и нелинейный вклад в систему уравнений движения. При линейной зависимости от скорости она дает линейный вклад, при квадратичной зависимости – нелинейный.

Проверка принципа независимости осуществлялась следующим образом. Рассчитывались и сравнивались два варианта колебаний:

- совместный расчет при амплитуде неровности 0,024 м и
- отдельный расчет при амплитуде 0,012 м с удвоением результатов.

В каждом варианте определялась максимальная динамическая сила в центральной ступени, равная вертикальной силе без веса кузова и надрессорных балок.

Для оценки влияния силы сухого трения (в буксовой ступени) была применена «линейная» модель силы вязкого трения (в центральной ступени) и выполнено моделирование колебаний подпрыгивания. На рисунке 4.9 приведены графики зависимости динамической силы от скорости движения.

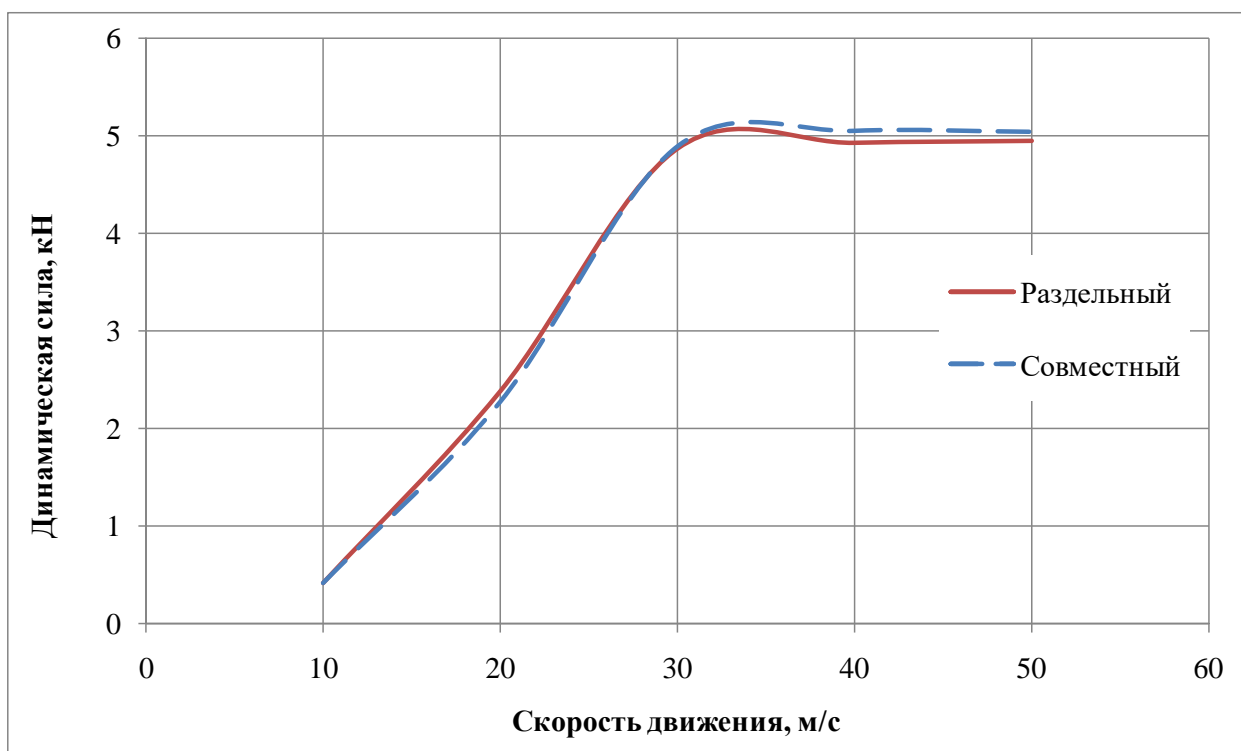


Рисунок 4.9 – Зависимости максимальных значений динамической силы центральной ступени от скорости движения. Колебания подпрыгивая, «линейная» модель силы вязкого трения

Результаты показали близкое соответствие по раздельному и совместному расчетам; относительное расхождение не превышает 4,8 %. Это позволяет заключить, что наличие сил сухого трения практически не нарушает принципа независимости действия сил и что при «линейной» модели сил вязкого трения это принцип можно считать справедливым.

Для оценки применимости принципа независимости в случае квадратичной зависимости силы вязкого трения были рассчитаны варианты колебания подпрыгивания и галопирования, результаты приведены на рисунке 4.10.

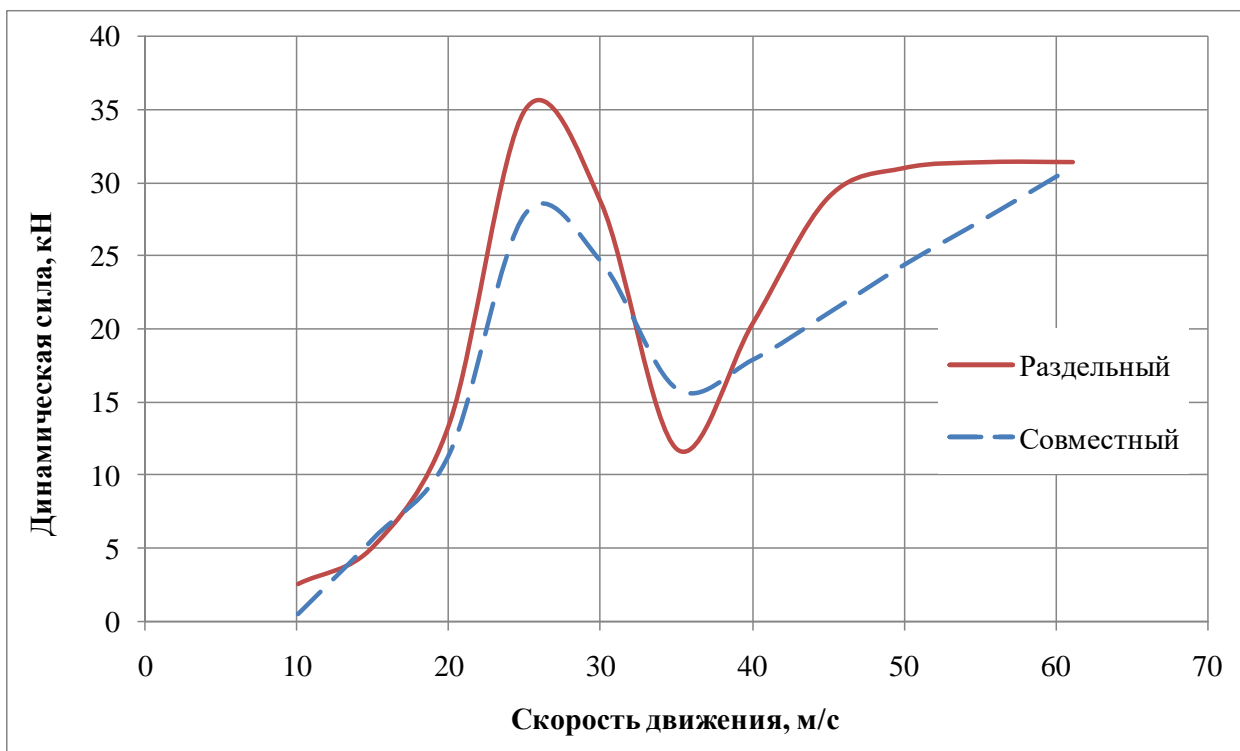


Рисунок 4.10 – Зависимости максимальных значений динамической силы центральной ступени от скорости движения. Колебания подпрыгивания и галопирования, «квадратичная» модель вертикального демпфера

Из графиков видно, что результаты раздельного и совместного расчетов существенно расходятся; максимальное расхождение составило 37,4 %.

Подобные расчеты колебаний виляния (совместная амплитуда 0,025 м) показали еще более значительное расхождение. Результаты расчетов приведены на рисунке 4.11. Относительное расхождение составило: при скорости движения 25 м/с – 73 %; при скорости 44,44 м/с – 10 %.

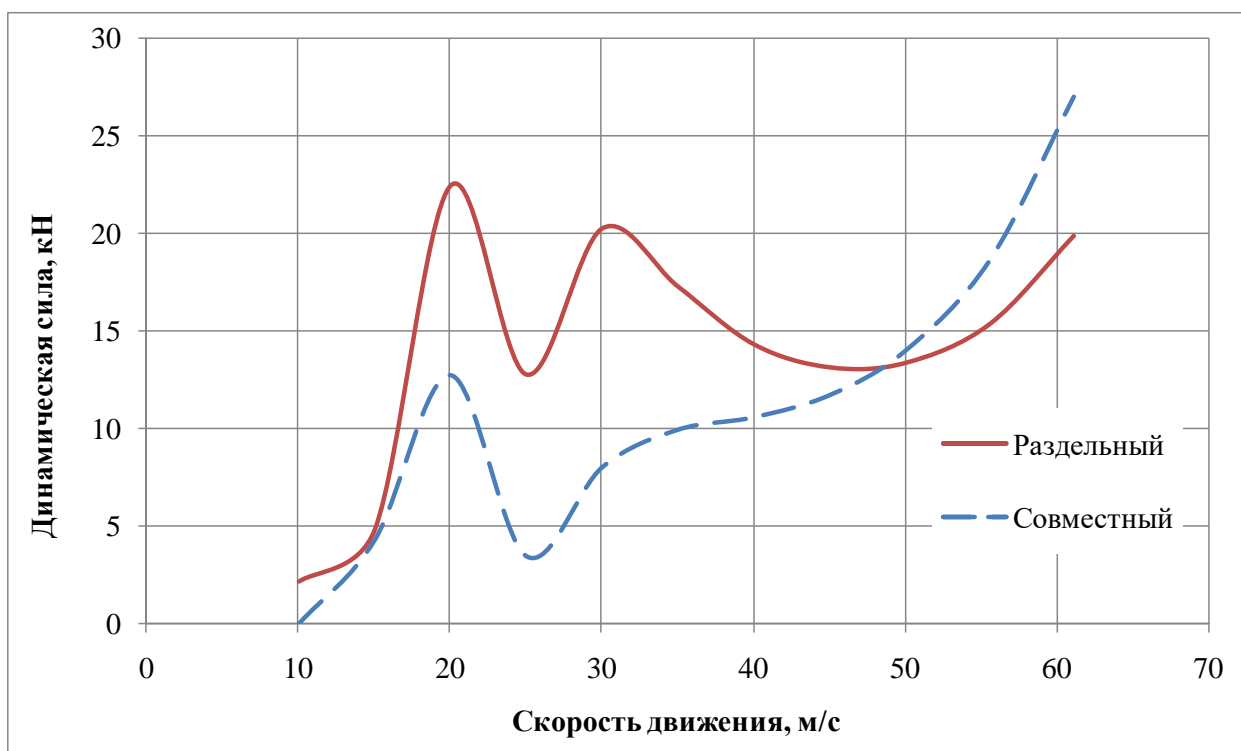


Рисунок 4.11 – Зависимости максимальных значений динамической силы центральной ступени от скорости движения. Колебания виляния, «квадратичная» модель горизонтального демпфера

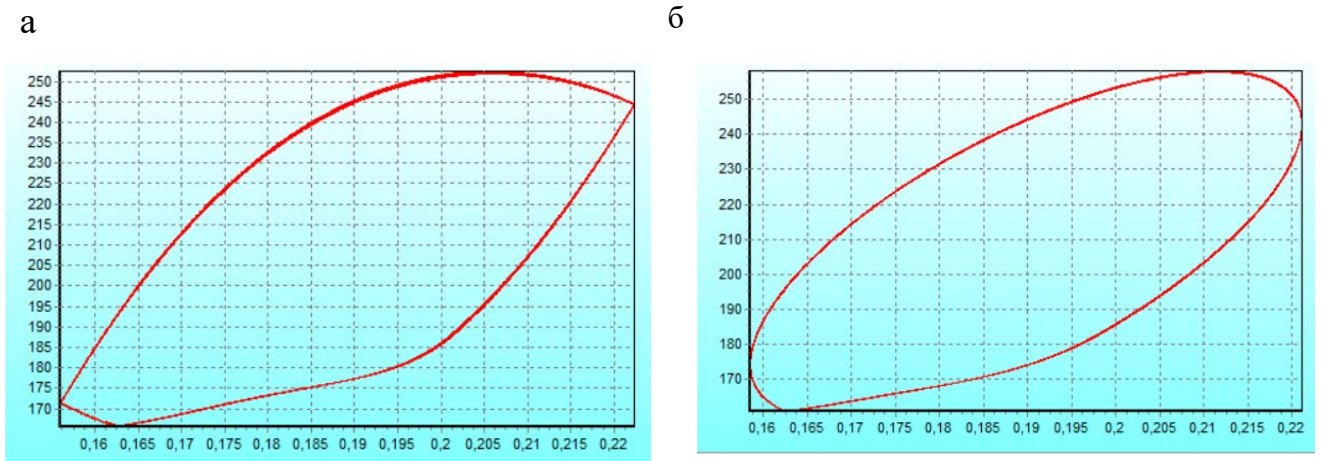
В целом полученные результаты позволяют сделать следующие выводы. При применении «квадратичной» модели демпферов центральной ступени принцип независимости действия сил в общем случае не выполняется. Вместе с тем, раздельные расчеты дают завышенные значения динамических сил, что идет в «запас прочности». В настоящем исследовании для окончательной оценки эффективности предложенного эластомерного демпфера используется обобщенный показатель – показатель плавности хода, в котором учитываются результаты отдельных расчетов по различным видам колебаний. Следовательно, в данном случае применение принципа независимости можно считать обоснованным.

4.5 Моделирование колебаний подпрыгивания и галопирования

«Квадратичная» и «линейная» модели силовой характеристики демпфера были дополнительно исследованы для более полного их сопоставления. Оценивало также влияние галопирования на силовые характеристики демпферов. Были смоделированы колебания галопирования и подпрыгивания на основе обеих моделей. Значения коэффициента трения были приняты следующими: для «линейной» модели – 50 т/с; для «квадратичной» модели – 130 т/м.

На рисунке 4.12 приведены зависимости вертикальной силы (кН) от деформации (м) центральной ступени одной тележки при колебаниях подпрыгивания и скорости движения 44,44 м/с. Аналогичные зависимости для скорости 22,22 м/с показаны на рисунке 4.13.

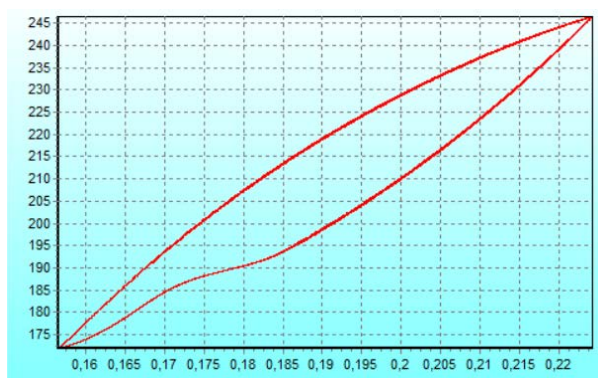
Выполнено также исследование колебаний подпрыгивания и галопирования при скоростях 44,44 м/с (рисунок 4.14) и 22,22 м/с (рисунок 4.15).



