Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

«Московский государственный университет путей сообщения
Императора Николая II»

(МГУПС (МИИТ)

На правах рукописи

ПАНАЧЕВ Олег Иванович

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗРЕМОНТНОГО ПРОБЕГА ГРУЗОВОГО ВАГОНА СНИЖЕНИЕМ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Доктор технических наук, профессор
Петров Геннадий Иванович

Москва – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ..... 4

1 ОБЗОР СОСТОЯНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ..... 11

1.1 Обзор работ по исследованиям динамики подвижного состава и совершенствованию его экипажных частей..... 11

1.2 Анализ конструктивных решений двухосных тележек грузовых вагонов..... 15

1.3 Анализ конструктивных решений буксового узла двухосной тележки грузовых вагонов..... 25

1.4 Постановка цели и задачи исследования..... 29

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГРУЗОВОГО ВАГОНА, С ТРЕХЭЛЕМЕНТНЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ, ОБОРУДОВАННЫМИ АНТИФРИКЦИОННЫМИ ИЗНОСОСТОЙКИМИ ПОГЛОТИТЕЛЯМИ ВИБРАЦИИ..... 31

2.1 Расчетная схема математической модели грузового вагона и выбор системы координат..... 31

2.2 Описание силовых элементов, используемых в модели вагона..... 36

2.3 Описание силовых связей между телами..... 42

2.4 Описание математической модели антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации в буксовом узле..... 50

2.5 Выводы по разделу 2..... 63

3 ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ОЦЕНКА ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ..... 64

3.1 Условия проведения численных экспериментов для оценки влияния параметров конструктивных особенностей буксовых узлов..... 64

3.2 Сравнение результатов с экспериментальными данными..... 69

3.3 Проведение с помощью уточненного компьютерного моделирования многовариантных расчетов движения вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов по реальному пути..... 77

3.4 Анализ динамической нагруженности ходовых частей тележек с оценкой безопасности движения многовариантного варьирования параметров технического состояния их деталей и узлов в эксплуатации.. 95

3.5 Результаты сравнительного моделирование движения типового вагона на серийных тележках и модернизированного вагона с антифрикционными износостойкими поглотителями вибраций, установленными в тележках между корпусом буксы и боковой рамой 107

3.6 Выводы по разделу 3 113

4 ПРОГНОЗИРОВАНИЕ МЕЖРЕМОНТНОГО ПРОБЕГА И ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТЕЙ ВАГОНА 114

4.1 Прогнозирование износа и определения межремонтного пробега 114

4.2 Оценка технико-экономической эффективности от предложения по снижению вибронагруженности экипажной части грузового вагона. 121

4.3 Выводы по разделу 4 132

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 133

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ 136

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 137

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Общеизвестно, что железные дороги Российской Федерации, располагая 11 % общей протяженности железных дорог в мире, выполняют более 30 % грузооборота железных дорог и остаются экономически выгодным видом (в сравнении с автомобильным и воздушным) транспорта, уступая по себестоимости трубопроводному и морскому транспорту. Более 80 процентов грузооборота (без учета трубопроводного транспорта) в стране приходится именно на железные дороги.

Количество грузов, перевезенных по российским железным дорогам в 2015 году, составило 1 млрд. 214,5 млн. тонн. В условиях сложной экономической ситуации ОАО «РЖД» сумело в 2016 году преодолеть негативный тренд падения объемов грузовых перевозок и превысить уровень 2015г. достигнув уровня 1 млрд. 219 млн. тонн.

Согласно прогнозам АО «Института экономики и развития транспорта» сделанным на основе проведенных научных исследований в области экономики и стратегического развития транспорта, рост объемов перевозок грузов по инфраструктуре ОАО «РЖД» к 2025 году составит +46,4 % к 2015г. Прирост грузопотока, по мнению АО «ИЭРТ», произойдет за счет увеличения перевозок на внутреннем рынке (+ 320,8 млн. т) и серьезного увеличения транзитных перевозок (+168,6 %).

Серьезная потребность страны в увеличении грузооборота в железнодорожном сообщении ставит перед производителями железнодорожной техники страны задачи к дальнейшему совершенствованию конструкций вагонов и увеличению скорости движения.

В целях динамичного развития железнодорожного транспорта, Правительство Российской Федерации в своем постановлении от 17 июня 2008 г. №877-р утвердило «Стратегию развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» [77].

В Стратегии развития железнодорожного транспорта, изложены векторные требования к целевым параметрам современного грузового вагона:

«- осевые нагрузки 27 - 30 тонно-сил;

- скорости до 140 км/час;

- снижение тары грузового вагона на 25 процентов;

- создание специализированных вагонов для маршрутных поездов с нагрузками 27 - 30 тонно-сил/ось и 8,5 - 9,5 т/м;

- увеличение наработки грузового вагона на отказ на 30 - 40 процентов» [77].

Для исполнения изложенных в Стратегии векторных требований, научно-исследовательские и конструкторские организации, создавая современный грузовой вагон в последние годы, прилагают не малые усилия на улучшение технических характеристик вагона, повышая осевую нагрузку, снижая вес тары и увеличивая межремонтный пробег

Основные надежды, при проектировании вагона с улучшенными техническим характеристиками, возлагаются на изменение конструкции экипажной части вагона, на создание и внедрение новых, прогрессивных моделей грузовых тележек. Анализируя требования экономических реалий, складывающихся на железнодорожных магистралях России, необходимо учитывать тот факт, что если уже сегодня промышленность начнет выпускать только вагон с улучшенными техническими характеристиками на новом модельном ряде тележек и полностью прекратит выпуск типового подвижного состава, то замена существующего эксплуатационного подвижного парка на грузовых тележках типа 2 по ГОСТ 9246, продлиться еще до середины XXI века.

Это указывает на необходимость по новому взглянуть на план объема перевозок, существующий эксплуатационный парк грузового вагона и предъявляемые к вагону Стратегией требования. С целью обеспечить прогнозируемый объём перевозок необходимо уменьшать оборот вагона и увеличивать осевую нагрузку. Но, как известно решение этих задач увеличивает уровень высокочастотных колебаний грузового вагона, что повышает вибронагруженное состояние экипажной части и интенсивность износов в деталях и узлах. Все это приводит к снижению наработки на отказ вагона в целом, и

увеличивает вероятность захода его на неплановый ремонт, увеличивая этим оборот вагона, а значит, появляется потребность в увеличении эксплуатационного парка грузового вагона. Учитывая эти факторы, выявлена актуальная задача по снижению вибронагруженное состояние экипажной части грузового вагона в эксплуатационном парке, в создании конструкции позволяющей активно демпфировать высокочастотные колебания в узлах и деталях грузового вагона, повышать величину безремонтного пробега и обеспечивать безопасность движения.

Одним из направлений решения такой задачи является проведение модернизации существующей конструкции грузовой тележки эксплуатируемого грузового вагона путем установки демпферных прокладок, активно поглощающих вибрацию, возникающую в процессе движения по железнодорожному пути в узлы сопряжения деталей и узлов.

Внедрение поглощающих вибрацию прокладок, сопряжено с необходимостью проведения исследования по влиянию их на ходовые и динамические качества грузовых вагонов, по обеспечению безопасности движения с учетом особенности конструкции, эксплуатации и норм содержания подвижного состава и пути на отечественных железных дорогах. Для выбора рациональных значений параметров поглощающих вибрацию прокладок необходимо разработать достоверную методику. Рассмотрение вопросов связанных с данной тематикой носит как теоретическую, так и практическую значимость.

Степень разработанности темы. В процессе многолетних исследований движения подвижного состава сформировалось основное направление развития динамики как науки. Это - колебания надрессорного строения вагонов в вертикальной плоскости; извилистое движение вагона в прямых участках пути; воздействие вагона на путь при движении в кривых, взаимодействие колеса и рельса и др.

Изучению вопросов колебаний подвижного состава и совершенствование его экипажной части на всех этапах развития железнодорожного транспорта

уделялось большое внимание и уделяется в настоящее время. Фундаментальные исследования в этой области выполнены известными учеными В.И. Лопушинским [44], Б.Б. Сушинским [84], Н.П. Петровым [73], Н.Е. Жуковским [31, 32], П.М. Супруненко [83], В.А. Лазаряном [43], С.П. Тимошенко [86, 87] и др.

Комплекс вопросов, связанных с исследованиями движения подвижного состава, нашли отражение в исследованиях А.М. Годыцкий-Цвирко [24, 25], в них колебания подвижного состава разделили на пять типов: подпрыгивание, подергивание, боковая качка, продольная качка и виляние, особое внимание уделено исследованиям воздействия подвижного состава при прохождении по верхнему строению пути.

Проблемам исследования вопросов колебаний подвижного состава и совершенствованию его экипажных частей всегда уделялось серьезное внимание со стороны отраслевой и академической наук в Москве (ВНИИЖТ и МИИТ), Коломне (ВНИКТИ), С.-Петербурге (ПГУПС), институте проблем механики РАН и ряда других учебно-научных организациях.

В настоящее время можно выделить следующие подходы к исследованию динамики подвижного состава: натурные динамические испытания опытных изделий вагонного назначения; компьютерное исследование динамики подвижного состава; теоретические исследования путем математического моделирования колебательных процессов при помощи аналитических или численных методов.

Метод математического моделирования является универсальным методом в области исследования колебаний экипажной части подвижного состава, который позволяет описывать движение вагонов в различных режимах в прямых и криволинейных участках, с имеющими эксплуатационными отклонениями от норм в содержании ходовых частей и железнодорожного пути. В Брянском государственном техническом университете профессором Д.Ю. Погореловым разработан программный комплекс «Универсальный механизм» (ПК «УМ») [49, 75, 76], с помощью которого в настоящее время решается большинство сложнейших задач динамики.

Программно-вычислительные комплексы позволяют решать задачи по прогнозированию, оптимизации, позволяет делать оценку чувствительности к изменению условий эксплуатации и многие другие. Главные трудности при использовании этого метода, сводятся к построению достаточно адекватных математических моделей, описывающих процессы воздействия подвижного состава на путь.

Цель и задачи. Цель представленной работы состоит в разработке предложений по увеличению безремонтного пробега эксплуатируемого грузового вагона за счет снижения вибронагруженного состояния экипажной части и выборе рациональных параметров антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации буксового узла (далее – «Поглотитель» или поглотитель вибрации) с оценкой влияния предложенной модернизации на динамические качества, безопасность и безремонтный пробег грузового вагона.

В соответствии с поставленной целью необходимо решить следующие задачи:

- уточнить математическую модель грузового вагона, оборудовав тележки, антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации буксового узла;
- предложить методику по выбору рациональных параметров антифрикционных износостойких поглотителей вибрации;
- сделать сравнительный анализ экспериментальных и расчётных данных предложенной методики;
- проверить адекватности и точности предложенной методики;
- выполнить многовариантный анализ расчётных данных для уточненной математической модели грузового вагона по влиянию антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации буксового узла на динамические свойства грузового вагона и обеспечение безопасности движения;
- обосновать возможность повышения безремонтного пробега грузового вагона за счет снижения вибронагруженного состояния ходовых частей;
- сделать технико-экономическую оценку эффективности предложений увеличению безремонтного пробега вагона со сниженной вибронагруженной экипажной частью.

Научная новизна. Разработана, обоснована и рекомендована уточненная математическая модель грузового вагона с уменьшенной вибронагруженной экипажной частью, позволяющая описывать движение грузового вагона с отклонениями в содержании деталей и узлов в ходовой части по прямым и криволинейным участкам железнодорожного пути с эксплуатационными неровностями в плане и профиле.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Рекомендованная уточненная математическая модель грузового вагона с тележками оборудованными антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации в буксовых проемах боковой рамы позволяет:

- выполнить количественную и качественную оценку влияния «Поглотителей» на динамические свойства тележки для реальных условий железнодорожного пути в сочетаний с предельно-допустимыми износами в тележке;
- выбрать рациональные геометрические параметры опорных поглотителей вибрации.

Внесено уточненные в математические модели, описывающие движение вагона на грузовых тележках с учетом особенностей взаимодействия элементов типа поглотитель вибрации во фрикционных узлах, работающих в условиях сухого трения.

В результате проведенных исследований предложены технические решения по обеспечению увеличения наработки грузового вагона на отказ, которые имеют высокую практическую значимость для железнодорожного транспорта, и могут быть использованы для обоснования повышения значения межремонтного пробега вагона.

Сделана технико-экономическая оценка эффективности от повышения безремонтного пробега грузового вагона за счет внедрения «Поглотителя».

Методология и методы исследования. Классический подход при решении задач повышения ходовых и динамических свойств грузовой тележки с разработкой уточненной компьютерной модели грузового вагона с использованием систем нелинейных дифференциальных уравнений динамики

подвижного состава и численные и аналитические методы их интегрирования в программных комплексах «ДИОНиС» и «УМ».

Положения, выносимые на защиту.

а) Уточненная математическая модель грузового вагона со сниженным вибронагруженым состоянием ходовых частей (тележки, оборудованны антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации на опорной части буксового проема в боковой раме), описывающая движение грузового вагона в криволинейных и прямых участках железнодорожного пути с неровностями в плане и профиле;

б) Методика выбора рациональных параметров антифрикционных износостойких поглотителей вибрации;

в) Оценка влияния поглотителей вибрации на ходовые и динамические свойства грузового вагона в сочетаний с предельно-допустимыми износами в содержании грузового вагона и железнодорожного пути.

Степень достоверности работы подтверждается удовлетворенными результатами сравнительного компьютерного моделирования движения в кривых и прямолинейных участках пути вагона с типовыми и модернизированными грузовыми тележками.

Апробация результатов: Основные результаты работы докладывались и обсуждались на XIV, XVI, XVII научно-практических конференциях "БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ" [57, 59, 62-64, 66-69, 74, 100] в 2013, 2015, 2016 годах, научно-техническом семинаре и на заседаниях кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» в 2015, 2016 и 2017 гг.

Публикации: Основные положения опубликованы в 17 работах [52, 56, 57, 59, 62-64, 66-69, 74, 100, 105, 106], 2 из которых опубликованы в журналах, входящих в перечень ВАК РФ [52, 56].

Получено два патента на полезную модель №№ 140958, 140959 [53, 54].

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 4 разделов, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка используемых источников, содержит 148 страниц основного машинописного текста, 77 рисунков и 55 таблиц.

1 ОБЗОР СОСТОЯНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

1.1 Обзор работ по исследованиям динамики подвижного состава и совершенствованию его экипажных частей

Динамические качества грузового подвижного состава в значительной степени зависят от их упруго-диссипативных характеристик, и являются объектом в исследованиях академической и отраслевой науках.

Известные российские ученые А. П. Бородин [15], А.М. Годыцкий-Цвирко [24,25], Н.Е. Жуковский [31, 32], Н.П. Петров [73], а также зарубежные исследователи П. Аппель [8], Г. Марье [47], Х. Хейман [90] в ходе проведения своих научных исследований нашли решение ряда важных для железнодорожного транспорта фундаментальных задач в механики.

В лаборатории под руководством А. П. Бородина в 1880-1886г.г. экспериментально изучали колебания паровоза на катках и разработали методику линейных испытаний паровозов [15], а с 1883 г. для исследования движения поездов начали использовать в России динамометрический вагон.

Работы Н.П. Петрова были посвящены изучению вертикальных сил, возникающих от колебаний надрессорного строения, изучению взаимодействия пути и подвижного состава. Им разработана теория определения воздействия колес на рельсы и определению напряжений в рельсах [73], сформирована теория для решения практических задач по взаимодействию пути и подвижного состава.

Дальнейшее развитие динамики подвижного состава, как системы со многими степенями свободы предложено Н.Е. Жуковским [31, 32]. Он разделил колебания на два вида и сформулировал принципы определения частот свободных колебаний надрессорной части железнодорожного экипажа. В своих работах Н.Е. Жуковский отразил силы трение бандажей железнодорожных колес о рельсы и влияние этих сил на безопасность движения поездов.

Гипотезу о наличии зоны упругого скольжения колес - псевдоскольжения (крипа) выдвинул Ф. Картер [102] в 1926 г. Это позволило описать движение

колесной пары дифференциальными уравнениями, что позволило значительно облегчить их анализ.

Физическим процессам колебаний железнодорожных экипажей посвящена работа Г. Марье [47] в которой особое внимание уделяется роли трения, как гасителя вынужденных колебаний. Рассматривая шесть видов свободных и вынужденных колебаний экипажей, Г. Марье впервые ставит вопрос по оценке спокойствия хода подвижного состава. По возникающим ускорениям экипажной части рекомендует назначать в рессорном подвешивании, для повышения плавности хода, увеличенный статический прогиб.

Вопросы расчета железнодорожного пути по вертикальной нагрузке и исследования свободных и вынужденных колебаний железнодорожного экипажа с двумя степенями свободы рассмотрены в работах С.П. Тимошенко [86, 87].

Коллектив ученых под руководством С.В. Вершинского [22, 23] и Л.А. Шадура [98, 99] в своих работах большое внимание уделены вопросам динамики подвижного состава, рассмотрев влияние отступлений геометрии пути, сделав оценку несимметричному размещению крупногабаритного груза и предложив путь по снижению износов колес. В исследованиях сделана оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм в содержании экипажной частей подвижного состава и железнодорожного пути, подготовлена математическая модель многоосных грузовых вагонов и обоснована методика исследования пространственных колебаний подвижного состава с различными опорными устройствами и схемами экипажной части.

Большой вклад в разработку и развитие науки о колебаниях железнодорожных экипажей внесли П.С. Анисимов, В.В. Березин, И.В. Бирюков, Е.П. Блохин, В.М. Богданов, Ю.П. Бороненко, Г.П. Бурчак, М.Ф. Вериго, С.В. Вершинский, Л.О. Грачева, Ю.В. Демин, И.П. Исаев, А.Я. Коган, А.И. Кокорев, К.П. Королев, В.С. Коссов, Н.Н. Кудрявцев, В.А. Лазарян, А.А. Львов, В.Б. Медель, А.М. Орлова, Г.И. Петров, Д.Ю. Погорелов, Ю.С. Ромен, М.М. Соколов, А.Н. Савоськин, Т.А. Тибилов, А.А. Хохлов,

В.Ф. Ушкалов, В.Д. Хусидов, И.И. Челноков, В.Н. Филиппов, Ю.М. Черкашин и другие.

Следует отметить также таких известных зарубежных ученых, как Ю. Кофман, Т. Мацудайра, П. Мюллер, Е. Шперлинг и других.

Проблемам исследования вопросов колебаний и совершенствованию его экипажных частей подвижного состава всегда уделялось серьезное внимание со стороны отраслевой и академической наук.

В МИИТе сложилась научная школа по изучению динамики и прочности вагонов, которую представляют П.С. Анисимов, В.Н. Корольков, Г.И. Петров, П.А. Устич, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов и другие [2-7, 12, 22, 40, 53, 54, 56-74, 79, 94, 95, 100].

Значительный вклад в решение этой проблемы внесли и продолжают вносить научные работники ОАО «Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта» (ОАО «ВНИИЖТ»). Научную школу динамики и взаимодействия подвижного состава и пути представляют В.М. Богданов, М.Ф. Вериго, Ю.С. Ромен, Ю.М. Черкашин и многие другие [12-14, 18-21, 78-80, 97].

Под руководством профессоров И.П. Исаева и В.Н. Иванова [33, 34] сформирована научная школа в АО «Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), которую представляют Г.П. Бурчак, В.С. Коссов, А.Н. Савоськин, Е.В., Т.А. Тибилов, и другие [17, 34, 40, 42, 50, 85].

В Санкт-Петербургском государственном университете путей сообщения (СГУПС) была организована научная школа динамики вагонов под руководством профессора И.И. Челнокова [23, 81, 96]. В нее входят Ю.П. Бороненко, М.М. Соколов, А.М. Орлова и другие [7, 16, 51, 63, 68, 74, 81, 82, 103].

В настоящее время используются различные способы исследования динамики подвижного состава.

Широкими и доступными возможностями обладают теоретические методы исследований. Метод математического моделирования является

универсальным методом в области исследования колебаний экипажной части подвижного состава. Он позволяет решать задачи прогнозирования, оптимизации, делать оценку чувствительности к изменению условий эксплуатации и многое другое. Главная трудность при использовании этого метода математического моделирования сводится к построению достаточно адекватных математических моделей, описывающих процессы воздействия подвижного состава на путь.

Компьютерное исследование динамики подвижного состава производится с применением известных программам, применяемым для моделирования рельсовых экипажей. В последнее время эффективно используется метод компьютерного исследования динамики подвижного состава, разработанный на базе пакета прикладных программ ПК «Универсальный механизм» (ПК УМ) [49, 76]. Комплекс позволяет выполнять многовариантные расчеты в соответствии с заданным планом численных экспериментов.

В связи со сложностью вопросов динамики железнодорожного подвижного состава развитие получил метод натурных испытаний. По результатам натурных испытаний осуществляется окончательная оценка динамических качеств железнодорожных экипажей. Натурные испытания позволяют оценить динамические качества рельсовых экипажей при наличии всей совокупности динамических процессов, и избежать схематизации. При всех достоинствах этот метод исследования затратен по времени и финансам, поэтому в большинстве случаев выполняются в целях получения характеристик у опытных образцов, для подвижного состава, планируемом к серийному внедрению на производстве.

Накопленный научный опыт решения сложных задач динамики подвижного состава позволяет осветить основные конструктивные решения по обеспечению безопасности движения и оценке износов деталей и узлов подвижного состава.

1.2 Анализ конструктивных решений двухосных тележек грузовых вагонов

На железных дорогах Европы, Америки и России в конце XIX и начале XX веков под всеми четырехосными грузовыми вагонами, благодаря простой конструкции, использовались поясные тележки. В 1898 году выпуск такой тележки освоил Мытищинский вагоностроительный завод. Рессорный комплект состоял вначале из 4-6 двухрядных пружин, а позднее, для улучшения колебаний – из четырех двойных пружин и одной эллиптической пружины (рисунок 1.1).

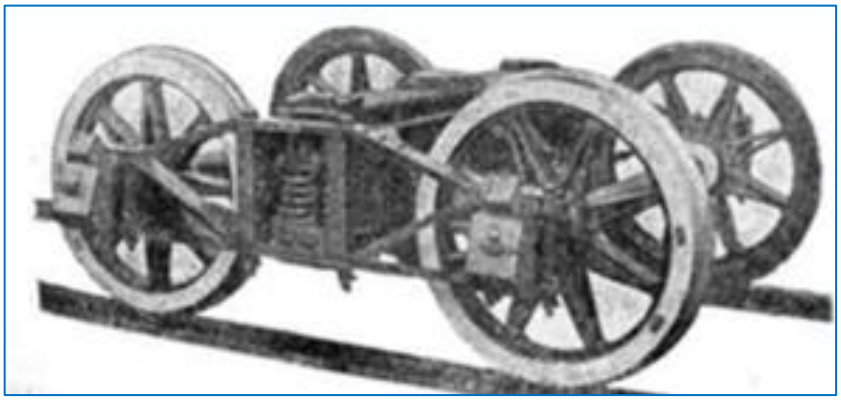


Рисунок 1.1 - Поясная грузовая тележка

Первые испытания грузовых тележек вагонов были проведены в 1937 г. Целью этих испытаний было получение данных о плавности хода грузовых вагонов на поясных тележках с комбинированным подвешиванием и с подвешиванием на одних цилиндрических пружинах. Проведенные испытания показали, что тележки с комбинированным подвешиванием обеспечивают более спокойный ход вагону.

Следующие испытания, проведенные в 1940 году, были организованы с целью получения и накопления статистических данных о динамических нагрузках, действующих в тележках в эксплуатации и выбора более рациональной конструкции. Испытанию подверглись вагоны с различной загрузкой и различными конструкциями двухосных тележек. По результатам проведенных испытаний специалисты вагоностроительной отрасли признали, что тележка с литыми несущими элементами более прочна и надежна, чем поясная. На промышленных площадях Уралвагонзавода был освоен выпуск тележек М-44

(модель 1944г.) с литыми боковинами и надрессорными балками (рисунок 1.2). Отличительная особенность модели – боковые рамы, для облегчения массы, отливались вместе с буксой. Опыт эксплуатации показал, что конструкция оказалась не технологичной и затрудняла замену колесных пар.

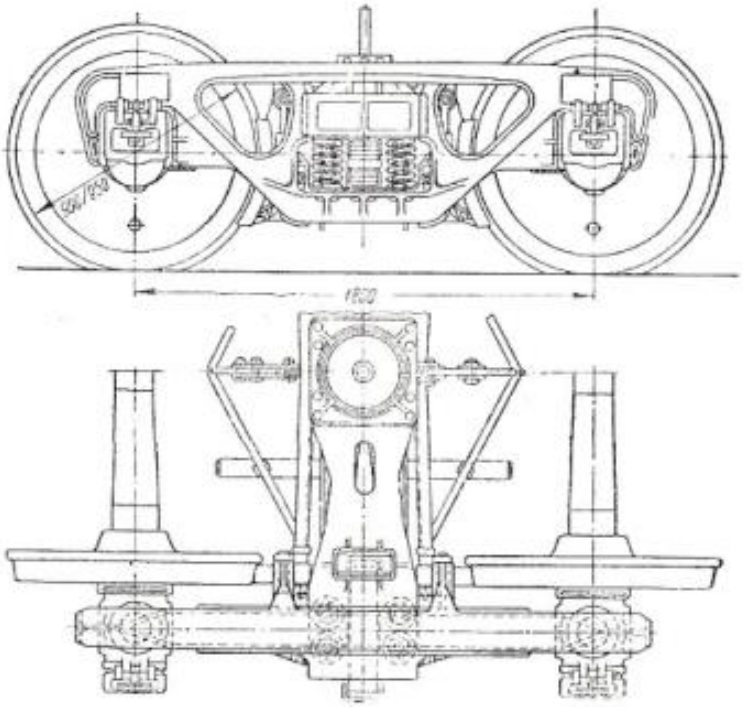


Рисунок 1.2 - Грузовая тележка М-44

Осевая нагрузка для тележки типа М-44 составила 20 тс. У груженого вагона статический прогиб рессорного подвешивания не превышал 18 мм. Демпфирование вертикальных колебаний производилось силами трения, которые возникали между листами рессоры установленной в комбинированный рессорный комплект. Конструкционная скорость тележки составила - 70км/ч.

В 1949 году были проведены испытания типовых тележек с точки возможного изъятия у них подрессорной связи. Проведённые испытания позволили установить, что изъятие подрессорной связи в тележках при скоростях движения до 80 км/час существенно не влияет на плавность хода вагона. Было принято решение изъять поперечную связь.

В 1950 г. была разработана и начала выпускаться тележка МТ-50 без поперечной связи и с раздельной отливкой боковых рам и букс (рисунок 1.3).

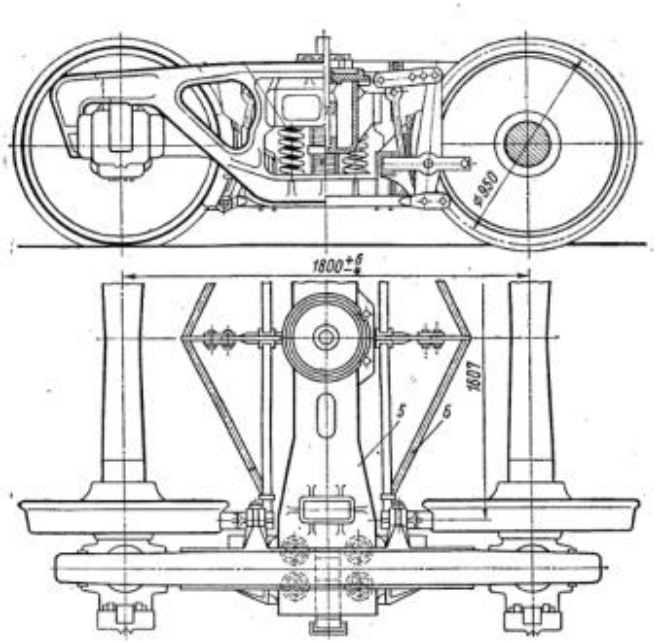


Рисунок 1.3 – Грузовая тележка МТ-50

Такая конструкция позволила устанавливать колесные пары с буксовыми узлами оборудованными роликовыми подшипниками.

В дальнейшем, работы по созданию отечественной тележки продолжились в основном на Уральском вагоностроительном заводе. В частности, совместно с ЦНИИ МПС была создана новая усовершенствованная тележка с рессорным подвешиванием системы инженера А.Г. Ханина и получившая название ЦНИИ-Х3 (рисунок 1.4).

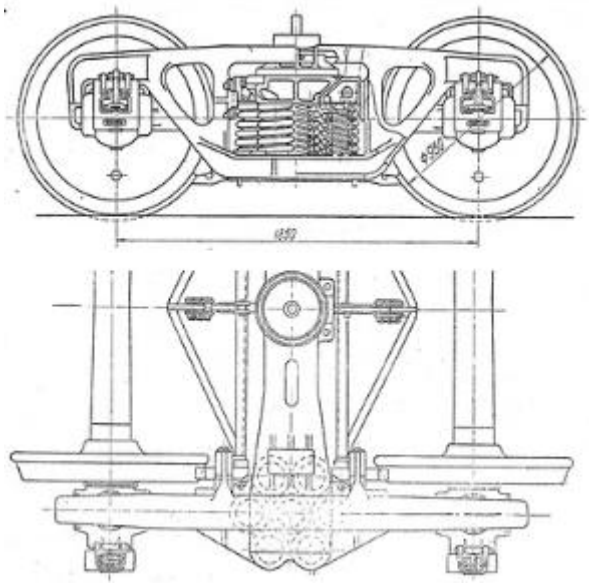


Рисунок 1.4 – Грузовая тележка ЦНИИ-Х3
(на подшипниках скольжения)

Поездные испытания выявили существенные преимущества этих тележек в сравнении с тележками старых типов. Начиная с 1949 года, проводилась всесторонняя проверка и доводка этой модели тележки для передачи её в серийное производство. Основной задачей проводимых испытаний являлось обеспечение эксплуатационной безопасности, надежности и износостойкости узлов и деталей тележки, а также удобство обслуживания в эксплуатации.

В период опытной эксплуатации Уральский вагоностроительный завод провел существенную доработку первоначальной конструкции тележки за счет улучшения технологии изготовления, подбора износостойких трущихся пар и конструктивных улучшений отдельных узлов. Серийный выпуск грузовых вагонов на тележках типа ЦНИИ-Х3-0 был освоен в 1956 г.

Основное отличие тележки от выпускаемых ранее заключалось в использовании рессорного комплекта из двухрядных пружин вместо эллиптической пружины и клиновых гасителей колебаний. Статически прогиб такого рессорного подвешивания составил 45Н - 8мм для груженого вагона. Конструкционная скорость установлена 100 км/ч. Многочисленные испытания показали удовлетворительные ходовые качества и обеспечение необходимого запаса устойчивости против схода вагона с рельсов при скорости до 120 км/час.

Данная тележка представляет собой инженерную конструкцию, которая выдержала испытания временем и нашла широкое применение благодаря ряду преимуществ в условиях массового производства вагонов. К основным преимуществам относятся:

- простота конструкции,
- низкая стоимости изготовления;
- широкий диапазон взаимозаменяемости узлов;
- высокий уровень стандартизации.

Сейчас её чаще называют просто по номеру модели 18-100.

Практически все грузовые вагоны в России сегодня эксплуатируются на тележках модели 18-100 и ее аналогах. За годы серийного выпуска тележка претерпела две серьезные модернизации - переход на роликовые подшипники

(завершен в 1995г.) и установку износостойких элементов в узлы трения – проект ПКБ ЦВ М1698 (начата в 1996г.) (рисунок 1.5.).

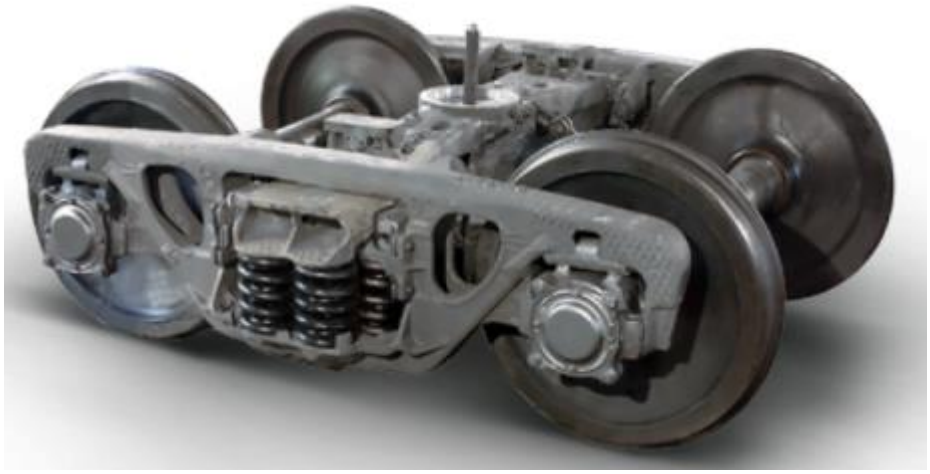


Рисунок 1.5 – Грузовая тележка 18-100
(на подшипниках качения и с модернизацией М1698)

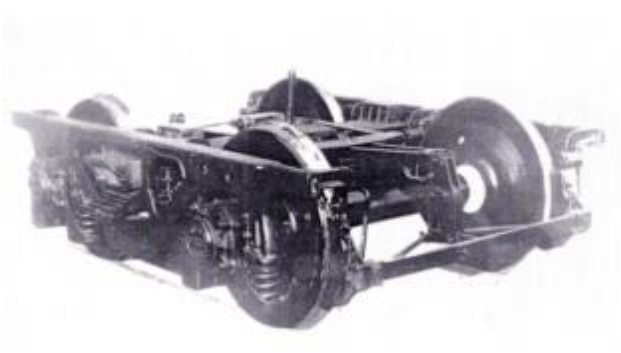
К основным недостаткам тележки модели 18-100, выявленным в процессе эксплуатации, можно отнести:

- повышенный износ гребней колес:
- недостаточная надежность конструкции:
- низкая безопасность движения в некоторых режимах:
- увеличенное динамическое воздействие на путь и колеса:
- отсутствие противоюзной системы и возможность образования ползунов.

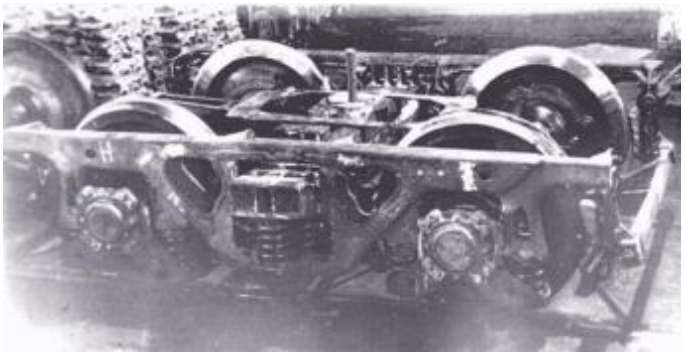
Учитывая это на Уральском вагоностроительном заводе с 1955 года были продолжены работы по созданию новых типов тележек для грузовых вагонов.

В 1955 – 56 гг. были спроектированы и построены опытные образцы двух вариантов двуосных тележек с двойным рессорным подвешиванием УВЗ-1 и УВЗ-2 (рисунок 1.6).

У этих тележек был значительно снижен вес неподрессоренной части. Однако проведенные в 1956 году динамические испытания показали, что вагоны на этих тележках имеют неспокойный ход, вследствие крена боковых рам, и не могут использоваться со скоростями более 80 км/ч.



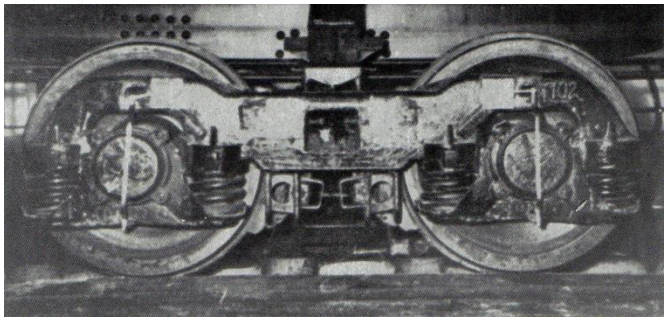
УВЗ-1



УВЗ-2

Рисунок 1.6 – Опытные образцы тележек с двойным рессорным подвешиванием

В последующие годы были проведены улучшения этих тележек и созданы новые опытные образцы. В частности, в 1962 году были организованы сравнительные испытания серийной тележки ЦНИИ-Х3-0 с опытными тележками УВЗ-3, УВЗ-3А и УВЗ-5 (рисунок 1.7).



УВЗ-3А

УВЗ-5

Рисунок 1.7 - Опытные образцы тележек

Тележка УВЗ-3 имела цельнолитую раму, одинарное надбуксовое рессорное подвешивание и двухстороннее нажатие тормозных колодок на колесный центр.

Тележка УВЗ-3А представляла дальнейшее развитие тележки УВЗ-3, и отличалась от односторонней схемой торможения с внутренним расположением триангелей, что снизило общий вес тележки.

Тележка УВЗ-5 имела составную раму из двух литых боковин и шкворневой балки с двойным рессорным подвешиванием.

Испытания проводились под груженым углем полувагонами на опытном маршруте Кушва-Верхнотурье-Кушва (Свердловская ж.д.).

Результаты испытаний были следующими:

2. Тележки УВЗ-5 с двойным рессорным подвешиванием оказалась неудовлетворительной по динамическим (ходовым) качествам. Конструкция была более сложной в сравнении с ЦНИИ-Х3-0. Конструкция УВЗ-5 не была рекомендована к дальнейшей доработке.

3. Тележка УВЗ-3 и УВЗ-3А с одинарным надбуксовым подвешиванием так же показали худшие динамические показатели в сравнении с типовой тележкой, но тележка УВЗ-3А имела ряд преимуществ перед ЦНИИ-Х3-0 и была рекомендована для дальнейшей проработки по устранению выявленных недостатков.

Поиски научных и конструкторских решений увенчались в дальнейшем успехом, Уральскими вагоностроителями была разработана двухосная тележка модели 18-115 (рисунок 1.8.) с улучшенными динамическими качествами для специализированных грузовых вагонов, эксплуатирующийся со скоростью до 140 км/ч.

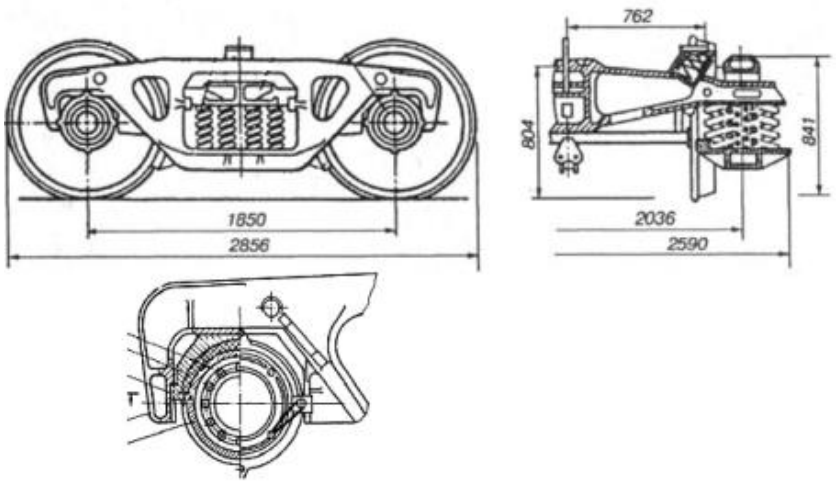


Рисунок 1.8 – Грузовая тележка 18-115

Отличительная особенность конструкции тележки 18-115 от стандартной тележки ЦНИИ-Х3-0, в повышенной гибкости рессорного подвешивания тележки, использовании схемы одновременного опирания кузова на тележку через подпятник и упруго-фрикционные скользуны с установкой резиновых элементов между боковыми рамами тележки и буксами. Применение в тележке упругих

скользунов позволило вагону обеспечить более высокие ходовые качества за счет гашения боковых колебаний кузова и снижения виляющего движения тележки. Вместе с тем из-за больших сил трения покоя на порожнем вагоне пружины не могли сдвинуть фрикционные клинья относительно планок пока, не достигалась необходимая скорость, а боковые рамы, не имея жесткую связь между собой, могли смещаться относительно друг друга и начинали совершать маятниковые колебания, что существенно снижало устойчивость вагона.

По различным причинам ни одна из разработанных тележек не была принята в производство, хотя по воздействию на путь и по результатам ходовых испытаний многие из них превосходили технические характеристики тележки типа ЦНИИ-ХЗ-0.

В Европе получили широкое распространение тележки типа Y25 (рисунок 1.9).

Рисунок 1.9 – Грузовая тележка Y-25

Рама тележки замкнутой конструкции, выполнена штампосварным способом. Рессорное подвешивание одноступенчатое надбуксовое с фрикционным клиновым гасителем колебаний. Рама тележки через двухрядные цилиндрические пружины опирается на приливы корпусов букс. Корпус буксы размещен в челюстном проеме и имеет ограничение по вертикальному перемещению. Тележка укомплектована скользунами постоянного контакта.

Принципиальное отличие европейских тележек типа Y25 от тележек, созданных на постсоветском пространстве, заключалось в возможности

применения литых боковых рам, надрессорной балки и одностороннего нажатия тормозных колодок.

В 2004 г. в результате проведенной комплексной модернизации массовой тележки модели 18-100 в ОАО «НПК “Уралвагонзавод”» была разработана тележка 18-578 (рисунок 1.10).

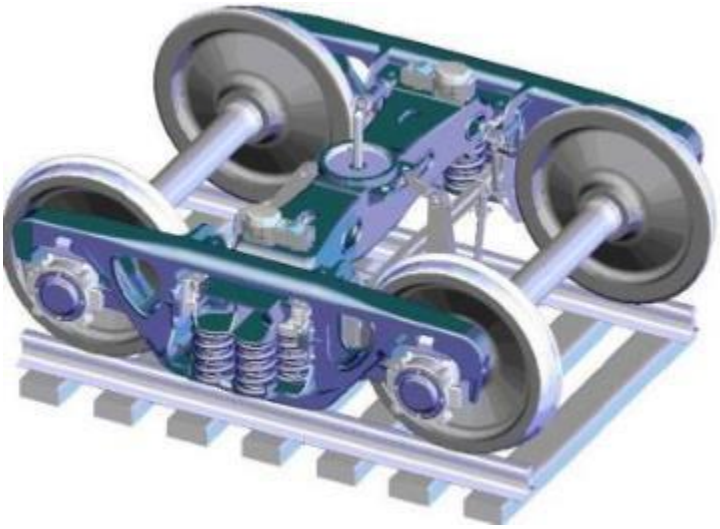


Рисунок 1.10 – Грузовая тележка 18-578

Проведенная модернизация позволила, при минимальных изменениях в конструкции тележки, добиться улучшения эксплуатационных показателей. В тележке был использован ряд конструкторских и технических решений по увеличению межремонтного периода грузовых вагонов. Модернизация позволила увеличить пробег до 500 тыс. км, а гарантийный срок эксплуатации до 4 лет.

Департаментом вагонного хозяйства ОАО «РЖД» совместно с ОАО «ВНИИЖТ» было дано разрешение на серийный выпуск полувагонов модели 12-132-03 с тележками 18-578. Однако несколько лет эксплуатации показали [9], что требуется конструкторская и технологическая доработка.

Конструкторы вагоностроительных заводов и сегодня продолжают разрабатывать новые и совершенствовать существующие конструкции грузовых тележек при изготовлении новых вагонов с нагрузкой на ось 23,5 тс. Предусматривая установку упругих боковых скользунов постоянного контакта на надрессорные балки. Устанавливают блокиратора от выпадения колесной пары из буксового проема на сортировочных горках на боковые рамы. Используют в

грузовых тележках кассетные подшипники под адаптером. ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» разработал такой вариант тележки в модели 18-7020 (рисунок 1.11). Подобные тележки разработаны и другими заводами.

Рисунок 1.11 – Грузовая тележка 18-7020

Над созданием тележек нового поколения и модернизацией существующих грузовых тележек в настоящее время активно работают вагоностроительные предприятия ОАО «ТВСЗ», ОАО «НПК Уралвагонзавод», «ККУ «Концерн «Тракторные заводы»; ОАО «Алтайвагон», и научно-исследовательские институты ОАО «НВЦ «Вагоны», ОАО «МИИТ», ОАО «ВНИКТИ» и др.

При этом идеология, заложенная в тележку ЦНИИ-Х3-0 инженером А.Г. Ханиным в 1939г. сохраняется. При конструировании и модернизации тележек учитывают назначенные и необходимые для обеспечения безопасности движения технические качества: такие как устойчивость колес против схода с рельсов, минимальные величины горизонтальных и вертикальных динамических сил, плавность вписывания в кривые различного радиуса участков пути и минимальные величины ускорений при конструкционных и эксплуатационных скоростях движения, предъявляемые показатели плавности хода вагона, гарантированная надежность в эксплуатации и прочность.

1.3 Анализ конструктивных решений буксового узла двухосной тележки грузовых вагонов

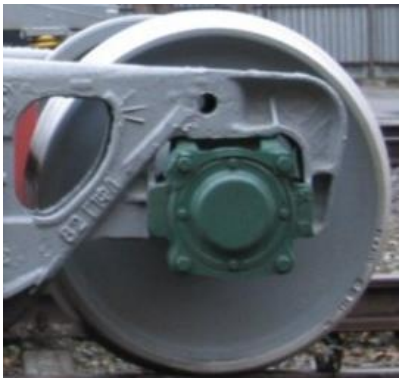
Буксовые узлы вместе с колесными парами являются наиболее важнейшим и ответственным элементом ходовой части подвижного состава, от надежности которого зависит безопасность движения на железнодорожном транспорте. Конструкция буксового узла обеспечивает передачу нагрузок от кузова вагона на шейку оси и ограничивает в тележке продольные и поперечные перемещения колесной паре. Букса неподрессорена и грубо воспринимает, все динамические нагрузки, возникающие при движении вагона по рельсовому пути.

При постоянном воздействии нагрузок, возникающих от массы вагона (брутто) по рельсовому пути, буксовый узел испытывает значительные перегрузки, которые возникают при прохождении колес по стыкам рельсов, при прохождении кривых участков пути, от толчков в процессе торможения поезда или в случае роспуска вагонов с горки при наезде на тормозной башмак и др.

От схемы операния рамы тележки на буксовый узел определяется конструкция корпуса буксы. Конструкции букс различают:

• тип 1 - для грузовых вагонов применяют конструкцию без опор под рессорный комплект (рисунок 1.12а);

• тип 2 - для пассажирских вагонов (в том числе вагонов электропоездов, а также для грузовых изотермических вагонов) применяют с опорами под рессорный комплект (рисунок 1.12 б).



а) Тип 1

б) Тип 2

Рисунок 1.12 - Конструкции корпусов букс

Способ установки буксового узла в двухосную тележку грузового вагона, также является объектом научных исследований.

В 40-х годах Уралвагонзавод освоил выпуск литых тележек модели М-44 (рисунок 1.2), в которой боковая рама отливались заодно с буксой, что облегчало массу детали, но опыт эксплуатации показал не технологичность конструкции при организации текущего ремонта ходовой части грузового вагона.

В 1950 г. был освоен выпуск тележек МТ-50 (рисунок 1.3), а в 1956 году – типа ЦНИИ-Х3 (рисунок 1.4), конструкция которых позволили устанавливать колесные пары в сборе с буксовым узлом. Такая конструкция тележки определила концепцию развития вагоностроения на многие десятилетия.

Корпус буксы (рисунок 1.13) грузового вагона представляет собой отливку из стали марок 20ФЛ, 20ГЛ.

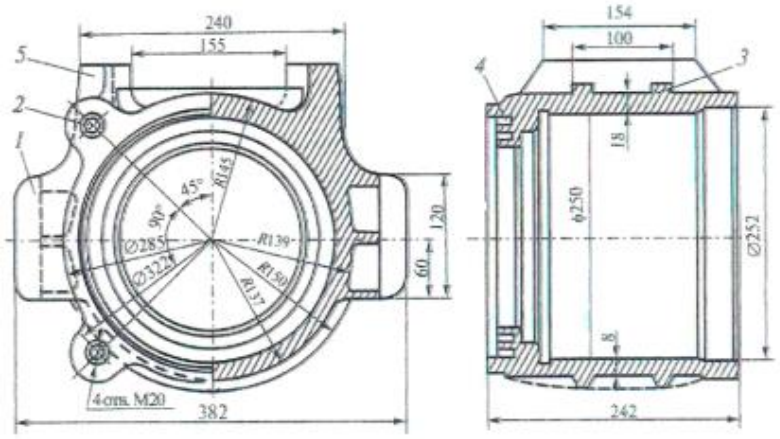


Рисунок 1.13 - Стальной корпус буксы грузового вагона

Для соединения с боковой рамой тележки по бокам корпуса выполнены приливы 1, для опоры рамы тележки — ребра 5, а с целью равномерного распределения нагрузки между роликами предусмотрены ребра жесткости 3. Масса стального корпуса составляет 45 кг.

Особым объектом научных изысканий стало снижение необрессоренной массы вагона, что благотворно влияло на улучшение ходовых и динамических качеств тележки и безопасность движения.

Для снижения необрессоренной массы вагона и улучшения работы тележки, в эксплуатацию внедрили буксы, изготовленные из алюминиевого

сплава АМг-6 (рисунок 1.14), что позволяет снизить массу необрессоренных элементов и уровень динамического воздействия вагона на путь и повысить динамические качества грузовой тележки. Алюминиевый сплав имея модуль упругости в три раза меньший, чем у стали обладает хорошими амортизирующими свойствами, что обеспечивало гашение высокочастотных динамических воздействий. В результате такого оборудования, амплитуды вертикальных и горизонтальных сил действующих на путь и вагон при движении последнего, снизились на 10 % [22].

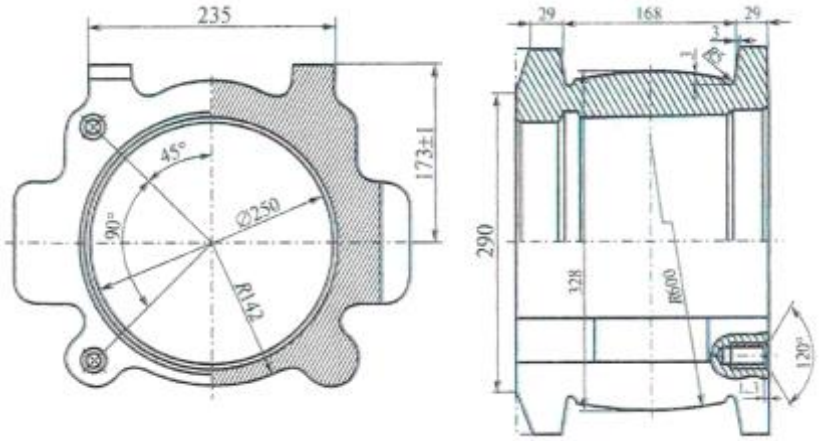


Рисунок 1.14 - Алюминиевый корпус буксы грузового вагона

Для специализированных грузовых вагонов и организации скоростного грузового движения разработана букса (рисунок 1.15) с применением упругих элементов (резиновые прокладки для смягчения осевых и радиальных нагрузок).

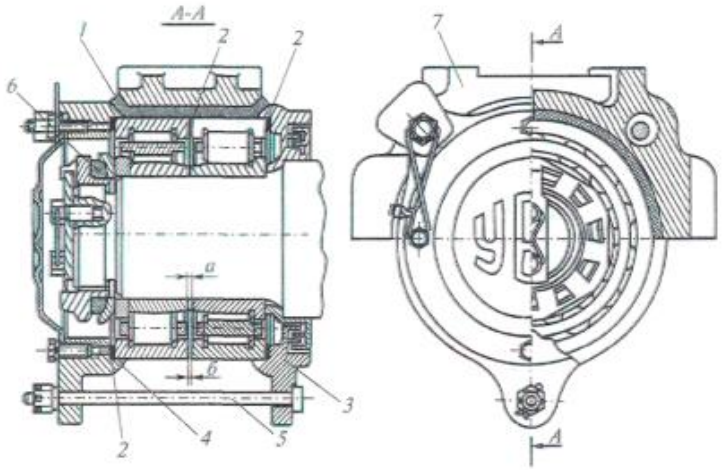


Рисунок 1.15 - Букса грузового вагона с упругими элементами

Корпус буксы представляет конструкцию полубуксы у которой нижняя часть отсутствует, лабиринтная часть 2 и крепительная крышка 4 снизу стягивается болтами 5 (тремя или четырьмя). С помощью уплотнительных прокладок 2 достигается герметизация внутренней полости. Рама грузовой тележки опирается на верхнюю часть корпуса 7.

Такая букса с упругим элементом использовалась в двухосной тележке модели 18-115 и по сравнению с буксой в тележке модели 18-100 имела улучшенные динамические качества.

Другим направлением научных работ является уменьшение износа дорогих деталей грузовых вагонов, уменьшение расходов на восстановление изношенных деталей, улучшение динамических качеств рельсовых экипажей и повышение безопасности их движения за счет совершенствования конструкции тележек.

В вопросе повышения межремонтных пробегов грузовых вагонов следует отметить проект М1698 по модернизации тележки модели 18-100 (рисунок 1.16). Суть модернизации заключается в защите от износов в процессе эксплуатации основных пар трения тележек грузового вагона.

Рисунок 1.16 - Модернизация М1698 тележки 18-100

Для этого:

- устанавливаются шестимиллиметровые сменные прокладки в буксовые проемы боковых рам тележки;

- типовые фрикционные планки во фрикционных узлах гашения колебаний заменяются составными. Составная фрикционная планка состоит из двух элементов: неподвижной (толщиной 10 мм) прилепленной к боковой раме, и подвижной (толщиной 6 мм) фрикционных планках.

- фрикционные стальные клинья заменяются на чугунные;

- износостойкий элемент в виде плоского диска устанавливается в подпятник надрессорной балки.

Данная модернизация позволила вагону увеличить межремонтный пробег грузового вагона со 110 тыс. км до 160 тыс. км.

1.4 Постановка цели и задачи исследования

Сделанный анализ показал, что большинство разрабатываемых конструкций перспективных ходовых частей грузовых вагонов направлены на разработку предложений по снижению вибронаруженности экипажной части вагона, стараясь уйти от массово используемой в эксплуатации тележки типа 2 по ГОСТ 9246. Конструктора новых тележек грузовых вагонов с улучшенными техническими характеристиками идут путем увеличения осевой нагрузки и широкого применения серийно выпускаемых зарубежными фирмами поглотителей вибрации, позволяющие снизить вибронагруженное состояние экипажной части. Однако внедрение, даже положительно зарекомендовавших новшеств, в существующую конструкцию тележки сопряжено с целым рядом трудностей, связанных с различиями и конструктивными особенностями отечественных и зарубежных грузовых тележек [9, 12, 21, 35, 40, 61, 65].

Несмотря на наличие рассмотренных выше исследований, к настоящему времени, вопрос выбора рациональных параметров опор антифрикционных износостойких поглотителей вибрации в буксовом узле применительно к отечественному подвижному составу окончательно не решен. Это подтверждается отсутствием методики расчета параметров вибрационных опор на этапе проектирования подвижного состава.

Все сказанное позволяет сформулировать цель работы:

Разработать предложения по увеличению безремонтного пробега эксплуатируемого грузового вагона за счет снижения вибронагруженного состояния экипажной части грузового вагона и выборе рациональных параметров антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации буксового узла с оценкой влияния предложенной модернизации на динамические качества, безопасность движения и безремонтный пробег грузового вагона.

В соответствии с поставленной целью необходимо решить следующие задачи:

- уточнить математическую модель грузового вагона, оборудовав тележки, антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации буксового узла;
- предложить методику по выбору рациональных параметров антифрикционных износостойких поглотителей вибрации;
- сделать сравнительный анализ экспериментальных и расчётных данных предложенной методики;
- проверить адекватности и точности предложенной методики;
- выполнить многовариантный анализ расчётных данных для уточненной математической модели грузового вагона по влиянию антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации буксового узла на динамические свойства грузового вагона и обеспечение безопасности движения;
- обосновать возможность повышения безремонтного пробега грузового вагона за счет снижения вибронагруженного состояния ходовых частей;
- сделать технико-экономическую оценку эффективности предложений увеличению безремонтного пробега вагона со сниженной вибронагруженной экипажной частью.

Влияние перепадов температур возможных в эксплуатации в предложенной математической модели грузового вагона, оборудованного существующими моделями тележек, с колесными парами, оборудованными демпфируемыми прокладками не учитывается.

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГРУЗОВОГО ВАГОНА, С ТРЕХЭЛЕМЕНТНЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ, ОБОРУДОВАННЫМИ АНТИФРИКЦИОННЫМИ ИЗНОСОСТОЙКИМИ ПОГЛОТИТЕЛЯМИ ВИБРАЦИИ

2.1 Расчетная схема математической модели грузового вагона и выбор системы координат

Схема вагона состоит из 19-и твердых тел: 4 колесных пары с буксами, 4 боковых рам, 8 фрикционных клиньев, 2 надрессорных балок, 1 кузова. Схеме соответствует 114 степеней свободы. Расчетная схема грузового вагона и железнодорожного пути представлена на рисунке 2.1.

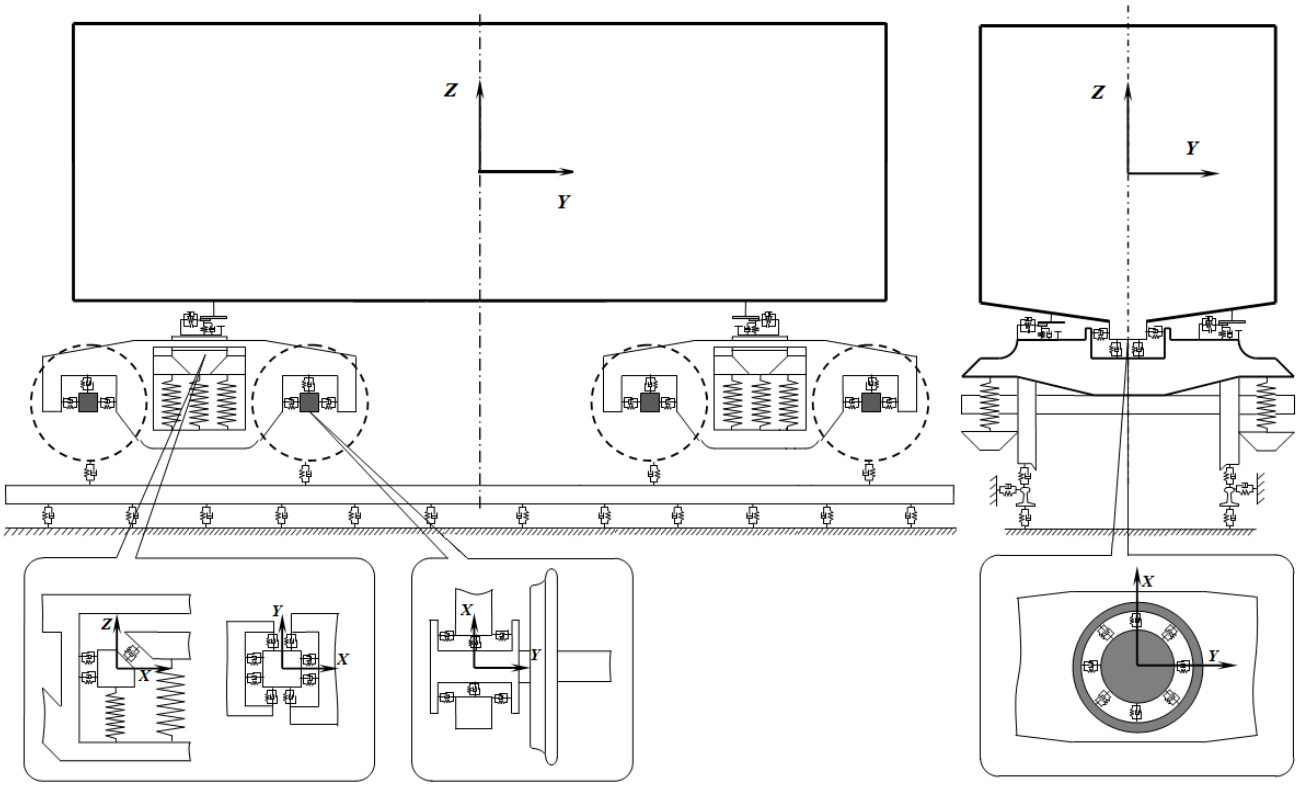


Рисунок 2.1 - Расчетная силовая схема вагона и железнодорожного пути

Для разработки математической модели грузового вагона с отображением ходовых и динамических свойств тележки, оборудованной антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации буксового узла, применен программный комплекс объемного моделирования, в котором подготовлена графическая 3D-модель трехэлементной тележки с учетом всех конструктивных

особенностей деталей и узлов, включая их инерционные, жесткостные, фрикционные и геометрические характеристики (рисунок 2.2).

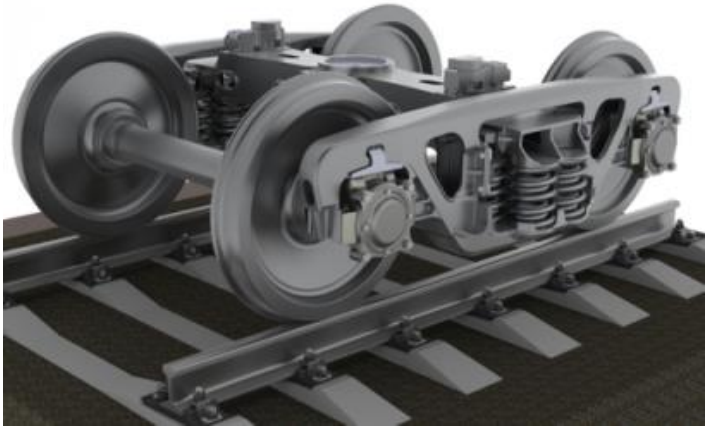


Рисунок 2.2 - Графическая 3D-модель трехэлементной тележки

Объемная графическая модель импортирована в программный комплекс "Универсальный механизм" (ПК «УМ»). Получена компьютерная модель вагона с серийными моделями тележек и с установленными антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации в буксовых узлах.

Для каждого *i-го* тела задана масса m_i и моменты инерции J_i,

где i - номер тела.

Задание моментов инерции производилось относительно осей собственной системы координат тела ($СК_i$) $\{C_i, x_i\, y_i\, z_i\}$, начало которой совпадает с центром масс тела (рисунок 2.3).

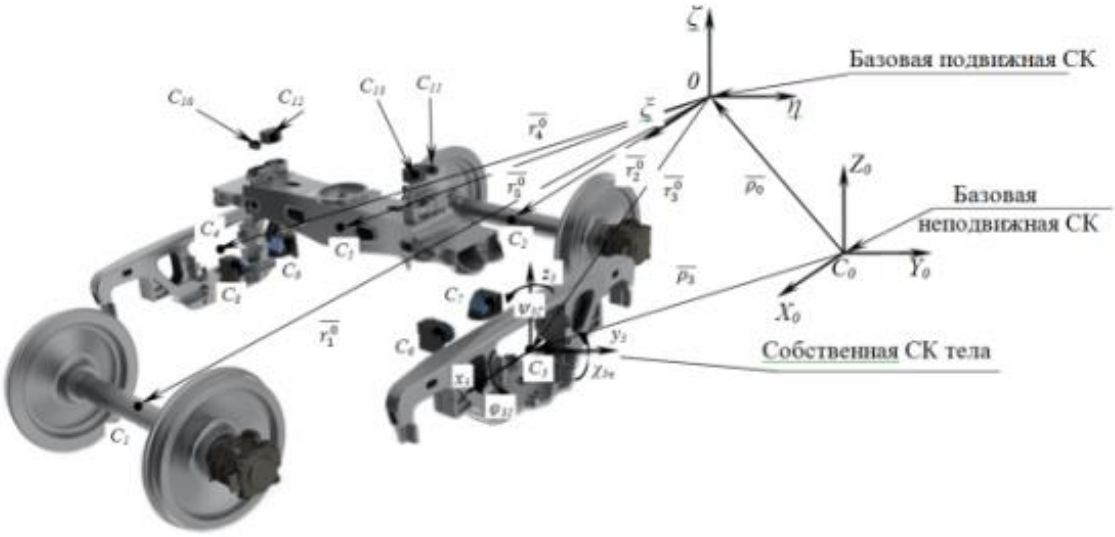


Рисунок 2.3 - Задание моментов инерции

Для описания положения и количества степеней свободы тел системы введены две общие системы координат: базовая неподвижная ($СКО_О$) {C_O,X_O, Y_O, Z_O} и базовая подвижная (путевая) ($СКО$) {0, ξ, η, ζ}.

В целом ход вагона и его составных тел относительно железнодорожного пути представляется как сложное движение, которое состоит из переносного (совместно с системой координат) и относительного (относительно подвижной системы координат). Начало подвижной системы движется со скоростью движения подвижного состава вдоль железнодорожного пути по оси.

Положение i-го тела в $СК_0$, определено положением вектора $r_i^{(0)}$ (нижний индекс обозначает принятую систему координат или номер тела, для которых происходит вычисление величин, верхний индекс указывает на систему координат в которой проводится вычисление) соединяющего начала $СК0$ и $СКi$, а также углом между осями $СК0$ и $СК_i$. Эти значения могут представляться в виде тензора проекции вектора $r_i^{(0)}$ на оси $СК0$ ($R_i^{(0)}$) и матрицы поворота (направляющих косинусов) ($A_i^{(0)}$).

Для однозначного определения положения тела, имеющего шесть степеней свободы, в системе координат $СКО$ достаточно шести обобщенных координат, которые могут быть объединены в вектор положения размерности 6x1. Такой вектор для i-го тела имеет вид:

$$q_i = \left[r_{i_\xi}^{(0)}, r_{i_\eta}^{(0)}, r_{i_\zeta}^{(0)}, \varphi_{i_\xi}^{(0)} \chi_{i_\eta}^{(0)}, \psi_{i_\zeta}^{(0)}\right], \tag{2.1}$$

где $r_{i_\xi}^{(0)}, r_{i_\eta}^{(0)}, r_{i_\zeta}^{(0)}$ - проекции вектора описывающего начальное положение $СК_i$ на координатные оси $СК_О$;

$\varphi_{i_\xi}^{(0)} \chi_{i_\eta}^{(0)}, \psi_{i_\zeta}^{(0)}$ - углы между координатными осями $СК_3$ и $СК_О$ ($x\hat{i}_\xi$, $y\hat{i}_\eta$, $z\hat{i}_\zeta$ соответственно).

Линейные и угловые скорости и ускорения любого тела могут быть выражены через обобщенные координаты:

$$v_i^{(0)} = U_i^{(0)} \cdot \dot{q}_i \;\; ; \;\; a_i^{(0)} = U_i^{(0)} \cdot \ddot{q}_i \;\; ; \tag{2.2}$$

$$\omega_i^{(0)} = B_i^{(0)} \cdot \dot{q}_i \;\; ; \;\; \varepsilon_i^{(0)} = B_i^{(0)} \cdot \ddot{q}_i \;\; , \tag{2.3}$$

где $v_i^{(0)}$ и $a_i^{(0)}$ - линейные скорости ускорения *i*-го тела относительно *СКО*;

$\omega_i^{(0)}$, $\varepsilon_i^{(0)}$ - угловые скорости ускорения *i*-го тела относительно *СКО*;

$U_i^{(0)}$ – матрица Якоби $\left[\frac{\partial R_i^{(0)}}{\partial q_i}\right]$;

$B_i^{(0)}$ - матрица Якоби $\left[\frac{\partial A_i^{(0)}}{\partial q_i}\right]$.

В работе математическое описание расчета кинематических характеристик тел системы выполнено в виде программной процедуры для шарнира, соединяющего базовую систему координат с рассматриваемым телом. Параллельно осям $СК_O$ заданы собственные в пространстве сориентированные системы координат для каждого тела, входящие в модель грузового вагона. Для описания шарниров каждого тела, задан вектор $r_i^{(0)}$- в начальном положении (при *t* = О) и определен тип углов ориентации [1].

Так было выполнено задание положения тел в системе рельсового экипажа. В случае необходимости для любого из тел количество степеней свободы может быть уменьшено путем запрета изменения поступательной или вращательной координаты в процессе интегрирования. На данном этапе произведена параметризация модели при помощи задания инерционных и геометрических величин через идентификаторы.

При совпадении *СКi* с главными осями инерции тел, уравнения, описывающие движение *i*-го тела, на основании теоремы о движении центра масс и динамических уравнений Эйлера, для механической системы «вагон-путь» будут иметь вид:

$$\begin{cases} m_i \cdot a_{ix}^{(0)} = \sum F_{ix}^{(0)} + \sum R_{ix}^{(0)}, \\ m_i \cdot a_{iy}^{(0)} = \sum F_{iy}^{(0)} + \sum R_{iy}^{(0)}, \\ m_i \cdot a_{iz}^{(0)} = \sum F_{iz}^{(0)} + \sum R_{iz}^{(0)}, \\ J_{ix}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{ix}^{(i)}}{dt} + \omega_{iy}^{(i)}\omega_{iz}^{(i)} \cdot \left(J_{iz}^{(i)} - J_{iy}^{(i)}\right) = \sum M_{ix}^{(i)} + \sum L_{ix}^{(i)}, \\ J_{iy}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{iy}^{(i)}}{dt} + \omega_{iz}^{(i)}\omega_{ix}^{(i)} \cdot \left(J_{ix}^{(i)} - J_{iz}^{(i)}\right) = \sum M_{iy}^{(i)} + \sum L_{iy}^{(i)}, \\ J_{iz}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{iz}^{(i)}}{dt} + \omega_{ix}^{(i)}\omega_{iy}^{(i)} \cdot (J_{iy}^{(i)} - J_{ix}^{(i)}) = \sum M_{iz}^{(i)} + \sum L_{iz}^{(i)}, \end{cases} \quad (2.4)$$

где m_i - масса *i*-го тела, Н;

$a_{ix}^{(0)}$, $a_{iy}^{(0)}$, $a_{iz}^{(0)}$ - проекции на координатные оси $СК_0$ вектора ускорения *i*-го тела, м/с^2;

$\sum F_{ix}^{(0)}$, $\sum F_{iy}^{(0)}$, $\sum F_{iz}^{(0)}$ - сумма проекций на координатные оси $СК_0$ всех активных сил, приложенных к *i*-му телу, Н;

$\sum R_{ix}^{(0)}$, $\sum R_{iy}^{(0)}$, $\sum R_{iz}^{(0)}$ - сумма проекций на координатные оси $СК_0$ всех реактивных сил, приложенных к *i*-му телу, Н;

$J_{ix}^{(i)}$, $J_{iy}^{(i)}$, $J_{iz}^{(i)}$- моменты инерции *i*-го тела относительно осей СК*i*, Н*м^2;

$\omega_{ix}^{(i)}$, $\omega_{iy}^{(i)}$, $\omega_{iz}^{(i)}$- проекции на координатные оси СК*i* вектора угловой скорости *i*-го тела, рад/с;

$\sum M_{ix}^{(i)}$, $\sum M_{iy}^{(i)}$, $\sum M_{iz}^{(i)}$ - сумма моментов всех активных сил, приложенных к *i*-му телу, относительно осей СК*i*, Н/м;

$\sum L_{ix}^{(i)}$, $\sum L_{iy}^{(i)}$, $\sum L_{iz}^{(i)}$ – сумма моментов всех реактивных сил, относительно осей СК*i*, приложенных к *i*-му телу, Н/м.

Уравнения, входящие и представленные в системе 2.4 записаны в различных системах координат. Первые три уравнения представлены в базовой подвижной, а три последних - в собственной системе, привязанной к *i*-му телу. На основании представленных систем, записанных для всех тел расчетной схемы, принята система дифференциальных уравнений второго порядка, позволяющих описывать движение математической модели вагона в обобщенных координатах, с нелинейными правыми частями (в матричном виде):

$$M(q) \cdot \ddot{q}_i + k(q, \dot{q}) = Q, \tag{2.5}$$

где $M(q)\cdot$ - матрица масс;

$k(q, \dot{q})$ - вектор-столбец обобщенных сил инерции;

Q - вектор-столбец обобщенных активных сил.

$$M(q) = \sum_{i=1}^{27} M(q)_i = \sum_{i=1}^{27} (m_i \cdot U_i^{(0)T} \cdot U_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot J_i^{(i)} \cdot B_i^{(i)}), \tag{2.6}$$

$$k(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^{27} k_i(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^{27} \left(m_i \cdot U_i^{(0)T} \cdot a_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot \left(J_i^{(i)} \cdot \varepsilon_i^{(i)} + \tilde{\omega}_i^{(i)} \cdot J_i^{(i)} \cdot \omega_i^{(I)} \right) \right), \tag{2.7}$$

$$Q = \sum_{i=1}^{27} Q_i = \sum_{i=1}^{27} (U_i^{(0)T} \cdot F_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot M_i^{(i)}). \quad (2.8)$$

Решение принятой системы уравнений (2.5), в обобщенных координатах, позволяет определять в модели вагона линейные, угловые перемещения, скорости и ускорения тел, и любых принадлежащих телам точек, при условии задания им в системе координат положения соответствующего тела.