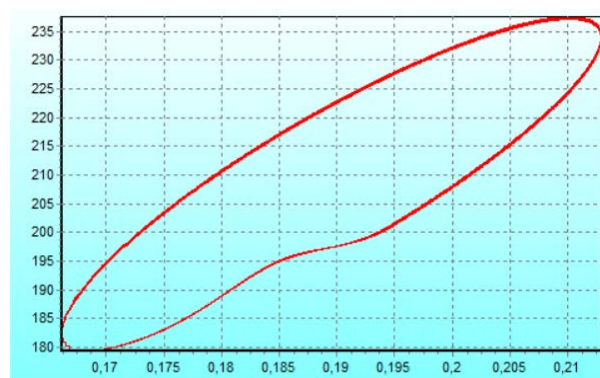
Модели: а – «квадратичная»; б – «линейная»

**Рисунок 4.12 – Силовые характеристики демпфера при подпрыгивании.
Скорость 44,44 м/с**

а



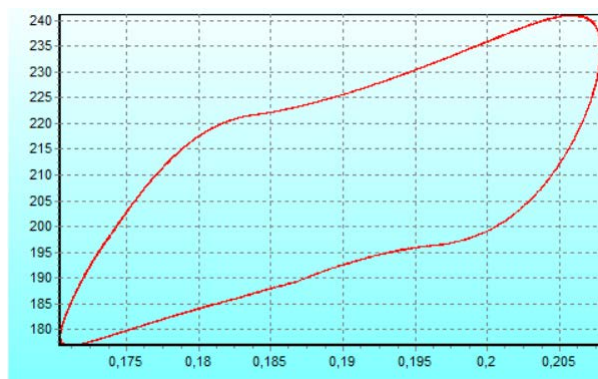
б



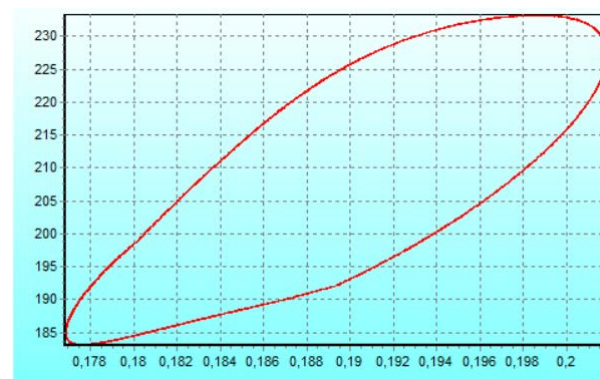
Модели: а – «квадратичная»; б – «линейная»

Рисунок 4.13 – Силовые характеристики демпфера при подпрыгивании. Скорость 22,22 м/с

а



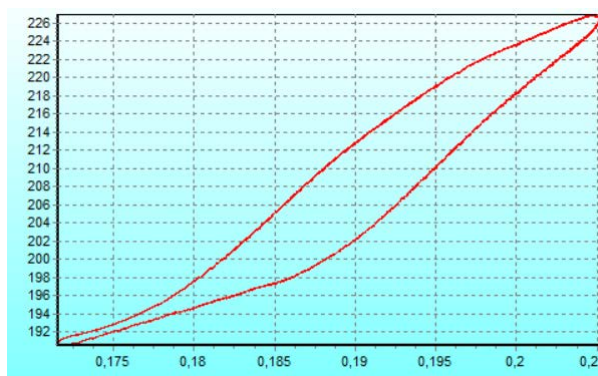
б



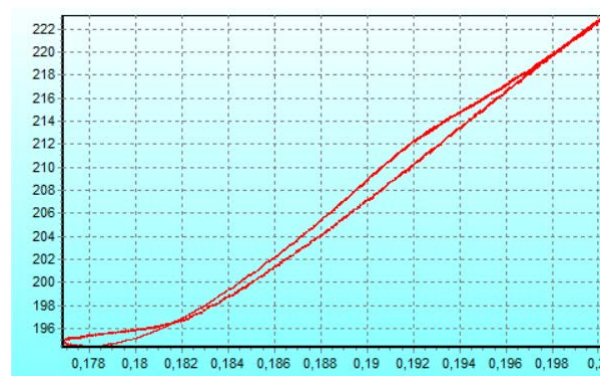
Модели: а – «квадратичная»; б – «линейная»

Рисунок 4.14 – Силовые характеристики демпфера при подпрыгивании и галопировании. Скорость 44,44 м/с

а



б



Модели: а – «квадратичная»; б – «линейная»

Рисунок 4.15 – Силовые характеристики демпфера при подпрыгивании и галопировании. Скорость 22,22 м/с

Из приведенных диаграмм видно, что во всех вариантах силовые характеристики, соответствующие «квадратичной» и «линейной» моделям, различаются по форме и масштабу. При более низкой скорости площадь, ограниченная характеристикой и представляющая собой величину энергии, поглощенной за один период, оказывается меньше. Значения этой энергии сведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Значения поглощенной энергии по «квадратичной» и «линейной» моделям

№	Вариант	$V_{дв}$, м/с	«Квадратич- ная» модель	«Линейная» модель	Относительное расхождение, %
1	Подпрыгивание	44,44	3,032	3,400	12,1
2	Подпрыгивание	22,22	0,871	0,922	5,9
3	Подпрыгивание и галопирование	44,44	1,086	0,559	48,5
4	Подпрыгивание и галопирование	22,22	0,192	0,023	88,0

Приведенные результаты свидетельствуют о том, что различие обеих моделей наиболее сказывается при колебаниях галопирования. Видно также, что при наличии галопирования величина поглощенной энергии в несколько раз снижается. Это можно объяснить тем, что галопирование связано с неодновременным прохождением неровности колесными парами. В результате общий (средний) прогиб рессорных подвешиваний оказывается существенно ниже, чем при «синхронном» изменении неровностей. Можно этот факт объяснить и энергетически: при «добавлении» галопирования к подпрыгиванию на колебания галопирования отводится часть энергии колебаний подпрыгивания, что делает последние менее интенсивными.

Это влияние можно еще более наглядно проиллюстрировать, рассмотрев диаграмму зависимости максимальной реакции от скорости при разных вариантах (рисунок 4.16).

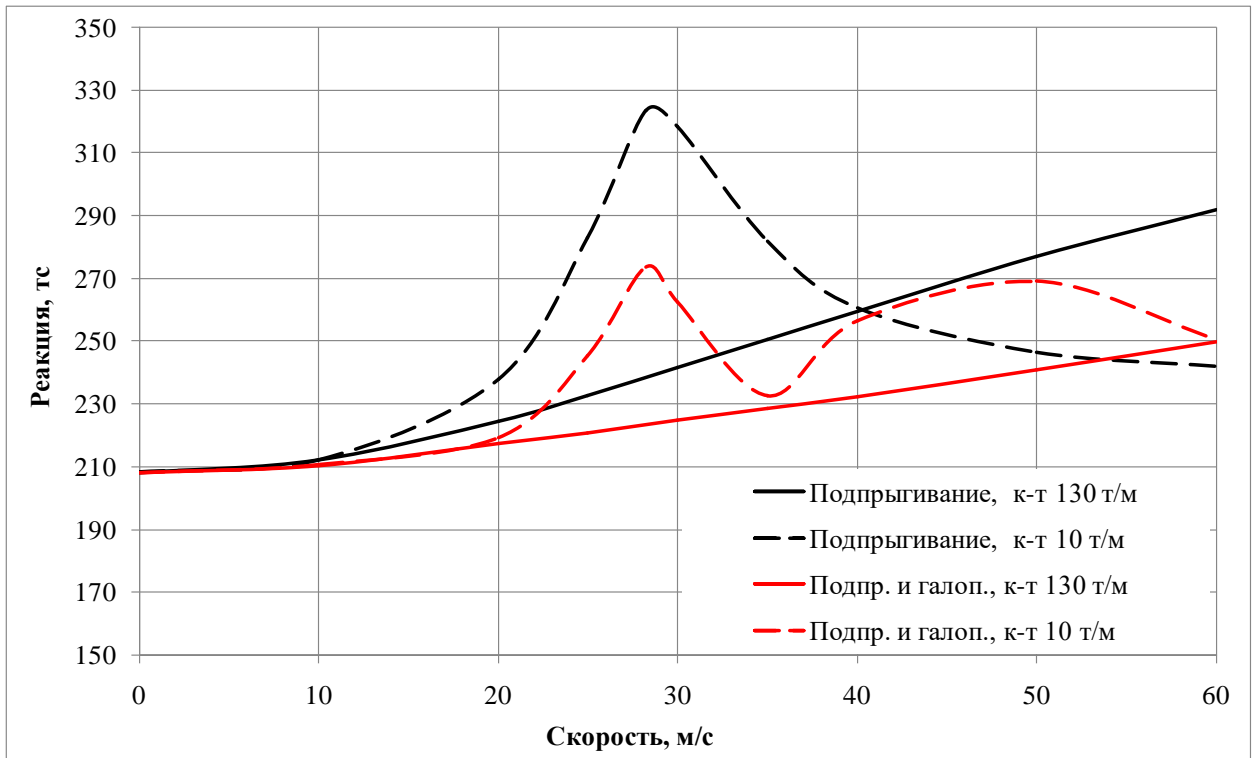


Рисунок 4.16 – Зависимости максимальных значений реакции от скорости движения при колебаниях подпрыгивания и галопирования

При демпфере с выбранным значением коэффициента трения (130 т/м) обе зависимости (сплошные линии) имеют монотонно возрастающий характер, то есть влияние галопирования также монотонно возрастает при увеличении скорости. При низком значении коэффициента трения (10 т/м) различие оказывается более существенным. Кривые (штриховые линии) имеют всплески, вызванные, очевидно, появлением резонанса при скорости 28 м/с, кроме того, при скорости 50 м/с на кривой с учетом галопирования появляется второй максимум, что объясняется появлением резонанса для этой дополнительной степени свободы.

На рисунке 4.17 приведены зависимости максимальной реакции от скорости, вызванные только галопированием, полученные вычитанием приведенных выше результатов. Эти зависимости подтверждают сделанные ранее выводы о влиянии галопирования.

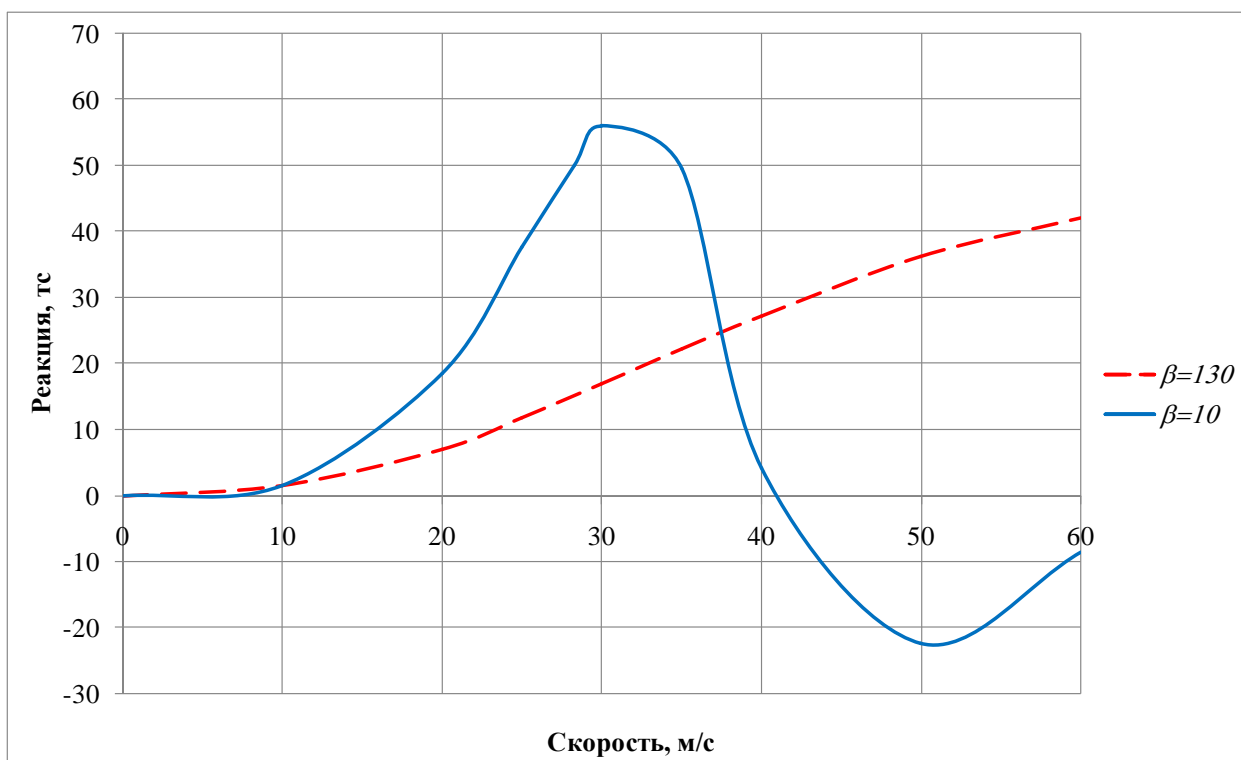


Рисунок 4.17 – Зависимости максимальных значений реакции от скорости движения при колебаниях галопирования

4.6 Моделирование колебаний бокового отбоя и виляния

Проведено также исследование колебаний в горизонтальной плоскости, вызванное поперечными неровностями пути. Значение амплитуды неровности принималось равным 0,025 м, а частота определялась длиной волны 25 м и скоростью движения, которая принималась различной.

С целью выбора значения коэффициента трения горизонтального эластомерного демпфера производило также варьирование этим коэффициентом.

В каждом варианте определялось максимальное значение горизонтальной реакции в одном рессорном комплекте центральной ступени при установившемся режиме колебаний.

На рисунке 4.18 приведена диаграмма зависимости максимальной реакции от скорости движения.

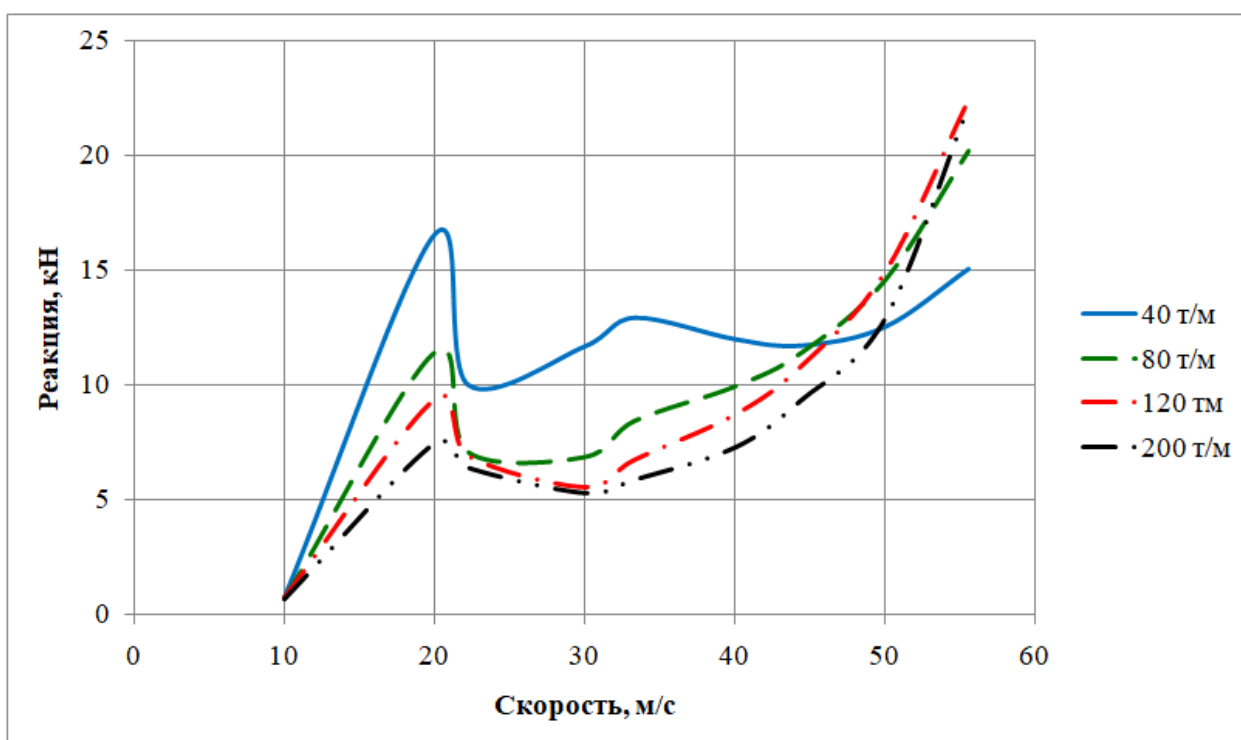


Рисунок 4.18 – Зависимости максимальных значений горизонтальной реакции от скорости движения при колебаниях бокового отбоя и виляния

Из приведенных графиков видно, что зависимость от скорости имеет сложный характер, в ней можно выделить следующие промежутки:

- начальный участок роста, близкий к линейному, связанному с ростом ускорений при увеличении скорости движения (и частоты возмущающего воздействия);
- максимум при скорости 20 м/с, связанный с наступлением резонанса; при увеличении коэффициента трения максимум сглаживается;
- снижением значений реакции, что объясняется «удалением» значения скорости от «резонансного» значения;
- повторным всплеском реакции при скорости 33 м/с, менее выраженным и связанным с второй собственной частотой (так как система несколько степеней свободы); данный всплеск практически сглаживается при повышенных значениях коэффициента трения;
- окончательным промежутком нелинейного роста максимального значения реакции, объясняемым нарастанием вынужденной частоты колебаний.