2.2 Описание силовых элементов, используемых в модели вагона

Для составления уравнений (2.5) необходимо получение аналитических зависимостей сил реакций в связях между отдельными телами.

Силовые элементы в модели вагона включают: контактные взаимодействия тел, упругие (пружины рессорного подвешивания) и упруго-диссипативные (упругие антифрикционные износостойкие поглотители вибрации) силы, а также силовые элементы (сайлент-блоки).

При описании контактного взаимодействия тел в ПК «УМ» принято допущение, что с одним из контактирующих тел связывается бесконечная плоскость, а со вторым телом набор контактных точек.

На рисунке 2.4 представлено два тела с центрами масс которых связаны собственные системы координат СК*j* и СК*k*.

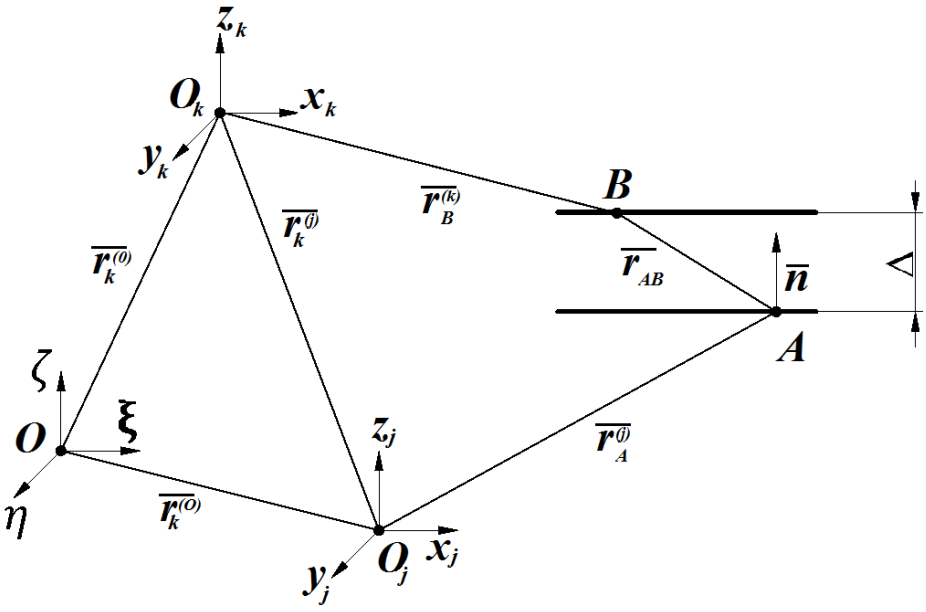


Рисунок 2.4 - Расчетная схема определения факта контакта

Положение каждого тела относительно базовой системы координат определяется векторами $r_j^{(0)}$ и $r_k^{(0)}$ соответственно. С первым телом связана контактная плоскость, положение которой задано в СКj радиус вектором $r_A^{(j)}$, описывающим положение принадлежащей плоскости точки А, и вектором нормали к плоскости $\bar{n}$. Со вторым телом связана контактная точка В, положение которой в СКk определяется радиус вектором $r_B^{(k)}$. При этом положение СКk относительно СКj определяется радиус вектором $r_k^{(j)}$.

Между точками А и В расстояние описывается вектором r_{AB}, который определен выражением:

$$r_{AB}^{-(j)} = r_k^{-(j)} + r_B^{-(k)} - r_A^{-(j)} , \tag{2.9}$$

Расстояние Δ между точками А и В по направлению вектора $\bar{n}$ определяется как скалярное произведение:

$$\Delta = (r_{AB}^{-(j)}, \bar{n}) , \tag{2.10}$$

В матричной форме выражение (2.10) имеет вид:

$$\Delta = r_{AB}^{(j)^T} \cdot n , \tag{2.11}$$

где $r_{AB}^{(j)}$ - матрица-столбец координат вектора $r_{AB}^{-(j)}$ в СКj;

n - матрица-столбец координат вектора п в СКj.

При положительной величине Δ контакт между телами отсутствует, а при отрицательной величине контактная сила, действующая со стороны первого тела на второе, описывается следующей математической моделью в векторной форме (рисунок 2.5):

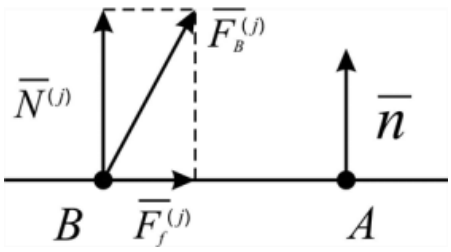


Рисунок 2.5 - Контактное взаимодействие типа точка-плоскость

$$\bar{F}_B^{(j)} = \begin{cases} 0, & \Delta \geq 0 \\ \bar{N}^{(j)} + \bar{F}_f^{(j)}, & \Delta < 0 \end{cases}, \quad (2.12)$$

где *N*- вектор нормальной реакции;

F_f - вектор силы трения.

Нормальная реакция описывается линейной упруго-диссипативной моделью в СК*j* определяется из выражения:

$$N^{(j)=} - \Delta \cdot C_B - \frac{d\Delta}{dt}\beta_B , \quad (2.13)$$

где $C_в$ - коэффициент контактной жесткости в точке В;

$\beta_в$ - коэффициент контактной диссипации в точке В.

Величина первой производной по времени от Δ определяется из выражения (2.11):

$$\frac{d\Delta}{dt} = \frac{d}{dt}\left(r_{AB}^{(j)^T}\right) \cdot n + r_{AB}^{(j)^T} \cdot \frac{dn}{dt} = \frac{d}{dt}\left(r_{AB}^{(j)^t}\right) \cdot n , \quad (2.14)$$

В выражении (2.14) $\frac{dn}{dt} = 0$, т.к. вектор $\bar{n}$ остается неподвижным относительно СК*j*.

Величину $\frac{d}{dt}\left(r_{AB}^{(j)}\right)$ из выражения (2.14) определим:

$$\frac{d}{dt}\left(r_{AB}^{-(j)}\right) = \frac{d}{dt}\left(r_k^{-(j)}\right) + \frac{d}{dt}\left(r_B^{-(k)}\right) - \frac{d}{dt}\left(r_A^{-(j)}\right) . \quad (2.15)$$

Выражение (2.14) с учетом того, что вектор $r_A^{-(j)}$ остается постоянным в СК*j*, может быть записано в матричной форме:

$$\frac{d}{dt}\left(r_{AB}^{(j)}\right) = \frac{d}{dt}\left(r_k^{(j)}\right) + \frac{d}{dt}\left(A_k^{(j)}\right) \cdot r_B^{(k)} , \quad (2.16)$$

где $A_k^{(j)}$ - матрица направляющих косинусов СК*k* относительно СКj.

Для кулоновской силы трения существуют два режима: скольжения и сцепления. В режиме скольжения реализуется математическая модель силы, описываемая следующим выражением:

$$F_f^{(j)} = \frac{-f \cdot N^{(j)} \cdot v_s^{(j)}}{\left|v_s^{(j)}\right|}, \quad (2.17)$$

где *f*- коэффициент трения скольжения;

v_s - скорость скольжения одного тела относительно другого, *м/с*.

Величина v_s в векторной форме определяется выражением:

$$v_s^{-(j)} = \frac{dr_{AB}^{-(j)}}{dt} - \frac{d\Delta}{dt} \cdot \bar{n} \, .$$

Переход к режиму трения сцепления осуществляется в тот момент времени, когда произойдет остановка относительного движения одного тела относительно другого, т.е. когда вектор скорости относительного скольжения *vs* изменит свое направление. В этом режиме сила трения сцепления определяется выражением:

$$F_f^{(j)} = -f_0 \cdot N^{(J)} \, , \tag{2.18}$$

Где f_o - коэффициент трения сцепления.

Для описания упругих и упруго-вязких силовых элементов использованы реологические модели Фойгта и Гука соответственно (рисунок 2.6)

а - модель Фойгта, б - модель Гука

Рисунок 2.6 - Расчетные схемы реологических моделей

В системе координат упругого элемента, математическая модель для силы *F* и момента *M* определены следующими выражениями в матричной форме, в соответствии с приведённой методикой:

$$F = C_r \cdot dR_B^{(A)} \, , \tag{2.19}$$

$$M = C_\varphi \cdot dA_B^{(A)} \, , \tag{2.20}$$

где C_r - матрица линейной жесткости;

C_φ- матрица угловой жесткости;

$dR_B^{(A)}$- матрица линейной деформации упругого элемента;

$dA_B^{(A)}$- матрица направляющих косинусов угловой деформации элемента.

Математические модели силы F_D и момента M_D для упруго-диссипативного элемента определяются в матричной форме следующими выражениями:

$$F_D = C_r \cdot dR^{(A)} + D_r \cdot d\dot{R}^{(A)}, \quad (2.21)$$

$$M_D = C_\varphi \cdot dA_B^{(A)} + D_\varphi \cdot \dot{d}\, A_B^{(A)}, \quad (2.22)$$

где D_r - матрица линейной диссипации;

D_φ - матрица угловой диссипации.

На рисунке 2.7 представлена расчетная схема для определения величины деформации упругого элемента.

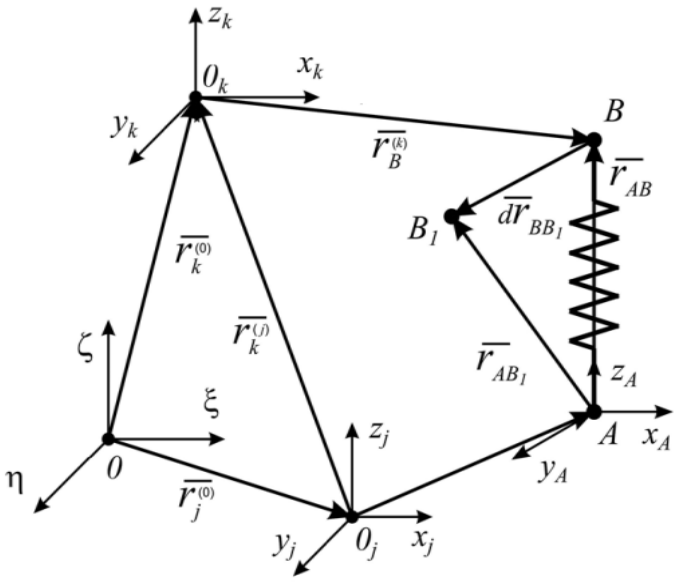


Рисунок 2.7 - Расчетная схема определения величины деформации упругого элемента

В точках крепления элементов к телам размещаются локальные системы координат *СКА* и *СКВ*. Заданное положение соответствует недеформированному состоянию упругого элемента, для момента времени $t = t_0$.

Если в некоторый момент времени $t = t_i$, точка B переместится в положение B_1 то величина линейной деформации в *СКА* будет определяться выражением в векторной форме:

$$dr_{AB} = r_{AB} - r_{BB_1}, \quad (2.23)$$

а величина угловой деформации определится выражением в матричной форме:

$$dA_B^{(A)} = A_B^{(A)} - A_{B_1}^{(A)}. \quad (2.24)$$

Рассмотрим математическую модель податливого шарнира - сайлент-блока (рисунок 2.8).

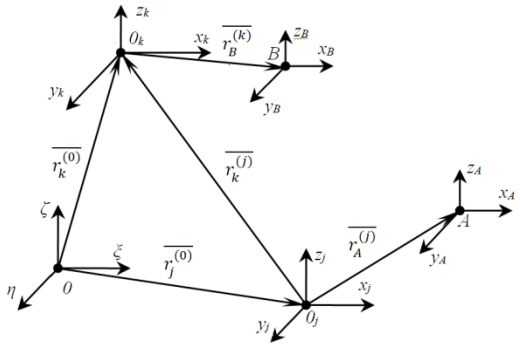


Рисунок 2.8 - Системы координат для силового элемента

Также как и в предыдущих двух случаях введем две системы координат: *СКА* с началом в точке А, жестко связанную с первым телом *СКj* и *СКВ* с началом в точке *B*, жестко связанную со вторым телом *СКk*. Векторы $r_B^{(k)}$, $r_A^{(j)}$ и постоянные матрицы поворота $A_B^{(j)}$, $A_B^{(k)}$ определяют положения *СКА* и *СКВ* относительно соответствующих тел. Предполагается, что смещение *СКВ* относительно *СКА* в начальный момент и в процессе движения является малым. В общем случае математическая модель сайлент-блока как силового элемента выражается через вектор смещения точки *B* относительно *СКА:*

$$dr = \overline{r_k^{(0)}} + \overline{r_B^{(k)}} - \overline{r_j^{(0)}} - \overline{r_A^{(j)}}, \quad (2.25)$$

и матрицу поворота (задает ориентацию СКВ относительно СКА):

$$A_{B1B2} = A_{B2}^T A_{10} A_{02} A_{B1}. \quad (2.26)$$

При малом смещении *СКВ* относительно *СКА* эта матрица близка к единичной, что позволяет определить вектор поворота *СКВ* относительно *СКА:*

$$\Delta\pi = \begin{pmatrix} \Delta\pi_x \\ \Delta\pi_y \\ \Delta\pi_z \end{pmatrix}. \quad (2.27)$$

При этом проекции вектора поворота определяют малые углы поворота СКВ относительно осей СКА. Кососимметрическая матрица вектора поворота выражается через матрицу направляющих косинусов по формуле:

$$\Delta\tilde{\pi} = \begin{pmatrix} 0 & -\Delta\pi_z & \Delta\pi_y \\ \Delta\pi_z & 0 & -\Delta\pi_x \\ -\Delta\pi_y & \Delta\pi_x & 0 \end{pmatrix} = \frac{A_{B1B2} - A_{B1B2}^T}{2}, \quad (2.28)$$

что и позволяет вычислить компоненты вектора поворота.

2.3 Описание силовых связей между телами

Связь кузова и надрессорной балки в узле пятник-подпятник смоделирована двенадцатью контактными точками. Восемь точек размещены по окружности пятника и моделируют в вертикальном направлении опирание кузова на пятник, четыре оставшихся точки моделируют препятствие горизонтального смещения кузова в пятнике, но учитывают продольные и поперечные зазоры между пятником и подпятником $\Delta_{ПХ}$, $\Delta_{ПУ}$.

Предполагая, что давление распространяется равномерно по площади подпятника, получим, что эффективный коэффициент трения при повороте относительно вертикальной оси примерно равен 2/3 от реального значения коэффициента трения. Для обоснования этого утверждения рассмотрим два типа контакта: в первом случае давление равномерно распределено по площади диска (подпятника), во втором - давление сосредоточено в восьми точках по внешнему ободу диска (рисунок 2.9).

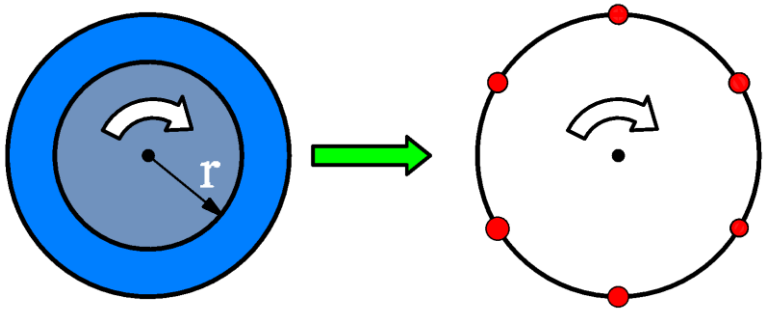


Рисунок 2.9 - Равномерно распределенная и поточечная передачи давления

В первом случае при повороте пятника относительно подпятника при повороте определяется формулой;

$$M = f\,\frac{N2}{R^2}\int_0^R r^2 dr = f\,\frac{2}{3}\,RN\,, \qquad (2.29)$$

где f - коэффициент трения;

N - сила давления;

r - радиус диска.

Во втором случае момент равен:

$$M = f_e NR, \qquad (2.30)$$

причем f_e обозначает эффективный коэффициент трения. Приравнивая моменты, получим искомое соотношение:

$$f_e = \frac{2}{3}\,f \qquad (2.31)$$

Силовое взаимодействие между скользунами кузова и надрессорной балки также моделируется контактными точками. При этом между ними предусмотрен зазор, что допускает перевалку кузова на пятнике в пределах этого зазора $\Delta_{СК}$ (рисунок 2.10).

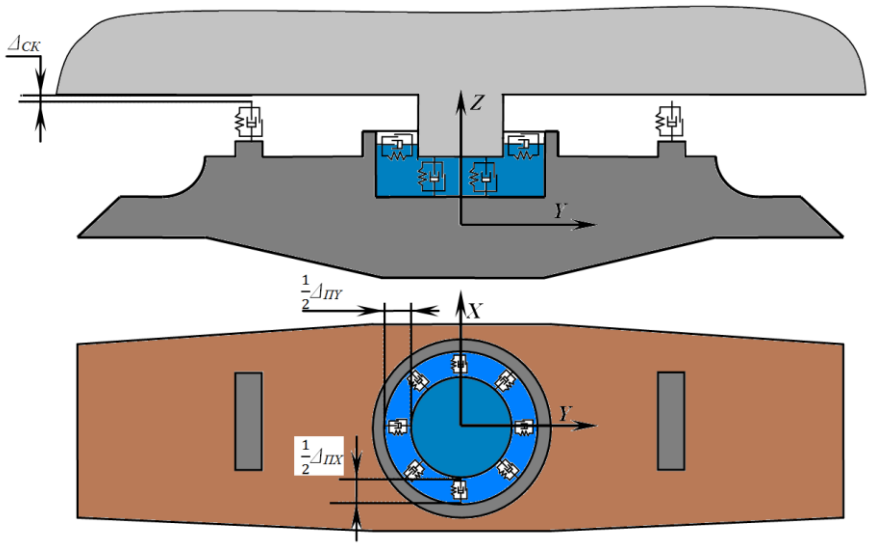


Рисунок 2.10 - Расчетная схема силового взаимодействия рамы кузова и надрессорной балки

Для реализации контакта клинового гасителя колебаний с надрессорной балкой и боковой рамой на поверхности клина были построены 16 контактных элементов типа точка-плоскость.

Четыре точки определяют контакт с боковой рамой, а остальные точки определяют контактное взаимодействие клина с надрессорной балкой, т.е. связь с

наклонной плоскостью паза в балке и с соответствующими боковыми плоскостями паза. Предусмотрен люфт клина $\Delta_{кбY}$ в пазе балки (рисунок 2.11).

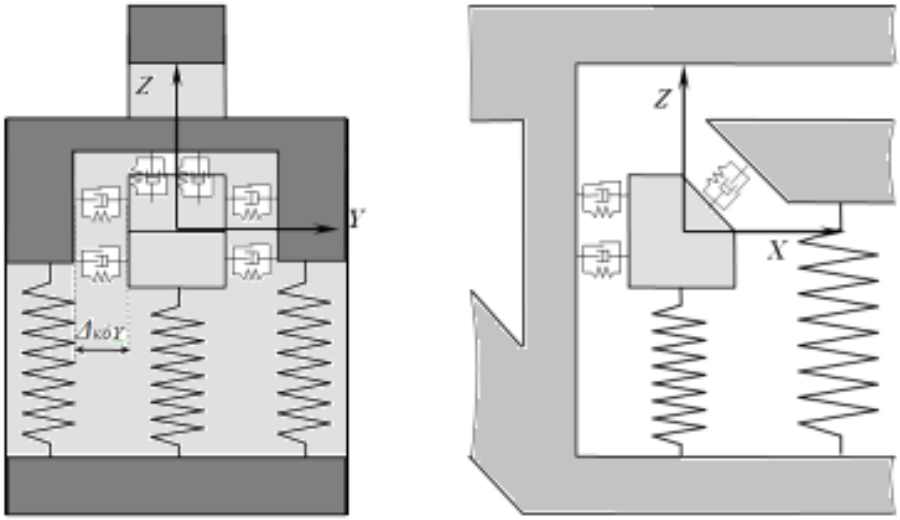


Рисунок 2.11 - Схема силового взаимодействия фрикционного гасителя колебаний с надрессорной балкой и боковой рамой

Связь надрессорных балок с боковинами реализована при помощи линейных упругих силовых элементов по методике, описанной в п. 2.2. Как известно, в состав типового комплекта рессорного подвешивания тележки грузового вагона входят семь двухрядных пружин. При этом пять пружин связывают надрессорную балку с боковой рамой и две пружины соединяют фрикционные клинья с боковой рамой. Исходя из этого, рессорный комплект центрального подвешивания грузового вагона можно представить в виде трех упругих, безинерционных, линейных элементов. Один упругий элемент описывает пять основных двухрядных пружин, два других элемента представляют двухрядные подклиновые пружины.

Для расчета по формулам (2.6 — 2.8) матрицы линейной и угловой жесткости упругих элементов имеют вид:

- для упругого элемента, описывающего пять основных пружин:

$$C_r = \begin{bmatrix} 5 \cdot C_x & 0 & 0 \\ 0 & 5 \cdot C_y & 0 \\ 0 & 0 & 5 \cdot C_z \end{bmatrix}, \qquad (2.32)$$

$$C_{\varphi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{\varphi} \end{bmatrix}, \quad (2.33)$$

- для упругого элемента, описывающего подклиновую пружину:

$$C_r^{\text{КЛ}} = \begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 \\ 0 & 0 & C_z \end{bmatrix}, \quad (2.34)$$

где c_x, c_y - продольная и поперечная жесткость двойной пружины, Н/м;

c_z - вертикальная жесткость двойной пружины, Н/м;

c_{φ} - угловая жесткость основных пружин рессорного комплекта, Н-м/рад.

При расчетах, продольная и поперечная жесткости принимаются идентичными, в силу симметричности формы пружин. При этом угловая жесткость основных пружин рессорного комплекта, определяется по формуле:

$$c_{\varphi} = 4 \cdot c_x \cdot l^2, \quad (2.35)$$

где l- расстояние от центра рессорного комплекта до центра любой крайней основной пружины.

Для моделирования буксового узла тележек, такие как типовые буксы, они были включены в компьютерную модель как отдельные твердые тела. Связь колесной пары с буксовыми узлами реализована в виде вращательного шарнира с одной степенью свободы без трения. Следует отметить, что буксовые узлы вместе с подшипниками приняты как твердое тело. В силу того, что радиальные и осевые зазоры между узлами подшипника настолько малы по сравнению с зазорами в челюстном проеме вдоль и поперек, то учет каждого тела в подшипнике не приведет к изменению характера динамических процессов в системе вагон-путь, а лишь даст возможность оценить динамические процессы в самом подшипнике. Также учет каждого ролика как отдельного тела приведет к существенному увеличению компьютерного времени счета.

В компьютерной модели было реализован тип буксового узла (рисунок 2.12) с обычным корпусом букс.

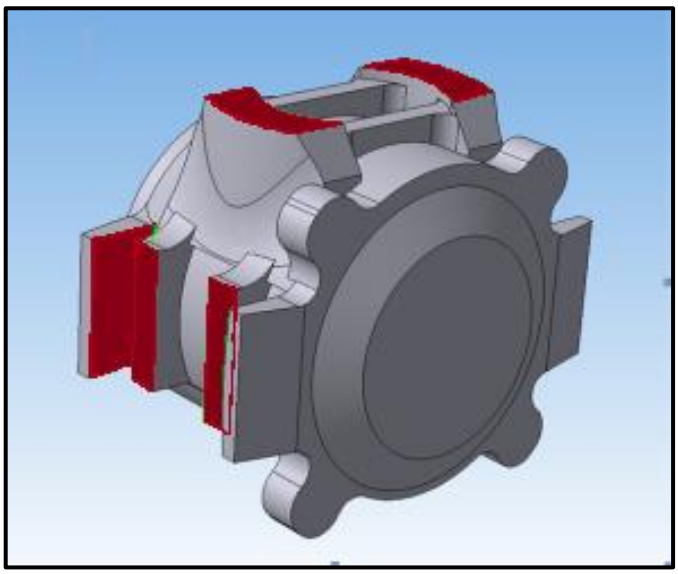


Рисунок 2.12 - Контактные поверхности на корпусе буксы

Это позволяет учесть влияние инерционных, геометрических, фрикционных и упруго диссипативных характеристик буксовых узлов на выходные параметры и позволяет с достаточной точностью описать контактное взаимодействие между буксой и боковой рамой тележки при помощи графических образов.

Силовое взаимодействие буксового узла с боковой рамой реализовано при помощи десяти контактных элементов. Два контактных элемента для опоры боковой рамы в вертикальной плоскости (рисунок 2.13), а остальные для ограничения перемещения в плоскостях осей X и Y (рисунки 2.14 а) и 2.14 б)).

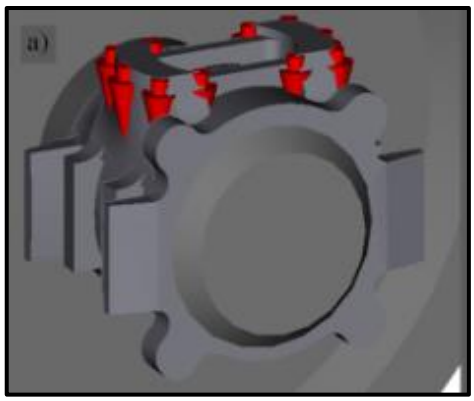
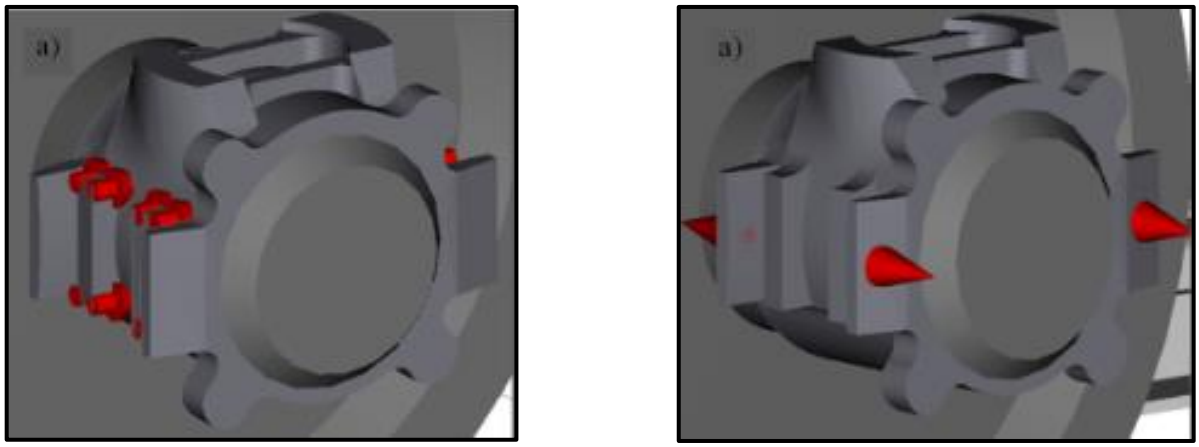


Рисунок 2.13 - Контактные элементы на опорной поверхности

Одновременно с передачей вертикальной нагрузки, контактные элементы, изображенные на Рисунок 2.13 обеспечивают продольную и поперечную силы трения, а также фрикционный момент при повороте боковины относительно буксового узла вокруг вертикальной оси.



а) в продольном направлении б) в поперечном направлении

Рисунок 2.14 - Контактные ограничения буксы

Момент обеспечивается выбором расстояния между контактными точками при смещениях вдоль и поперек. В математической модели учитываются все зазоры в продольном и поперечном смещениях рамы относительно буксового узла.

Для учета зазоров и износов в буксовых направляющих челюстного проема были введены силы, действующие вдоль осей X и Y в системе координат, связанной с колесной парой. Описанные выше силы определялись следующими выражениями:

$$\left.\begin{aligned} F_x &= F_{0_x} - c_{\text{конт}} \cdot \left(\Delta_x - \Delta_{0_x} - \Delta_{b_x}\right) - \beta \cdot \dot{\Delta}_x \\ F_y &= F_{0_y} - c_{\text{конт}} \cdot \left(\Delta_y - \Delta_{0_y} - \Delta_{b_y}\right) - \beta \cdot \dot{\Delta}_y \\ M_z &= M_{0_z} - c_{\text{конт}} \cdot \left(\Delta_\psi - \Delta_{0_\psi}\right) \cdot l - \beta \cdot \dot{\Delta}_\psi \cdot l \end{aligned}\right\}, \text{ если } |\Delta| > \Delta_0 \text{ и } \Delta > 0 \text{ , (2.36)}$$

$$\left.\begin{aligned} F_x &= F_{0_x} - c_{\text{конт}} \cdot \left(\Delta_x + \Delta_{0_x} + \Delta_{b_x}\right) - \beta \cdot \dot{\Delta}_x \\ F_y &= F_{0_y} - c_{\text{конт}} \cdot \left(\Delta_y + \Delta_{0_y} + \Delta_{b_y}\right) - \beta \cdot \dot{\Delta}_y \\ M_z &= M_{0_z} - c_{\text{конт}} \cdot \left(\Delta_\psi + \Delta_{0_\psi}\right) \cdot l - \beta \cdot \dot{\Delta}_\psi \cdot l \end{aligned}\right\}, \text{ если } |\Delta| < \Delta_0 \text{ и } \Delta > 0 \text{ , (2.37)}$$

где F_{0_x}, F_{0_y}, M_{0_z} - составляющие силы и момента трения в буксовых направляющих челюстного проема в момент выбора зазора;

l - ширина корпуса буксы;

c, β - жесткость и диссипация контакта;

Δ_{0_x}, Δ_{0_y} - величины зазоров в буксовых направляющих челюстного проема, в продольном и поперечном направлениях;

Δ_{b_x}, Δ_{b_y} - величины износов в буксовых направляющих челюстного проема в продольном и поперечном направлениях (Рисунок 2.15).

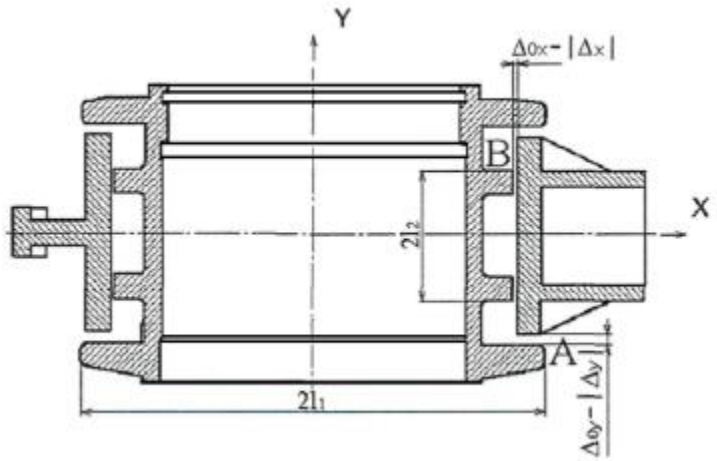


Рисунок 2.15 - Величины износов в буксовых направляющих челюстного проема

Силовой элемент описывает силовое взаимодействие при качении тел друг по другу. Математические модели аналогичны модели, описанной выше. Сначала определяется «точка контакта» - путем минимизации расстояния между поверхностями (в данном случае, между окружностью и плоскостью). Модель нормальной контактной силы N полностью совпадает с базовой моделью. Модель касательной силы несколько отличается от базовой модели тем, что реализован только режим скольжения. Модель касательной силы имеет вид «модифицированной сигнатуры» (рисунок 2.16).

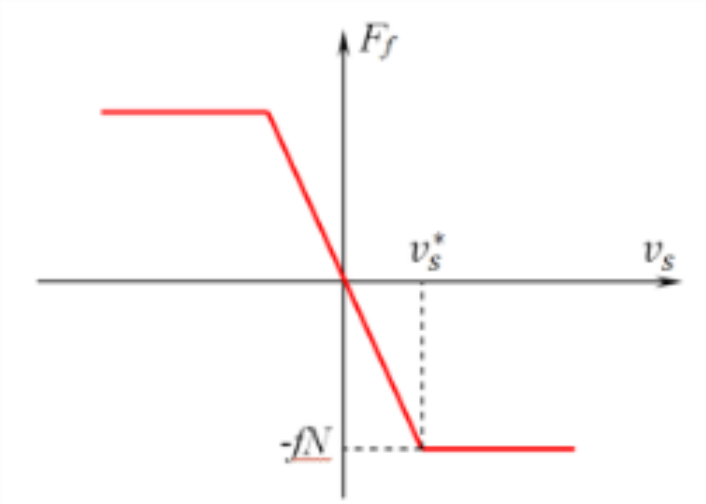


Рисунок 2.16 - Модифицированная сигнатура

$$F_f = \begin{cases} \frac{-f \cdot N \cdot v_s}{|v_s|}, & |v_s| > v_s^* \\ \frac{-f \cdot N \cdot v_s}{v_s^*}, & |v_s| \leq v_s^* \end{cases}, \tag{2.38}$$

где f - коэффициент трения скольжения;

N - модуль нормальной контактной силы;

$|v_s|$ - вектор скорости скольжения;

v_s^*— предельное значение скорости, значение задается пользователем.

То есть, при больших скоростях скольжения используется модель сухого трения в виде сигнатуры, а при малых (меньше v_s^*) - модель вязкого трения.

В случае применения билинейного подвешивания в тележке оно технически реализуется в обобщенных линейных силовых элементах, позволяющих учитывать билинейную характеристику каждого элемента при помощи идентификатора разности высот внутренней и внешней пружин.

При линейной характеристике пружин рессорного подвешивания (без билинейного подвешивания) (рисунок 2.17) статические прогибы пружин под балкой и подклиновых пружин рассчитываются по формулам:

$$f_{cmБ} = \frac{P_{пол} + (2C_z\Delta_z)}{7\ C_z}, \tag{2.39}$$

$$f_{cmK} = f_{cmБ} - \Delta_z, \tag{2.40}$$

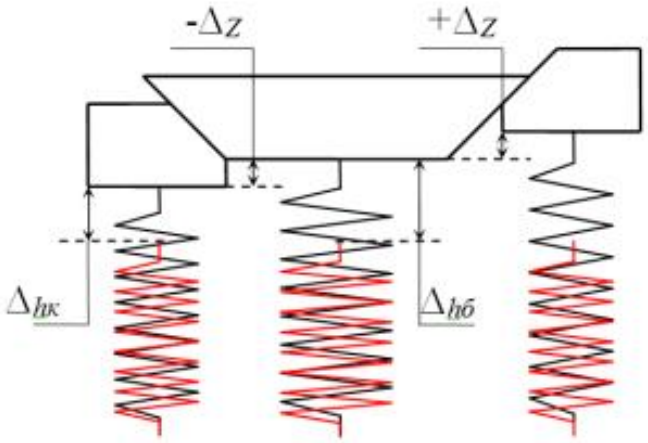


Рисунок 2.17 - Схема билинейного подвешивания

где $f_{ст\text{Б}}$, $f_{стК}$ – статические прогибы пружин под балкой и под клином соответственно, м;

C_z - вертикальная жесткость одной пружины, мН/м;

Δ_z – завышение (+) / занижение (-) клина, м;

$P_{\text{пол}}$- нагрузка на сторону тележки, вычисляется по формуле

$$P_{\text{пол}} = \frac{(m_k+2m_{НБ}+8m_{КЛ})}{n_k}\ , \qquad (2.41)$$

где $m_К$, $m_{НБ}$, $m_{КЛ}$ - массы соответственно кузова, надрессорной балки и клина;

g - ускорение свободного падения, 9.81 м/с^2;

$n_к$ - количество рессорных комплектов, 4.

2.4 Описание математической модели антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации в буксовом узле

Для увеличения межремонтного пробега и уменьшения износа в узлах трения грузовой тележки предлагается взамен износостойких элементов по проекту ПКБ ЦВ М1698 рассмотреть возможность установки антифрикционных износостойких поглотителей вибраций, выполненных в виде трехслойных прокладок, состоящих из двух стальных и одного полимерного или резинового слоев (рисунок 2.18) [52, 55].

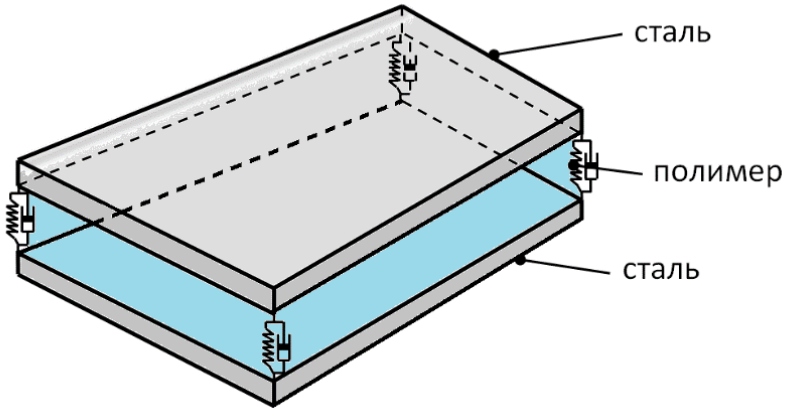


Рисунок 2.18 - Трехслойный износостойкий поглотитель вибраций

Такая трехслойная прокладка была смоделирована в виде подсистемы, что позволяет вставлять ее в качестве связи между узлами трения в тележках вагона.

Полимерный слой реализован при помощи реологической модели Максвелла (рисунок 2.19) и так называемой рессоры Фанчера.

Модель Кельвина представляет собой последовательное соединение линейной пружины и блока параллельно соединенных пружины и линейного демпфера (рисунок 2.19 а). В такой схеме элемент используется в модели пневморессоры. В данном случае (рисунок 2.19 б) используется другой распространенный элемент – последовательное соединение линейных пружины и демпфера (ячейка Максвелла), который используется в основном для моделирования гасителей колебаний, а в параллельном соединении с элементами других типов – для моделирования резинометаллических элементов, эластомеров и так далее.

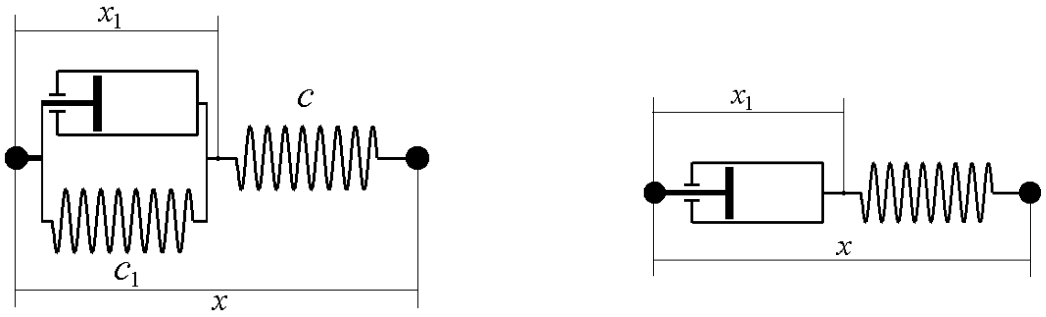


Рисунок 2.19 – а) Модели Кельвина и б) Максвелла

Математическая модель строится из условия равенства упругой и упруго-диссипативной сил в силу безынерционности силового элемента и включает дифференциальное уравнение:

$$c_1 \cdot x_1 + d \cdot \dot{x}_1 = c \cdot x_2 \text{ - модель Кельвина ,} \quad (2.46)$$

$$d \cdot \dot{x}_1 = c \cdot x_2 \text{ - модель Максвелла ,} \quad (2.47)$$

где x_2 – разность между x и x_1;

c, c_1 – жесткость последовательной и параллельной пружин соответственно;

d – диссипация параллельного элемента.

Так как при последовательном соединении усилия в элементах одно и то же, имеем два очевидных соотношения:

$$\dot{x}_1 = \frac{F}{d} \text{ и } x_2 = \frac{F}{c}, \quad (2.48)$$

кроме того

$$x = x_1 + x_2, \quad (2.49)$$

Дифференцируя соотношения, получим искомую связь между деформацией и усилием:

$$\dot{x} = \frac{\dot{F}}{c} + \frac{F}{d}, \quad (2.50)$$

При постоянной нагрузке усилие F в элементе постоянное, следовательно, и скорость деформации также постоянна и деформирование ничем не ограничено:

$$x = \frac{F}{dt} + x_0, \quad (2.51)$$

Пусть элемент нагружен некоторым усилием F_0 а деформация зафиксирована. Интегрируя при $\dot{x} = 0$, получим $F = F_0 x^{\frac{-t}{\tau}}$,

где $\tau = \frac{d}{c}$ время релаксации.

Математическая модель рессоры Фанчера, являющаяся некой модификацией реологической модели параллельно установленных пружины и гасителя сухого трения (рисунок 2.20), строится следующим образом:

$$F_{fan,i} = F_{env,i} + (F_{fan,i-1} - F_{env,i-1}) e^{-|\Delta x_i - \Delta x_{i-1}|/\beta}, \quad (2.52)$$

$$F_{env,i} = -c_{fan} \cdot \Delta x_i - F_{mp} sign\{\Delta x_i - \Delta x_{i-1}\}), \quad (2.53)$$

$$F_{mp} = \mu \cdot c_{fan} \cdot \Delta x_i, \quad (2.54)$$

где F_i, F_{i-1} – сила на текущем и предыдущем шаге интегрирования, соответственно;

x_i, x_{i-1} – деформация на текущем и предыдущем шаге интегрирования, соответственно;

$F_{env,i}$ – максимальное значение силы при увеличении *x* (минимальное значение при уменьшении *x*) на x_i;

μ – коэффициент трения;

c_{fan} – жесткость рессоры;

F_{mp} – сила трения;

β – экспоненциальный параметр подвешивания (запаздывания).

Для реализации нелинейности (изменения жесткости от деформации) согласно, параллельно двум, описанным выше элементам, установлен элемент описываемый зависимостью:

$$F_{нел} = \pm k(x - x_0)^3, \quad (2.55)$$

здесь k - коэффициент нелинейности, "+" при мягкой, "-" при жесткой характеристике, МН/м^3.

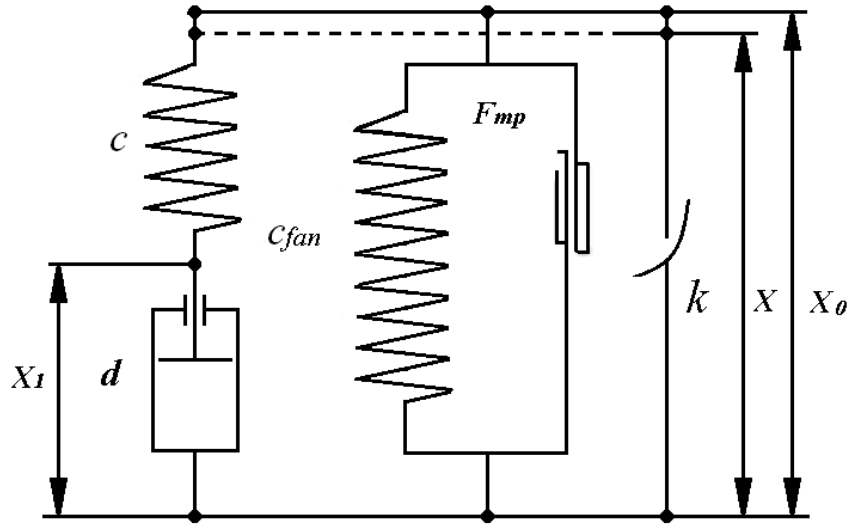


Рисунок 2.20 - Схема силового элемента

На рисунке 2.21 представлен гистерезис, полученный при стендовых испытаниях рельсовой полимерной прокладки из материала ТПК-5.

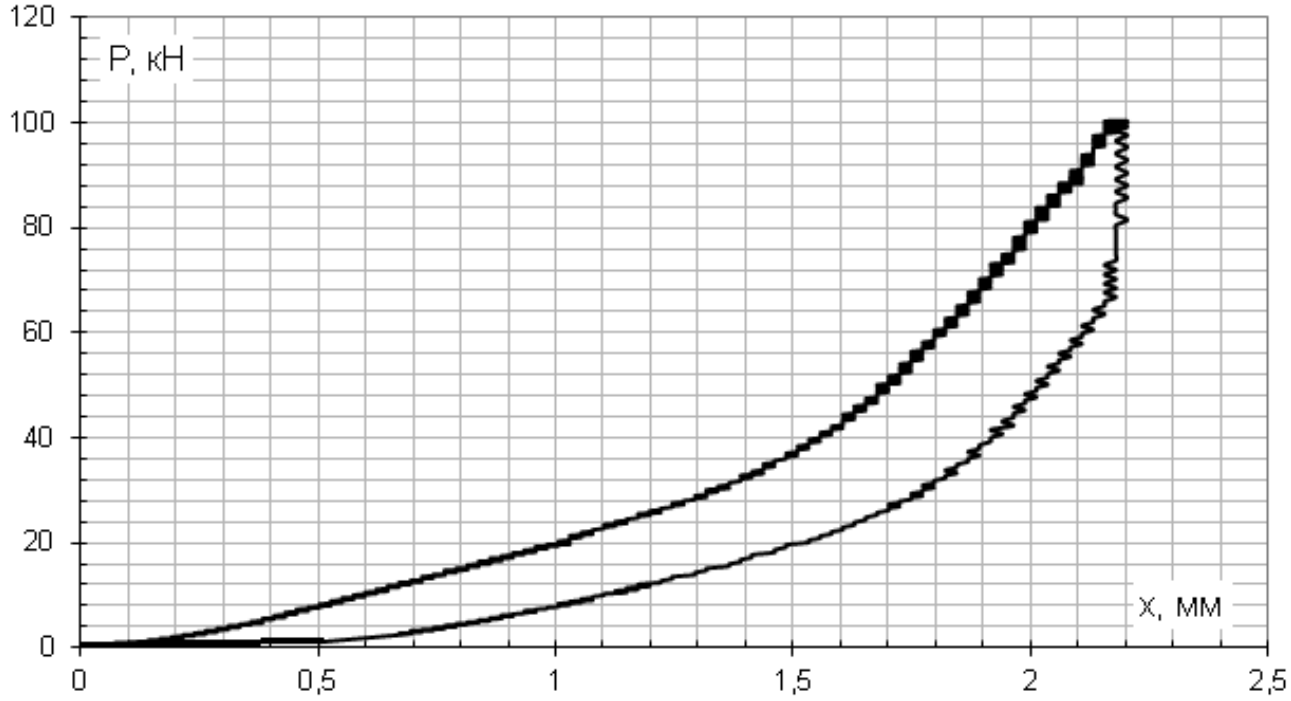


Рисунок 2.21 - Диаграмма деформирования полимера (эксперимент)

На рисунке 2.22 - гистерезис, полученный путем гармонических колебаний при моделировании для следующих значениях показателей:

μ=0.8, cfan=c=9 МН/м, β=0.000002, $k = -6 \cdot 10^{12}$ Н/м3, ν=0.01 Гц.

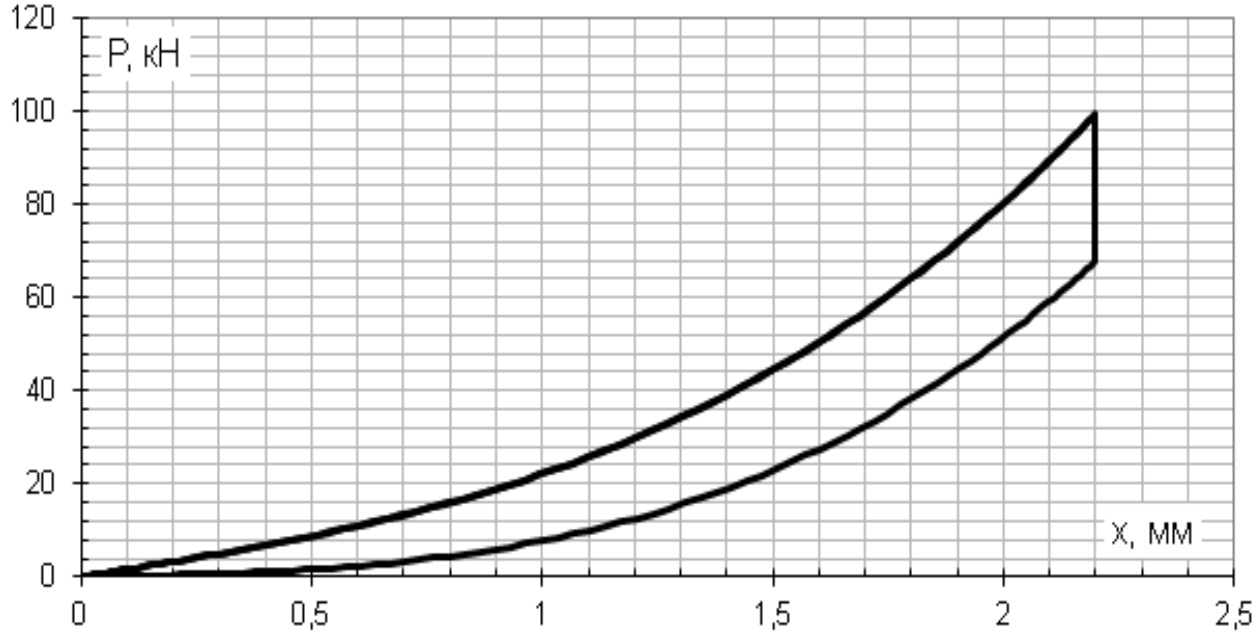


Рисунок 2.22 - Диаграмма деформирования полимера (моделирование)

Следует отметить, что показанная выше диаграмма деформирования была получена при отключенной ячейке Максвелла.

Отличительной особенностью данной системы является то, что для достижения апериодических колебаний необходимо, чтобы значение жесткости последовательной пружины «*c*» превосходило значение жесткости параллельной пружины «c_{fan}».

Максимально возможные значения демпфирования при значениях c≤9 МН/м показаны на рисунках 2.23-2.24.

Далее на рисунке 2.25 представлен график сравнение затухающих колебаний, полученных при *c*=9 МН/м, *d*=4500 Н с/м и *c*=45 МН/м, *d*=2000-5000 Н с/м. Следует заметить, что при *c*=40 МН/м, *d*=10000 Нс/м были обнаружено апериодические колебания. Из него видно, что увеличение жесткости последовательной пружины приводит к увеличению периода колебаний.

При вводе коэффициента нелинейности «$k = -6 \cdot 10^{12}$ Н/м^3» жесткость системы увеличивается в зависимости от динамической деформации. На рисунке 2.26 показаны затухающие колебания, полученные при *c*=9 МН/м,

d=4500 Н с/м и *c*=40 МН/м, *d*=2500 Н с/м. А при вводе значения μ=0.8, картина меняется (рисунок 2.27).

Из рисунков 2.23-2.27 видно, что затухание колебаний в случае, когда *c*=40 МН/м, *d*=2500 Н с/м происходит быстрее, что естественно.

Но при выборе рационального значения коэффициента диссипации, необходимо учесть зависимость жесткости и демпфирования от частоты. Так на рисунках 2.28-2.31 показана динамическая жесткость и показатель оценки демпфирующих свойств – фаза (угол) демпфирования для выбранных двух значений жесткости и диссипации. Как заметно из рисунков динамическая жесткость при *c*=9 МН/м, *d*=4500 Н с/м динамическая жесткость растет вплоть до 2 кГц, а при *c*=9 МН/м, *d*=4500 Н с/м – до 10 кГц. Демпфирующие свойства растут до 250 Гц и 1 кГц соответственно.

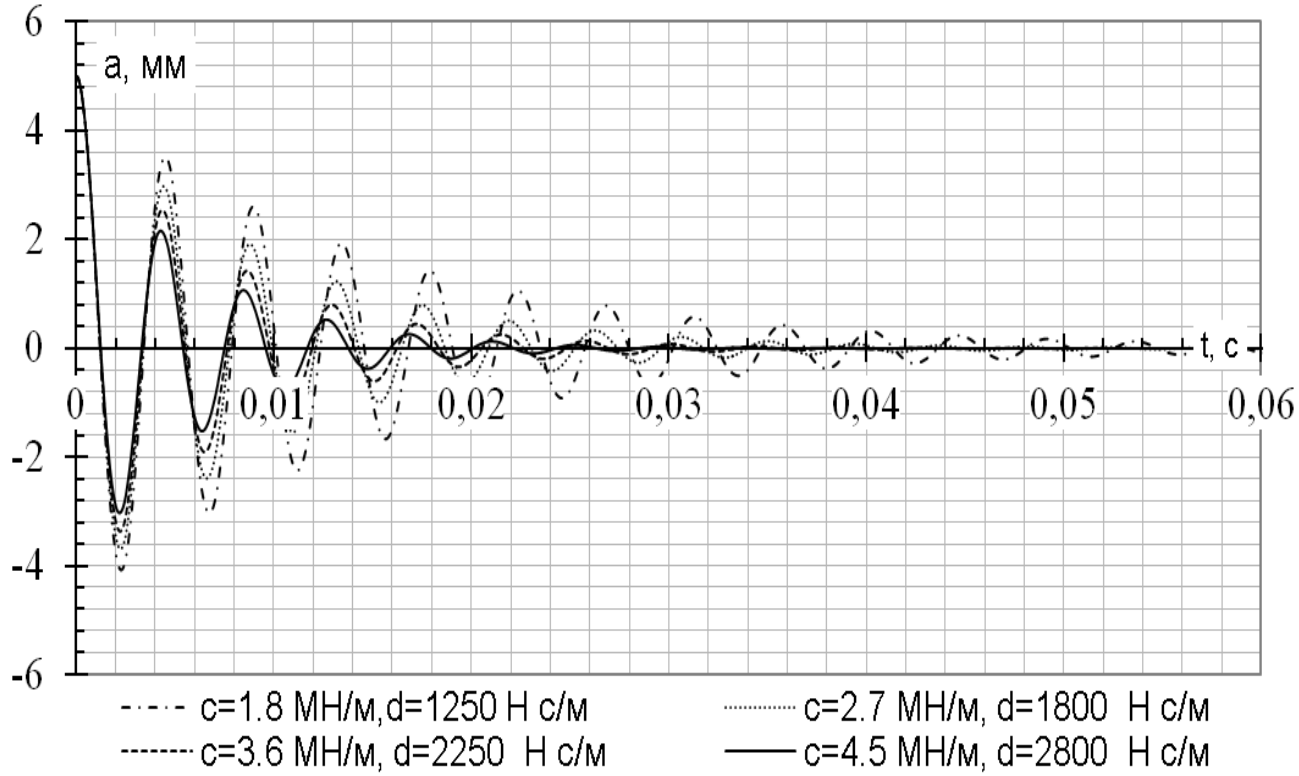


Рисунок 2.23 - Максимально возможные значения демпфирования при значениях c≤9 МН/м

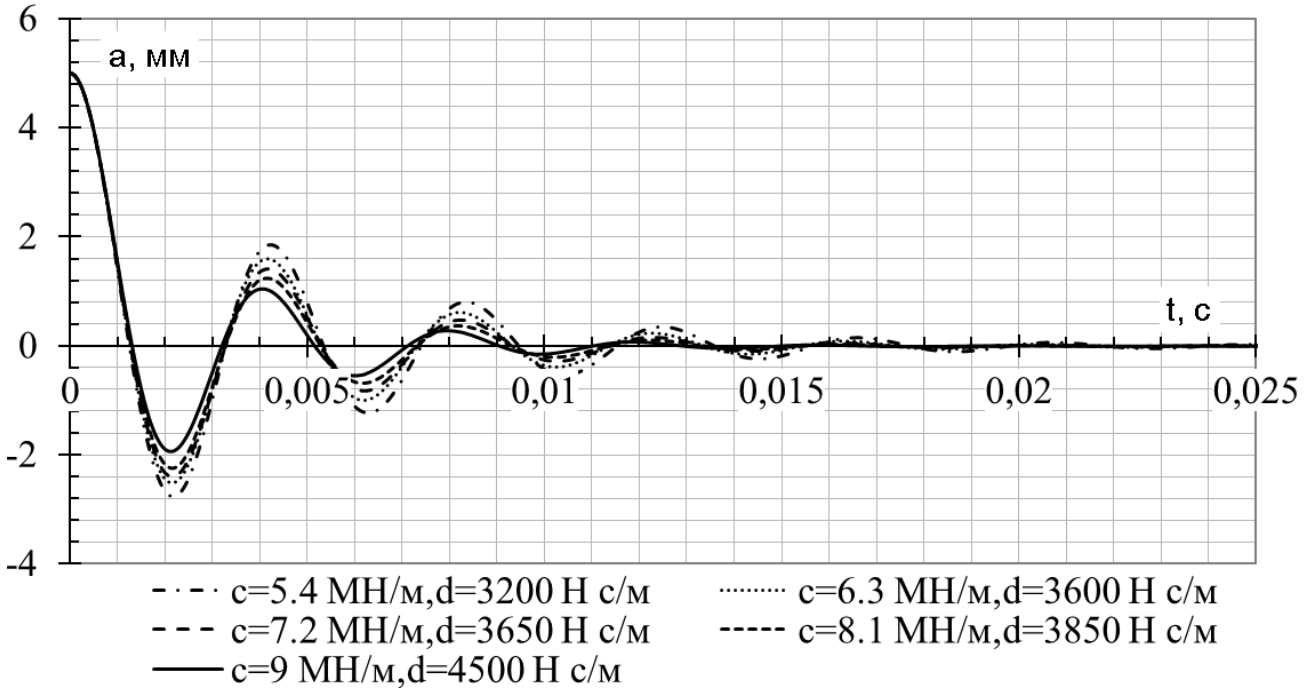


Рисунок 2.24 - Максимально возможные значения демпфирования при значениях с≤9 МН/м (продолжение)

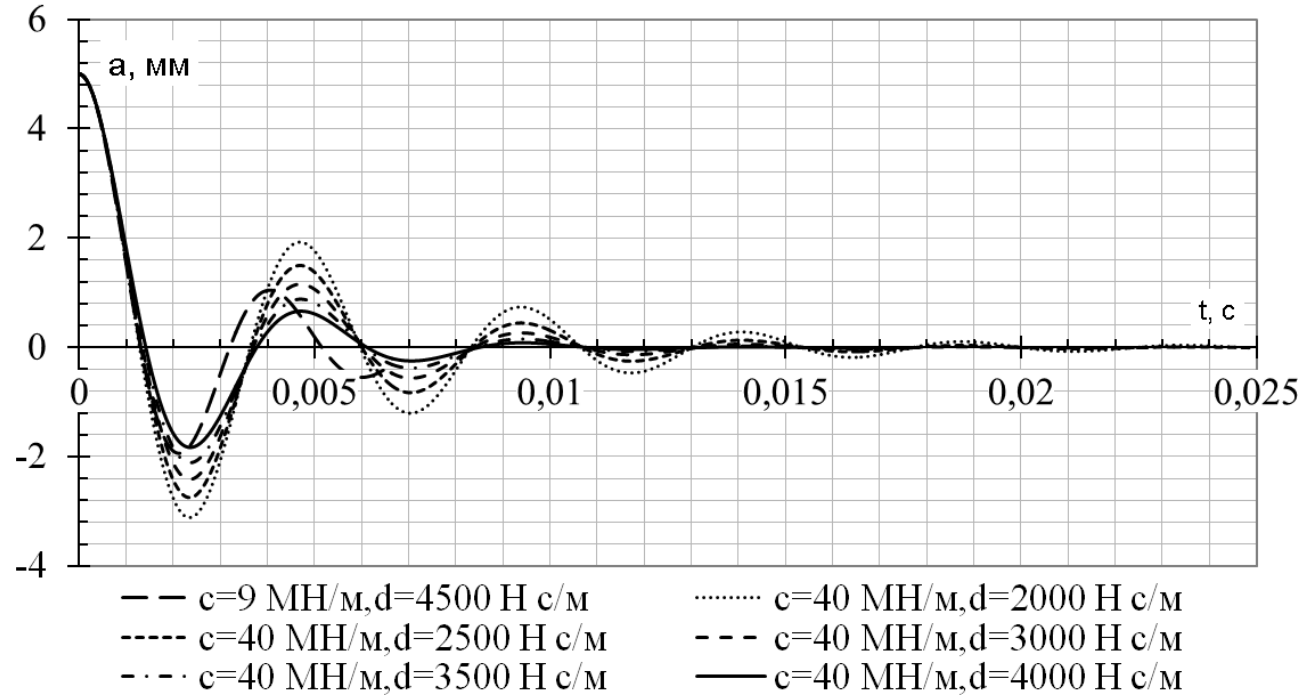


Рисунок 2.25 – Влияние жесткости последовательной пружины на периода колебаний

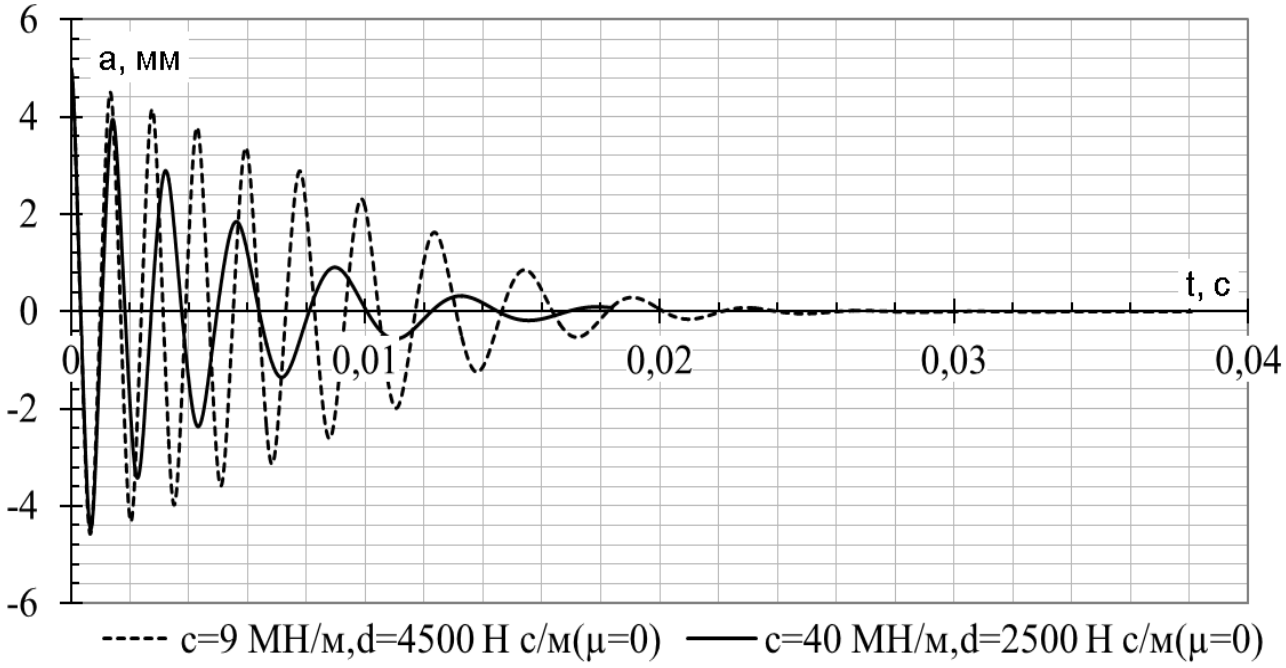


Рисунок 2.26 – Зависимость амплитуды колебаний от величины жесткости последовательной пружины при отсутствии трения

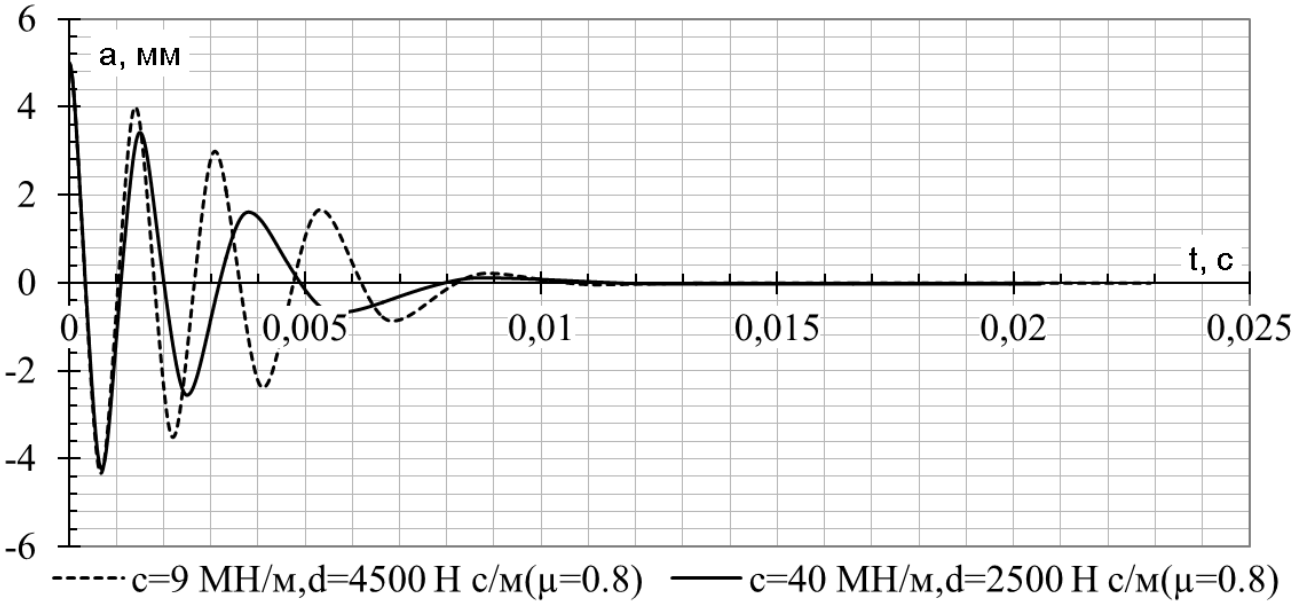


Рисунок 2.27 – Зависимость амплитуды колебаний от величины жесткости последовательной пружины при наличии трения

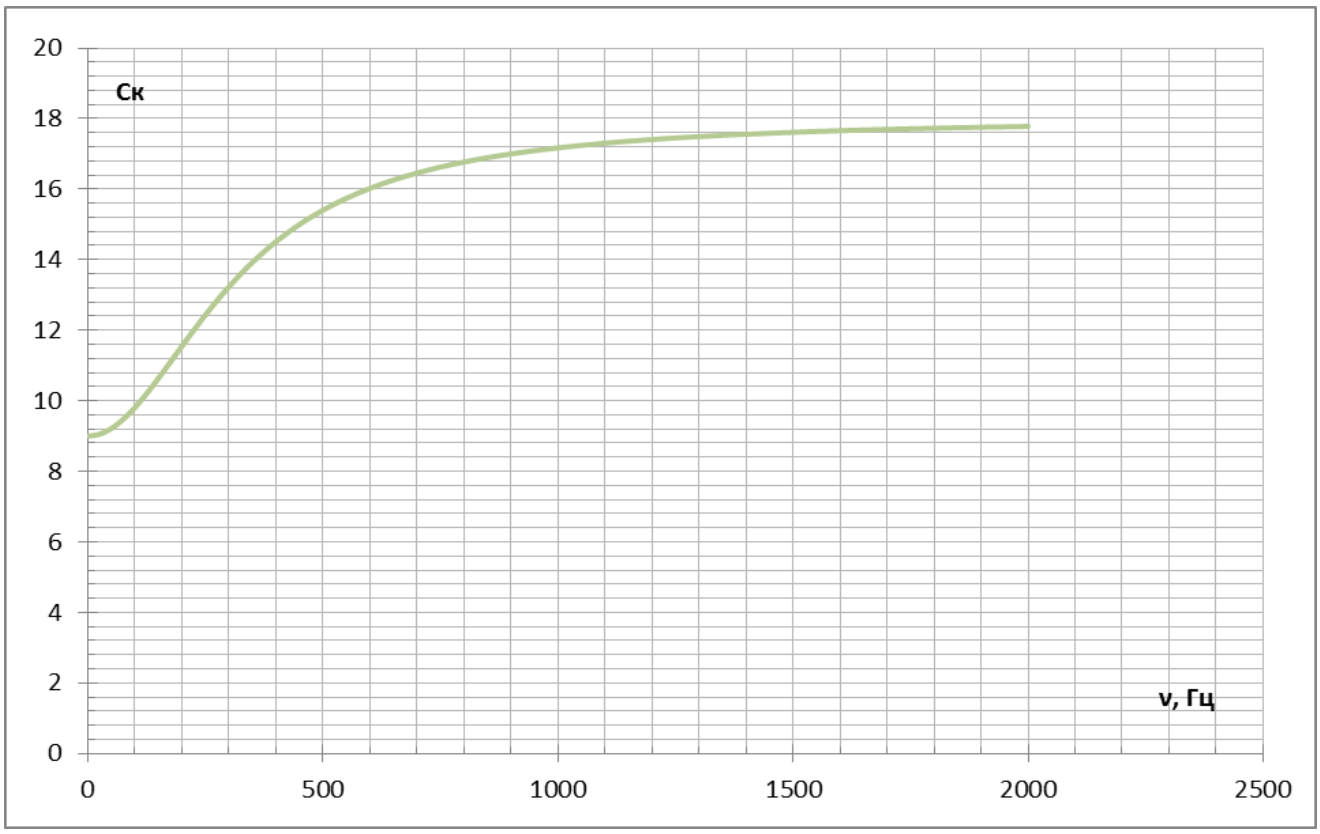


Рисунок 2.28 - Комплексная жесткость (c=9 МН/м, d=4500 Н с/м)

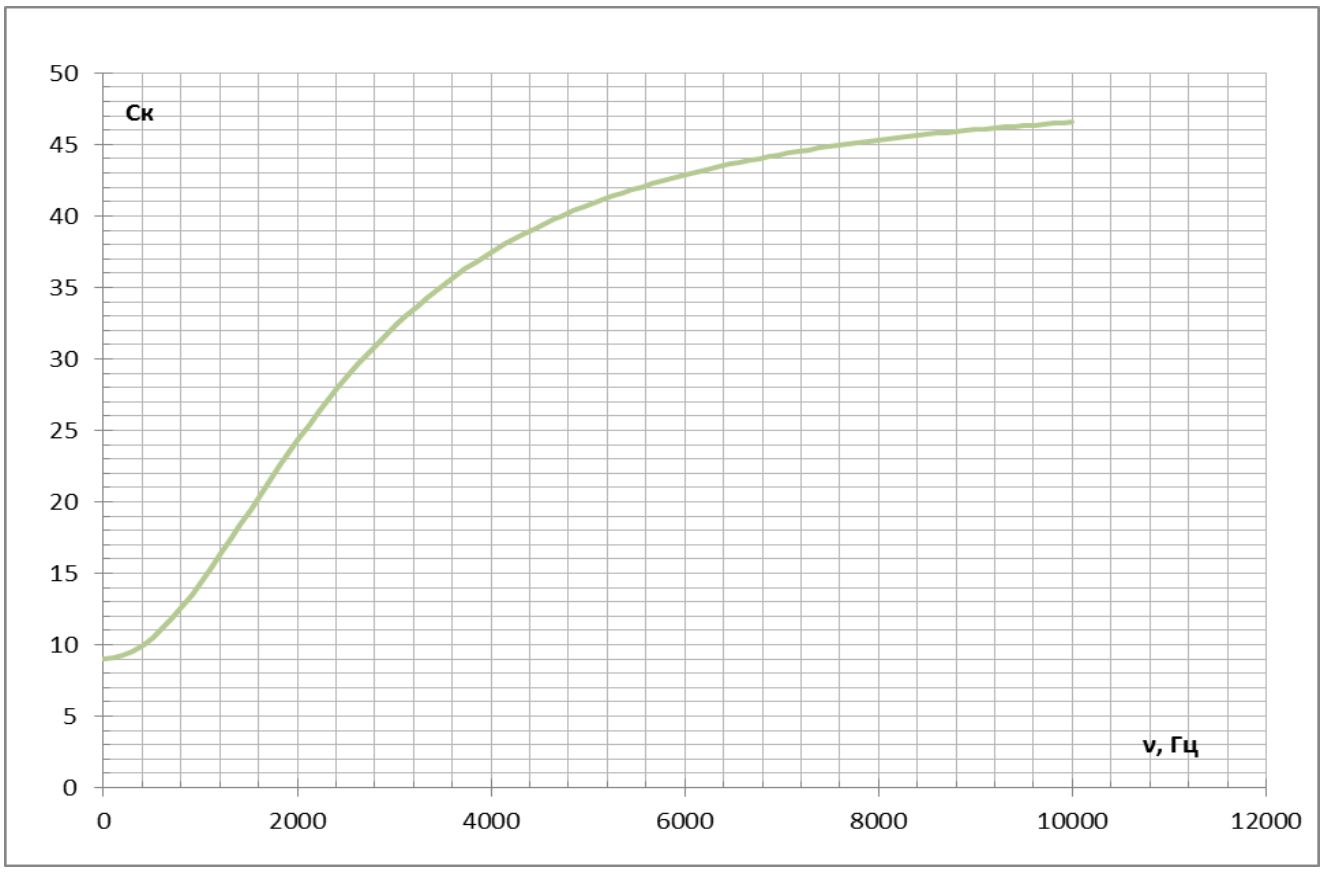


Рисунок 2.29 - Комплексная жесткость (c=40 МН/м, d=2500 Н с/м)