На рисунке 4.19 показаны зависимости максимальной горизонтальной реакции от значений коэффициента вязкого трения соответствующего демпфера при различных скоростях движения. Показана также зависимость усредненного значения реакции по различным скоростям.

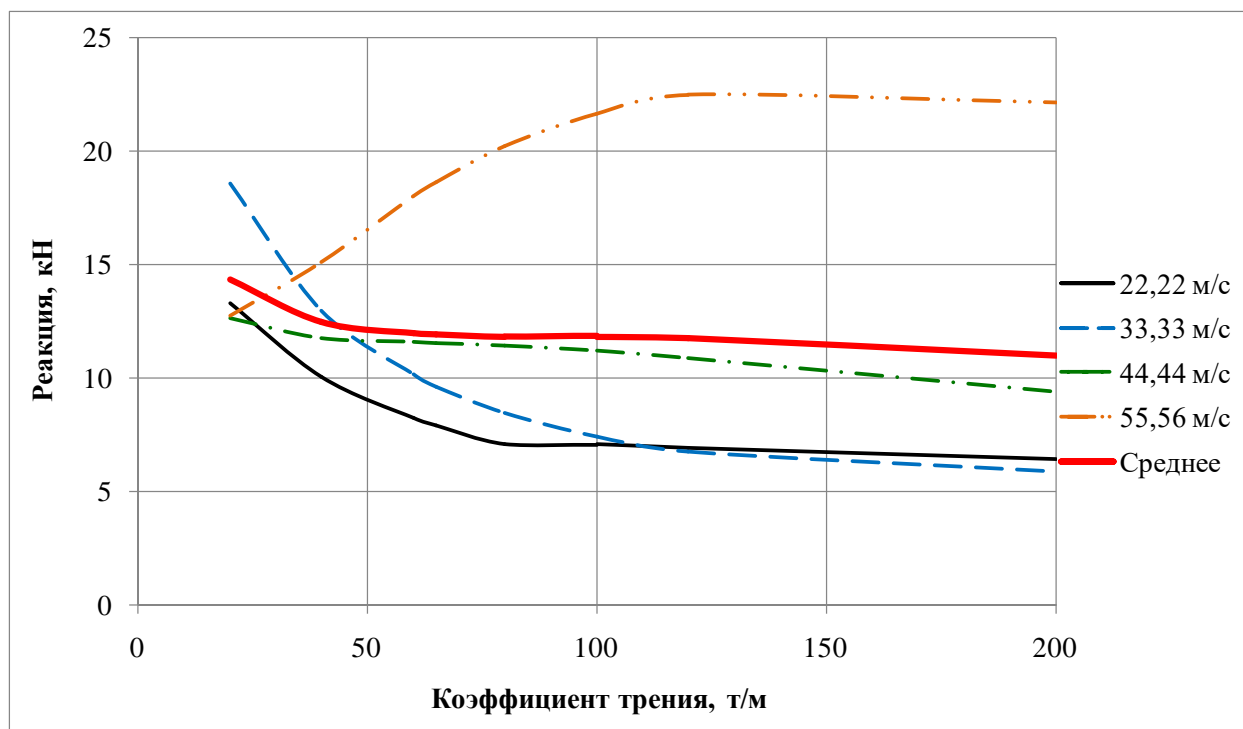


Рисунок 4.19 – Зависимости максимальной реакции от коэффициента трения горизонтального гасителя при колебаниях бокового отнosa и виляния

Приведенные данные позволяют выбрать рациональное значение коэффициента трения. Из графиков видно, что для разных скоростей зависимости имеют разный характер. В большинстве вариантов графики убывают, и лишь при высокой скорости (55,56 м/с) зависимость возрастает. В каждой зависимости можно выделить два характерных участка: начальный участок резкого изменения и последующий участок, на котором реакция изменяется незначительно.

На графике средних значений реакции (жирная линия) видно, что участок незначительного изменения начинается при значениях коэффициента трения, начиная с 50-60 т/м. Чтобы обеспечить эффективную работу демпфера при высоких скоростях движения, окончательно примем значение 60 т/м. Выбрано также

рекомендуемое значение собственной жесткости горизонтального демпфера, равное 120 кН/м.

На рисунке 4.20 приведена сводная диаграмма (номограмма) значений максимальной горизонтальной реакции как функции скорости и коэффициента трения.

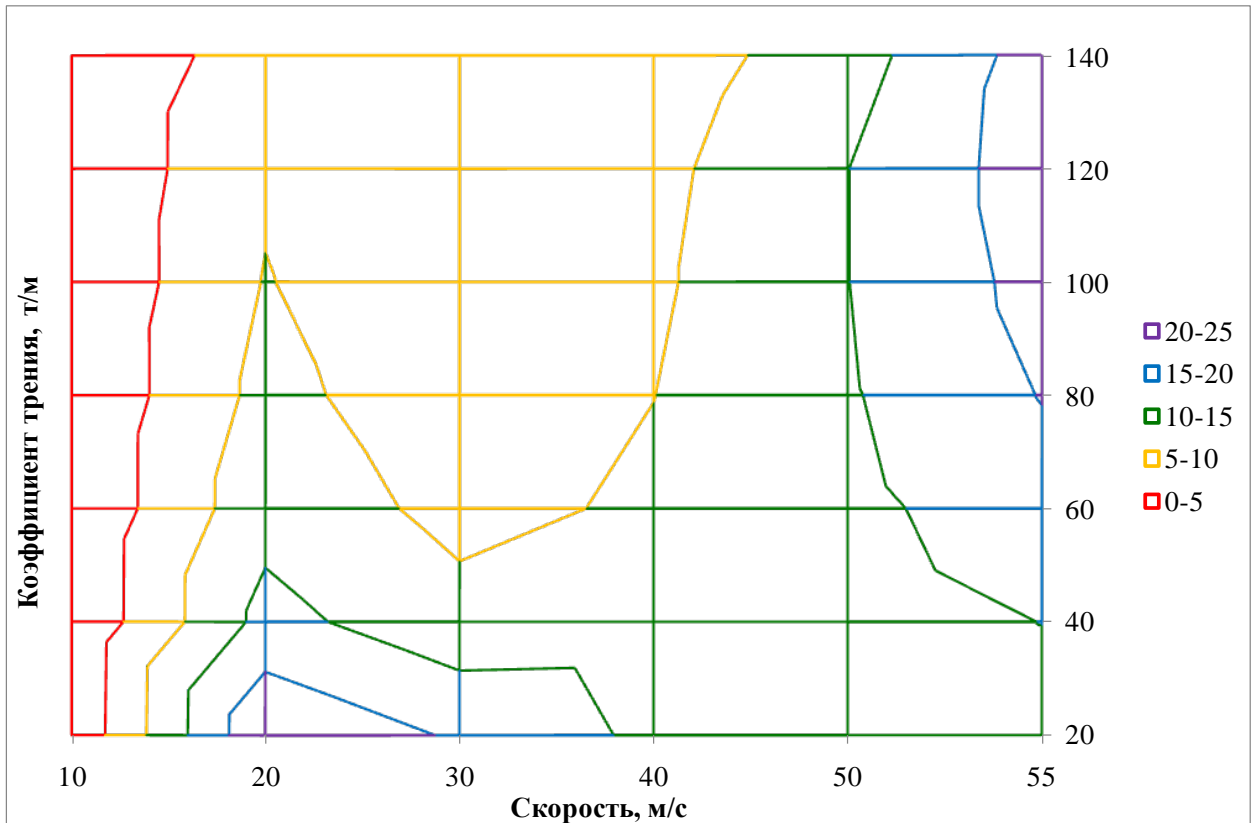


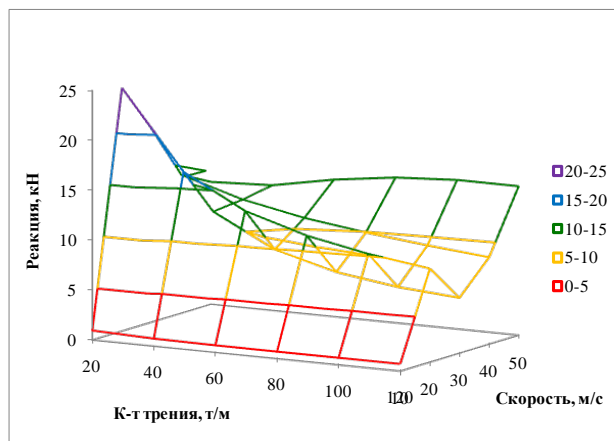
Рисунок 4.20 – Номограмма зависимости максимальных значений реакции от скорости и коэффициента трения при колебаниях бокового отнosa и виляния

На диаграмме заметен всплеск реакции при скорости 20 м/с. Наиболее опасные режимы колебаний характеризуются высокими скоростями и значениями коэффициента трения. Это также подтверждает адекватность выбора значения коэффициента 60 т/м.

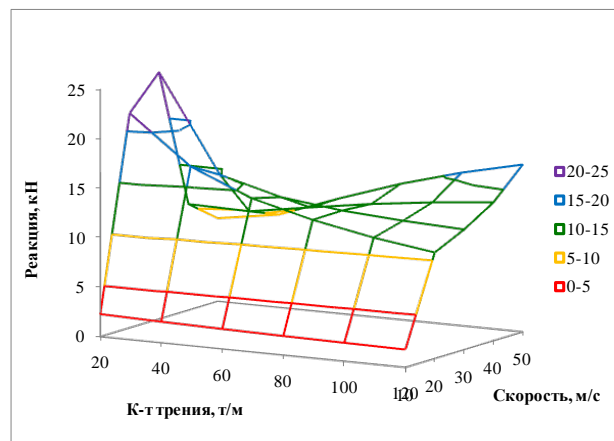
Была произведена серия численных экспериментов, обосновывающих выбор расчетной схемы для колебаний бокового отнosa и виляния. Схемы различались учетом или неучетом колебаний рам тележек и назывались «трехмассовой» (с учетом рам) и «одномассовой» (без учета рам).

На рисунке 4.21 приведены объемные диаграммы зависимости максимальной реакции.

а



б



а – трехмассовая схема; б – одномассовая схема

Рисунок 4.21 – Диаграммы зависимости максимальной реакции от скорости и коэффициента трения при колебаниях бокового отнosa и виляния.

Из сравнения вида диаграмм можно заключить, что они имеют сходный характер изменения реакции по следующим признакам:

- всплеск значений реакции при скоростях 20-30 м/с и низком значении коэффициента трения;
- всплеск реакций при высоких скоростях и высоких значениях коэффициента трения;
- низкий уровень реакций при низких скоростях;
- центральная область пониженных значений реакции.

Для более точного сопоставления результатов приведем диаграммы зависимости максимальной реакции от скорости для двух расчетных схем. На рисунке 4.22 показаны зависимости, полученные при коэффициенте трения горизонтального демпфера, равном 60 т/м, а на рисунке 4.23 – равном 130 т/м.

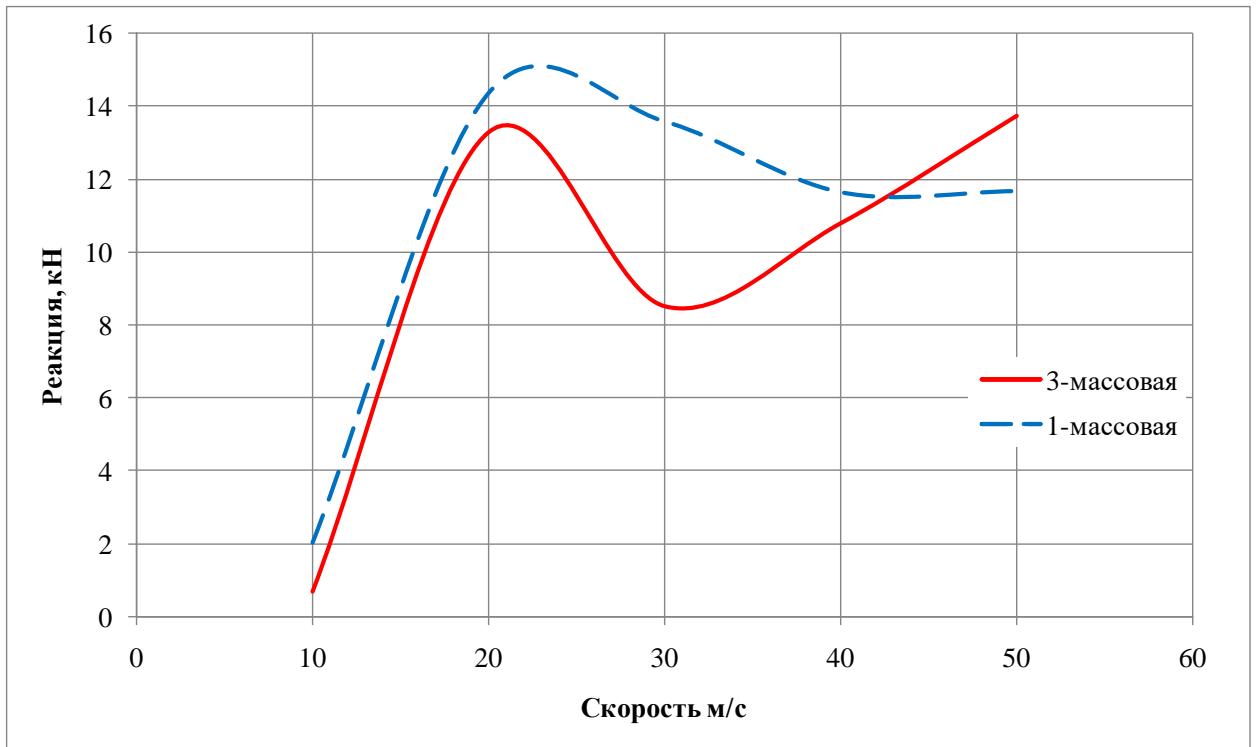


Рисунок 4.22 – Зависимости максимальной реакции от скорости при различных расчетных схемах. Коэффициент трения 60 т/м

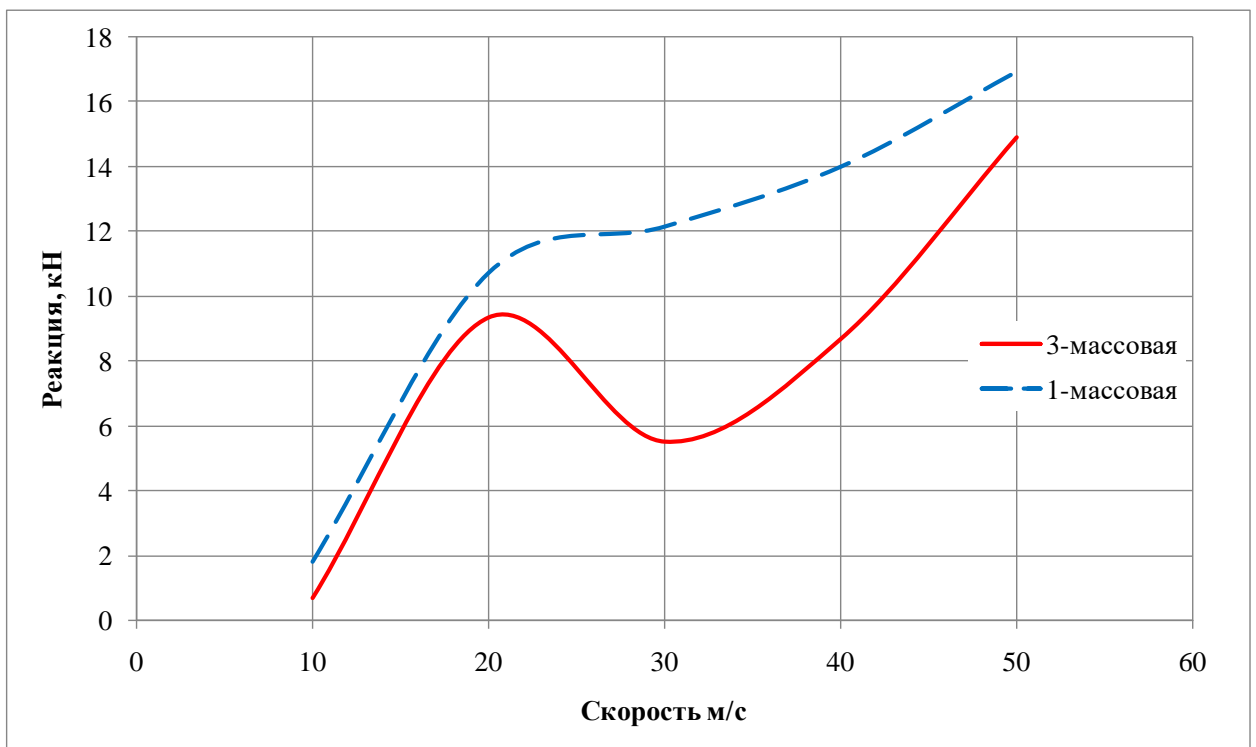


Рисунок 4.23 – Зависимости максимальной реакции от скорости при различных расчетных схемах. Коэффициент трения 130 т/м

Приведенные зависимости имеют качественно сходный характер, но одномассовая схема приводит к завышенным значениям реакции практически во

всех вариантах. Расхождения особенно выражены в среднем диапазоне скоростей (20-30 м/с).