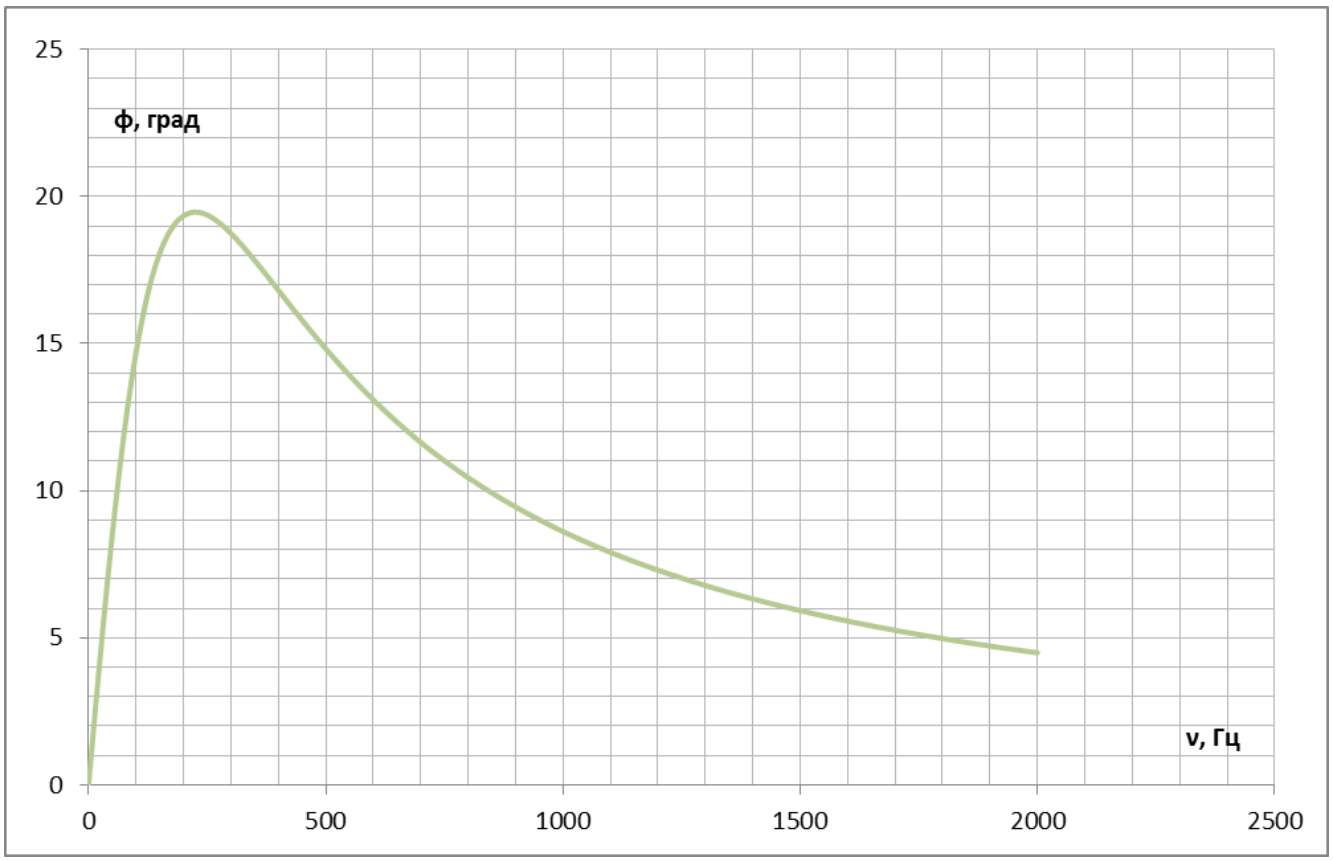


Рисунок 2.30 - Угол демпфирования (c=9 МН/м, d=4500 Н с/м)

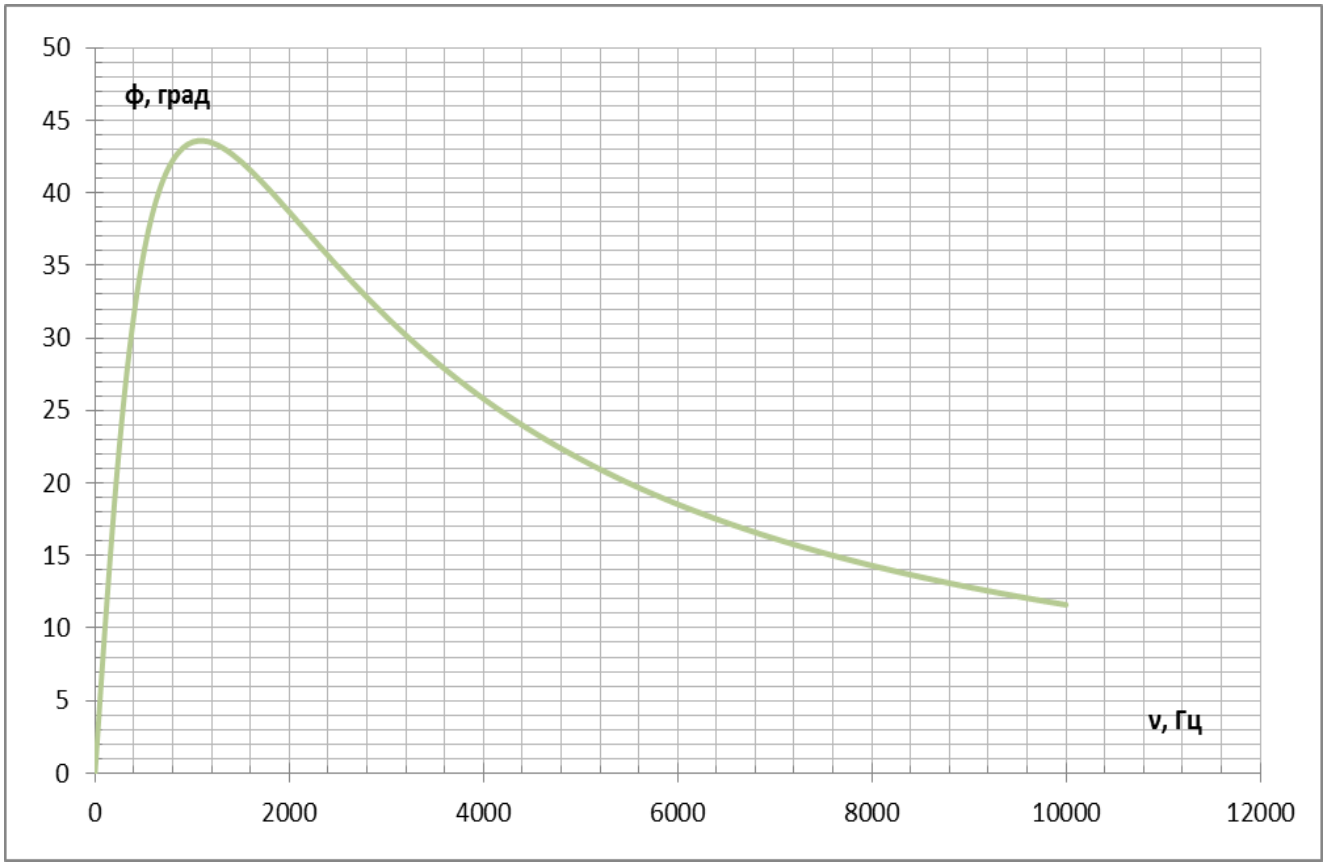


Рисунок 2.31 - Угол демпфирования (c=40 МН/м, d=2500 Н с/м)

Так как частота собственных колебаний при c_{fan}=9 МН/м составляет порядка 200 герц, то рациональным будет использование c=9 МН/м, d=4500 Н с/м. На рисунке 2.32 показана зависимость силы от деформации при окончательно принятых значениях μ=0.8, c_{fan}=c=9 МН/м, β=0.000002, $k = -6 \cdot 10^{12}$ Н/м^3, d=4500 Н с/м.

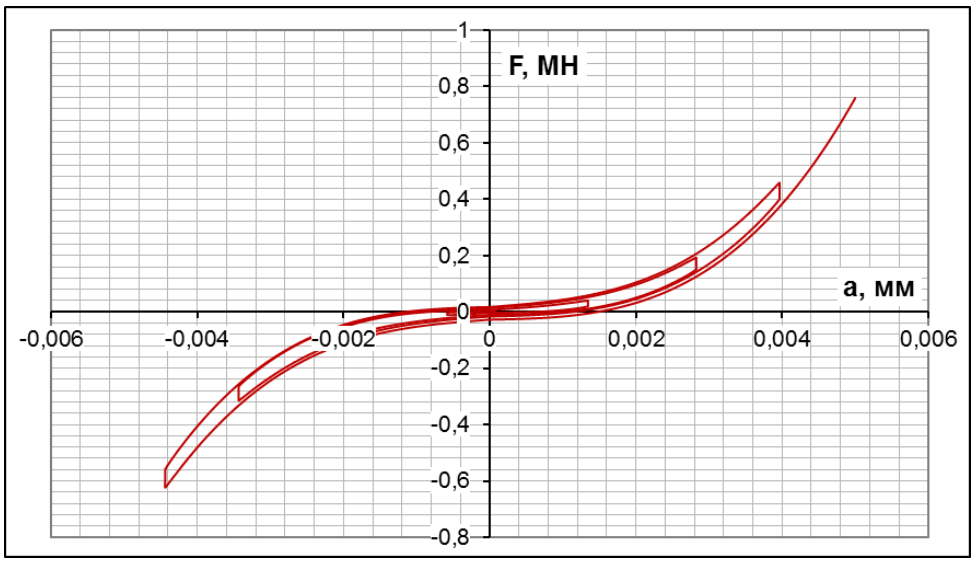
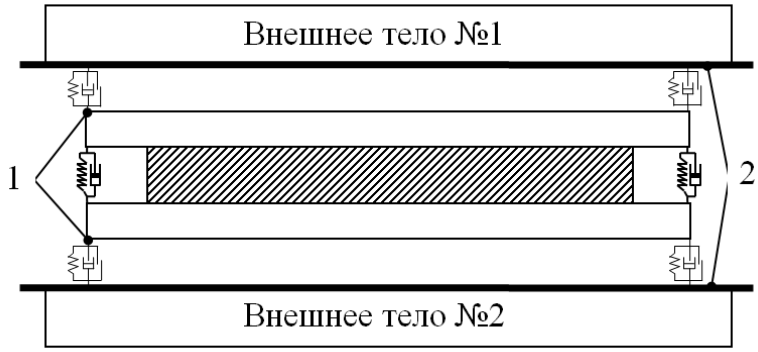


Рисунок 2.32 - Зависимость силы от деформации

Связь верхней и нижней пластин с внешними по отношению к прокладке телами реализована при помощи контактных элементов типа точка плоскость, которые задаются коэффициентами трения, контактными жесткостью и диссипацией (рисунок 2.33).



1 – контактные точки; 2 – контактные плоскости

Рисунок 2.33 - Связь прокладки с внешними телами

В математической модели также учитывались зазоры в продольном и поперечном направлениях двух стальных пластин относительно внешних тел, а также введено ограничение по их повороту относительно внешних тел вокруг оси перпендикулярной продольной оси пластины. На рисунке 2.34 представлена зависимость сил (моментов) от соответствующих смещений (поворотов) при задании горизонтальных зазоров и ограничения по повороту.

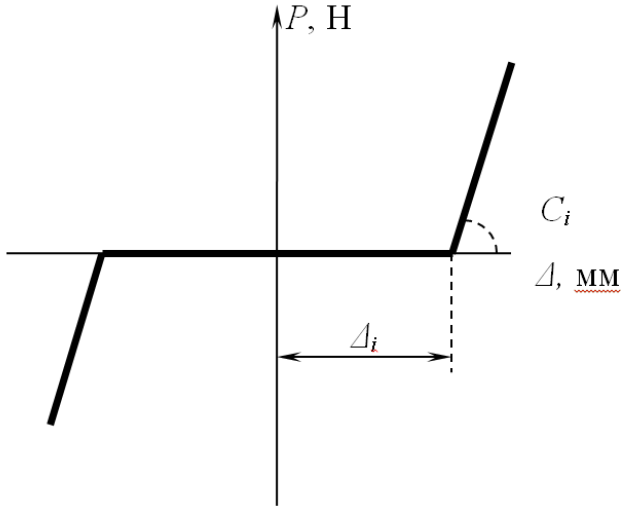


Рисунок 2.34 - Зависимость сил (моментов)
от соответствующих смещений (поворотов)

Где Δ_i–половина зазора в продольном x, в поперечном y направлении (ограничения по повороту относительно оси z);

C_i – линейная (угловая) жесткость.

При выборе каждого из зазоров возникает упругая сила с коэффициентом жесткости, в данном случае это – значение контактной жесткости (для ограничения по углу численное значение угловой жесткости принимается в 100 раз меньше, чем линейной жесткости).

2.5 Выводы по разделу 2

В соответствии с поставленной целью в разделе решены следующие задачи:

1. Сделано уточнение математической модели грузовых вагонов, оборудовав буксовые узлы типовых тележек типа 2 по ГОСТ 9246 дополнительными блоками поглотителей вибрации.

В качестве дополнительного составного блока в компьютерную модель введена механико-математическая модель упругого материала, которая позволяет смоделировать наличие между корпусом буксы и боковой рамой тележки антифрикционных износостойких поглотителей вибрации.

Полученная математическая модель грузового вагона, с тележками, оборудованными дополнительными составными блоками в буксовом узле позволяет описывать движение вагона с отклонениями в содержании деталей и узлов ходовых частей и железнодорожного пути в плане и профиле в прямых и криволинейных участках пути. Это дает возможность:

- исследовать показатели ходовых динамических качеств;
- исследовать показатели безопасности;
- варьировать основными геометрическими, жесткостными и инерционными параметрами вагона и рессорного подвешивания;
- исследовать движение вагона при различных профилях колес и рельсов, жесткостных характеристиках рельсового пути.

2. Предложена методика по выбору рациональных параметров антифрикционных износостойких поглотителей вибрации, позволяющая варьировать основными геометрическими и жесткостными параметрами поглотителя вибрации.

3. Проведенное сравнение результатов полученных при испытаниях и моделировании по предлагаемой методике показало, математическая модель полимерного элемента, с достаточной точностью отражает поведение своего реального аналога, и позволяет выбирать различные параметры.

3 ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ОЦЕНКА ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ.

3.1 Условия проведения численных экспериментов для оценки влияния параметров конструктивных особенностей буксовых узлов

Условия для проведения численных экспериментов для оценки влияния параметров конструктивных особенностей буксовых узлов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Условия для проведения численных экспериментов

№	Наименование	Содержание	
1.	Тип экипажной части	Вагон-цистерна модели 1566	Вагон-цистерна модели 1566
2.	Загрузка	Груженый	Порожний
3.	Состояние износа ходовых частей экипажа (начальное):	Среднесетевой новое колесо/ новый рельс	
	Зазор между скользунами / суммарный каждой тележки, м	0,005/0,010	
	Зазор в буксовом проеме в поперечном направлении, м	0,008	
	Зазор в буксовом проеме в продольном направлении, м	0,01	
	Разность колес по диаметру (начальная), м	0,0	
	Разность боковин по базе (начальная)	0,0	
	Прокат (начальный), м	0,0	
4.	Износ гребня (начальный), м	0,0	
	Коэффициент трения между корпусом буксы и боковиной	0,3	
	Коэффициент трения в клиновом фрикционном гасителе	0,3	
	База вагона, м	7,8	
5.	Высота центра тяжести кузова, м	2,325	
6.	Масса кузова, кг	83400	2,050
7.	Моменты инерции, кг м^2 - для продольной оси X - для продольной оси Y - для продольной оси Z	 160000 750000 750000	17400

Продолжение таблицы 3.1

№	Наименование	Содержание	
8.	Зазор в пятниковом узле, м	0,002	40000 160000 160000
9.	Профили колесо/рельс	Новое, изношенное колесо с разным прокатом/ новый и изношенный рельс	
10.	Начальное завышение/ занижение клиньев фрикционных, мм	0,0	
11.	Макро профиль пути	1. Прямая, базовая ширина колеи – 1,52 м; 2. Кривая R 650 м с возвышением 0,08 м, базовая ширина колеи в круговой кривой – 1,52 м; 3. Кривая R 350 м с возвышением 0,1 м, базовая ширина колеи в круговой кривой – 1,53 м;	
12.	Геометрические неровности рельсовых нитей	Численные реализации ВНИИЖТ по НТР 19.5.002.Р 2007г. (3-ой базовый вариант с амплитудами геометрических неровностей рельсовых нитей 50 %)	
13.	Макро геометрия кривой	1. Прямая. Участок длиной 650 метров, прямая; 2. Кривая R650 м. Участок длиной 650 метров, 50 метров – прямая; 100 метров – входная переходная кривая; 200 метров – круговой участок кривой; 100 метров – выходная переходная кривая; 200 метров – прямая. 3. Кривая R350 м. Участок длиной 650 метров, 50 метров – прямая; 100 метров – входная переходная кривая; 200 метров – круговой участок кривой; 100 метров – выходная переходная кривая; 200 метров – прямая.	
14.	Скорости движения	Прямая – до 120 км/ч Кривая R 350 метров – до 120 км/ч Кривая R 650м и R 1200 м – до 120 км/ч	
15.	Коэффициенты трения скольжения в контакте колесо – рельс	0,25	
	Параметры рельсового пути		
16	Вертикальная жесткость, МН/м	50	

Продолжение таблицы 3.1

№	Наименование	Содержание
17	Горизонтальная (поперечная) жесткость, МН/м	20
18	Вертикальный коэффициент вязкого трения, МНс/м	0.8
19	Горизонтальный коэффициент вязкого трения, МНс/м	0.32

При выполнении расчетов динамических и ходовых свойств тележки были обоснованно приняты цифровые численные реализации геометрических неровностей рельсовых нитей. Численные реализации предоставлены по НТР 19.5.002. Р 2007 г ВНИИЖТ.

Все цифровые реализации данных неровностей обработаны с целью оценки количества и качества имеющихся отступлений по отклонениям и нормируемым степеням. Количество отступлений показано в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Количество отступлений

№	Наименование отклонения	Степени отступлений		
		II	III	IV
1	Уширение колеи	-	-	-
2	Сужение колеи	2	-	-
3	Уровень	2	-	-
4	Перекосы	9	7	7
5	Просадки	10	-	-
6	Рихтовка	5	8	2
7	Сочетания отклонений	-	-	1*

* - сочетание отклонений, согласно п.3.2. ЦП 515, более 6 отступлений на полный километр по уровню, перекосам, просадкам и отклонениям в плане (рихтовка).

Для компьютерного моделирования приняты осциллограммы вертикальных и горизонтальных неровностей железнодорожного пути, снятых с натурных железнодорожных линий которые представлены на рисунках 3.1 - 3.4.

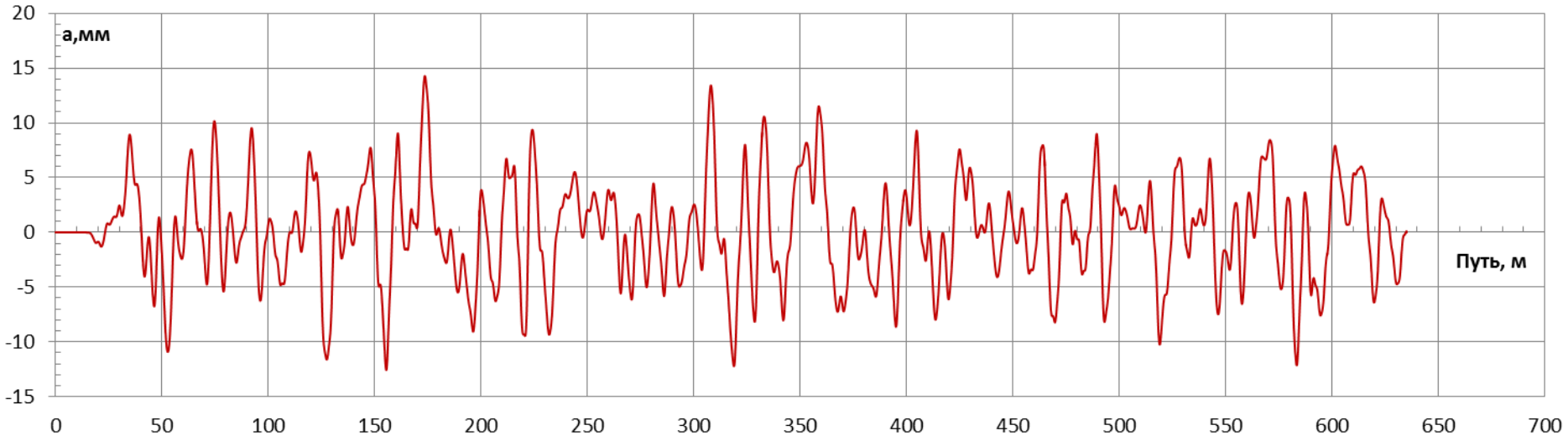


Рисунок 3.1 - Вертикальные неровности правой рельсовой нити

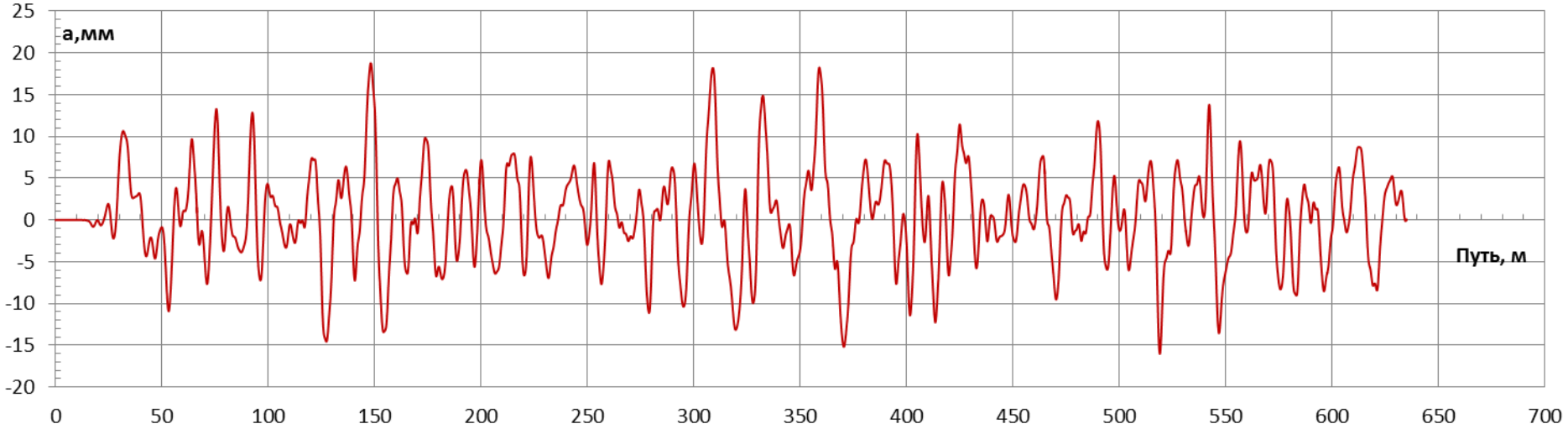


Рисунок 3.2 - Вертикальные неровности левой рельсовой нити

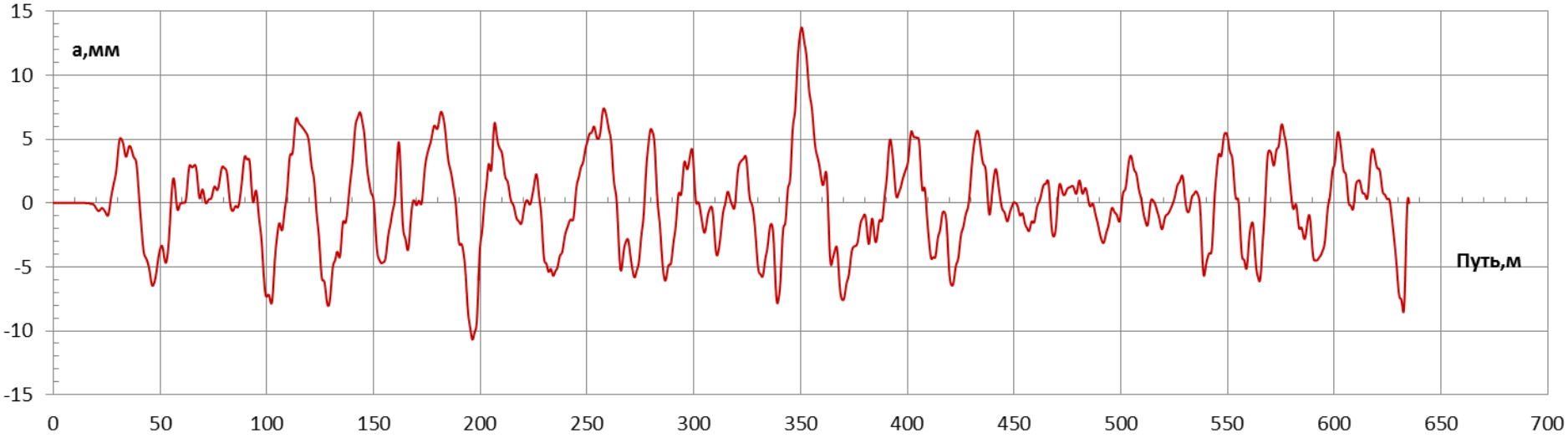


Рисунок 3.3 - Горизонтальные неровности левой рельсовой нити

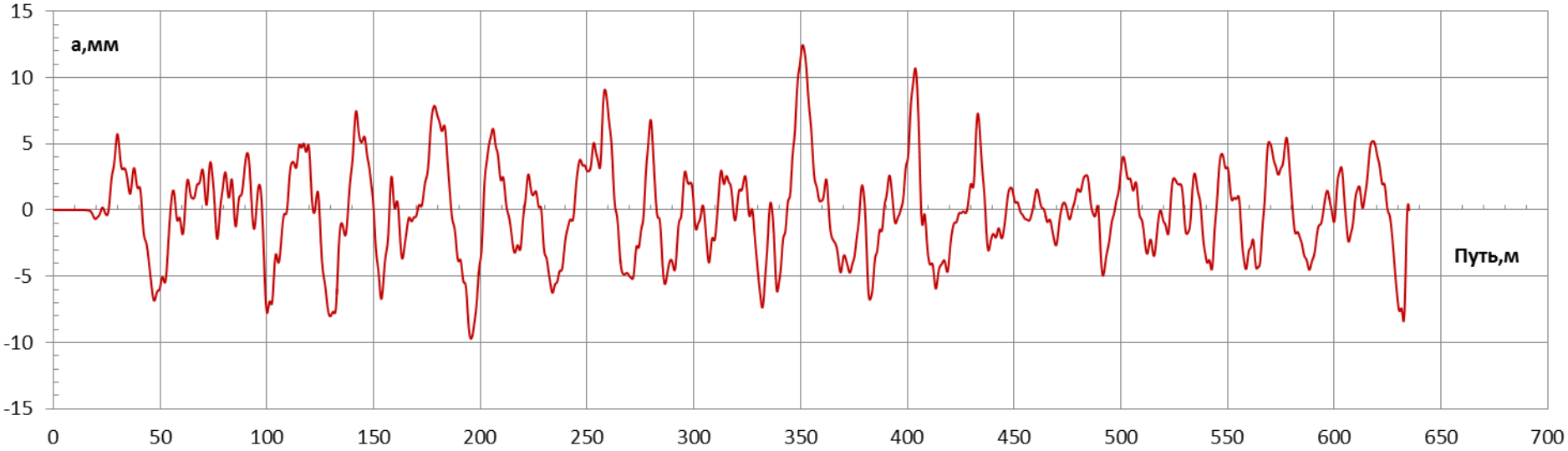


Рисунок 3.4 - Горизонтальные неровности левой рельсовой нити

В связи с тем, что рассматриваемые участки железнодорожного пути с наличием отступлений степеней III-IV считаются неудовлетворительными, то уровень величин амплитуд цифровых реализаций неровностей уменьшен на 50 % от исходных амплитуд цифровых реализаций.

Также были приняты показатели для оценки динамического поведения необрессоренных частей вагона (таблица 3.3).

Таблица 3.3 - Показатели для оценки динамического поведения необрессоренных частей вагонов

Показатель		Нормативные значения	
		Порожний вагон	Груженый вагон
Отношение рамной силы к статической осевой нагрузке $H_Р/P_0$	Отлично	≤0.25	≤0.20
	Хорошо	0.30	0.25
	Удовлетворительный	0.38	0.30
	Допустимый	0.40	0.38
Боковые силы, кН	Допустимый	100	
Коэффициент запаса устойчивости колеса против схода с рельсов $K_{УСТ}$	в прямых	1.3	
	в кривых	1.2	

Боковые и рамные силы являются важными показателями, оценивающими силовое воздействие экипажа на путь. Превышение нормативных значений этих сил может явиться причиной разрушения пути и схода экипажа.

3.2 Сравнение результатов с экспериментальными данными

Для качественной и количественной оценки, разработанной модели грузового вагона на грузовых тележках с антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации в буксовом узле, проведена серия расчетов. Необходимо отметить, что разработанная модель грузового вагона позволяет моделировать различные типы вагонов (цистерна, платформа, полувагон и др.).

Сравнение зарегистрированных экспериментальных данных динамических процессов с результатами компьютерного моделирования производились: в кривой радиусом 350 м с возвышением головки рельса 100 мм (при движении со скоростями 5÷80 км/ч) в кривой радиусом 500 м с возвышением

головки рельса 100 мм (при движении со скоростями 20÷100 км/ч) в порожнем и груженом режиме движения с осевой нагрузкой 8.5тс и 23.65 тс, соответственно.

В работе проведено сравнение следующих динамических показателей:

- коэффициентов запаса устойчивости колеса против схода с рельсов;
- значений рамных сил в долях к осевой нагрузки;
- коэффициентов вертикальной динамики по раме.

Графические отображения сопоставленных экспериментальных значений и расчетных данных для порожнего и груженого вагона при движении в кривых с радиусом 350 м и 500 м приведены на рисунках 3.5 - 3.16.