На рисунке 4.24 показаны зависимости максимальной реакции от коэффициента трения. В качестве значений реакции принимались усредненные значения по различным скоростям движения.

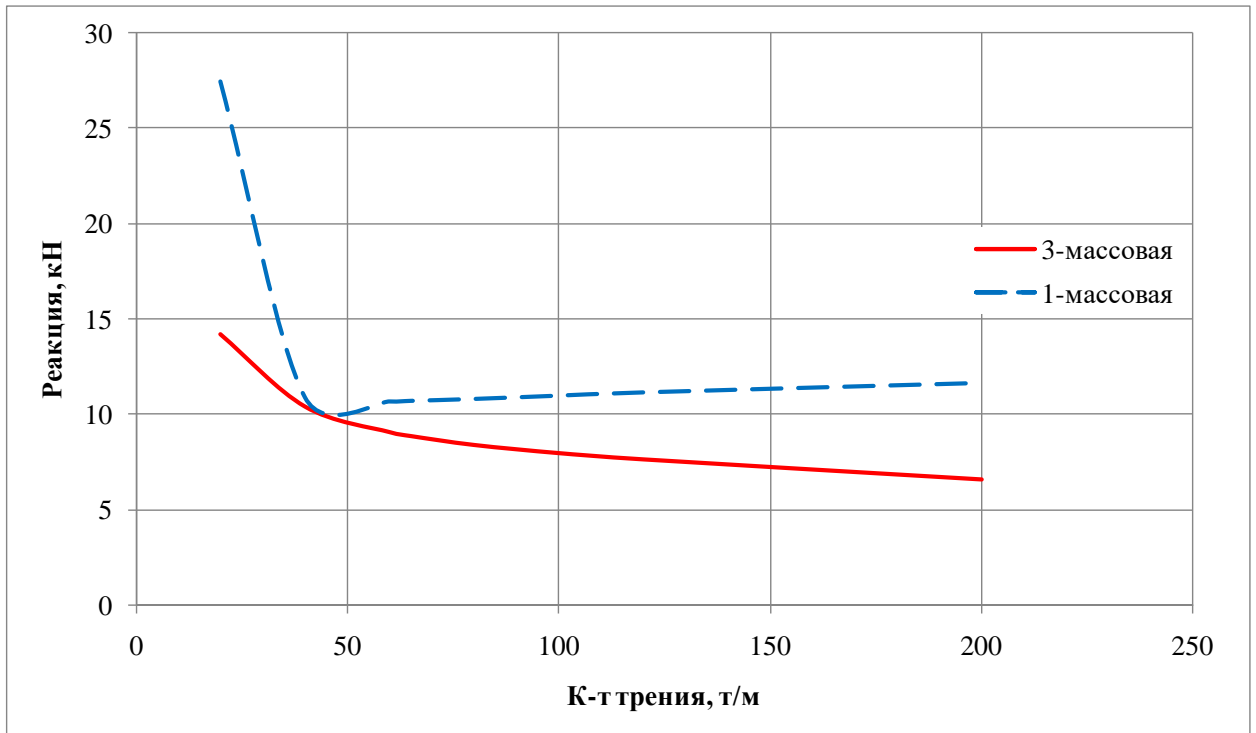


Рисунок 4.24 – Зависимости среднего значения максимальной реакции от коэффициента трения при различных расчетных схемах

На данной диаграмме различия двух схем проявляются еще более явно. График для трехмассовой схемы монотонно убывает, график же для одномассовой модели имеет начальный участок резкого снижения до минимального значения и последующий участок с практически постоянным значением реакции.

Таким образом, одномассовую расчетную схему можно рекомендовать только при «прикидочных» расчетах, например, для выбора параметров, а для более адекватного представления о процессе колебаний применять трехмассовую расчетную схему.

4.7 Моделирование колебаний подпрыгивания и боковой качки

Методика моделирования колебаний подпрыгивания и боковой качки была применена для анализа колебаний при движении пассажирского вагона по неровности, связанной с перекосом пути, то есть разностью уровня головок рельсов. При этом силы тяжести элементов расчетной схемы не принимались в расчет, так как они уже учитывались при моделировании колебаний подпрыгивания и галопирования.

Амплитуда неровности принималась равной 0,02 м, длина неровности – 25 м.

На рисунке 4.25 показана диаграмма зависимостей максимальной реакции в центральной (красные линии) и буксовой (черные линии) ступенях рессорного подвешивания. Сплошные линии соответствуют значению коэффициента трения вертикальных демпферов центральной ступени 130 т/м, штриховые линии - значению 60 т/м.

Из приведенных результатов видно, что зависимости как для реакции в центральном, так и для реакции в буксовом подвешиваниях имеют сходный характер. Графики имеют выраженный максимум, связанный, очевидно, с наступлением резонанса. При этом уровень сил в центральном рессорном подвешивании оказывается на порядок выше, чем в буксовом (18,2 кН против 1,45 кН). Кроме того, отличаются точки максимумов: для центрального подвешивания – 30 м/с, для буксового – 20 м/с.

Отдельно исследовалось влияние коэффициента трения на амплитуды реакций в центральной (рисунок 4.26) и буксовой (рисунок 4.27) ступенях рессорного подвешивания.

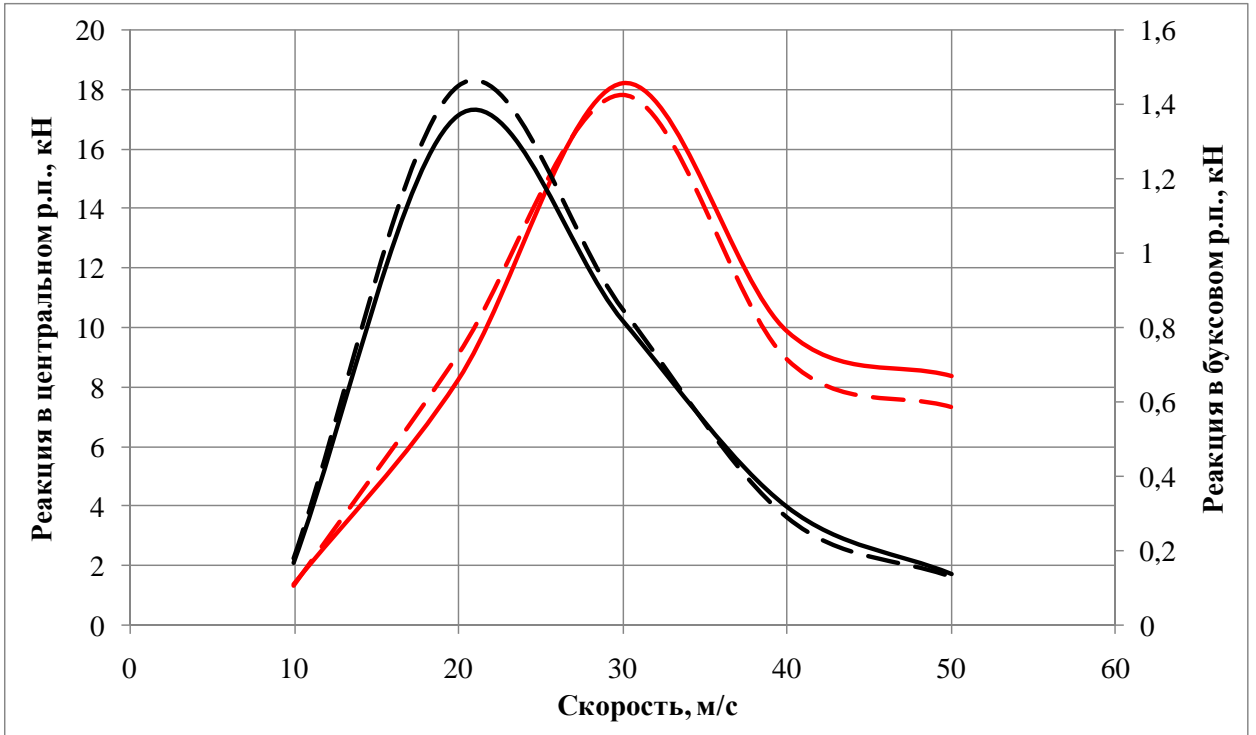


Рисунок 4.25 – Зависимости максимальных реакций от скорости при колебаниях подпрыгивания и боковой качки

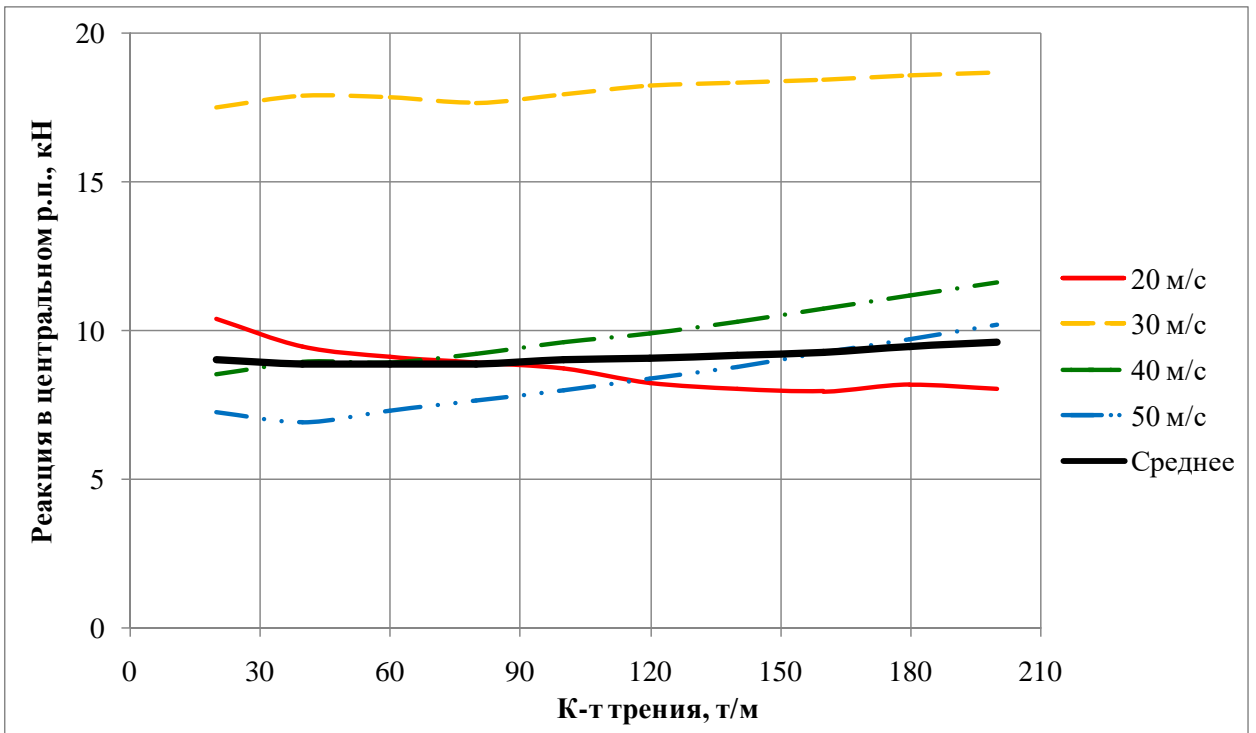


Рисунок 4.26 – Зависимости максимальной реакции в центральной ступени от коэффициента трения при колебаниях подпрыгивания и боковой качки

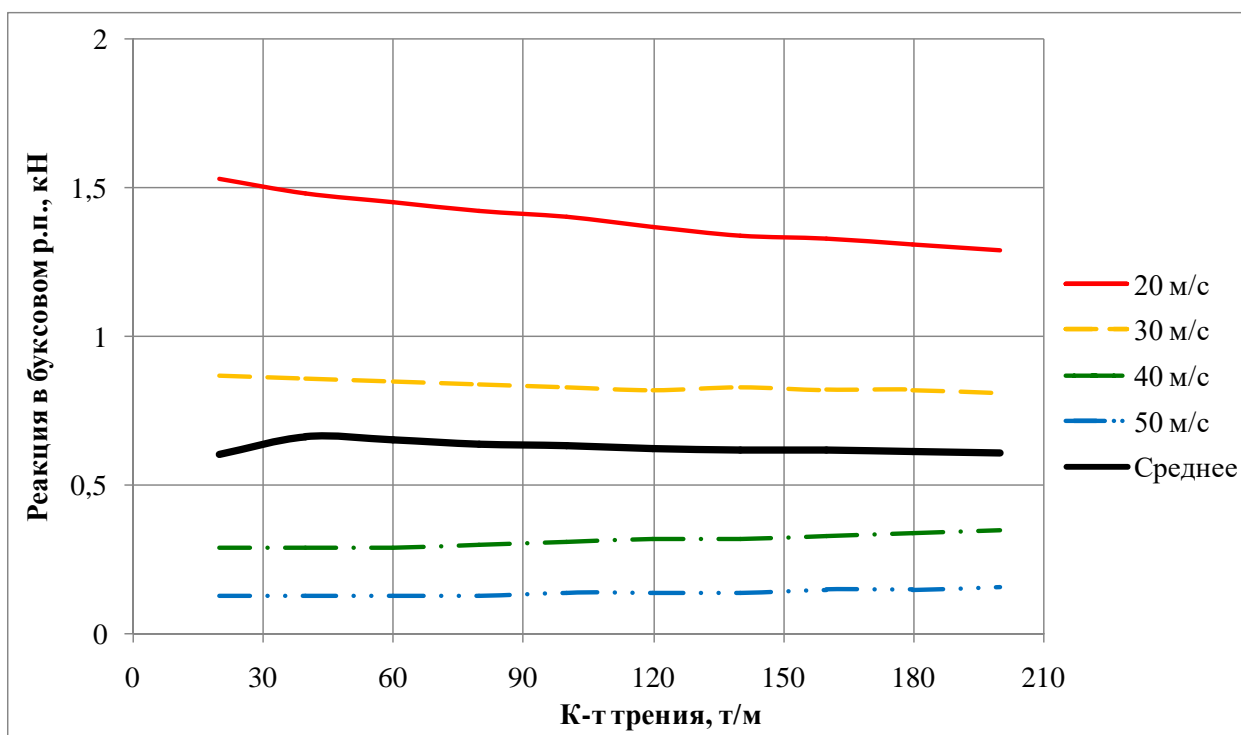


Рисунок 4.27 – Зависимости максимальной реакции в буксовой ступени от коэффициента трения при колебаниях подпрыгивания и боковой качки

Полученные данные показывают, что значение коэффициента вязкого трения не так значительно влияет на амплитуды реакций, как скорость движения.