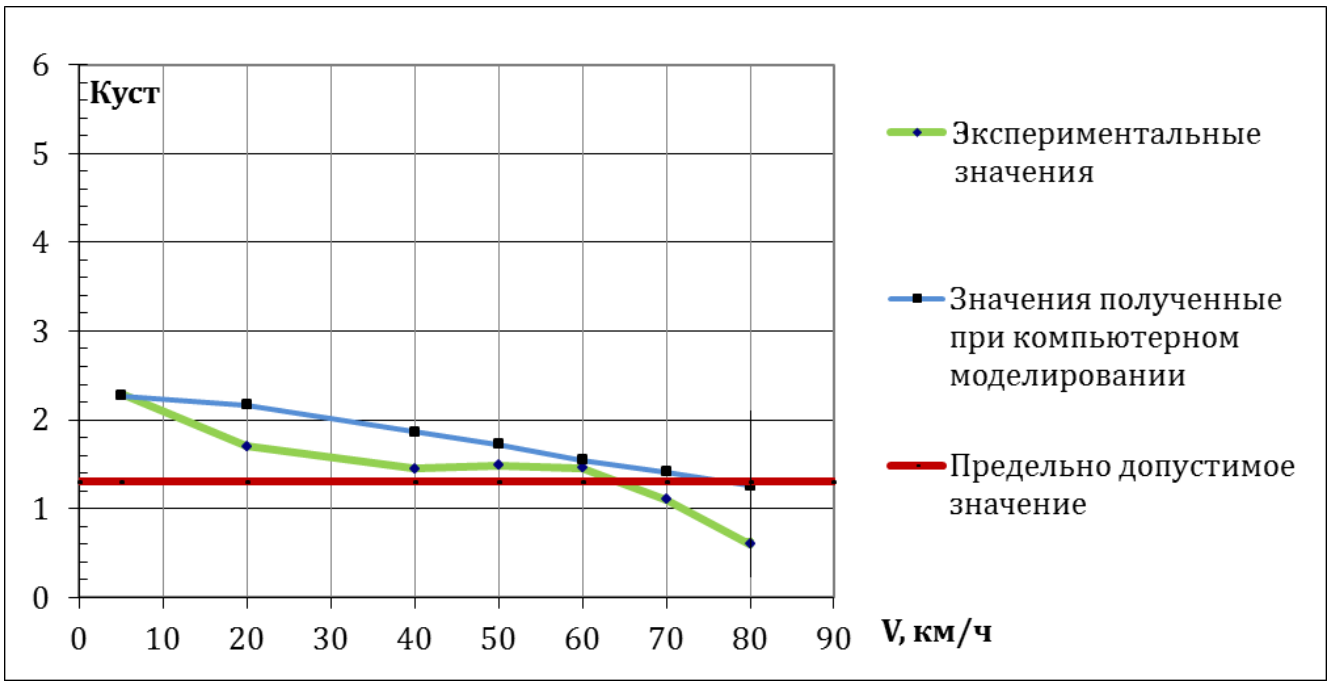


Рисунок 3.5 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении порожнего вагона в кривой радиуса 350 метров по коэффициенту запаса устойчивости

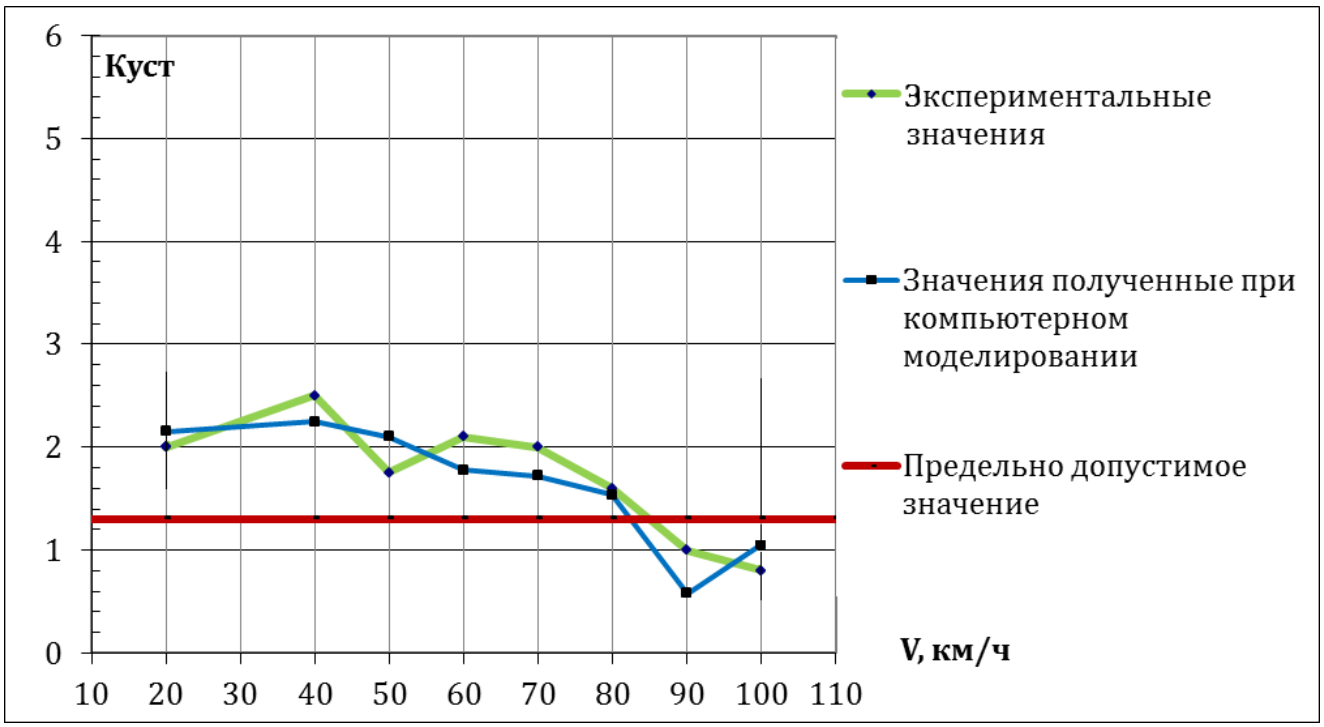


Рисунок 3.6 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении порожнего вагона в кривой радиуса 500 метров по коэффициенту запаса устойчивости

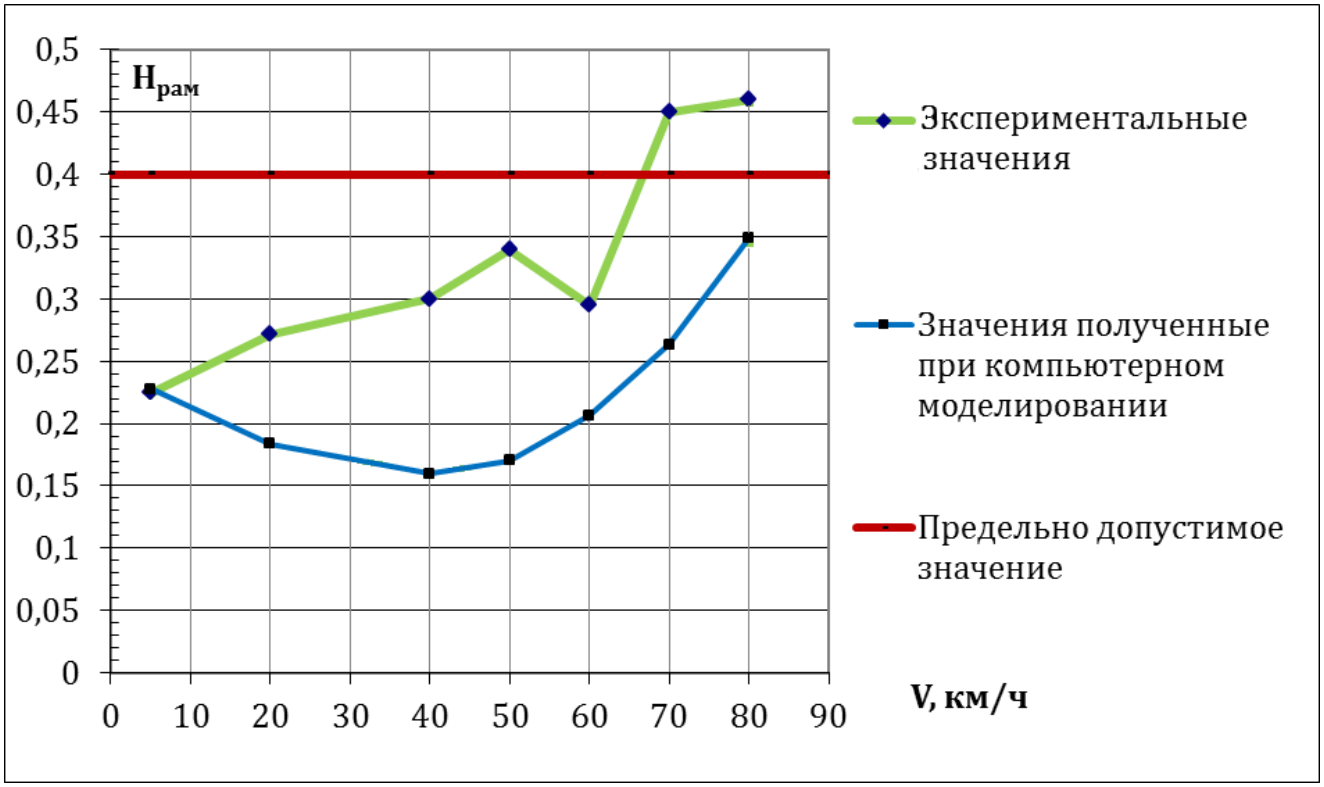


Рисунок 3.7 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении порожнего вагона в кривой радиуса 350 метров значения рамных сил в долях осевой нагрузки

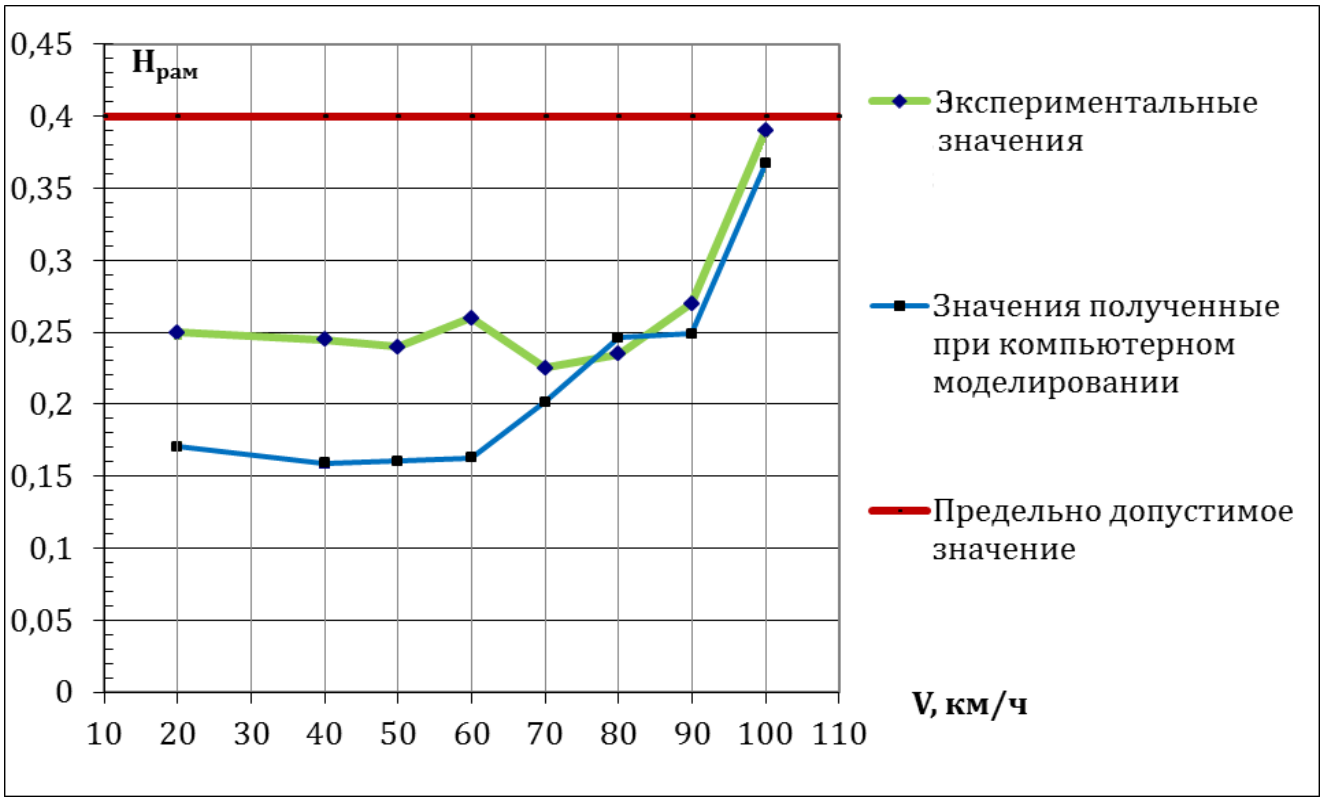


Рисунок 3.8 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении порожнего вагона в кривой радиуса 500 метров значения рамных сил в долях осевой нагрузки

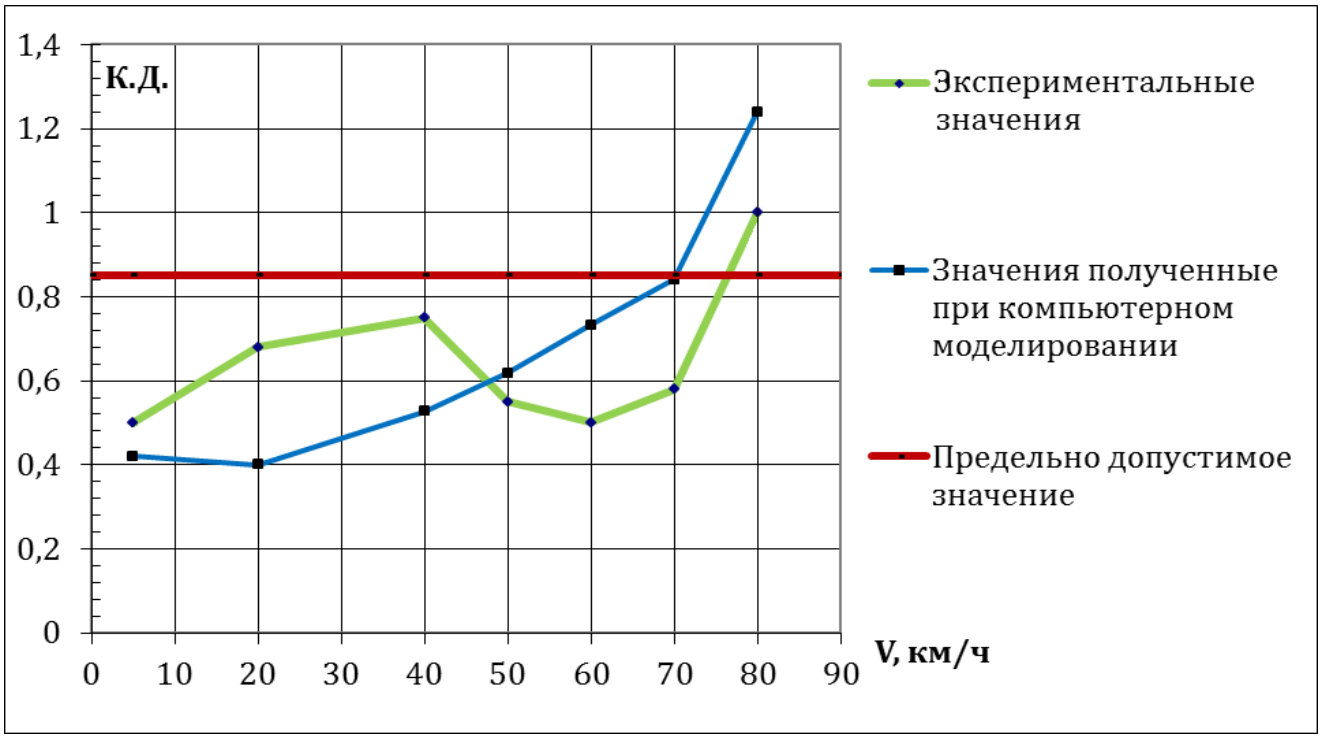


Рисунок 3.9 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении порожнего вагона в кривой радиуса 350 метров по значениям коэффициента динамики по раме

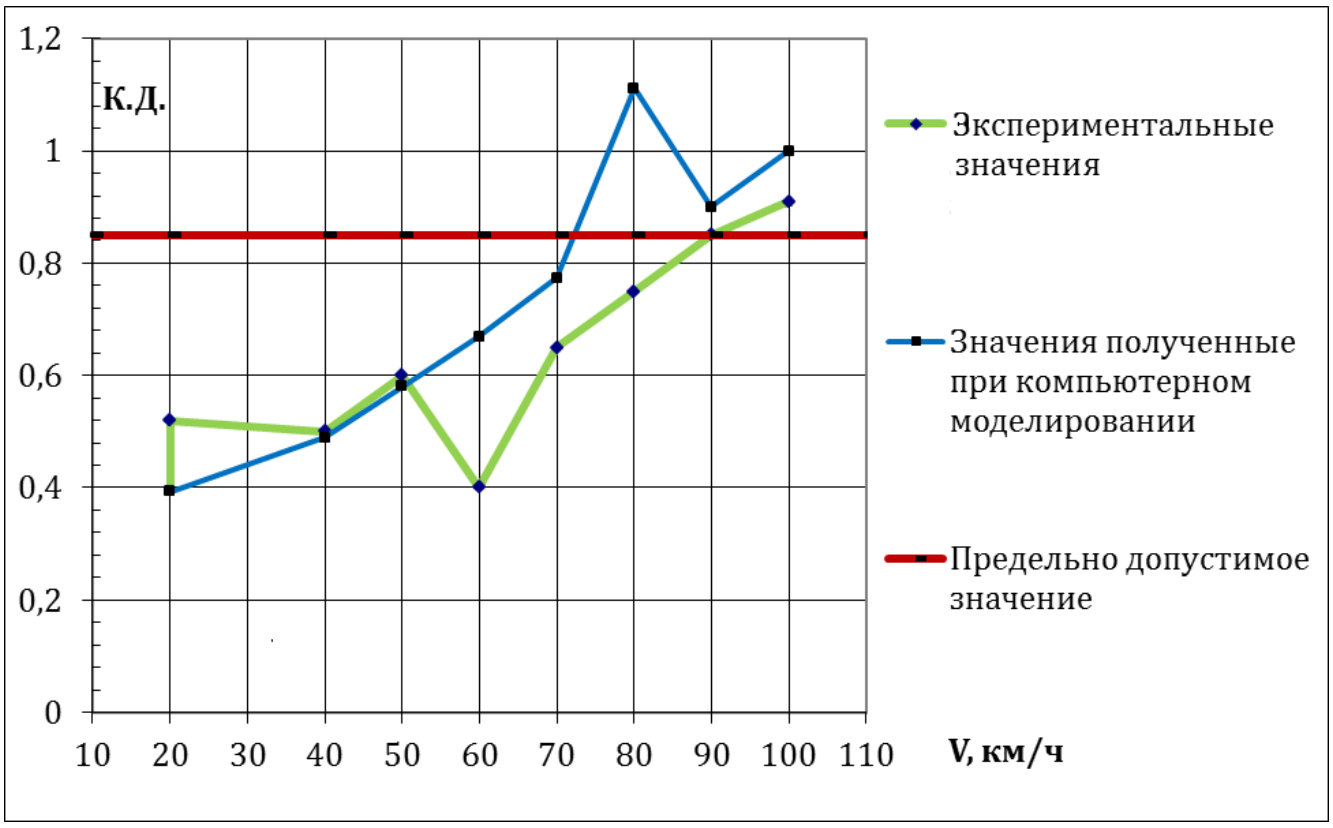


Рисунок 3.10 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении порожнего вагона в кривой радиуса 500 метров по значениям коэффициента динамики по раме

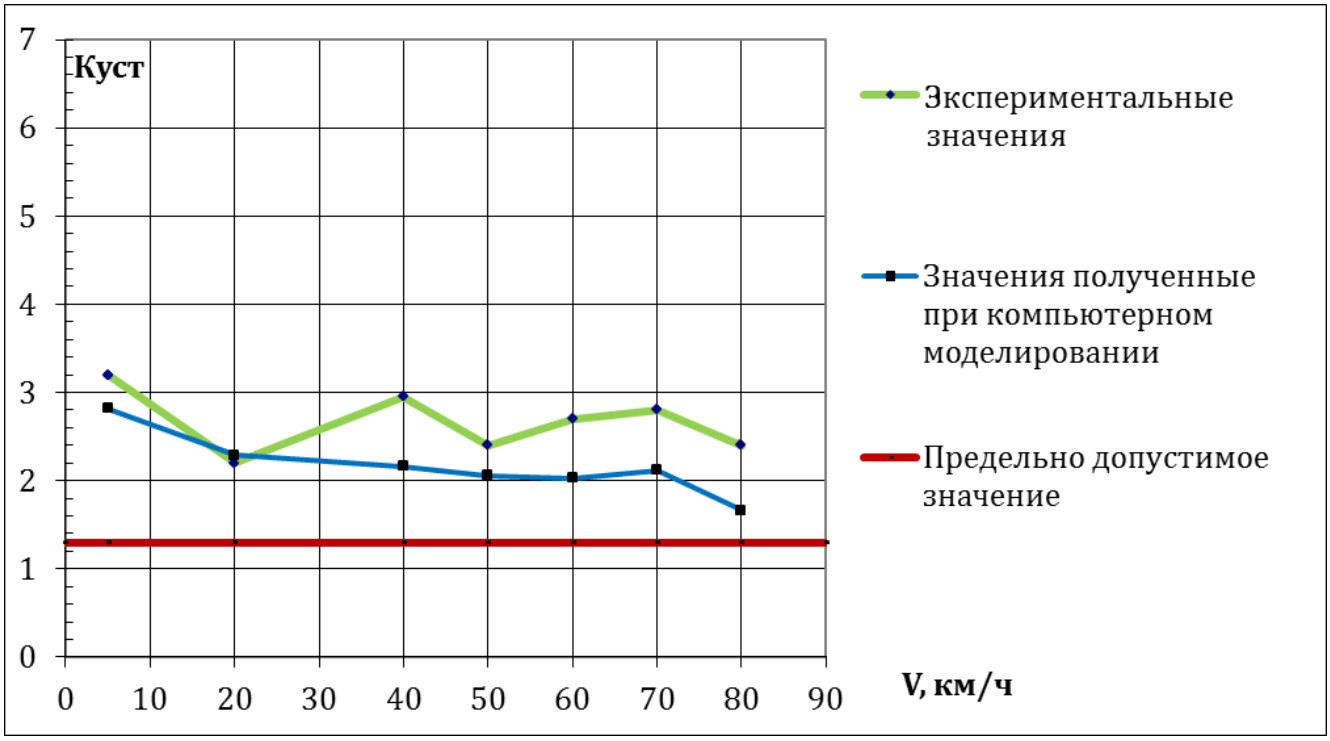


Рисунок 3.11 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении груженого вагона в кривой радиуса 350 метров по коэффициенту запаса устойчивости

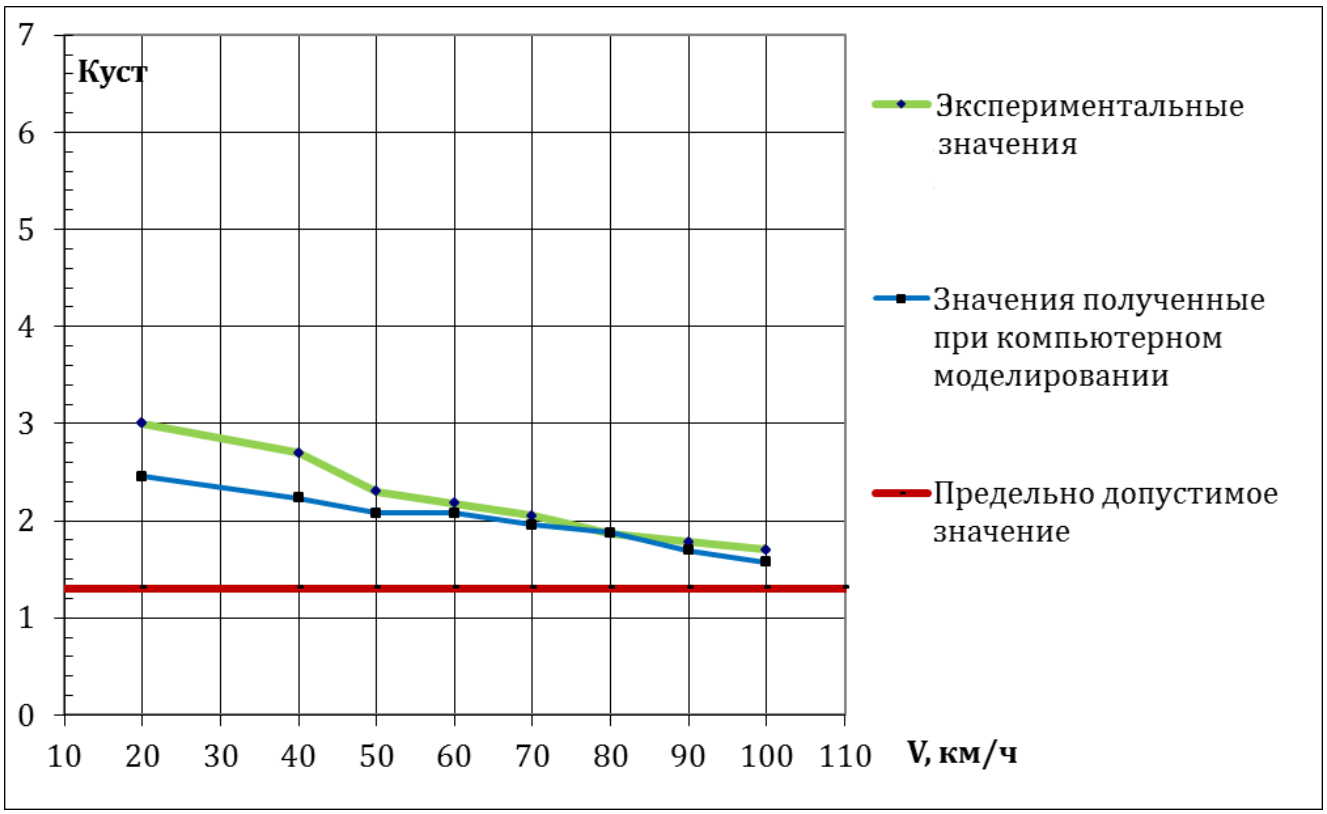


Рисунок 3.12 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении груженого вагона в кривой радиуса 500 метров по коэффициенту запаса устойчивости

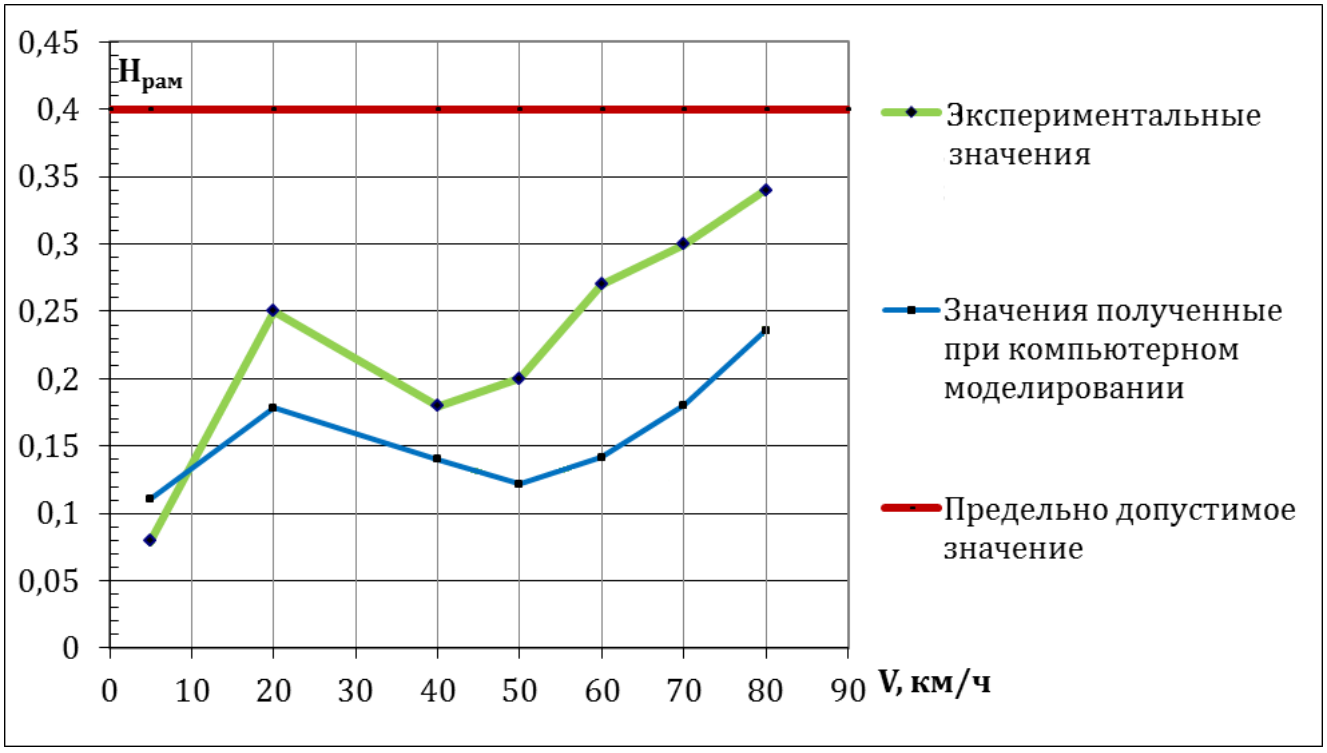


Рисунок 3.13 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных, при движении груженого вагона в кривой радиуса 350 метров значения рамных сил в долях осевой нагрузки

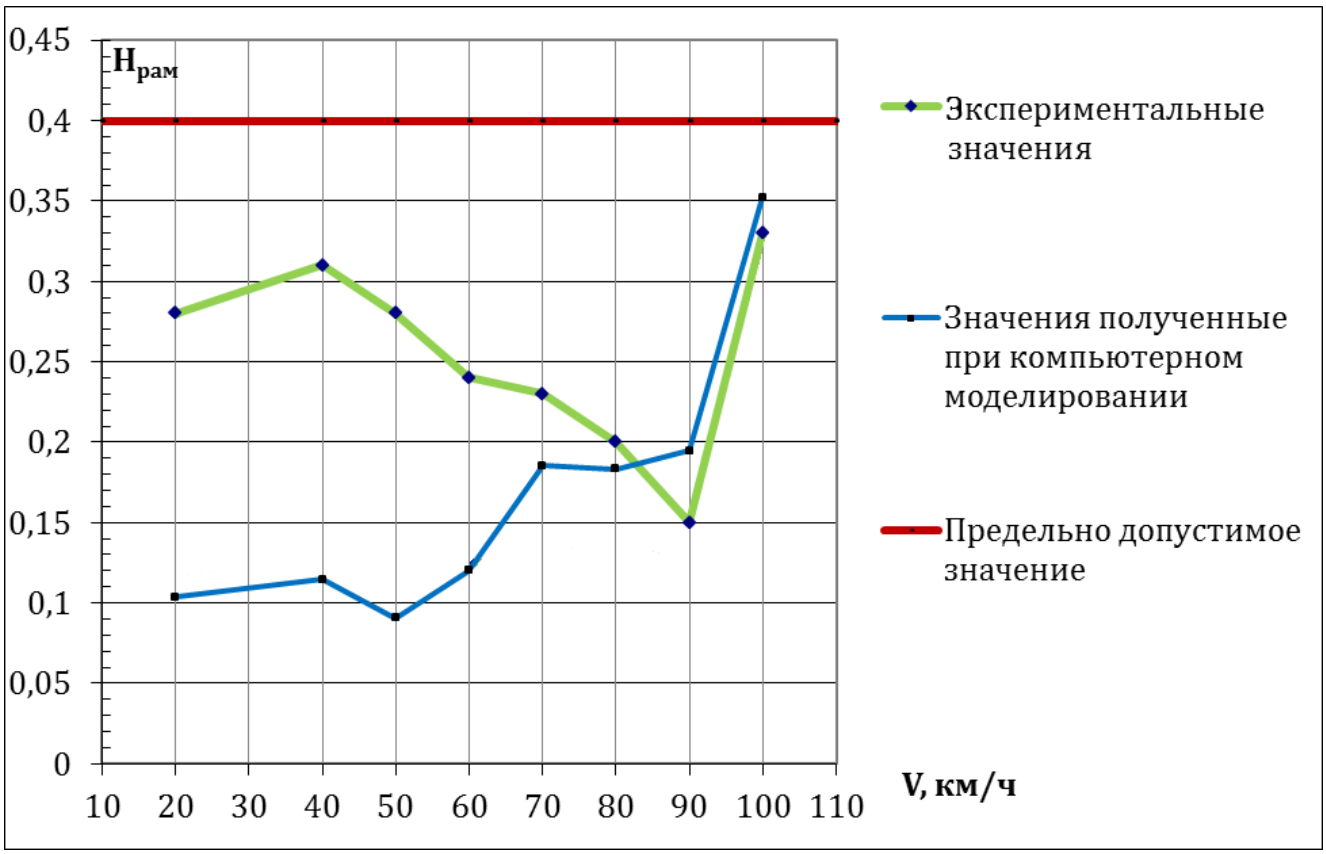


Рисунок 3.14 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных, при движении груженого вагона в кривой радиуса 500 метров значения рамных сил в долях осевой нагрузки

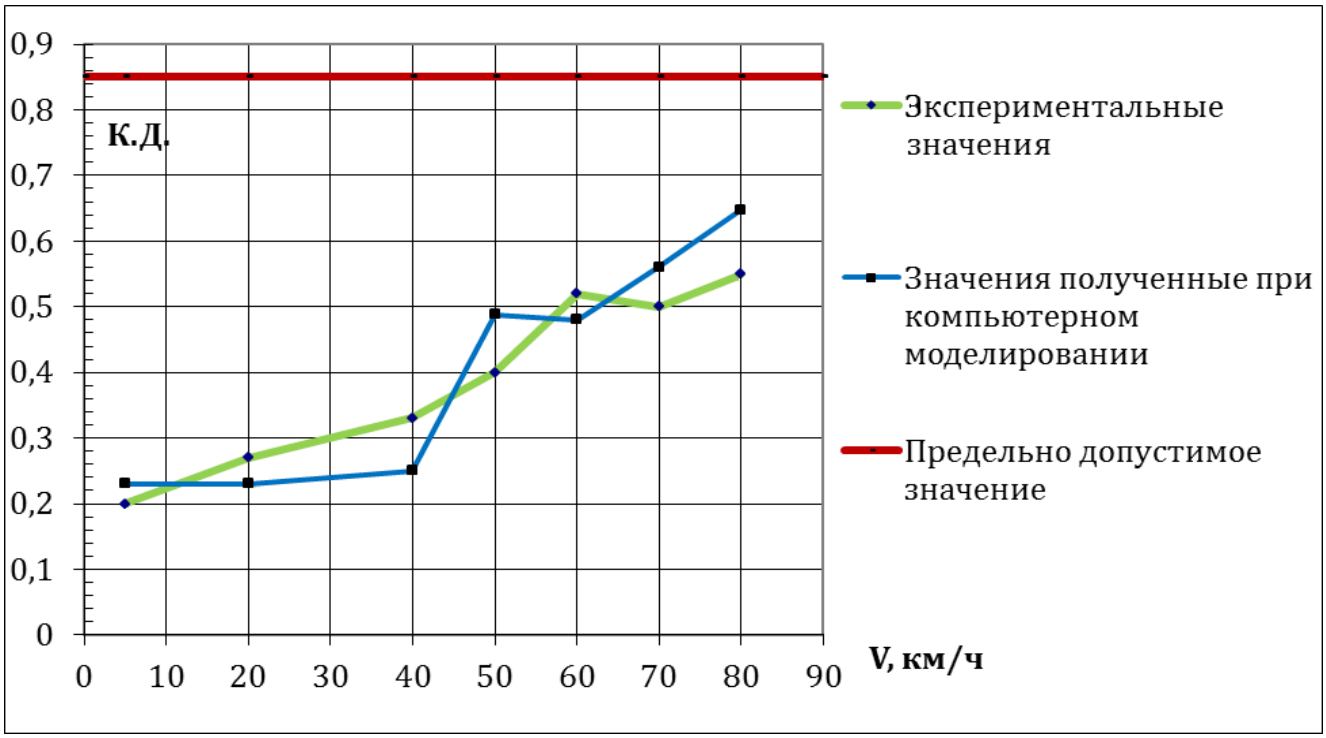


Рисунок 3.15 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении груженого вагона в кривой радиуса 350 метров по значениям коэффициента динамики по раме

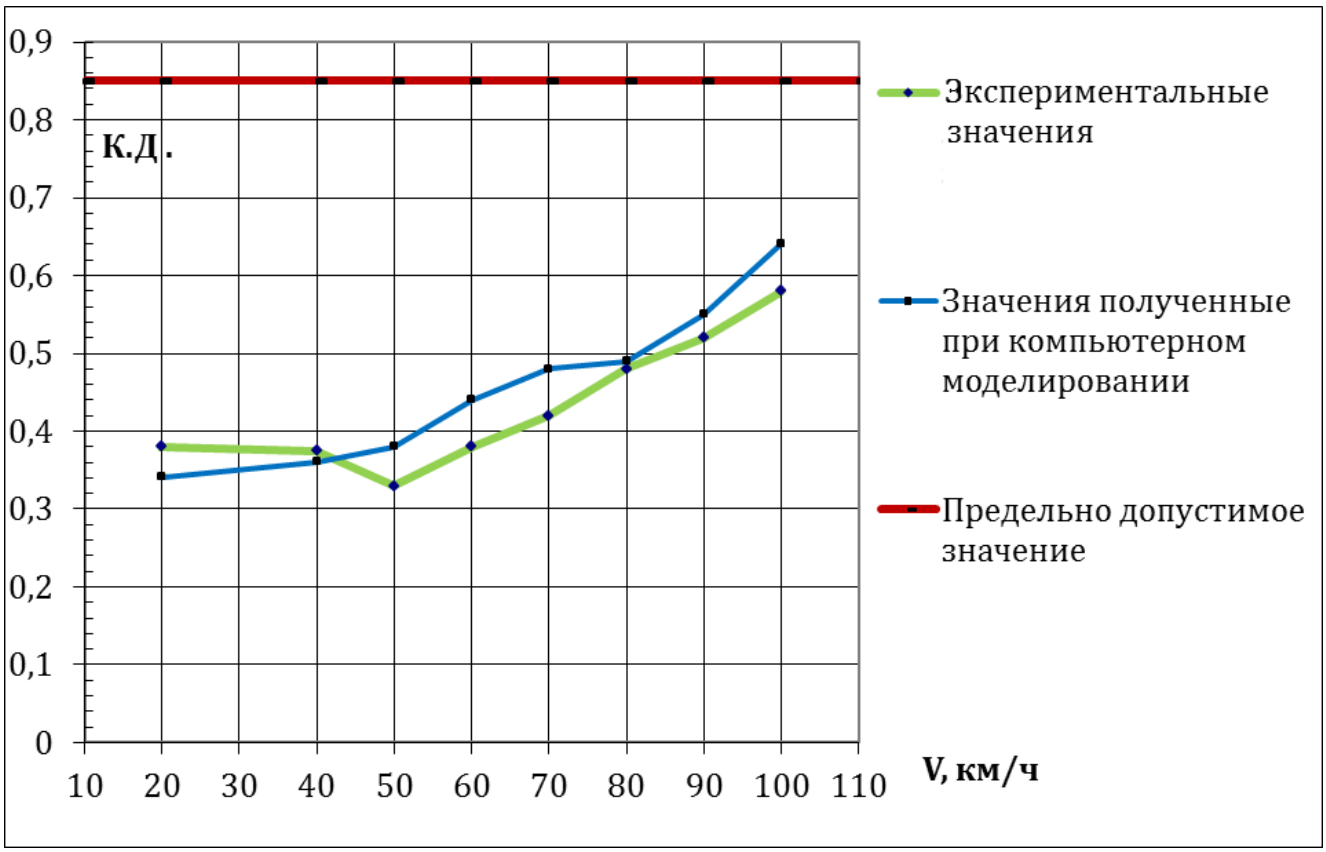


Рисунок 3.16 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при движении груженого вагона в кривой радиуса 500 метров по значениям коэффициента динамики по раме

Из представленных рисунков, можно сделать вывод, что максимальное расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет не более:

Для порожнего вагона:

- Коэффициент запаса устойчивости -10 %;
- Рамные силы в долях осевой нагрузки - 4.5 %;
- Коэффициент динамики по раме - 13 %;

Для груженого вагона:

- Коэффициент запаса устойчивости -8 %;
- Рамные силы в долях осевой нагрузки - 12 %;
- Коэффициент динамики по раме - 13 %;

Таким образом, полученные при помощи компьютерного моделирования, результаты показывают удовлетворительное соответствие с экспериментальными данными. Это свидетельствует о достоверности полученных результатов по предлагаемой математической модели вагона с установленными в буксовом узле

антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации, что дает основание для применения предложенной компьютерной модели для решения практических задач по совершенствованию ходовой части грузового вагона.