На рисунках 4.28 и 4.29 приведем номограммы амплитуд вертикальных реакций в центральной и буксовой ступенях рессорного подвешивания в зависимости от скорости и коэффициента вязкого трения.

Из приведенных зависимостей видно, что в центральном подвешивании максимум амплитуды реакции имеет место при скорости 30 м/с во всем диапазоне значений коэффициента трения. В буксовом же подвешивании максимум амплитуды реакции (при скорости 20 м/с) наиболее выражен в случае низких значениях коэффициента трения.

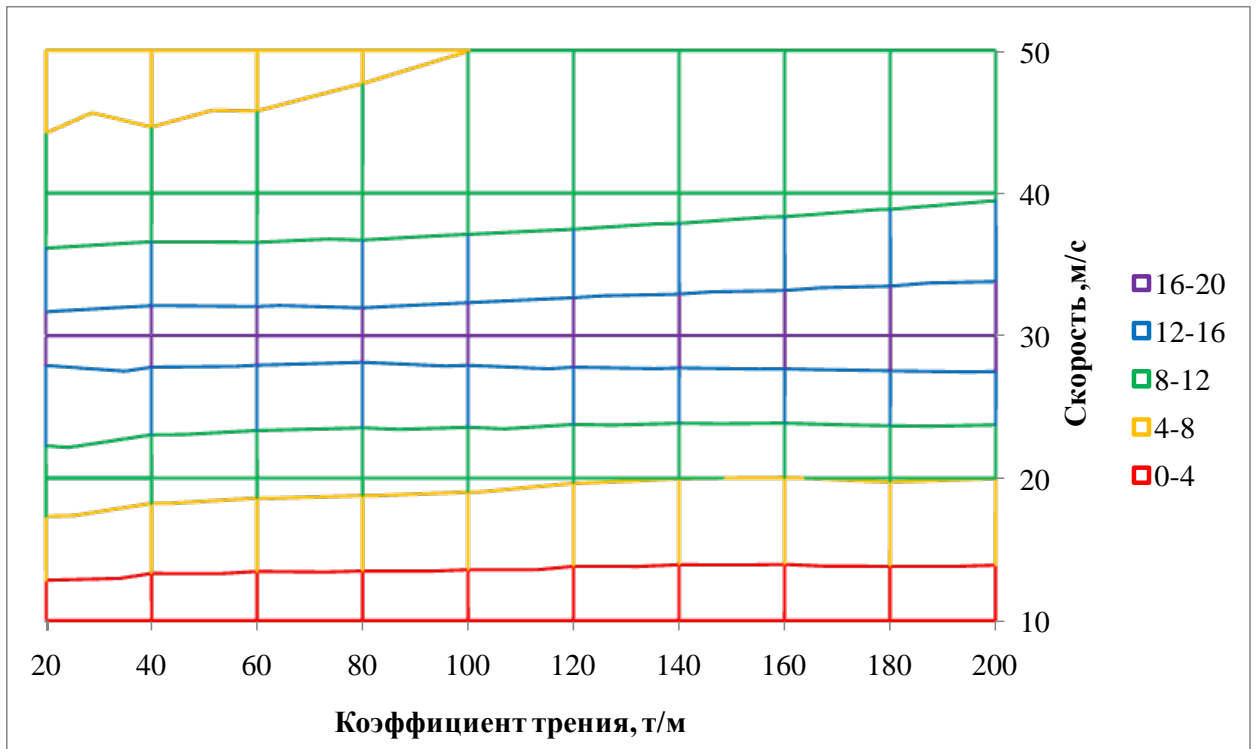


Рисунок 4.28 – Номограмма амплитуд вертикальной реакции в центральной ступени при подпрыгивании и боковой качке

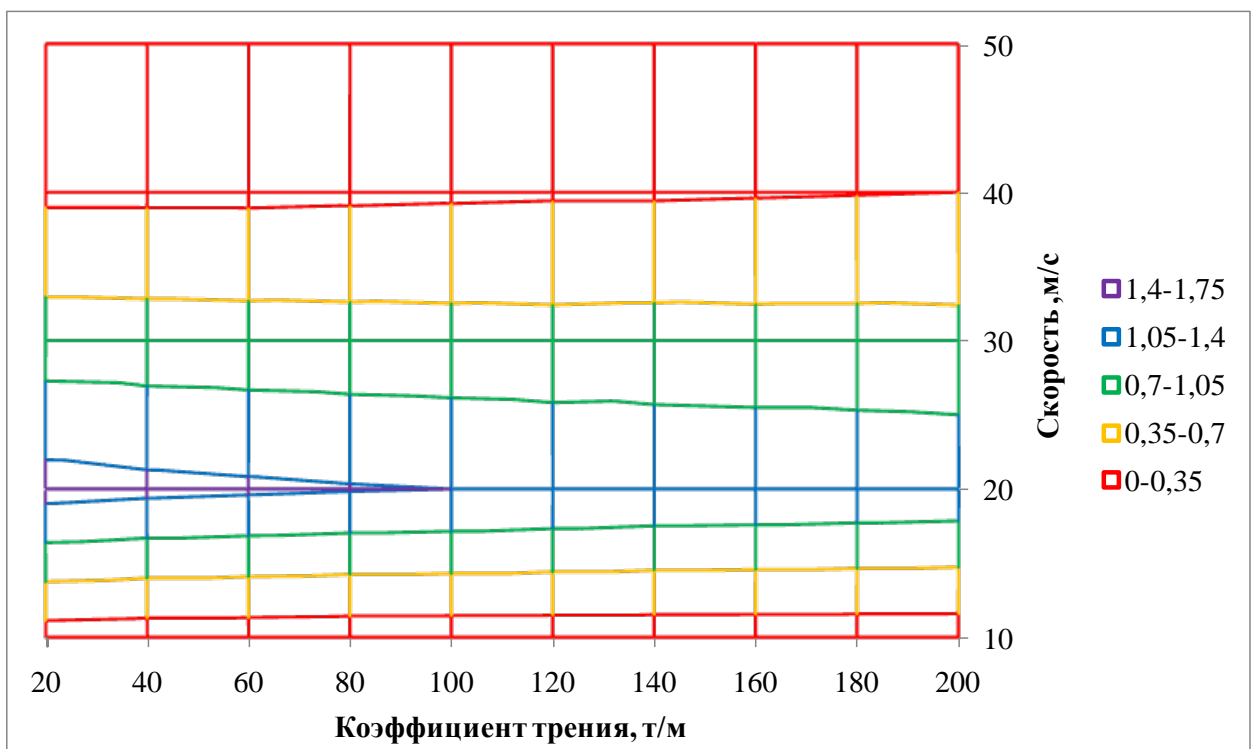


Рисунок 4.29 – Номограмма амплитуд вертикальной реакции в буксовой ступени при подпрыгивании и боковой качке

4.8 Оценка динамических качеств предложенной конструкции тележки на основе показателя плавности хода

Для пассажирских вагонов показатель плавности хода используется как основная характеристика для оценки динамических качеств. Этот показатель обобщает влияние нескольких факторов на уровень комфорта пассажиров, а именно:

- амплитуды ускорения;
- частоты ускорения;
- коэффициента утомляемости пассажиров.

Для принятого варианта параметров демпферов центральной ступени были смоделированы колебания при движении по трем видам неровностей, причем при колебаниях подпрыгивания и боковой качки отдельно оценивались горизонтальные ускорения.

В соответствии с [174], показатель плавности хода по каждому виду колебаний вычисляется по формуле:

$$W = 0,9k \cdot 10 \sqrt{\frac{a_0^3}{n}}, \quad (4.6)$$

где k - коэффициент, учитывающий влияние частоты и вида колебаний на утомляемость пассажиров (далее – «Коэффициент утомляемости»);

a_0 – амплитуда ускорения;

n – частота колебаний.

Результирующее значение показатель плавности хода определяется по формуле:

$$W = \left(\sum_{i=1}^p W_i^{10/3} \right)^{3/10}, \quad (4.7)$$

где i – номер вида колебаний;

p – количество видов колебаний.

Динамические качества считаются хорошими, если показатель плавности хода не превышает 3-3,25.

На рисунках 4.30–4.33 приведены сводные диаграммы зависимости параметров для определения показателя плавности.

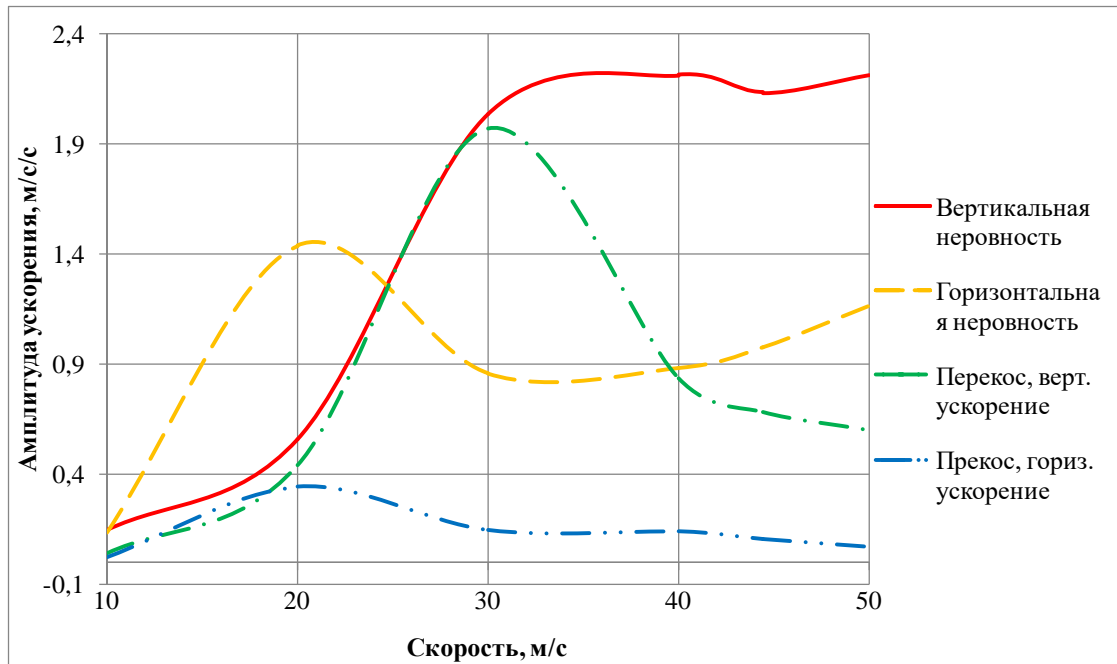


Рисунок 4.30 – Зависимости амплитуды ускорений от скорости движения при различных видах колебаний

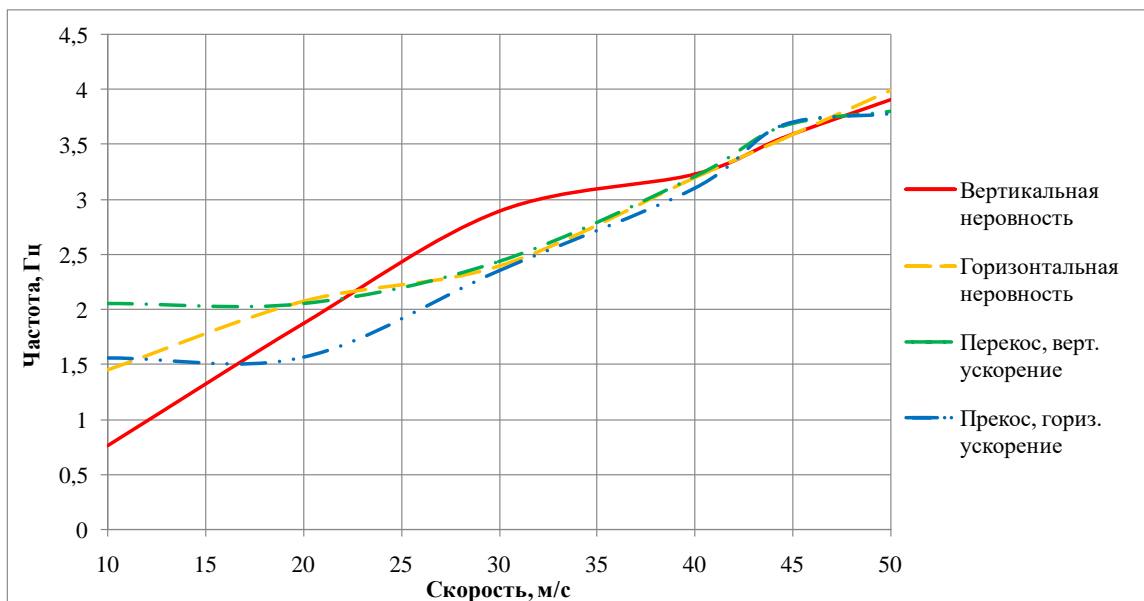


Рисунок 4.31 – Зависимости частоты от скорости движения при различных видах колебаний

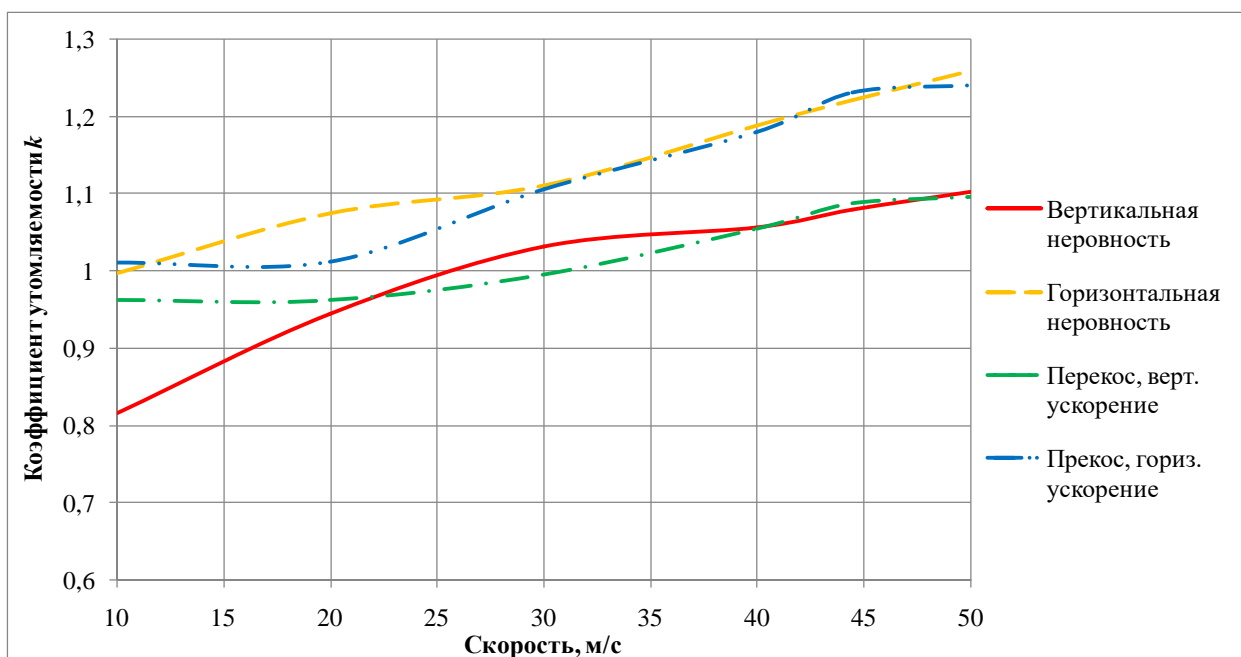


Рисунок 4.32 – Зависимости коэффициента утомляемости от скорости движения при различных видах колебаний

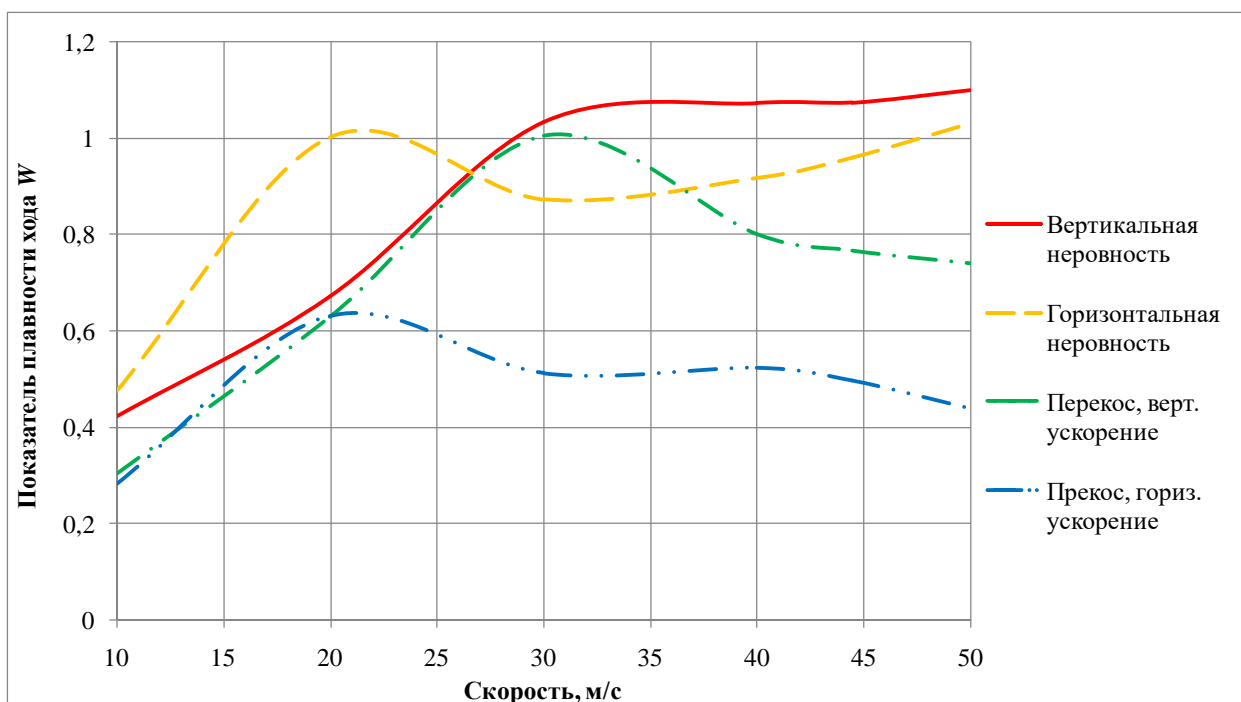


Рисунок 4.33 – Зависимости показателя плавности хода от скорости движения при различных видах колебаний

Из графиков видно, что максимальные амплитуды возникают при разных скоростях для разных видов колебаний, что можно объяснить различными собственными частотами и условиями наступления резонансных явлений. Частоты установившихся колебаний в целом нелинейно возрастают с увеличением

скорости. Закон изменения коэффициента утомляемости близок к закону изменения частот и также носит, в основном, возрастающий характер. Показатель плавности хода по разным видам колебаний принимает наибольшие значения при различных скоростях.

В таблице 4.6 сведены итоговые значения параметров, соответствующие наибольшим значениям показателя W по каждому виду колебаний.

Таблица 4.6 - Значения параметров для определения значения показателя плавности хода W

Вид неровности и колебаний	Скорость, м/с	Амплитуда ускорения, м/с ²	Частота, Гц	W
Вертикальная	44,44	2,133	3,557	1,0743
Горизонтальная	20	1,436	2,078	1,0024
Перекося, вертикальные	30	1,971	2,442	1,0044
Перекося, горизонтальные	20	0,341	1,564	0,6308
Результирующий				1,4572

Результирующее значение показателя плавности хода, полученное по формуле (4.7), составило 1,4572. Это свидетельствует о хороших ходовых качествах предложенной модели тележки пассажирского вагона.

4.9 Выводы по разделу 4

1 Выполнена проверка разработанных математических моделей по результатам исследований других авторов. Установлено удовлетворительное

соответствие результатов. Наибольшее расхождение максимальных значений реакции составило 17,7 %.

2 Расхождение результатов можно объяснить следующим:

- неполное соответствие исходных данных;
- погрешностью метода Эйлера при интегрировании дифференциальных уравнений;
- различием расчетных схем и допущений;
- возможными погрешностями в результатах других авторов и их представлении.

3 Произведено сравнение эффективности применения линейной и квадратичной зависимостей сил вязкого трения. Выявлено, что «квадратичная» модель имеет меньшее расхождение с экспериментом.

4 Выбраны рациональные параметры предлагаемых эластомерных демпферов центральной ступени рессорного подвешивания. Для вертикального демпфера рекомендованы следующие параметры:

- значение коэффициента вязкого трения 130 т/м;
- значение жесткости 250 кН/м.

Для горизонтального гасителя:

- значение коэффициента вязкого трения 60 т/м;
- значение жесткости 120 кН/м.

5 Проведено исследование по оценке применимости принципа независимости действия сил. Установлено, что наличие сил сухого трения практически не нарушает принципа независимости.

При применении «квадратичной» модели демпферов принцип независимости в общем случае не выполняется, при этом отдельные расчеты дают значения динамических сил «в запас».

6 Проведены исследования разных видов колебаний на основе предложенных математических моделей.

7 Оценено влияние галопирования на процесс вертикальных колебаний, которое состоит в снижении уровня динамических сил и поглощенной энергии.

8 При колебаниях бокового отбоя и виляния одномассовую расчетную схему можно рекомендовать только при «прикидочных» расчетах.

9 При колебаниях подпрыгивания и боковой качки на амплитуды реакций наибольшее влияние оказывает скорость движения. Всплески амплитуд объясняются наступлением резонанса.

10 Уровень сил в центральном рессорном подвешивании оказывается более, чем на порядок выше, чем в буксовом.

11 Показатель плавности хода составил 1,46, что свидетельствует о хороших ходовых качествах предложенной модели тележки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Проведенный анализ литературных источников показал, что развитие теоретических исследований динамики подвижного состава связано с решением многочисленных актуальных задач, применением новых подходов, дальнейшим уточнением разрабатываемых математических моделей, все более точным учетом реальных эксплуатационных режимов и особенностей поведения экипажей.

2 Экспериментальные методы исследования, хотя и играют важную роль в динамике подвижного состава, имеют ограничения, связанные с высокой стоимостью создания опытных образцов, проведения испытаний, применения специальной аппаратуры, в результате чего все большее применение приобретают теоретические методы исследования.

3 Среди энергопоглощающих устройств наиболее эффективными с точки зрения силовой характеристики являются гидрогазовые и эластомерные аппараты. С точки зрения простоты конструкции и надежности наилучшие из них - эластомерные демпферы.

4 Выполнен анализ подходов к проектированию эластомерных энергопоглощающих устройств, а также свойств эластомера с точки зрения его применения в качестве рабочего тела энергопоглощающих устройств. Это позволило спроектировать эластомерный демпфер для тележки пассажирского вагона.

5 Предложено техническое решение по конструкции двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона. Описаны основные элементы демпфера и принцип действия.

6 Разработаны специализированные расчетные схемы и методики для моделирования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям различных видов. Они позволяют достаточно эффективно (по ресурсам ЭВМ) выполнять динамические расчеты пассажирских вагонов.

7 Разработаны математические модели силовых характеристик гасителей колебаний на основе вязкого трения, основанные на квадратичной зависимости

реакции от скорости деформации, что вытекает из уравнений гидравлики. Они позволяют более адекватно, чем основанные на линейной зависимости, моделировать работу гасителей колебаний.

8 Для предложенной конструкции эластомерного демпфера разработана математическая модель силовой характеристики. Она позволила в явном виде получать значения реакции в демпфере, что эффективно при реализации методики на ЭВМ.

9 Выполнена проверка разработанных математических моделей по результатам исследований других авторов. Установлено удовлетворительное соответствие результатов. Наибольшее расхождение максимальных значений реакции составило 17,7 %.

10 Произведено сравнение эффективности применения линейной и квадратичной зависимостей сил вязкого трения. Выявлено, что «квадратичная» модель имеет в два раза меньшее расхождение с экспериментом.

11 Выбраны рациональные параметры предлагаемых эластомерных демпферов центральной ступени рессорного подвешивания. Для вертикального демпфера приняты следующие значения:

- коэффициент вязкого трения 130 т/м;
- жесткость 250 кН/м.

Для горизонтального демпфера:

- коэффициент вязкого трения 60 т/м;
- жесткость 120 кН/м.

Данные значения параметров позволяют обеспечить наименьший уровень динамических сил при движении вагона по неровностям пути.

12 Проведено исследование принципа независимости действия сил применительно к колебаниям пассажирского вагона. Установлено, что при применении «линейной» модели демпферов принцип независимости выполняется с высокой точностью. При этом наличие сил сухого трения практически не нарушает принципа независимости. При «квадратичной» модели принцип

независимости в общем случае не выполняется, при этом отдельные расчеты дают значения динамических сил «в запас».

13 Проведены исследования разных видов колебаний на основе предложенных математических моделей. Они позволили оценить влияние различных параметров на динамическую нагруженность вагона.

14 На амплитуды реакций наибольшее влияние оказывает скорость движения. Всплески амплитуд объясняются наступлением резонанса, этот негативный фактор должен учитываться при выборе динамических характеристик и скоростей движения пассажирского вагона.

15 Оценено влияние галопирования на процесс вертикальных колебаний, которое состоит в снижении уровня динамических сил и поглощенной энергии.

16 Уровень сил в центральном рессорном подвешивании оказывается более, чем на порядок выше, чем в буксовом.

17 С применением предложенных демпферов показатель плавности хода составляет 1,46, что свидетельствует о хороших ходовых качествах предложенной модели тележки.

18 Результаты работы могут быть использованы для создания действующих образцов эластомерного демпфера и внедрения их на пассажирских вагонах.

19 Предложенные математические модели могут быть использованы для разработки гасителей колебаний с улучшенными характеристиками при проектировании пассажирских вагонов.

20 Дальнейшие исследования должны включать:

- более полный выбор рациональных параметров (геометрических и силовых), обеспечивающих лучшие динамические характеристики вагона (главным образом, показатель плавности хода);

- выбор материала и толщин элементов демпфера из условий достаточной жесткости и прочности;

- создание и динамические испытания опытного образца демпфера с уточнением его характеристик;

- разработку и проверку математической модели вагона, оборудованного предлагаемыми демпферами.
- теоретические и экспериментальные исследования динамических режимов пассажирского вагона с предлагаемыми демпферами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Appel, P. Теоретическая механика / П. Appel. - Москва : Физматгиз, 1960, т. I. – 515 с.
- 2 Appel, P. Теоретическая механика / П. Appel. - Москва : Физматгиз, 1960, т. II. – 487 с.
- 3 Суслов, Г.К. Основы аналитической механики / Г.К. Суслов. - Москва : Гостехиздат, 1944. – 655 с.
- 4 Жуковский, Н.Е. Полное собрание сочинений / Н.Е. Жуковский. – Москва-Ленинград : ОНТИ, НКТП, 1937, т. VIII. – 291 с.
- 5 Жуковский, Н.Е. Работа (усилие) русского сквозного и американского несквозного тягового привода при трогании поезда с места и в начале его движения / Н.Е. Жуковский // Бюллетень Экспериментального института путей сообщения, 1919. – 13 - с 31-57.
- 6 Крылов, А.Н. Вибрация судов / А.Н. Крылов. - Москва-Ленинград : ОНТИ, 1948. – 403 с.
- 7 Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле. / С.П.Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер; Пер. с англ. под ред. Э.И. Григолюка. - Москва : Машиностроение, 1985. – 472 с.
- 8 Ляпунов, А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. - Москва-Ленинград : Гостехтеориздат, 1950. – 471 с.
- 9 Андронов, А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – Москва : Физматгиз, 1959. – 916 с.
- 10 Арнольд, В.И. Математические методы классической механики / В.И. Арнольд. – Москва : Наука, 1974. – 431 с.
- 11 Архангельский, Ю.А. Аналитическая динамика твердого тела / Ю.А. Архангельский. – Москва : Наука, 1977. – 328 с.
- 12 Бабаков, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. - Москва : Наука, 1968. – 560 с.

- 13 Булгаков, Б.В. Колебания / Б.В. Булгаков. - Москва : Гостехиздат, 1954. – 892 с.
- 14 Бидерман, В.Л. Прикладная теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. - Москва : Высшая школа, 1972. – 416 с.
- 15 Гантмахер, Ф.Р. Лекции по аналитической механике / Ф.Р. Гантмахер. - Москва : Наука, 1966. – 300 с.
- 16 Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. - Ленинград : Машиностроение, 1976. – 320 с.
- 17 Золотарский, А.Ф. Железнодорожный путь и подвижной состав для высоких скоростей движения / А.Ф. Золотарский, С.В. Вершинский, О.П. Ершков и др. - Москва : Транспорт, 1964. – 272 с.
- 18 Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; Под ред. М.Ф. Вериго. - Москва : Транспорт, 1986. – 560 с.
- 19 Лазарян, В.А. Динамика вагонов / В.А. Лазарян. - Москва : Трансжелдориздат, 1964. – 255 с.
- 20 Лазарян, В.А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В.А. Лазарян, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко. - Киев : Наукова думка, 1972. – 200 с.
- 21 Данилов, В.Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом / В.Н. Данилов. - Москва : Всесоюзное издательско-полиграфическое объединение Министерства путей сообщения, 1961. – 112 с.
- 22 Челноков, И.И. Установление параметров рессорного подвешивания пассажирских вагонов на основе исследований вертикальных колебаний / И.И. Челноков, В.А. Кошелев // Труды ЛИИЖТ. - Вып. 255. – 1966. – С. 3-27.
- 23 Хусидов, В.В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ. / В.В.Хусидов, А.А. Хохлов, Г.И. Петров, В.Д. Хусидов; Под ред. А.А. Хохлова – Москва : МИИТ, 2001. – 160 с.
- 24 Ковалев, Н.А. Боковые колебания подвижного состава / Н.А. Ковалев. - Москва : Транспорт, 1957. – 257 с.

25 Медель, В.Б. Основные уравнения динамики подвижного состава железных дорог / В.Б. Медель // Труды МЭМИИТ. - Вып. 55. - Москва : Трансжелдориздат, 1948.

26 Иванов, В.Н. Определение составляющих сил крипа и условий устойчивости движения колесной пары / В.Н. Иванов, И.П. Исаев, Н.А. Панькин, В.К. Якубовский // Вестник ВНИИЖТ, 1978. - № 8. - С. 32-36.

27 Бирюков, И.В. Механическая часть тягового подвижного состава / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова. - Москва : Транспорт, 1992. - 440 с.

28 Блохин, Е.П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. - Москва : Транспорт, 1980. - 290 с.

29 Кудрявцев, Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс / Н.Н. Кудрявцев // Труды ВНИИЖТ. - Вып. 287. - Москва : Транспорт, 1965. - 168 с.

30 Коротенко, М.Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного грузового вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания / М.Л. Коротенко, В.Д. Данович // Труды ДИИТ. - Вып. 199/25, 1977. - С. 3-13.

31 Голубенко, А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко. - Киев, 1993. - 448 с.

32 Грачева, Л.О. Спектральный анализ вынужденных колебаний вагона при случайных неровностях железнодорожного пути и выбор параметров рессорного подвешивания / Л.О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. - Вып. 347. - Москва : Транспорт, 1967, С. 151-168.