3.3 Проведение с помощью уточненного компьютерного моделирования многовариантных расчетов движения вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов по реальному пути

В качестве основных показателей, используемых для качественной и количественной оценки предлагаемых к рассмотрению вариантов улучшения ходовых и динамических качеств грузовой тележки за счет установки «Поглотителей», в процессе многовариантного компьютерного моделирования принимаем следующие динамические параметры движения и обеспечения безопасности движения узлов тележек грузового вагона:

- максимальные значения рамных сил;
- максимальные значения боковых сил;
- минимальные значения коэффициента запаса устойчивости колеса от схода с рельса (показатель безопасности движения);
- максимальные значения коэффициентов динамики рессорных комплектов;
- максимальные значения забегания боковых рам в тележке;
- суммарные значения работы сил трения на опорной поверхности тележки в буксовом узле;
- суммарные значения удельной работы сил трения в контакте колесо – рельс.

Анализ максимальных значений рамных сил

Зависимости максимальных значений рамных сил, действующих на ходовые части для порожнего и груженого вагона от скорости движения в прямом и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями 40-120 км/ч представлены в таблицах 3.4 и 3.5.

Таблица 3.4 - Максимальные значения рамных сил, в kH (порожний вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	6,03	6,46	6,36	5,61	-6,9 %	5,25	-18,7 %	6,11	-3,8 %
50	7,20	7,46	7,53	6,22	-13,6 %	5,98	-19,9 %	6,50	-13,6 %
60	8,21	8,45	8,80	7,28	-11,4 %	6,78	-19,9 %	7,26	-17,4 %
70	9,28	9,81	9,71	8,36	-10,0 %	7,94	-19,1 %	8,88	-8,6 %
80	10,18	9,96	11,48	8,51	-16,4 %	8,41	-15,6 %	11,30	-1,5 %
90	10,56	10,96	15,89	9,01	-14,7 %	9,77	-10,9 %	13,15	-17,2 %
100	11,84	13,29	19,78	10,48	-11,5 %	11,67	-12,3 %	16,33	-17,5 %
110	15,45	15,82	22,37	12,11	-21,6 %	14,18	-10,4 %	20,31	-9,2 %
120	15,02	21,11	25,97	13,46	-10,4 %	17,86	-15,4 %	25,06	-3,5 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-12,17		-17,33		-10,36	
40-120				-12,94		-15,77		-10,26	

Таблица 3.5 - Максимальные значения рамных сил, в kH (груженый вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	20,03	23,57	21,99	12,76	-36,3 %	19,35	-17,9 %	17,83	-18,9 %
50	18,29	21,89	19,86	13,91	-24,0 %	17,64	-19,4 %	14,00	-29,5 %
60	19,33	20,59	22,01	14,64	-24,3 %	13,48	-34,6 %	19,77	-10,2 %
70	20,12	19,86	28,10	17,66	-12,3 %	18,56	-6,5 %	26,75	-4,8 %
80	21,61	25,45	38,49	20,02	-7,3 %	22,76	-10,6 %	39,05	1,5 %
90	25,73	34,67	47,93	23,36	-9,2 %	31,17	-10,1 %	47,52	-0,8 %
100	28,82	44,30	65,55	27,93	-3,1 %	42,53	-4,0 %	62,70	-4,3 %
110	30,94	49,58	80,40	28,65	-7,4 %	47,51	-4,2 %	77,87	-3,1 %
120	30,73	56,30	101,66	38,94	26,7 %	55,21	-1,9 %	93,23	-8,3 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-18,9		-16,5		-10,5	
40-120				-10,8		-12,1		-8,7	

Необходимо отметить, что допустимая максимальная скорость движения для груженых и порожних вагонов в эксплуатации имеет ограничения – 90 км/ч.

Анализ данных по рамным силам для порожнего режима в прямых участках пути показывает, что при использовании варианта «Поглотитель» улучшение составляет 12,2 % по сравнению базовым вариантом «Букса» в диапазоне эксплуатационных скоростей и 12,9 % во всем диапазоне.

Для груженого режима, в прямых участках пути во всем диапазоне скоростей при установке в буксовый проем «Поглотителя», минимальные значения рамных сил по сравнению базовым вариантом лучше примерно на 19 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 11 % во всем диапазоне скоростей.

Зависимость рамных сил для кривой R=650м свидетельствует о том, что в порожнем режиме улучшение по сравнению с базовым вариантом в среднем составляет 16,6 %, в эксплуатационном диапазоне скоростей 17,3 % и 15,8 % во всем диапазоне. При скорости 120 км/ч превышен допустимый уровень рамных сил.

Для груженого режима при скоростях до 60 км/ч применение «Поглотителя» улучшает показатель для эксплуатационного диапазона скоростей на 34,6 %, для всего диапазона на 12.1 %.

Анализ зависимостей рамных сил для кривой R=350м свидетельствует о том, что в порожнем режиме минимальные значения по сравнению с базовым вариантом, лучше примерно на 10.3 %. При скоростях 100-120 км/ч был превышен допустимый уровень рамных сил (для этой кривой превышение допустимо).

В груженом режиме минимальные значения показателя также улучшены по сравнению с базовым вариантом в среднем на 10,5 и 8,7 %, соответственно. При скорости 120 км/ч превышен допустимый уровень рамных сил.

Таким образом, по уровню рамных сил при движении порожнего и груженого вагонов в прямом и криволинейных участках пути радиуса 650 и 350м с неровностями в плане и профиле для предлагаемой модернизации зафиксировано снижение показателей по сравнению с базовым вариантом в среднем на 14,3 и 11.8 % соответственно (таблица 3.6).

Таблица 3.6 - Среднее улучшение максимальных значений рамных сил

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (- минус…% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))						
	Прямая		Кривая R=650м		Кривая R=350м		Среднее
	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	
Поглотитель	-12.2	-18.9	-17.3	-16.5	-10.4	-10.5	-14,3
	-12.9	-10.8	-15.8	-12.1	-10.3	-8.7	-11,8

Анализ максимальных значений боковых сил

Зависимости максимальных значений боковых сил, действующих на железнодорожное полотно для порожнего и груженого вагона в зависимости от скоростей движения в прямом и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями 40-120 км/ч представлены в таблицах 3.7 и 3.8.

Таблица 3.7 - Максимальные значения боковых сил, в kH (порожний вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	16,42	16,63	16,50	15,70	-4,4 %	15,09	-9,3 %	14,82	-10,1 %
50	17,84	19,48	19,46	17,37	-2,6 %	16,96	-12,9 %	16,60	-14,7 %
60	20,47	22,32	22,15	19,68	-3,8 %	18,44	-17,4 %	18,35	-17,2 %
70	23,47	26,08	25,22	22,13	-5,7 %	20,46	-21,5 %	19,26	-23,6 %
80	28,65	28,82	28,71	25,55	-10,8 %	23,83	-17,3 %	19,85	-30,8 %
90	31,81	31,47	30,99	30,87	-3,0 %	27,18	-13,6 %	22,81	-26,4 %
100	36,10	31,86	33,51	30,99	-14,1 %	23,68	-25,7 %	26,34	-21,4 %
110	38,40	40,46	30,94	38,24	-0,4 %	27,34	-32,4 %	31,09	0,5 %
120	43,24	52,17	40,75	35,56	-17,8 %	35,22	-32,5 %	37,03	-9,1 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-5,1		-15,3		-20,5	
40-120				-6,97		-20,3		-17,0	

Из анализа боковых сил при моделировании движения на прямом участке пути в груженом режиме видно, что использование предлогаемой модернизации, приводит к некоторому уменьшению воздействия на путь в среднем на 5,1 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 7,0 % во всем диапазоне.

Таблица 3.8 - Максимальные значения боковых сил, в kH (груженый вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	36,48	44,15	45,92	39,67	8,7 %	40,30	-8,7 %	43,18	-6,0 %
50	38,50	47,47	50,06	43,09	11,9 %	42,90	-9,6 %	45,94	-8,2 %
60	41,45	50,00	55,03	44,92	8,4 %	45,21	-9,6 %	50,74	-7,8 %
70	47,27	54,85	61,49	46,07	-2,5 %	46,85	-14,6 %	56,91	-7,4 %
80	48,92	59,59	67,41	48,69	-0,5 %	53,27	-10,6 %	64,95	-3,7 %
90	52,49	64,10	73,61	49,30	-6,1 %	61,03	-4,8 %	72,80	-1,1 %
100	54,38	70,33	83,84	54,47	0,2 %	68,16	-3,1 %	80,90	-3,5 %
110	54,84	74,93	96,07	53,64	-2,2 %	72,77	-2,9 %	94,13	-2,0 %
120	58,04	79,77	115,02	60,04	3,4 %	75,84	-4,9 %	105,01	-8,7 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			3,3		-9,6		-5,7	
40-120				2,4		-7,6		-5,4	

Анализ зависимостей боковых сил для груженого вагона свидетельствует о том, что для модернизированных буксовых узлов значения боковых сил выше на 2,9 %.

Из зависимости боковых сил, полученных при моделировании в кривой R=650м в порожнем режиме, видно, что применение демпфирующих прокладок между буксой и боковиной позволяет снизить воздействие на путь в среднем на 15,3 и 20,3 % соответственно.

В груженом режиме при движении в кривой R=650м применение поглотителей вибрации приводит к уменьшению воздействия на путь в среднем на 9,6 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 7,6 % во всем диапазоне.

Анализ графиков боковых сил при движении порожнего вагона по кривой R=350м свидетельствует о том, что применение «Поглотителя» к уменьшению уровня боковых сил в среднем на 18,8 %, а в груженом режиме минимальные значения указывают на снижение при использовании демпфирующих прокладок между буксой и боковиной в среднем около 5,5 %.

Таким образом, многовариантное компьютерное моделирование движения порожней и груженого вагона показало, что применение поглотителей вибрации способствует снижению уровня боковых сил в среднем на 8,8 % в диапазоне эксплуатационных и на 9,2 % во всем диапазоне скоростей таблице 3.9.

Таблица 3.9 - Среднее улучшение максимальных значений боковых сил

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (- минус …% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))						
	Прямая		Кривая R=650м		Кривая R=350м		Среднее
	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	
Поглотитель	*-5.1*	*3.3*	*-15.3*	*-9.6*	*-20.5*	*-5.7*	*-8,8*
	-7.0	*2.4*	*-20.3*	*-7.6*	*-17.0*	*-5.4*	*-9,2*

Анализ минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов

Зависимости максимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов, действующих для порожнего и груженого вагона в зависимости от скоростей движения в прямом и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями 40-120 км/ч представлены в таблицах 3.10 и 3.11.

В порожнем состоянии движения было достигнуто минимально допустимое значение коэффициента, равное 1.3 на 110км/ч. Это происходит в результате извилистого движения тележки на порожнем режиме в прямом участке пути. Достигнуто повышение запаса устойчивости против схода на 1.9 % и 5.2 % соответственно. В диапазоне эксплуатационных скоростей величины коэффициента запаса выше минимально допустимого значения.

Движение вагона в груженом состоянии во всем диапазоне скоростей имеет запас устойчивости значительно выше минимально допустимого значения. Было зафиксировано незначительное снижение запаса устойчивости в среднем до 3,3 %.

Таблица 3.10 - Минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов (порожний вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	2,33	2,32	2,34	2,55	9,4 %	2,60	12,1 %	2,46	5,1 %
50	2,16	2,22	2,16	2,25	4,2 %	2,34	5,4 %	2,34	8,3 %
60	2,03	1,93	1,94	1,96	-3,4 %	2,13	10,4 %	2,10	8,2 %
70	1,84	1,71	1,76	1,85	0,5 %	2,03	18,7 %	2,07	17,6 %
80	1,55	1,58	1,56	1,64	5,8 %	1,82	15,2 %	1,89	21,2 %
90	1,49	1,47	1,49	1,41	-5,4 %	1,50	2,0 %	1,80	20,8 %
100	1,31	1,51	1,41	1,37	4,6 %	1,49	-1,3 %	1,46	3,5 %
110	1,03	1,14	1,41	1,28	24,3 %	1,36	19,3 %	1,46	3,5 %
120	0,91	0,84	1,00	0,97	6,6 %	1,23	46,4 %	1,42	42,0 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. ухудшение; +плюс % увеличение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса")			1,9		10,6		13,5	
40-120				5,2		14,2		14,5	

Таблица 3.11 - Минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов (груженый вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	3,51	2,50	2,46	3,34	-4,8 %	2,70	8,0 %	2,57	4,5 %
50	3,40	2,53	2,52	3,14	-7,6 %	2,69	6,3 %	2,51	-0,4 %
60	3,17	2,53	2,42	3,00	-5,4 %	2,60	2,8 %	2,68	10,7 %
70	2,90	2,48	2,45	2,93	1,0 %	2,59	4,4 %	2,67	9,0 %
80	2,74	2,46	2,32	2,63	-4,0 %	2,56	4,1 %	2,58	11,2 %
90	2,58	2,46	2,44	2,61	1,2 %	2,57	4,5 %	2,53	3,7 %
100	2,46	2,40	2,47	2,34	-4,9 %	2,35	-2,1 %	2,33	-5,7 %
110	2,38	2,43	2,33	2,37	-0,4 %	2,18	-10,3 %	2,32	-0,4 %
120	2,33	2,31	2,18	2,23	-4,3 %	2,16	-6,5 %	2,30	5,5 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. ухудшение; +плюс % увеличение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса")			-3,3		5,0		6,4	
40-120				-3,3		1,2		4,2	

Анализ значений коэффициента запаса устойчивости при движении в кривой R=650м показал, что на порожнем режиме максимальные значения запаса устойчивости лучше в среднем на 10,6 % в диапазоне эксплуатационных и на 14,2 % во всем диапазоне скоростей.

Анализ значений коэффициента запаса устойчивости при движении в кривой R=650м показал, что на груженом режиме максимальные значения запаса устойчивости, при применении демпфирующих прокладок между буксой и боковиной, улучшены в среднем на 3,2 %.

При движении по кривому участку R=350м в порожнем режиме было обнаружено, что во всем диапазоне скоростей для износостойких прокладок – поглотителей вибрации не было опасности схода. Максимальное улучшение составляет 14 % по сравнению с базовым вариантом.

Из анализа графиков для груженого режима видно, что при скоростях движения 70 и 80 км/ч для модернизированного буксового узла отмечены высокие значения показателя, которые выше в среднем на 9 %, чем для типового буксового узла. Установка «Поглотителей» приводит к улучшению показателя, примерно на 6,5 % и 4,3 %, соответственно.

Таким образом, компьютерное моделирование движения для порожнего и груженого вагонов в прямом и криволинейных участках пути показало, что запас устойчивости колеса против схода с рельсов в среднем лучше, чем базовый вариант и составляет +5,7 % в диапазоне эксплуатационных и на + 6,1 % во всем диапазоне скоростей (таблица 3.12).

Таблица 3.12 - Среднее улучшение значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (+плюс…% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))						
	Прямая		Кривая R=650м		Кривая R=350м		Среднее
	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	
Поглотитель	1.9	-3.3	10.6	5.1	13.6	6.5	5,7
	5.3	-3.3	14.2	1.3	14.5	4.3	6,1

Анализ минимальных значений коэффициента запаса устойчивости показал, что использование в буксовом узле «Поглотитель» способствует максимальному повышению показателя безопасности при скоростях 40-50км/ч.)

Анализ максимальных значений коэффициентов динамики рессорных комплектов

Зависимости максимальных значений коэффициентов динамики рессорных комплектов, действующих в грузовой тележке для порожнего и груженого вагона в зависимости от скоростей движения в прямом и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями 40 - 120 км/ч представлены в таблицах 3.13, 3.14.

Таблица 3.13 - Минимальных значений коэффициента динамики рессорных комплектов (порожний вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	0,15	0,18	0,19	0,15	0,0 %	0,20	11,1 %	0,22	15,8 %
50	0,21	0,20	0,20	0,23	9,5 %	0,21	5,0 %	0,22	10,0 %
60	0,21	0,23	0,23	0,22	4,8 %	0,23	0,0 %	0,21	-8,7 %
70	0,23	0,25	0,27	0,24	4,3 %	0,25	0,0 %	0,27	0,0 %
80	0,30	0,30	0,32	0,28	-6,7 %	0,30	0,0 %	0,32	0,0 %
90	0,31	0,35	0,42	0,32	3,2 %	0,35	0,0 %	0,42	0,0 %
100	0,37	0,49	0,54	0,35	-5,4 %	0,49	0,0 %	0,61	13,0 %
110	0,73	0,69	0,77	0,70	-4,1 %	0,77	11,6 %	0,83	7,8 %
120	1,07	0,95	1,07	1,00	-6,5 %	0,95	0,0 %	1,11	3,7 %
40-90	Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом №1 "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)			2,5		2,7		2,8	
40-120				-0,1		3,1		4,6	

Таблица 3.14 - Минимальных значений коэффициента динамики рессорных комплектов (груженый вагон)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	0,09	0,11	0,11	0,09	0,0 %	0,11	0,0 %	0,11	0,0 %
50	0,10	0,12	0,11	0,10	0,0 %	0,12	0,0 %	0,10	-9,1 %
60	0,10	0,12	0,12	0,10	0,0 %	0,12	0,0 %	0,12	0,0 %
70	0,12	0,12	0,18	0,11	-8,3 %	0,12	0,0 %	0,19	5,6 %
80	0,16	0,17	0,28	0,16	0,0 %	0,19	11,8 %	0,28	0,0 %
90	0,19	0,25	0,40	0,20	5,3 %	0,28	12,0 %	0,40	0,0 %
100	0,22	0,29	0,46	0,23	4,5 %	0,30	3,4 %	0,53	15,2 %
110	0,25	0,35	0,54	0,25	0,0 %	0,37	5,7 %	0,64	18,5 %
120	0,25	0,44	0,66	0,25	0,0 %	0,47	6,8 %	0,73	10,6 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-0,5		4,0		-0,6	
40-120				0,2		4,4		4,5	

Анализ значений коэффициентов вертикальной динамики для порожнего вагона показал, что использование в буксовом узле «Поглотителя» способствует незначительному снижению показателя на 2,5 %.

Компьютерное моделирование движения по прямому участку пути показало, что предлагаемая модернизация буксового узла незначительно снижает коэффициент вертикальной динамики во всех диапазонах скоростей.

При моделировании движения порожнего вагона на кривом участке пути R=650м было обнаружено, что установка демпфирующих прокладок между буксой и боковиной приводит к увеличению коэффициента динамики рессорных комплектов в среднем на 2,8 %.

Анализ значений коэффициентов вертикальной динамики рессорных комплектов при движении груженого вагона по кривой R=650м показал, что модернизация приводит к росту показателя в среднем на 4,0 % в диапазоне эксплуатационных и на 4,4 % во всем диапазоне скоростей.

При анализе результатов моделирования движения порожнего вагона по кривой R=350м было обнаружено, что применение износостойких прокладок – поглотителей вибрации приводят к некоторому увеличению коэффициента – до 4,6 %, а у груженого вагона, установка «Поглотителей» увеличению показателя, примерно на 4,5.

Таким образом, моделирование движения порожнего и груженого вагона по прямым и криволинейным участкам пути показало, что установка демпфирующих прокладок между буксой и боковиной незначительно ухудшает показатель динамики в среднем на 1,8 % в диапазоне эксплуатационных и на 2,8 % во всем диапазоне скоростей (таблица 3.15).

Таблица 3.15 - Среднее улучшение значений коэффициентов динамики рессорных комплектов

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (- минус …% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))						
	Прямая		Кривая R=650м		Кривая R=350м		Среднее
	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	
Поглотитель	2.5	-0.5	2.7	4.0	2.8	-0.6	1.8
	-0.1	0.2	3.1	4.4	4.6	4.5	2.8

Анализ максимальных значений забегания боковых рам тележки

Зависимости максимальных значений забегания боковых рам тележки, для порожнего и груженого вагона в зависимости от скоростей движения в прямой и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями 40 -120 км/ч представлены в таблицах 3.16 и 3.17.

Анализ величин забегания боковин тележки порожнего вагона при движении по прямому участку пути показал, что использование в буксовом узле «Поглотителя» способствует улучшению показателя среднем на 10,8 % в диапазоне эксплуатационных и на 9 % во всем диапазоне скоростей, а движение груженого вагона в прямом участке выявило, что применение антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации способствует незначительному ухудшению по этому показателю в среднем на 1,9 % и 8,3 %, соответственно.

Таблица 3.16 - Минимальные значения забегания боковых рам тележки (порожний вагон), мм

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	5,3	12,3	12,2	4,6	-13,2 %	6,4	-48,0 %	9,7	-20,5 %
50	5,8	13,1	12,2	4,5	-22,4 %	6,4	-51,1 %	10,0	-18,0 %
60	5,4	13,3	13,1	5,0	-7,4 %	5,7	-57,1 %	9,5	-27,5 %
70	5,7	12,9	13,2	5,1	-10,5 %	5,5	-57,4 %	9,5	-28,0 %
80	5,7	12,9	14,2	5,6	-1,8 %	5,9	-54,3 %	9,0	-36,6 %
90	6,3	12,8	14,6	5,7	-9,5 %	5,5	-57,0 %	9,4	-35,6 %
100	7,0	10,4	15,0	5,4	-22,9 %	8,6	-17,3 %	10,4	-30,7 %
110	7,5	13,0	14,9	7,3	-2,7 %	10,1	-22,3 %	11,7	-21,5 %
120	8,9	12,4	15,1	9,7	9,0 %	9,9	-20,2 %	11,9	-21,2 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-10,8		-54,2		-27,7	
40-120				-9,0		-42,7		-26,6	

Таблица 3.17 - Минимальные значения забегания боковых рам тележки (груженый вагон), мм

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	4,1	13,5	13,7	2,9	-29,3 %	5,8	-57,0 %	10,0	-27,0 %
50	3,7	13,5	13,5	4,1	10,8 %	6,2	-54,1 %	10,1	-25,2 %
60	3,9	13,6	13,0	4,9	25,6 %	6,3	-53,7 %	8,8	-32,3 %
70	3,9	12,7	13,0	4,5	15,4 %	7,0	-44,9 %	9,1	-30,0 %
80	5,0	13,4	13,1	5,0	0,0 %	7,9	-41,0 %	9,2	-29,8 %
90	4,6	13,0	11,9	4,1	-10,9 %	7,0	-46,2 %	9,8	-17,6 %
100	4,7	12,9	12,2	5,3	12,8 %	6,1	-52,7 %	10,3	-15,6 %
110	5,2	12,7	12,8	5,8	11,5 %	7,2	-43,3 %	11,7	-8,6 %
120	4,4	11,6	16,6	6,1	38,6 %	7,8	-32,8 %	13,1	-21,1 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			1,9		-49,5		-27,0	
40-120				8,3		-47,3		-23,0	

Анализ моделирования движения порожнего вагона в кривой R=650м показал, что использование между буксой и боковиной антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации, позволяет достичь эффекта более чем на 54 % в зоне эксплуатационных скоростей, а в среднем более чем на 42 % во всем диапазоне скоростей.

Анализ зависимости, полученных при движении груженого вагона в кривой R=650м, указывает, что применение износостойких прокладок между буксой и боковиной снижает величину забегания боковин тележки в среднем на 48 %.

Из полученных зависимостей максимальных значений величин забегания видно, что при движении по кривому участку R=350м у порожнего вагона с упруго металлической прокладкой уменьшает забегание боковин в среднем на 27 %.

При анализе результатов моделирования движения груженого вагона по кривой R=350м было установлено, что вариант предлагаемая модернизация способствует снижению величин забегания боковых рам на 25 %.

Таким образом, многовариантное компьютерное моделирование позволило выявить, что установка демпфирующих прокладок между буксой и боковиной приводит к улучшению показателя в среднем на 27,8 % в диапазоне эксплуатационных и на 23,3 % во всем диапазоне скоростей (таблица 3.18).

Таблица 3.18 - Среднее улучшение значений забегания боковых рам тележки

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (- минус …% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))						
	Прямая		Кривая R=650м		Кривая R=350м		Среднее
	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	
Поглотитель	-10.8	1.9	-54.2	-49.5	-27.5	-27.0	-27,8
	-9.0	8.3	-42.7	-47.3	-26.6	-23.0	-23,3

Анализ суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки

Зависимости суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки, для порожнего и груженого вагона в зависимости от скоростей движения в прямой и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями 40-120 км/ч представлены в таблицах 3.19 и 3.20.

Таблица 3.19 - Суммарные значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки (груженый вагон), кДж

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	0,815	0,592	0,632	0,002	-99,8 %	0,004	-99,3 %	0,012	-98,1 %
50	0,868	0,621	0,650	0,003	-99,7 %	0,005	-99,2 %	0,017	-97,4 %
60	0,909	0,633	0,698	0,005	-99,4 %	0,004	-99,4 %	0,018	-97,4 %
70	0,970	0,672	0,741	0,006	-99,4 %	0,005	-99,3 %	0,017	-97,7 %
80	1,004	0,699	0,798	0,006	-99,4 %	0,008	-98,9 %	0,026	-96,7 %
90	1,041	0,727	0,862	0,009	-99,1 %	0,011	-98,5 %	0,062	-92,8 %
100	1,079	0,786	1,009	0,016	-98,5 %	0,069	-91,2 %	0,158	-84,3 %
110	1,203	0,882	1,169	0,071	-94,1 %	0,116	-86,8 %	0,195	-83,3 %
120	1,372	1,083	1,408	0,299	-78,2 %	0,220	-79,7 %	0,252	-82,1 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-99,5		-99,1		-96,7	
40-120				-96,4		-94,7		-92,2	

Из анализа зависимостей работы сил трения на опорной поверхности буксового узла видно, что в порожнем режиме при движении по прямому участку пути использование поглотителя вибрации приводит к существенному уменьшению показателя, вплоть до 99,5 %, во всем диапазоне скоростей.

Результаты моделирования показали, что в случае использования демпфирующих прокладок можно добиться значительного уменьшения сил трения на опорной поверхности буксовых узлов, в среднем до 98 %, во всем диапазоне скоростей.

Таблица 3.20 - Суммарные значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки (порожний вагон), кДж

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	0,949	0,791	0,881	0,002	-99,8 %	0,000	-100,0 %	0,000	-100,0 %
50	1,123	0,866	0,997	0,003	-99,7 %	0,000	-100,0 %	0,000	-100,0 %
60	1,276	0,946	1,005	0,005	-99,6 %	0,000	-100,0 %	0,000	-100,0 %
70	1,374	0,966	1,020	0,006	-99,6 %	0,000	-100,0 %	0,000	-100,0 %
80	1,511	1,026	1,056	0,006	-99,6 %	0,000	-100,0 %	0,010	-99,1 %
90	1,697	1,137	1,374	0,009	-99,5 %	0,003	-99,7 %	0,071	-94,8 %
100	1,778	1,167	1,664	0,056	-96,9 %	0,008	-99,3 %	0,188	-88,7 %
110	1,890	1,270	1,803	0,101	-94,7 %	0,032	-97,5 %	0,265	-85,3 %
120	2,057	1,574	2,103	0,399	-80,6 %	0,137	-91,3 %	0,282	-86,6 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-99,6		-100,0		-99,0	
40-120				-96,7		-98,6		-94,9	

Анализ суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности при моделировании движения порожнего вагона на кривой R=650м показал, что во всем диапазоне скоростей использование поглотителей вибрации (трехслойных упруго-металлических прокладок) дает уменьшение показателя на 96 %.

При моделировании движения груженого вагона по кривой R=650м было обнаружено, что применение поглотителя вибрации между буксой и боковиной приводит к беспрецедентному уменьшению сил трения на 100 % (в 10 раз, т.е. на порядок) в диапазоне эксплуатационных скоростей и почти на 99 % во всем диапазоне скоростей.

Анализ графиков, полученных при моделировании движения порожнего вагона по кривой R=350м, показал, что установка между буксовым узлом и боковой рамой поглотителя вибраций позволяет также значительно уменьшить силы трения в среднем на 94 % во всем диапазоне скоростей.

При анализе результатов моделирования движения груженого вагона было обнаружено, что во всем диапазоне скоростей снижение значений

показателя во всем диапазоне скоростей. Максимальный эффект при этом составляет в среднем 96 %.

В итоге, моделирование движения порожнего и груженого вагона по прямым и криволинейным участкам пути показало, что максимальный эффект во всем диапазоне скоростей соответствует 95,6 %, а в диапазоне эксплуатационных скоростей составляет в среднем 99 % (таблица 3.21).

Таблица 3.21 - Среднее улучшение значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (- минус …% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))						
	Прямая		Кривая R=650м		Кривая R=350м		Среднее
	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	
Поглотитель	-99.5	-99.6	-99.1	-100.0	-96.7	-99.0	-99,0
	-96.4	-96.7	-94.7	-98.7	-92.2	-94.9	-95,6

Анализ суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса

Зависимости суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса для порожнего и груженого вагона в зависимости от скоростей движения в прямой и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями 40-120 км/ч представлены в таблицах 3.22, 3.23.

Анализ суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса, полученных при моделировании движения порожнего вагона показывает, что применение поглотителя вибраций (упруго-металлических элементов) позволяет снизить силы трения на 20 %.

Анализ значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса показал, что при движении груженого вагона по прямому участку пути способствует снижению сил в среднем на 16,5 %.

При моделировании движения порожнего вагона на кривом участке пути R=650м было обнаружено, что применив антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации, можно достичь существенного снижения сил трения. Усредненный эффект снижения сил трения составляет не менее 20 %.

Таблица 3.22 - Суммарные значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса (порожний вагон), Дж/м

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	47	270	432	37	-21,3 %	212	-21,5 %	343	-20,6 %
50	50	277	446	38	-24,0 %	219	-20,9 %	361	-19,1 %
60	50	282	458	40	-20,0 %	224	-20,6 %	374	-18,3 %
70	52	292	477	43	-17,3 %	233	-20,2 %	390	-18,2 %
80	55	302	504	44	-20,0 %	239	-20,9 %	411	-18,5 %
90	58	313	525	47	-19,0 %	252	-19,5 %	435	-17,1 %
100	62	322	547	52	-16,1 %	263	-18,3 %	454	-17,0 %
110	68	332	567	58	-14,7 %	277	-16,6 %	461	-18,7 %
120	77	344	561	64	-16,9 %	294	-14,5 %	479	-14,6 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-20,3		-20,6		-18,6	
40-120				-18,8		-19,2		-18,0	

Таблица 3.23 - Суммарные значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса (груженый вагон), Дж/м

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Поглотитель					
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая		R=650m		R=350m	
				Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение	Значение	Откло-нение
40	191	872	1500	150	-21,5 %	646	-25,9 %	1150	-23,3 %
50	193	898	1582	156	-19,2 %	668	-25,6 %	1199	-24,2 %
60	201	941	1670	161	-19,9 %	686	-27,1 %	1282	-23,2 %
70	202	979	1773	169	-16,3 %	717	-26,8 %	1402	-20,9 %
80	209	1041	1898	174	-16,7 %	794	-23,7 %	1502	-20,9 %
90	218	1103	2091	186	-14,7 %	858	-22,2 %	1638	-21,7 %
100	223	1163	2201	192	-13,9 %	908	-21,9 %	1797	-18,4 %
110	235	1264	2264	212	-9,8 %	1017	-19,5 %	1841	-18,7 %
120	243	1400	2400	224	-7,8 %	1122	-19,9 %	1995	-16,9 %
40-90	Отклонение показателя в % (-минус % снижение, т.е. улучшение; +плюс % увеличение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса")			-18,0		-25,2		-22,4	
40-120				-15,5		-23,6		-20,9	

Анализ суммарных значений показателя сил трения, полученных при моделировании движения груженого вагона по кривой R=650м, показал, что применение модернизации буксового узла с установкой «Поглотитель» позволит значительно сократить силы трения колеса в среднем не менее чем на 25.2 % в диапазоне эксплуатационных и на 23.6 % во всем диапазоне скоростей.

Анализ удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса, полученных при моделировании движения порожнего вагона по кривой R=350м показал, что, также как и в предыдущем случае, применение антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации позволяет достичь снижения сил в среднем на 18 %.

При моделировании движения груженого вагона по кривой R=350м было выявлено, что применение поглотителя вибраций снижает силы трения в контакте колеса и рельса на 22,4 % и 20,9 % соответственно для эксплуатационного и всего диапазона скоростей.

Таким образом, проведенное компьютерное моделирование позволило выявить, что установка между буксовым узлом и боковой рамой антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации позволяет снизить силы трения колес и рельса в среднем на 20,9 % в диапазоне эксплуатационных и на 19,4 % во всем диапазоне скоростей (таблица 3.24).

Таблица 3.24 - Среднее улучшение значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (- минус …% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))						
	Прямая		Кривая R=650м		Кривая R=350м		Среднее
	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	Порож.	Груж.	
Поглотитель	-20.4	-18.1	-20.6	-25.2	-18.6	-22.4	-20,9
	-19.1	-15.5	-19.2	-23.6	-18.0	-20.9	-19,4

3.4 Анализ динамической нагруженности ходовых частей тележек с оценкой безопасности движения многовариантного варьирования параметров технического состояния их деталей и узлов в эксплуатации

Основная цель выполнения настоящего раздела – уточнение математической и графической модели грузового вагона в специализированных программных комплексах с целью оценки влияния установки «Поглотителя» в буксовый проем на безопасность и безаварийность эксплуатации вагона в условиях реальных сочетаний предельно допустимых износов ходовых частей.

Вариант №1 «Букса», с типовыми корпусами букс и пластинами по проекту ПКБ ЦВ М1698.

Вариант №2 «Поглотитель», с типовыми корпусами букс оборудованными антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации.

В работе проанализированы полученные результаты многовариантного компьютерного моделирования движения вагона по реальному пути с неровностями, имеющего отступления в плане и профиле.

Анализу подвергся вагон с состоянием ходовых частей:

- «Новое» техническое состояние, что соответствует вагону новой постройки или вышедшем из капитального ремонта;
- «Средне - изношенное» техническое состояние, соответствует состояние вагона, вышедшей из деповского ремонта с предельно возможными допусками;
- «Предельно-изношенное» техническое состояние, соответствует состоянию вагона с предельными допусками в соответствии с распоряжением о вводе нормативов предельных износов ходовых частей, приводящих к сходу с рельсов.

Анализ максимальных значений рамных сил

Зависимости максимальных значений рамных сил, действующих на ходовые части для порожней и груженой цистерны от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м представлены в таблицах 3.25 и 3.26.