33 Галеев, А.У. Вопросы механики поезда / А.У. Галеев, Ю.И. Першиц. - Москва : Трансжелдориздат, 1958. - 232 с.

34 Соколов, М.М. Динамическая нагруженность вагона / М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, Ю.Г. Минкин. - Москва : Транспорт, 1981. - 207 с.

35 Тибиллов, Т.А. О статистическом рассмотрении колебаний подвижного состава / Т.А. Тибиллов // Труды ВНИИЖТ. - Вып. 51. - Москва : Транспорт, 1965, С. 16-31.

36 Радченко, Н.А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств / Н.А. Радченко. - Киев : Наукова думка, 1988. – 242 с.

37 Львов, А.А. Динамика вагонов электропоездов ЭР 22 и ЭР 200 на тележках с пневматическим подвешиванием / А.А. Львов, Ю.С. Ромен, А.В. Кузнецов и др. // Труды ВНИИЖТ. - Вып. 417, 1970. - С. 5-129.

38 Ушкалов, В.Ф. Случайные колебания механических систем при сухом и вязком трении / В.Ф. Ушкалов // В сб. «Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем». - Киев : Наукова думка, 1977, с. 16-23.

39 Кобищанов, В.В. Исследование долговечности сварных несущих конструкций вагонов на основе моделирования динамики движения / В.В. Кобищанов, Д.Я. Антипин // Наука и техника. Т.3, итоги диссертационных исследований. – Москва : РАН, 2004. – С. 224-233.

40 Хохлов, А.А. Решение экстремальных задач динамики вагонов / А.А. Хохлов. - Москва : МИИТ, 1982. – 105 с.

41 Черкашин, Ю.М. Динамика наливного поезда / Ю.М. Черкашин // Труды ВНИИЖТ. - Вып. 543. – Москва : Транспорт, 1975. - 136 с.

42 Камаев, А.А. Некоторые особенности динамической системы железнодорожный экипаж-путь / А.А. Камаев // Динамика транспортных машин. - Тула, 1977. - С. 18-20.

43 Ершков, О.П. Исследование жёсткости железнодорожного пути и её влияние на работу рельсов в кривых участках / О.П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС. - Вып. 264. - Москва : Трансжелдориздат, 1963.

44 Гарг, В.К. Динамика подвижного состава / В.К. Гарг, Р.В. Дуккипати; Пер. с англ. Под ред. Н.А. Панькина. – Москва : Транспорт, 1988. – 391 с.

45 Мюллер, П.К. Математические методы в динамике транспортных средств / П.К. Мюллер // В кн. Динамика высокоскоростного транспорта; Пер. с англ. под ред. Т.А. Тибилова. - Москва : Транспорт, 1988, С. 39-58.

46 Carter, F.W. On the action of a Locomotive Driving Wheel / F.W. Carter // Priceeding. Royal Society of London. - Series A. 1926. - Vol. 112. - P. 151.

47 Rocard, J. La stabilite de route des Lokomotives / J. Rocard. - Paris, 1936.

48 Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи / Х. Хейман. - Москва : Трансжелдориздат, 1957. - 416 с.

49 Малкин, И.Г. Теория устойчивости движения / И.Г. Малкин. - Москва : Наука, 1968. - 532 с.

50 Бахвалов, Н.С. Численные методы / Н.С. Бахвалов. - Москва : Наука, 1975. - т. I. - 631 с.

51 Березин, И.С. Методы вычислений / И.С. Березин, Н.П. Жидков. - Москва : Наука, 1966. - т. I. - 632 с.

52 Березин, И.С. Методы вычислений / И.С. Березин, Н.П. Жидков. - Москва : Наука, 1966. - т. II. - 640 с.

53 Камаев, А.А. Исследование входа в кривые железнодорожного экипажа / А.А. Камаев и др. // Вопросы транспортного машиностроения. - Брянск, 1971.

54 Камаев, А.А. Исследование воздействия на путь в кривых подвижного состава методами физического моделирования / А.А. Камаев и др. // Вопросы транспортного машиностроения. - Брянск, 1971.

55 Савоськин, А.Н. Алгоритм оптимизации рессорного подвешивания подвижного состава / А.Н. Савоськин, И.А. Гольдштейн. - Вестник ВНИИЖТ, 1981. - № 7.

56 Филиппов, В.Н. Исследование пути трения фрикционных поверхностей деталей гасителя колебаний / В.Н. Филиппов, С.А. Сенаторов, А.В. Смольянинов, Г.И. Петров // Вестник ВНИИЖТ, 1983. - № 4. - С. 15-21.

57 Кудрявцев, Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов / Н.Н. Кудрявцев // Труды ЦНИИ МПС. - Вып. 287, 1965.

58 Кудрявцев, Н.Н. Определение вертикальных возмущений, вызывающих колебания обрессоренных частей вагона при движении по рельсовому пути / Н.Н. Кудрявцев и др. // Вестник ВНИИЖТ, 1982. - № 5.

59 Андреев, Г.Е. Характер изменения кривизны рельсовых нитей в горизонтальной плоскости // Г.Е. Андреев // Труды ЛИИЖТа. - вып. 260, Ленинград : Транспорт, 1967.

60 Грачёва, Л.О. Оценка влияния неровностей пути на динамические показатели различных типов вагонов (без износа ходовых частей) при движении по прямым участкам пути / Л.О. Грачёва, А.А. Львов и др. // Труды ЦНИИ МПС. - вып. 549, Москва : Транспорт, 1976. - С. 56-71.

61 Грачева, Л.О. Показатели динамики воздействия на путь грузовых четырёхосных вагонов при различных износах тележек и отступления от норм содержания в прямых участках пути / Л.О. Грачева, В.О. Певзнер, П.С. Анисимов // Труды ЦНИИ МПС. - Вып. 549. - Москва : Транспорт, 1976. - С. 4-25.

62 Крейнис, З.Л. Спектральный состав очертаний рельсовых нитей / З.Л. Крейнис // Вестник ВНИИЖТ, 1982. - № 4.

63 Крейнис, З.Л. Влияние пучинных неровностей на взаимодействие подвижного состава и пути / З.Л. Крейнис, В.Е. Николаев, Ю.С. Ромен // Вестник ВНИИЖТ, 1979. - № 8.

64 Львов, А.А. Некоторые характеристики геометрических (вертикальных) неровностей пути / А.А. Львов, А.Я. Коган, А.М. Бржезовский., А.Н. Захаров // Вестник ВНИИЖТ, 1971. - № 3.

65 Фришман, М.А. Воздействие на путь скоростного экипажа с реактивной тягой / М.А. Фришман, Л.Я. Воробейчик // Вестник ВНИИЖТ, 1972. - № 8.

66 Грачёва, Л.О. Динамические особенности восьмиосной цистерны с опиранием котла на скользуны двухосных тележек / Л.О. Грачёва, Б.С. Евстафьев, И.В. Козлов, А.А. Львов, В.О. Певзнер, В.Н. Филиппов, А.Н. Шамаков // Межвузовский сборник. - Москва : МИИТ. - Вып. 677, 1980. - С. 61-70.

67 Грачёва, Л.О. Результаты комплексных испытаний восьмиосной цистерны с опорами на скользуны / Л.О. Грачёва, С.В. Вершинский и др. // Вестник ВНИИЖТ, 1979. - № 6.

68 Певзнер, В.О. Анализ динамических качеств опытных восьмиосных вагонов с опиранием кузова на скользуны двухосных тележек по показателям воздействия на путь / В.О. Певзнер, В.Н. Филиппов, А.Н. Шамаков, И.В. Козлов // Межвузовский сборник. - Москва : МИИТ. - Вып. 728, 1983. - С. 52-69.

69 Бишоп, Р. Колебания / Р. Бишоп. - Москва : Наука, 1979. - 159 с.

- 70 Бухгольц, Н.Н. Основной курс теоретической механики (ч. 2) / Н.Н. Бухгольц. - Москва : Наука, 1972. - 332 с.
- 71 Киттель, Ч. Механика / Ч. Киттель, У. Найт, М. Рудерман. - Москва : Наука, 1975. - 480 с.
- 72 Космодемьянский, А.А. Курс теоретической механики. Часть II / А.А. Космодемьянский. - Москва : Просвещение, 1966. - 398 с.
- 73 Ландау, Л.Д. Механика. Электродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. - Москва : Наука, 1969. - 272 с.
- 74 Филиппов, А.П. Колебания деформируемых систем / А.П. Филиппов. - Москва : Машиностроение, 1970. - 735 с.
- 75 Халфман, Р.Л. Динамика / Р.Л. Халфман. - Москва : Наука, 1972. - 568 с.
- 76 Heyde, H. Mechanik Fur Jungen ieuere / H. Heyde // V.G. Teubner Verlagsgesellschaft. - Leipzig, 1962, P. 226-227.
- 77 Демидович, Б.П. Лекции по математической теории устойчивости / Б.П. Демидович. - Москва : Наука, 1967. - 472 с.
- 78 Демидович, Б.П. Численные методы анализа / Б.П. Демидович, И.А. Марон, Э.З. Шувалова. - Москва : Государственное издательство физико-математической литературы, 1962. - 367 с.
- 79 Марчук Г.И. Методы вычислительной математики / Г.И. Марчук. - Москва : Наука, 1977. - 456 с.
- 80 Старжинский В.М. Прикладные методы нелинейных колебаний / В.М. Старжинский. - Москва : Наука, 1977. - 256 с.
- 81 Боголюбов, Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. - Москва : Наука, 1974. - 504 с.
- 82 Бутенин Н.В. Элементы теории нелинейных колебаний / Н.В. Бутенин. - Ленинград : Судпромгиз, 1962. - 192 с.
- 83 Ден-Гартог, Дж. Механические колебания / Дж. Ден-Гартог; Пер. с англ. - Москва : Физматгиз, 1960. - 580 с.
- 84 Каудерер, Г. Нелинейная механика / Г. Каудерер. - Москва : И.Л., 1961. - 778 с.

85 Крылов, Н.М. Введение в нелинейную механику / Н.М. Крылов, Н.Н. Боголюбов. – Киев : Изд. АН УССР, 1937. – 363 с.

86 Малкин, И.Г. Некоторые задачи в теории нелинейных колебаний / И.Г. Малкин. - Москва : Гостехтеориздат, 1956. – 492 с.

87 Хусидов, В.Д. Исследование динамики ходовых частей и упругих вибраций кузовов грузовых вагонов методами цифрового моделирования : специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Хусидов Владимир Давидович. - Москва, 1980. - 306 с.

88 Хусидов, В.Д. Анализ некоторых численных методов интегрирования, используемых при решении задач динамики / В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов // Проблемы механики железнодорожного транспорта. - Киев : Наукова думка, 1980. - С. 147-148.

89 Данович, В.Д. Определение сил взаимодействия движущегося объекта и инерционного основания / В.Д. Данович, И.А. Литвин, Т.Ф. Мокрый, Е.Ю. Трубицкая // Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем. - Киев : Наукова думка, 1977. - С. 93-99.

90 Челноков, И.И. Влияние упругости кузова на колебательный процесс вагонов / И.И. Челноков, Л.Л. Осиповский // Труды ЛИИЖТа. - Вып. 281, 1968. - С. 109-123.

91 Осиповский, Л.Л. Выбор параметров демпфирования вертикальных колебаний вагонов одинарного подвешивания с учетом упругости кузова / Л.Л. Осиповский // Труды ЛИИЖТа. - Вып. 268, 1967. - С. 3-14.

92 Соколов, М.М. Исследование плавности хода грузовых вагонов в зависимости от типа рессорного подвешивания и рода груза: специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Соколов Михаил Матвеевич. - Ленинград, 1973. - 40 с.

93 Ушкалов, В.Ф. О построении обобщенных частотных характеристик многомассовых систем с сухим трением / В.Ф. Ушкалов, А.К. Шерстюк // Тезисы

докладов Всесоюзного совещания «Механика наземного транспорта». - Киев : Наукова думка, 1977, С. 53-57.

94 Манашкин, Л.А. Исследование с помощью АВМ случайных продольно-изгибных колебаний вагонов при продольных ударах / Л.А. Манашкин, А.В. Юрченко // В кн. Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. - Киев : Наукова думка, 1976. - С. 31-36.

95 Кондрашов В.М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и практике / В.М. Кондрашов. – Москва : Интекст, 2001. – 190 с.

96 Никольский, Л.Н. Фрикционные амортизаторы удара / Л.Н. Никольский. - Москва : Машиностроение, 1964. - 167 с.

97 Никольский, Л.Н. Амортизаторы удара подвижного состава / Л.Н. Никольский, Б.Г. Кеглин. - Москва : Машиностроение, 1986. - 144 с.

98 Лазарян, В.А. О переходных режимах движения поездов / Л.А. Лазарян // Труды ДИИТ. - Вып. 152: Исследования по динамике рельсовых экипажей. - Днепропетровск, 1973. - С. 3-44.

99 Лазарян, В.А. К вопросу о влиянии характеристик связей одномерных механических систем на переходные режимы движения / В.А. Лазарян, Е.П. Блохин, И.Г. Барбас, Л.А. Манашкин // Труды ДИИТ. - Вып. 59: Исследование переходных режимов движения поездов и динамики подвижного состава. - Москва : Транспорт, 1966. - С. 3-9.

100 Блохин, Е.П. Динамика поезда / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. - Москва : Транспорт, 1982. - 222 с.

101 Блохин, Е.П. Об уточнении модели межвагонного пружинно-фрикционного амортизатора удара / Е.П. Блохин, Е.Л. Стамблер // Труды МИИТ. - Москва. - Вып. 643, 1979. - С. 122-128.

102 Манашкин, Л.А. Динамика вагонов, сцепов и поездов при продольных ударах : специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Автореферат диссертации на соискание учетной степени доктора технических наук / Манашкин Лев Абрамович. - Ленинград, 1980. - 44 с.

103 Кеглин, Б.Г. Оптимизация межвагонных амортизирующих устройств : специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Автореферат диссертации на соискание учетной степени доктора технических наук. / Кеглин Борис Григорьевич - Ленинград, 1981. - 44 с.

104 Крайзгур, Г.Б. К вопросу о выборе направления по созданию высокоэффективных средств продольной амортизации вагонов / Г.Б. Крайзгур // Труды ВНИИВ. - Вып.38: Вопросы перспективного развития и улучшения параметров грузовых и пассажирских вагонов. - Москва, 1979. - С. 3 - 10.

105 Беспалов, Н.Г. Исследование пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов автосцепки применительно к перспективным условиям эксплуатации подвижного состава железных дорог : специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Автореферат диссертации на соискание учетной степени кандидата технических наук / Беспалов Николай Григорьевич. - Москва, 1968. - 20 с.

106 Бондарев, А.М. Статистические исследования сил, действующих на грузовые вагоны при торможениях поездов : специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Автореферат диссертации на соискание учетной степени кандидата технических наук / Бондарев Александр Матвеевич. - Днепропетровск, 1976. - 22 с.

107 Богомаз, Г.И. Исследование при помощи математического моделирования пуска в ход наливных поездов : специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Автореферат диссертации на соискание учетной степени кандидата технических наук / Богомаз Георгий Иванович. - Днепропетровск, 1974. - 16 с.

108 Бойчевский, О.Г. Экспериментальные исследования продольных усилий в грузовых поездах массой до 10 тыс. т при переходных режимах движения / О.Г. Бойчевский, П.Т. Гребенюк, Е.П. Блохин, И.Б. Феоктистов // Труды ЦНИИ МПС. - Вып. 425: Динамика, прочность и устойчивость вагонов в тяжеловесных и скоростных поездах. - Москва, 1970. – С. 55-86.

109 Галеев, А.У. Определение ударных усилий, возникающих в автосцепках при экстренном торможении грузового поезда с воздухораспределителями 270-002 / А.У. Галеев, Ю.И. Першиц // Труды МИИТ. - Выпуск 102: Вопросы механики подвижного состава и рельсового пути. - Москва, 1959. - С 5-20.

110 Забаров, И.А. Поглощающие аппараты автосцепки железнодорожных вагонов / И.А. Забаров. - Москва : НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1965. - 69 с.

111 Крайзгур, Г.Б. О повышении массы грузовых поездов при усовершенствованных поглощающих аппаратах автосцепки / Г.Б. Крайзгур, Ю.И. Першиц, И.Г. Крайзгур // Труды ВНИИВ. - Вып. 55: Проблемы совершенствования конструкций вагонов, их узлов и деталей. - Москва, 1985. - С. 64-75.

112 Лазарян, В.А. Влияние неоднородности состава на продольные усилия в поезде / В.А. Лазарян, Е.П. Блохин, Л.В. Белик // Труды ДИИТ. - Вып. 120: Применение математических машин к расчёту узлов вагонов на прочность. - Днепропетровск, 1972. - С. 21-28.

113 Лазарян, В.А. Исследование работы резино-металлических поглощающих аппаратов типа Р-2П в пассажирских поездах / В.А. Лазарян, Е.П. Блохин, И.Г. Барбас, А.И. Стукалов, Е.В. Юспина // Труды ДИИТ. - Вып. 59: Исследование переходных режимов движения поездов и динамики подвижного состава. - Москва : Транспорт, 1966. - С. 69-81.

114 Попов, Г.Г. О некотором проявлении релаксационных свойств резины при динамической нагрузке / Попов // Труды ВНИИЖТ. - Вып. 483. – Москва, 1972. - С. 17-21.

115 Харитонов, А.Т. Работоспособность резиновых поглощающих аппаратов при низких температурах / А.Т. Харитонов, В.Н. Воробьёв // Повышение надёжности элементов подвижного состава. - Москва : НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1974. - С. 45-48.

116 Веницкий, Л.Е. Выбор материала для резино-металлических элементов поглощающих аппаратов / Л.Е. Веницкий, З.А. Блинова // Вестник ВНИИЖТ. - 1962. - № 5. - С. 38-43.

117 Кеглин, Б.Г. О расчете процесса удара в резиновый амортизатор сжатия / Б.Г. Кеглин, Ю.В. Игнатенко // Каучук и резина. - 1969. - № 2. - С. 29-33.

118 Харитонов, А.Т. Механические свойства резиновых элементов применительно к работе поглощающих аппаратов / А.Т. Харитонов // Каучук и резина. - 1959. - № 2. - С. 50-54.

119 Каракашьян, З.О. Трехкамерный гидрогазовый поглощающий аппарат автосцепки подвижного состава / З.О. Каракашьян, В.В. Болотин, В.Я. Першин, А.И. Тимошук // Труды МИИТ. - Вып. 451, 1975. - С. 165-169.

120 Каракашьян, З.О. Гидрогазовый аппарат автосцепки повышенной энергоемкости / З.О. Каракашьян, М.М. Болотин, В.Я. Першин, Л.А. Драгоненко // Труды МИИТ. - Вып. 451, 1975. - С. 161-165.

121 Манашкин, Л.А. Исследование гидропневматических амортизаторов удара с помощью электронного моделирования / Л.А. Манашкин, А.В. Юрченко // Вестник машиностроения. - 1977. - № 6. - С. 7-11.

122 Бачурин, Н.С. Нагруженность и прочность элементов вагонов из вязкоупругих высокоэластичных материалов : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : Автореферат диссертации на соискание учетной степени доктора технических наук / Бачурин Николай Сергеевич. - Санкт-Петербург, 1991. - 52 с.

123 А.с. 1240666 СССР, МКИ 4 В61 G 9/08. Гидрогазовый поглощающий аппарат / П.Ю. Шалимов, А.П. Болдырев ; Оpubл. 30.06.86, Бюл. № 24.

124 А.с. 1643265 СССР, МКИ 4 В61 G 9/08. Фрикционно-гидравлический поглощающий аппарат автосцепки / П.Ю. Шалимов, Б.Г. Кеглин, А.П. Болдырев ; Оpubл. 23.04.91, Бюл. № 15.

125 Поляков, Д.Д. Исследование фрикционно-гидравлических поглощающих аппаратов автосцепки : специальность 05.05.01 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Диссертация на соискание учетной степени кандидата технических наук / Поляков Дмитрий Дмитриевич. - Брянск, 1974. - 181 с.

126 Тимошук, А.И. Исследование динамики гидрогазовых поглощающих аппаратов железнодорожного подвижного состава: специальность 05.05.01

"Подвижной состав железных дорог и тяга поездов" : Диссертация на соискание учетной степени кандидата технических наук / Тимощук Альберт Исидорович. - Москва, 1976 - 145 с.

127 Феоктистов, И.Б. Расчет кольцевидравлического поглощающего аппарата с учетом сжимаемости жидкости / И.Б. Феоктистов // Вестник ВНИИЖТ. - 1970. - № 5. - С. 48-51.

128 Хачапуридзе, Н.М. О математическом моделировании соударений вагонов, оборудованных гидрогазовыми поглощающими аппаратами / Н.М. Хачапуридзе, А.В. Юрченко, Ю.П. Кривовязюк, Л.Г. Хорошманенко // Труды ДИИТ. - Вып. 190/23, 1977. - С. 86-90.

129 Аваев, А.Н. Некоторые особенности амортизации удара гидравлическими поглощающими аппаратами / А.Н. Аваев, Л.А. Манашкин, Л.Д. Новиков, Б.С. Ратнер, А.В. Юрченко // Проблемы механики наземного транспорта: Межвузовский сборник научных трудов. - Вып. 195/24. – Днепропетровск : ДИИТ, 1977. – С. 56-58.

130 Горячев, С.А. Разработка методики проектирования и выбор параметров эластомерного поглощающего аппарата грузовых вагонов материалов : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : Диссертация на соискание учетной степени кандидата технических наук. - Екатеринбург, 1999. - 149 с.

131 Кеглин, Б.Г. Современное состояние и основные проблемы совершенствования амортизаторов удара грузового подвижного состава / Б.Г. Кеглин // Динамика, прочность и надежность транспортных машин: Сб. науч. трудов. – Брянск : БГТУ, 2003. - С. 6-9.

132 Кеглин, Б.Г. Новый фрикционный поглощающий аппарат автосцепки с применением полимерного упругого блока / Б.Г. Кеглин, А.П. Болдырев, М.Я. Рафаловская, Т.Н. Прилепо, А.Г. Белоусов // Состояние и перспективы развития дорожного комплекса: Сб. научных трудов. – Брянск : БГИТА. - Вып. 2, 2001. - С. 35-37.

133 Кеглин, Б.Г. Разработка и испытания гидроэластомерных поглощающих аппаратов для перспективных условий эксплуатации / Б.Г. Кеглин, А.П. Шлюшенков, А.П. Болдырев, А.В. Иванов, А.И. Киреев, В.В. Акуленко // Проблемы развития рельсового транспорта: Тез. докл. VII междунар. науч.-техн. конф. - Крым, Ливадия, 1997. - С. 4-5.

134 Кеглин, Б.Г. Экспериментальные исследования высокоэффективного амортизирующего устройства автосцепки ЭПА - 120 / Б.Г. Кеглин, А.П. Шлюшенков, А.П. Болдырев, А.В. Иванов, Д.А. Ступин, В.Г. Сударев // Динамика, прочность и надежность транспортных машин: Сб. науч. трудов. – Брянск : БГТУ, 1999. - С. 29-37.

135 Феоктистов, И.Б. Поглощающие аппараты грузовых вагонов / И.Б. Феоктистов, Д.А. Ступин // Ж.-д. транспорт. - 2000. - № 3. - С. 37-39.

136 Шалимов, П.Ю. Разработка конструкций и математических моделей гидрорезиновых поглощающих аппаратов автосцепки вагонов для перевозки опасных и ценных грузов : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. - Брянск, 1994. - 26 с.

137 Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. - Москва : Машиностроение, 1967. - 496 с.

138 Коломийченко, В.В. Автосцепное устройство железнодорожного подвижного состава./ В.В. Коломийченко, Н.А. Костина, В.Д. Прохоренков и др. ; Под ред. В.В. Коломийченко. - Москва : Транспорт, 1991. - 232 с.

139 Аскадский, А.А. Химическое строение и физические свойства полимеров / А.А. Аскадский, Ю.И. Матвеев. - Москва : Химия, 1983. - 248 с.

140 Бартенев, Г.М. Физика и механика полимеров / Г.М. Бартенев, Ю.В. Зеленев. - Москва : Высшая школа, 1983. - 391 с.

141 Гольберг, И.И. Механическое поведение полимерных материалов (математическое описание) / И.И. Гольберг. - Москва : Химия, 1970. - 190 с.

142 Липатов, Ю.С. Физическая химия наполненных полимеров / Ю.С. Липатов. - Москва : Химия, 1977. - 304 с.

143 Виноградов, Г.В. Реология полимеров / Г.В. Виноградов, А.Я. Малкин. - Москва : Химия, 1977. - 440 с.

144 Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. - Москва : Наука, 1987. - 840 с.

145 Привалко В.П. Молекулярное строение и свойства полимеров / В.П. Привалко. – Ленинград : Химия, 1986. - 240 с.

146 Соболевский, М.В. Свойства и области применения кремнийорганических продуктов / М.В. Соболевский, О.А. Музовская, Г.С. Попелева. - Москва : Химия, 1975. - 296 с.

147 Соболевский, М.В. Олигоорганосилоксаны./ Соболевский М.В., Скороходов И.И., Гриневич К.П. и др. ; Под ред. М.В. Соболевского. - Москва : Химия, 1985. - 264 с.

148 Столяров, Е.А. Расчёт физико-химических свойств жидкостей / Е.А. Столяров, Н.Г. Орлова. – Ленинград : Химия, 1976. - 112 с.

149 Астарита, Дж. Основы гидромеханики неньютоновских жидкостей / Дж. Астарита, Дж. Маруччи. - Москва : Мир, 1978. - 402 с.

150 Дейли, Дж. Механика жидкости / Дж. Дейли, Д. Харлеман. - Москва : Энергия, 1971. - 480 с.

151 Милс, Р.Н. Силиконы / Р.Н. Милс, Ф.М. Льюис. - Москва : Химия, 1964. -147 с.

152 Уилкинсон, У.Л. Неньютоновские жидкости / У.Л. Уилкинсон. - Москва : Мир, 1964. - 274 с.

153 Ферри, Дж. Вязкоупругие свойства полимеров / Дж. Ферри. - Москва : Издательство иностранной литературы, 1963. - 312 с.

154 Хаттон, Р.Е. Жидкости для гидравлических систем / Р.Е. Хаттон. - Москва : Химия, 1965. - 380 с.

155 Технические требования на разработку автосцепного устройства вагонов советских железных дорог колеи 1520 мм. № 34 - ЦВА. - МПС, 1987.

156 Технические требования на разработку автосцепного устройства грузовых вагонов нового поколения. № 10/31 ЦВА. - МПС, 1999.

157 Поглощающие аппараты фирмы КАМАХ // Железные дороги мира. - 1996. - №10. – С. 23-24.

158 Bremond, K. Correct use of elastomers in suspension design / K. Bremond // Railway gazette international. - 1977. - № 4. – P. 25-33.

159 Draskovic, Dr. Novi materijali u konstrukciju teretnih kola / Dr. Draskovic // Zeleznice, 1978. - №3. - С. 27-33.

160 Bedla, A. Porownawcze badania niezawodnosci wagonow weglarek ze zderzakami elastomerowymi i zderzakami konwencjonalnymi / A. Bedla // Prace Centralnego osrodka badan i rozwoju techniki kolejnictwa, 1995. - Т-51. - № 113. - С. 47.

161 Андриянов, С.С. Нагруженность элементов специализированных вагонов, оборудованных амортизаторами повышенной энергоемкости : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : Диссертация на соискание учетной степени кандидата технических наук / Андриянов Сергей Сергеевич. – Москва, 2006. – 106 с.

162 Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). - Москва : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. - 319 с.

163 Технические требования на разработку автосцепного устройства грузовых вагонов нового поколения. № 10/31 ЦВА. - МПС, 1999.

164 Инструкция по обслуживанию в эксплуатации эластомерных поглощающих аппаратов 73ZW по чертежу № 73ZW 110100-5-00. № ЦВА 9/30-96. МПС РФ. – Москва, 1996.

165 Петрюк, И.П. Техническая физика и химия эластомеров: Учеб. пособие / И.П. Петрюк и др. - Волгоград : Гос. техн. ун-т, 2001. – 87 с.

166 Бартенев, Г.М. Трение и износ полимеров / Г.М. Бартенев, В.В. Лаврентьев. – Ленинград : Химия, 1972. - 240 с.

167 Привалко, В.П. Молекулярное строение и свойства полимеров / В.П. Привалко – Ленинград : Химия, 1986 . - 240 с.

168 Виноградов, Г.В. Реология полимеров / Г.В. Виноградов, А.Я. Малкин. - Москва : Химия, 1977. - 440 с.

- 169 Аскадский, А.А. Химическое строение и физические свойства полимеров / А.А. Аскадский, Ю.И. Матвеев. - Москва : Химия, 1983. - 248 с.
- 170 Аскадский, А.А. Деформация полимеров / А.А. Аскадский. – Москва : Химия, 1973. – 448 с.
- 171 Чугаев, Р.Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости) / Р.Р. Чугаев. – Ленинград : Энергоиздат. Ленинградское отделение, 1982. - 672 с.
- 172 Справочник по гидравлическим расчетам ; Под ред. Киселева П.Г. – Москва : Энергия, 1972. – 312 с.
- 173 Руководящий документ РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. – Москва : ВНИИЖТ, 1996. – 17 с.
- 174 Вершинский, С.А. Динамика вагонов / С.А. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов. - Москва : Транспорт, 1991. – 360 с.
- 175 Мысовских, И.П. Лекции по методам вычислений / И.П. Мысовских - Москва : Физматгиз, 1962. - 344 с.
- 176 Вериго, М.Ф. Динамика вагонов. Конспект лекций / М.Ф. Вериго. – Москва : ВЗИИТ, 1971. – 176 с.
- 177 Челноков, И.И. Гидравлические гасители колебаний пассажирских вагонов / И.И. Челноков. – Москва : Транспорт, 1975. - 73 с.
- 178 Нафиков, Г.-А.М. Динамика электроподвижного состава: учебно-методическое пособие / Г.-А.М. Нафиков. – Екатеринбург : УрГУПС, 2010. – 88 с.
- 179 Боряк, К.Ф. Оценка работы испытательного стенда игк-90.1 и анализ результатов испытаний гидравлических гасителей колебаний / К.Ф. Боряк, М.А. Манзарук // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. - №2. – Одесса, 2013. – С. 23-28.
- 180 Руководство по техническому обслуживанию и ремонту гидравлических и фрикционных гасителей колебаний пассажирских вагонов. Утв. Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества. Протокол от «21-22» октября 2014 г. № 61. – 179 с.

181 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). - Москва : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. - 317 с.

182 Справочник по гидравлическим расчетам ; Под ред. Киселева П.Г. – Москва : Энергия, 1972. – 312 с.

183 Агеева, В.В. Гидравлика. Часть 2. Гидродинамика. Учебное пособие / В.В. Агеева. – Нижний Новгород : Нижегород. гос. архитек.-строит. ун-т, 2011 – 81 с.

184 Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. - Москва : Машиностроение, 1971. - 672 с.

185 Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромеханике и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов ; Под ред. Б.Б. Некрасова. - Минск : Вышэйшая школа, 1976. - 416 с.

186 Исследование по совершенствованию рессорного подвешивания тележки модели 68-4075. Отчет о НИР. Тема №179н/2000 (22/03/121). – Москва : МИИТ; НИИТТ, 2001. – 52 с.

187 Хусидов, В.В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ. / В.В. Хусидов, А.А. Хохлов, Г.И. Петров, В.Д. Хусидов ; Под ред. А.А. Хохлова. - Москва : МИИТ, 2001. - 160 с.

188 Козлов, М.В. Оценка основных динамических характеристик вагона при возможных отказах гасителей раздельного гашения колебаний : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Козлов Максим Владимирович. – Москва, 2007. – 23 с.