Таблица 3.25 - Максимальные значения рамных сил (порожний вагон), kH

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	6,12	6,18	6,07	6,91	5,73	5,91	5,74	5,78	6,06	6,94	6,01	6,49	5,93	7,08	8,24	5,96	7,37	8,85
50	6,89	5,85	5,63	8,05	5,65	5,61	6,58	6,06	6,19	7,89	6,04	6,47	7,84	9,04	8,94	7,66	7,97	8,76
60	7,98	6,32	7,11	8,64	5,87	6,96	7,13	6,39	7,27	7,43	6,44	7,45	7,39	7,70	9,52	7,64	7,67	8,95
70	9,05	6,68	10,00	9,47	7,31	9,16	7,43	6,99	9,83	7,80	7,24	9,34	8,02	9,36	11,71	7,85	8,81	10,97
80	10,67	7,90	12,85	11,82	8,07	10,78	7,44	8,52	11,56	7,94	8,31	11,16	8,84	10,32	13,13	8,91	9,47	13,11
90	11,73	10,11	16,36	10,07	9,74	13,42	8,76	10,27	14,29	8,65	9,87	13,93	9,66	11,66	15,79	9,47	11,98	16,29
100	11,75	12,06	19,12	11,03	11,34	17,48	9,87	11,76	19,78	9,67	12,11	18,05	11,50	14,87	20,63	12,36	15,44	22,28
110	13,40	15,50	22,95	11,58	13,29	22,11	10,88	15,80	25,94	10,82	16,96	22,37	15,19	19,29	29,09	15,79	22,16	30,14
120	13,86	20,23	26,34	13,29	18,95	27,24	12,75	25,03	29,54	11,49	19,18	26,75	18,29	25,02	42,66	17,70	22,36	36,42
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				4,6	-1,6	-11,9				7,7	-0,3	-0,7				-0,4	-3,5	-0,6
40-120				1,7	-2,0	-12,1				4,4	0,0	-3,8				1,2	-2,6	0,8

Таблица 3.26 - Максимальные значения рамных сил (груженый вагон), kH

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	18,31	21,96	21,15	12,09	19,27	19,54	19,87	22,89	23,08	14,49	22,47	23,75	21,83	26,73	29,17	20,17	26,37	29,56
50	16,58	20,20	18,50	16,11	17,94	16,02	19,25	21,46	18,68	15,86	19,35	18,21	24,85	24,31	24,74	21,46	23,28	23,24
60	17,16	19,68	22,22	17,73	14,69	19,63	19,11	19,28	23,51	15,16	15,95	21,95	23,38	21,23	27,78	19,29	20,31	25,67
70	18,93	19,51	28,70	19,03	16,16	25,87	19,43	20,77	28,78	15,29	19,53	30,20	21,67	24,25	34,29	19,85	22,98	36,51
80	21,34	24,49	37,17	17,83	21,02	36,56	19,99	27,04	37,74	17,45	26,78	38,84	22,60	29,99	41,69	23,79	30,53	43,99
90	22,54	30,58	50,22	20,40	29,88	46,87	21,53	32,63	46,54	20,84	35,68	51,29	25,23	36,65	50,44	26,17	37,84	54,55
100	25,76	37,20	66,24	22,94	37,71	60,65	23,53	42,01	61,70	22,13	43,45	60,58	28,90	43,25	64,82	28,06	46,41	66,21
110	25,08	50,31	82,15	24,83	47,44	77,58	25,67	45,88	77,34	24,00	47,74	73,71	30,67	47,45	80,15	28,37	49,76	76,91
120	27,10	57,10	97,23	29,02	54,50	92,41	28,11	54,36	92,21	28,44	53,19	91,99	31,46	56,22	94,37	29,62	57,00	87,92
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				-11,3	-14,7	-8,2				-20,3	-3,1	3,2				-6,8	-1,1	2,5
40-120				-7,3	-10,4	-8,5				-15,1	-1,5	1,9				-5,8	0,9	2,6

Зависимости максимальных значений рамных сил, действующих на ходовые части для порожнего и груженого вагона от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м при различных видах износа в ходовых узлах представлены в таблице 3.27 среднего улучшения показателя.

Таблица 3.27 - Среднее улучшение показателя рамных сил при различных объемах износа узлов вагона

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом №1 "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Новое	Средне - изношенное	Предельно-изношенное
40-90	-5.8	-1,6	-1.8
40-120	-5.6	-2,3	-1.2

Таким образом, для вагона с «новым» техническим состоянием тележек показатели рамных сил для варианта «Поглотитель» зафиксированы ниже на 5.7 % по сравнению у варианта «Букса».

Для «средне - изношенного» вагона применение демпфера между корпусом буксы и боковой рамой типа «Поглотитель» позволит снизить уровень максимальных рамных сил не менее чем на 1,6 % в зоне эксплуатационных, и на 2,3 % в зоне конструкционных скоростей.

Для «предельно-изношенного» состояния вагона применение модернизаций с установкой «Поглотителя» в среднем достигается некоторое улучшение эксплуатационных ходовых качеств, но эффект не превышает 1,5 %.

Анализ максимальных значений боковых сил

По значениям боковых сил оценивается воздействие вагона на путь.

Зависимости максимальных значений боковых сил, действующих на путь и на ходовые части порожнего и груженого вагона в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м представлены в таблицах 3.28 и 3.29.

Таблица 3.28 - Максимальные значения боковых сил (порожний вагон), kH

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	15,88	12,87	13,74	17,67	12,57	12,78	15,23	12,94	13,44	16,02	13,06	12,81	15,27	14,91	13,79	15,64	14,75	13,21
50	17,70	14,57	15,76	20,51	13,74	14,81	16,76	14,71	15,60	16,82	14,05	14,80	16,62	16,29	14,61	16,51	16,38	14,24
60	20,11	16,18	17,91	22,87	15,73	17,29	16,65	16,50	18,12	16,92	16,15	17,66	17,67	17,87	15,33	17,02	17,26	14,99
70	21,45	17,92	19,96	25,13	17,47	19,29	22,49	18,31	20,39	18,41	17,88	19,67	18,53	19,58	17,82	17,28	18,48	16,82
80	23,13	19,24	24,47	26,94	18,63	21,48	23,12	19,78	22,73	20,57	18,96	21,65	19,51	21,30	19,98	18,30	20,55	19,51
90	24,05	20,98	27,29	30,19	20,83	23,63	27,18	21,13	25,02	20,72	20,26	24,26	19,98	23,21	23,07	20,31	22,77	22,86
100	32,20	22,90	29,71	30,54	21,68	28,32	31,91	22,75	29,02	24,18	22,11	28,78	25,30	25,78	28,09	23,19	27,13	30,49
110	36,88	25,91	33,24	37,19	24,87	33,58	38,60	28,82	37,87	26,82	31,76	35,03	25,49	34,05	34,50	27,26	35,85	35,66
120	40,05	31,98	37,04	39,38	30,76	37,07	41,05	36,56	42,51	28,04	32,33	37,98	53,87	38,59	49,06	31,72	36,67	45,14
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				14,7	-2,8	-9,0				-10,9	-3,0	-4,0				-2,4	-2,7	-2,9
40-120				11,2	-3,4	-8,3				-17,4	-3,5	-3,2				-4,4	-1,2	0,0

Таблица 3.29 - Максимальные значения боковых сил (груженый вагон), kH

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	36,81	43,68	45,75	36,55	40,29	43,07	42,63	45,01	44,43	39,58	40,46	43,65	48,98	48,26	42,85	46,28	45,19	41,24
50	39,75	46,58	49,44	43,83	41,25	46,41	43,85	46,99	48,52	39,90	42,37	47,95	49,80	50,31	43,69	47,97	46,18	41,22
60	42,80	48,67	53,58	43,19	43,46	50,19	45,36	47,83	53,30	41,56	43,83	52,09	48,97	52,46	47,01	47,44	46,74	44,30
70	46,12	52,56	58,41	44,68	46,03	55,49	46,82	49,97	59,14	44,05	47,55	58,41	49,71	53,75	53,62	49,33	50,10	55,25
80	48,11	56,46	61,98	43,12	52,45	59,38	48,91	54,48	63,17	46,34	55,05	63,68	51,05	56,73	58,95	50,84	56,79	59,91
90	47,15	60,56	74,04	50,03	59,89	71,25	50,48	58,54	69,62	50,24	62,54	74,44	52,52	60,32	66,36	52,59	61,15	71,15
100	48,47	64,83	84,23	52,56	65,74	82,00	52,58	64,51	80,86	51,47	67,23	81,20	54,75	62,81	80,13	53,01	66,89	82,32
110	50,88	74,02	96,65	56,03	73,01	95,48	55,73	69,27	92,62	52,73	71,60	91,73	56,44	65,76	91,98	53,01	69,15	87,56
120	52,60	80,76	109,42	58,87	77,75	105,92	58,81	74,92	107,02	54,60	76,24	100,48	57,55	71,04	104,33	53,60	74,51	98,76
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				0,2	-8,9	-5,3				-6,3	-3,8	0,6				-2,2	-5,1	0,2
40-120				1,8	-6,7	-4,7				-5,3	-1,2	0,8				-1,9	-2,6	1,2

Среднее улучшения показателя максимальных значений боковых сил, действующих на путь для порожнего и груженого вагона от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м при различных объемах износа в ходовых узлах грузового вагона представлены в таблице 3.30.

Таблица 3.30 - Среднее улучшение показателя боковых сил при различных объемах износа узлов вагона

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом №1 "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Новое	Средне - изношенное	Предельно-изношенное
40-90	-1.1	-4.1	-2.6
40-120	-0.8	-5.0	-2.5

Таким образом, многовариантное компьютерное моделирование движения порожнего и груженого вагона с «новым» техническим состоянием ходовых частей показало, что модернизация тележки с установкой «Поглотителяа» не приводит к увеличению бокового воздействия на путь, а при сравнении с базовым вариантом показатель - ниже примерно на 1 %.

При «средне-изношенном» состоянии вагона анализ показал, что имеется не незначительное снижение воздействия боковых сил в сравнении с базовым вариантом на 4-5 %.

По сравнению с базовым вариантом при предельном износе в ходовых узлах средний показатель боковых сил ниже на 2,6 %.

В целом применение в буксовом узле прокладки типа «Поглотитель» боковое воздействие на путь в эксплуатационном и конструкционном диапазоне скоростей снижается на 2,6 % и 2,8 % соответственно.

Анализ минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс

Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс, представлены в таблицах 3.31 и 3.32.

Таблица 3.31 - Значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс (порожний вагон)

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	2,5	2,4	2,2	2,3	2,7	2,6	2,9	3,2	3,2	2,9	3,5	3,6	3,4	3,4	3,6	3,6	3,6	3,9
50	2,3	2,2	2,1	2,0	2,5	2,4	2,8	3,0	3,0	2,8	3,4	3,2	3,3	3,3	3,7	3,4	3,4	3,9
60	2,1	2,1	2,1	1,7	2,2	2,2	2,7	2,9	2,8	2,7	3,1	2,9	3,1	3,0	3,4	3,4	3,3	3,7
70	2,0	2,0	1,9	1,7	2,1	2,0	2,4	2,7	2,6	2,6	2,9	2,7	3,0	2,9	3,3	3,1	3,2	3,5
80	1,7	1,9	1,8	1,7	2,0	2,0	2,3	2,5	2,3	2,4	2,7	2,4	3,1	2,8	3,1	3,3	3,1	3,3
90	1,5	1,8	1,7	1,5	1,9	1,8	1,9	2,3	2,2	2,3	2,5	2,3	3,0	2,6	3,0	2,8	2,8	3,1
100	1,4	1,7	1,6	1,4	1,8	1,7	1,7	2,1	2,1	1,9	2,4	2,2	2,7	2,4	2,7	2,7	2,9	2,8
110	1,2	1,6	1,6	1,2	1,7	1,6	1,5	2,1	2,0	1,7	2,3	2,2	2,5	2,5	2,2	2,2	2,4	2,4
120	1,0	1,6	1,5	1,0	1,7	1,5	1,4	2,1	1,8	1,6	1,9	1,9	1,5	2,1	1,9	1,4	1,4	1,5
Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; - минус …% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90			-11,0	7,5	9,2				4,5	8,3	5,8				3,6	7,2	6,1	
40-120			-10,0	6,4	7,4				6,1	8,8	4,5				2,7	9,1	5,4	

Таблица 3.32 - Значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс (груженый вагон)

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	3,6	2,5	2,4	3,5	2,7	2,6	3,8	3,4	3,2	4,0	3,7	3,3	3,9	3,9	4,1	4,0	4,0	4,6
50	3,4	2,5	2,4	3,1	2,7	2,5	3,7	3,4	3,1	3,9	3,6	3,1	3,9	3,8	4,0	4,1	4,0	4,6
60	3,2	2,5	2,3	3,1	2,7	2,5	3,7	3,2	3,0	3,7	3,5	3,2	3,8	3,7	4,1	4,1	4,0	4,4
70	3,0	2,5	2,3	3,0	2,6	2,6	3,6	3,1	2,9	3,5	3,3	3,2	3,8	3,7	4,0	4,0	3,9	4,2
80	2,8	2,5	2,3	3,0	2,6	2,5	3,5	3,1	3,2	3,3	3,2	3,0	3,7	3,6	3,9	3,7	3,9	4,3
90	2,8	2,4	2,2	2,4	2,5	2,5	3,4	3,0	3,1	3,1	3,2	2,9	3,6	3,6	3,8	3,7	3,9	4,0
100	2,6	2,4	2,2	2,3	2,5	2,3	3,2	3,1	2,9	3,0	3,1	2,9	3,7	3,6	3,6	3,7	3,9	3,8
110	2,3	2,4	2,2	2,2	2,4	2,3	3,1	3,1	2,9	3,1	3,1	2,7	3,7	3,6	3,5	3,6	3,8	3,9
120	2,2	2,4	2,2	2,2	2,4	2,3	3,0	3,1	2,9	3,1	3,2	2,9	3,6	3,6	3,4	3,6	3,8	3,6
Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; - минус …% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90			-3,9	5,7	8,6				-0,9	6,3	1,1				3,8	5,9	8,4	
40-120			-5,3	5,1	8,1				-2,9	5,0	0,5				3,4	6,8	7,5	

Следует отметить, что в отличие от всех остальных динамических показателей повышение показателя по величине коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс улучшает безопасность движения вагона. Допустимое значение запаса устойчивости составляет не менее 1,2. При величине этого показателя менее 1,0 наступает опасность схода колеса с рельса. Наиболее часто возникает опасность схода на порожнем режиме движения.

Зависимости среднего изменения минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс, действующих на ходовые части для порожнего и груженого вагона от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м сведены в таблице 3.33.

Таблица 3.33 - Среднее изменение значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом №1 "Букса"; -минус …% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Новое	Средне - изношенное	Предельно-изношенное
40-90	3,1	4,8	6.4
40-120	2,6	4,5	4,1

Таким образом, движение порожнего и груженого вагона с «новым» техническим состоянием ходовых частей в среднем на 2.9 % лучше базового варианта.

Для порожнего и груженого вагона в «средне-изношенном» состоянии ходовых частей запас устойчивости колеса против схода, повышается и составляет около + 4,7 % к базовому.

Опасности схода по запасу устойчивости колес в диапазоне эксплуатационных скоростей для обоих вариантов не зафиксировано.

Анализ забегания боковых рам в тележке

Зависимость забегания боковых рам в тележке, от скорости и технического состояния грузового вагона, представлены в таблицах 3.34 и 3.35.

Таблица 3.34 - Значения забегания боковых рам в тележке (порожний вагон), мм

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	6,4	12,3	11,6	6,0	6,4	10,1	8,0	13,2	18,5	6,9	11,8	16,3	22,8	30,2	40,9	21,3	27,5	38,4
50	6,3	13,2	11,6	6,5	6,5	10,0	7,7	12,6	17,0	6,8	12,3	15,9	22,8	30,0	40,0	21,7	27,9	38,6
60	6,2	14,0	11,2	5,7	6,5	9,8	7,2	11,8	16,7	7,3	12,1	15,7	22,9	28,7	40,0	21,7	26,4	36,6
70	6,3	14,3	11,4	6,1	6,4	9,9	7,9	11,3	15,7	6,6	11,3	14,8	23,5	28,6	38,7	22,1	25,5	34,7
80	6,4	13,6	14,9	6,5	6,2	9,9	7,7	11,2	14,6	6,8	10,7	14,6	23,0	27,4	36,9	22,2	25,6	34,3
90	6,5	12,9	15,1	6,8	6,0	10,0	8,3	10,3	13,9	6,5	11,2	13,7	23,2	26,4	35,7	22,6	25,5	33,2
100	7,1	12,0	15,7	7,5	6,6	10,7	8,3	10,5	13,3	6,9	11,2	12,7	23,2	26,1	33,3	23,2	26,4	33,9
110	7,9	11,9	16,1	7,6	8,1	11,3	7,9	10,3	11,6	7,3	10,9	13,5	23,2	24,6	31,1	24,7	26,1	35,2
120	8,2	12,3	13,0	8,3	10,3	11,7	9,6	10,2	10,8	8,3	10,7	12,9	23,0	24,2	27,6	24,8	27,7	32,2
Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса";-минус …% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				-1,3	-52,7	-21,2				-12,6	-1,4	-5,6				-4,8	-7,5	-7,1
40-120				-0,5	-45,9	-22,6				-12,7	0,8	-1,5				-1,6	-3,1	-2,2

Таблица 3.35 - Значения забегания боковых рам в тележке (груженый вагон), мм

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	4,50	13,30	11,80	5,10	6,20	10,80	7,70	17,70	24,00	7,90	15,10	19,70	38,40	45,90	55,10	23,50	34,40	44,50
50	4,00	13,10	13,60	5,40	6,60	10,50	7,60	17,50	24,20	7,90	15,10	20,00	38,60	46,10	53,80	23,50	33,00	42,70
60	3,90	13,40	12,10	5,50	6,50	10,30	7,70	16,90	23,50	7,90	15,00	19,20	38,80	45,30	53,10	22,80	31,60	41,30
70	4,20	13,90	11,50	5,80	6,70	9,80	7,80	17,10	24,40	7,90	15,00	18,00	39,10	45,70	53,80	22,80	31,90	44,00
80	4,50	14,70	9,80	5,90	7,10	9,80	7,80	17,50	23,10	8,00	14,20	19,90	40,20	47,30	49,50	23,20	32,90	42,80
90	5,30	13,50	10,80	6,20	7,80	10,70	7,70	18,10	25,10	8,10	14,40	20,60	40,30	46,90	52,90	23,40	33,80	44,30
100	5,70	11,70	11,90	6,30	6,20	12,10	7,80	17,00	22,50	8,40	14,90	22,40	40,10	43,80	48,70	24,40	35,20	42,90
110	5,40	9,80	12,10	6,50	6,10	11,30	7,80	16,70	23,70	8,60	17,10	22,50	39,50	43,40	50,40	25,00	35,40	42,80
120	5,50	10,50	10,80	6,50	7,10	11,70	8,20	17,60	22,80	8,70	19,20	22,40	40,40	43,50	45,00	25,70	38,70	42,10
Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса";-минус …% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				28,4	-50,1	-11,1				3,0	-15,3	-18,6				-40,9	-28,7	-18,4
40-120				23,7	-47,1	-7,1				4,7	-10,3	-13,4				-39,7	-24,8	-16,2

В процессе компьютерного моделирования производится анализ величины забегания боковых рам в каждой тележке. Это делается с целью оценки состояния перекоса тележки и опасности защемления буксовых узлов. Достаточно большая величина перекоса опасна для безопасности движения вагона.

Среднее улучшения показателя забегания боковых рам в тележке для порожнего и груженого вагона от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м сведены в таблицу 3.36.

Таблица 3.36 - Средние изменения значений забегания боковых рам в тележке

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом №1 "Букса"; -минус …% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Новое	Средне - изношенное	Предельно-изношенное
40-90	-18,0	-8,4	-17,9
40-120	-16,6	-5,4	-14,6

В итоге, из анализа показателя по величине забега боковин в тележке с учетом «нового», «средне-изношенного» и «предельно-изношенного» технического состояния ходовых частей при модернизации тележки можно сделать следующие выводы о том, что по сравнению с базовым вариантом установка в буксовый узел прокладки типа «Поглотитель» в среднем снижает забегание боковых рам в тележке в эксплуатационном и конструкционном диапазоне скоростей на 14,7 % и 12,2 % соответственно.

Анализ суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки

Величина работы сил трения на опорной поверхности буксового узла точно характеризует степень износа опорных фрикционных поверхностей боковой рамы и корпуса буксы в тележке.

Зависимость значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки для порожнего и груженого вагона от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м сведены в таблицах 3.37 и 3.38.

Таблица 3.37 - Значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла (порожний вагон), кДж

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	707	465	970	30	22	63	734	388	336	37	38	63	515	361	388	68	95	159
50	754	488	1084	46	24	64	756	419	358	47	43	58	504	364	392	69	99	149
60	798	528	1173	52	29	76	775	445	375	56	40	64	498	352	382	82	100	157
70	846	554	1216	62	37	71	799	450	394	60	38	59	498	360	397	98	110	168
80	909	570	1205	66	36	82	812	459	431	70	36	61	540	404	447	110	115	183
90	973	602	1198	83	47	117	828	488	513	85	46	96	828	454	578	138	135	245
100	991	632	1225	107	62	153	864	554	650	111	65	174	708	605	823	207	204	377
110	1058	676	1274	155	104	164	932	666	896	161	133	232	931	867	1256	359	327	491
120	1183	765	1433	288	147	201	1043	843	1191	274	230	263	1439	1171	1917	614	563	707
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				-93,2	-93,9	-93,1				-92,5	-90,9	-83,3				-83,3	-71,5	-58,9
40-120				-89,2	-90,4	-90,8				-88,1	-85,8	-79,2				-73,0	-64,6	-59,9

Таблица 3.38 - Значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла (груженый вагон), кДж

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	1147	970	1116	2	0	1	1462	869	847	2	5	40	1308	900	1004	79	258	448
50	1235	1084	1290	3	0	0	1540	959	967	3	0	33	1394	1005	1081	72	252	386
60	1310	1173	1333	5	0	0	1567	1030	952	5	0	25	1442	1099	1056	60	182	321
70	1372	1216	1216	6	0	0	1565	1026	755	6	0	28	1485	1095	919	82	182	413
80	1546	1205	1228	6	0	104	1636	981	610	6	2	207	1551	1039	740	85	238	522
90	1748	1198	1455	9	79	45	1697	884	1040	9	28	189	1592	914	1163	110	296	662
100	1870	1225	1686	56	3	155	1768	756	1693	56	92	342	1636	754	1827	97	351	667
110	1902	1274	1912	101	43	187	1846	921	2222	101	180	492	1737	941	2468	135	398	635
120	2007	1433	2055	399	136	201	1919	1369	2590	399	209	499	1825	1405	3093	145	636	822
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				-99,6	-98,8	-98,0				-99,7	-99,4	-89,9				-94,4	-76,7	-53,8
40-120				-95,8	-97,6	-94,8				-96,1	-94,1	-84,1				-93,8	-69,5	-63,5

Анализ моделирования движения вагона с «новым» техническим состоянием ходовых частей с тележкой оборудованной демпферной прокладкой указывает на значительное снижение сил трения в опорных поверхностей буксового узла. Средний показатель сил трения меньше на 93,7-96,2 %.

Моделирование движения вагона со «средне-изношенным» техническим состоянием ходовых частей у тележки с установленным «Поглотителем» зафиксировано значительное снижение сил трения до 89-92,4 %.

Таким образом, анализ моделирования движения вагона с «предельно-изношенным» техническим состоянием ходовых частей тележки модернизированной зафиксировал значительное снижение сил на 71-73 %.

Анализ средних значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла (таблица 3.39) указывает, что установка демпферной прокладки в буксовый проем рамы тележки позволяет гарантированно сделать обоснование по увеличению межремонтного пробега вагона.

Таблица 3.39 - Значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом №1 "Букса"; -минус …% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Новое	Средне - изношенное	Предельно-изношенное
40-90	-96,1	-64,0	-31,9
40-120	-93,1	-62,3	-30,9

Анализ суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса

Величина удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса характеризует величину износа профиля катания обода и гребня колеса в эксплуатации.

Зависимости суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса для порожней и груженой цистерны от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м представлены в таблице 3.40 и в таблице 3.41.

Таблица 3.40 - Значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса (порожний вагон), Дж/м

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	45	250	396	31	228	375	486	646	804	441	593	742	1208	1336	1641	973	1142	1429
50	47	255	408	32	237	390	488	647	804	444	606	753	1201	1350	1647	993	1169	1458
60	48	261	422	33	244	403	494	646	812	450	611	760	1199	1336	1639	1006	1159	1458
70	51	266	434	35	248	412	492	644	810	452	610	764	1203	1347	1656	1037	1170	1475
80	55	274	445	37	254	430	494	650	825	455	613	782	1212	1372	1686	1066	1201	1512
90	58	283	459	39	262	450	493	660	828	456	627	813	1222	1395	1687	1119	1252	1591
100	62	289	470	43	269	454	492	670	839	457	647	849	1249	1427	1684	1164	1346	1647
110	67	294	484	46	283	464	489	682	818	457	664	848	1293	1469	1641	1212	1423	1672
120	79	301	484	55	290	467	486	690	811	465	693	874	1370	1490	1605	1290	1463	1743
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				-31,9	-7,3	-4,1				-8,4	-6,0	-5,5				-14,5	-12,8	-10,4
40-120				-31,4	-6,4	-3,9				-7,6	-4,6	-2,3				-11,6	-9,6	-6,1

Таблица 3.41 - Значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса (груженый вагон), Дж/м

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель			Букса			Поглотитель		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	175	776	1347	142	705	1184	1612	2452	3264	1459	2032	2593	5761	6184	7000	3320	4178	5319
50	182	808	1415	142	737	1264	1634	2514	3374	1469	2057	2679	5797	6241	7069	3293	4104	5204
60	190	842	1496	144	762	1317	1623	2565	3409	1469	2115	2774	5819	6329	7159	3300	4091	5313
70	192	873	1574	148	777	1391	1633	2642	3638	1466	2188	2943	5822	6399	7330	3347	4185	5666
80	201	917	1655	148	817	1506	1641	2756	3738	1470	2271	3379	5888	6522	7343	3388	4343	6077
90	208	965	1680	149	855	1631	1656	2864	3961	1479	2402	3574	5913	6620	7727	3441	4666	6376
100	219	1018	1737	155	920	1746	1663	2946	3970	1482	2652	3819	5907	6611	7721	3487	4949	6522
110	224	1083	1808	162	1028	1758	1669	3057	3885	1488	2863	4085	5921	6734	7629	3561	5242	6338
120	236	1148	1812	167	1116	1838	1675	3234	4115	1503	3086	4209	5939	6962	7806	3630	5655	7065
Оценка показателя в % (-минус …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс…% увеличение, т.е. ухудшение)																		
40-90				-24,0	-10,2	-9,5				-10,1	-17,3	-16,1				-42,6	-33,2	-22,2
40-120				-25,7	-8,5	-6,1				-10,3	-13,4	-9,9				-41,7	-29,3	-19,3

Зависимости суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса для порожнего и груженого вагона от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м при различных объемах износа в ходовых узлах таблице 3.42.

Таблица 3.42 - Средние значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (+плюс …% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом №1 "Букса"; -минус …% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Новое	Средне - изношенное	Предельно-изношенное
40-90	-14,5	-10,6	-22,6
40-120	-13,7	-8,0	-19,6

Таким образом, анализ моделирования движения вагона с «новым» техническим состоянием ходовых частей модернизированной тележки снижает силы трения до 13,8 %, со «средне-изношенным» техническим состоянием примерно 10,6 %, а с «предельно-изношенным» техническим состоянием на 22,6 %.

В итоге, из анализа показателя удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса с учетом «нового», «средне-изношенного» и «предельно-изношенного» технического состояния ходовых частей тележки можно сделать следующий вывод в том, что по сравнению с базовым вариантом установка в буксовый узел антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации снизит силу трения к контакте колеса с рельсом на 15,9 % в эксплуатационном и на 13,9 % конструкционном диапазоне скоростей.

3.5 Результаты сравнительного моделирование движения типового вагона на серийных тележках и модернизированного вагона с антифрикционными износостойкими поглотителями вибраций, установленными в тележках между корпусом буксы и боковой рамой

Рассматриваются результаты компьютерного моделирования движения (численных экспериментов) в диапазоне скоростей 40-120 км/ч груженой и

порожнего вагона на тележках типа 2 по ГОСТ 9246 и вагона с установленными в тележках антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации.

Результаты расчетов показывают, что в порожнем режиме по всем показателям тележка с демпферной прокладкой показывает лучшие по динамике результаты, чем тележка типа 2 по ГОСТ 9246.

В частности по воздействию рамных сил 10-17 %, по боковым силам 5-20 % (рисунок 3.17), по коэффициентам запаса устойчивости улучшение составило 1,9-14 %, по забегу боковин 9-54 % (рисунок 3.18), по работе сил трения между буксой и боковиной до 99 % и по удельной работе в контакте колеса и рельса до 20 % (рисунок 3.19).

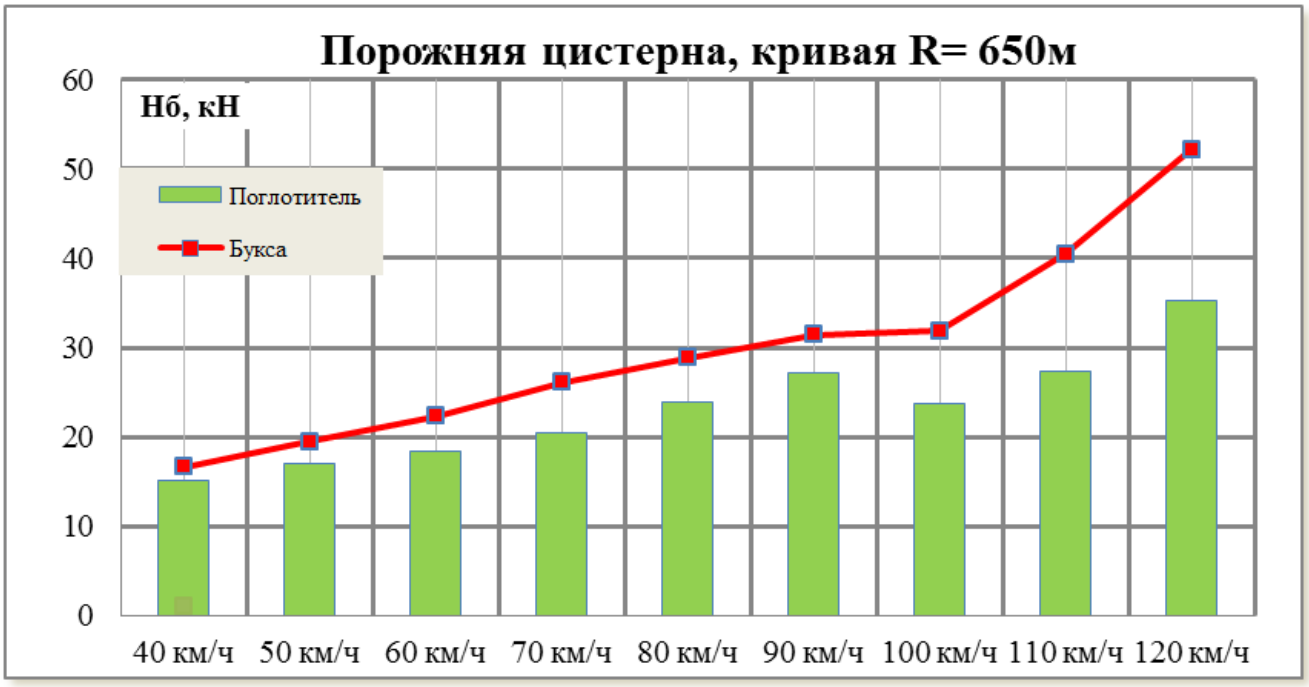


Рисунок 3.17 - Воздействие боковых сил

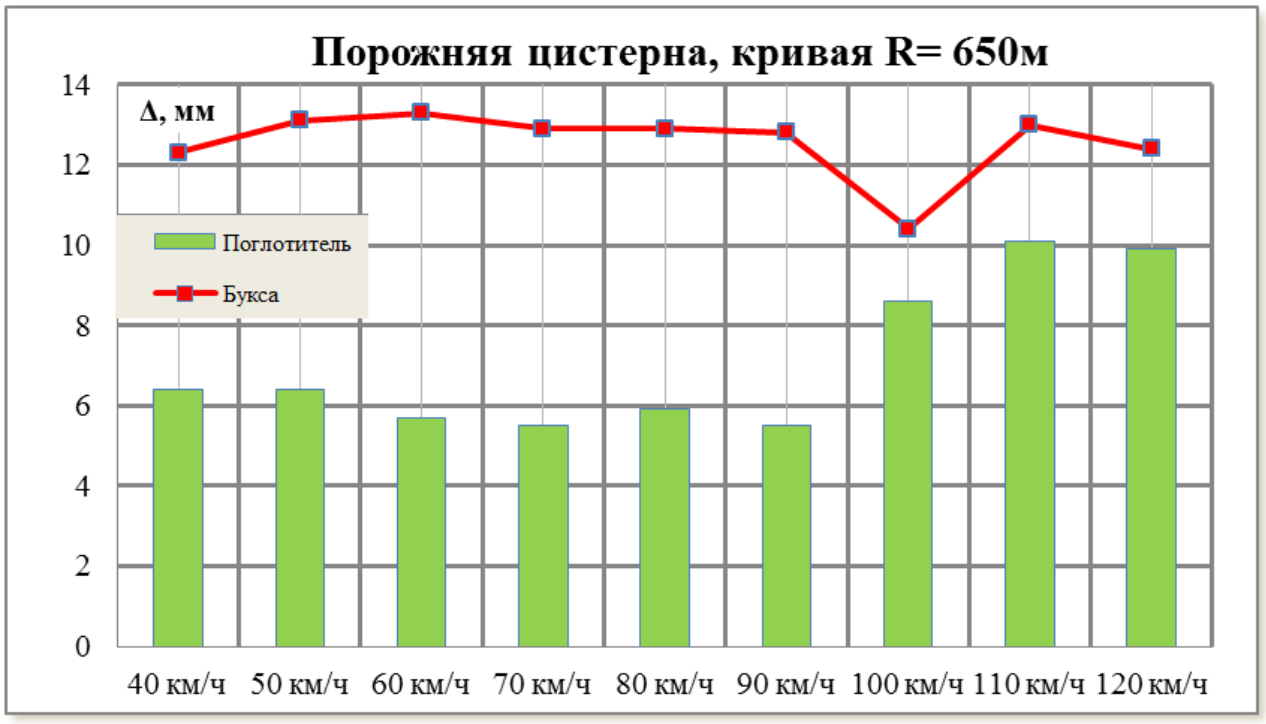


Рисунок 3.18 – Значения по забегу боковин

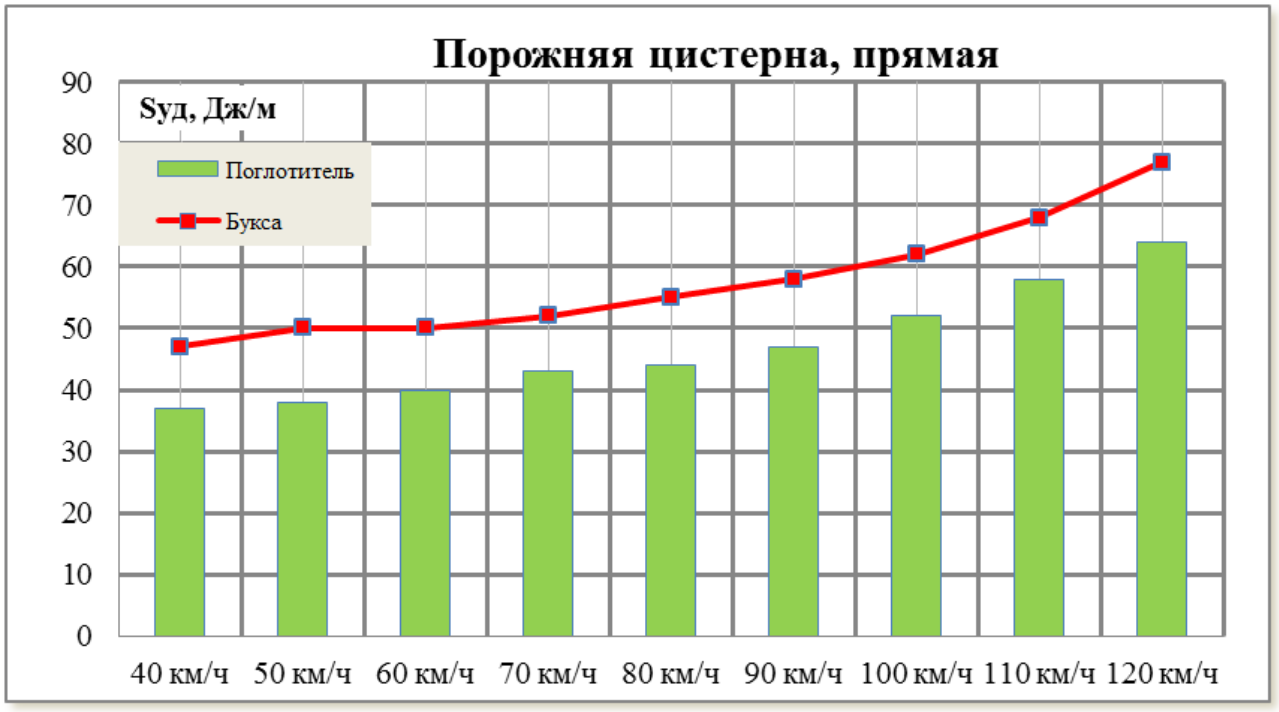


Рисунок 3.19 – Значения удельной работе в контакте колеса и рельса

Тележка с демпферной прокладкой в груженном режиме показывает лучшие по динамике результаты. По воздействию рамных сил 8-19 % (рисунок 3.20), по боковым силам до 9 %, по коэффициентам запаса устойчивости

улучшение составило до 6 % (рисунок 3.21), по забегу боковин 1-49 %, по работе сил трения между буксой и боковиной до 100 % (рисунок 3.22) и по удельной работе в контакте колеса и рельса до 15-25 %.

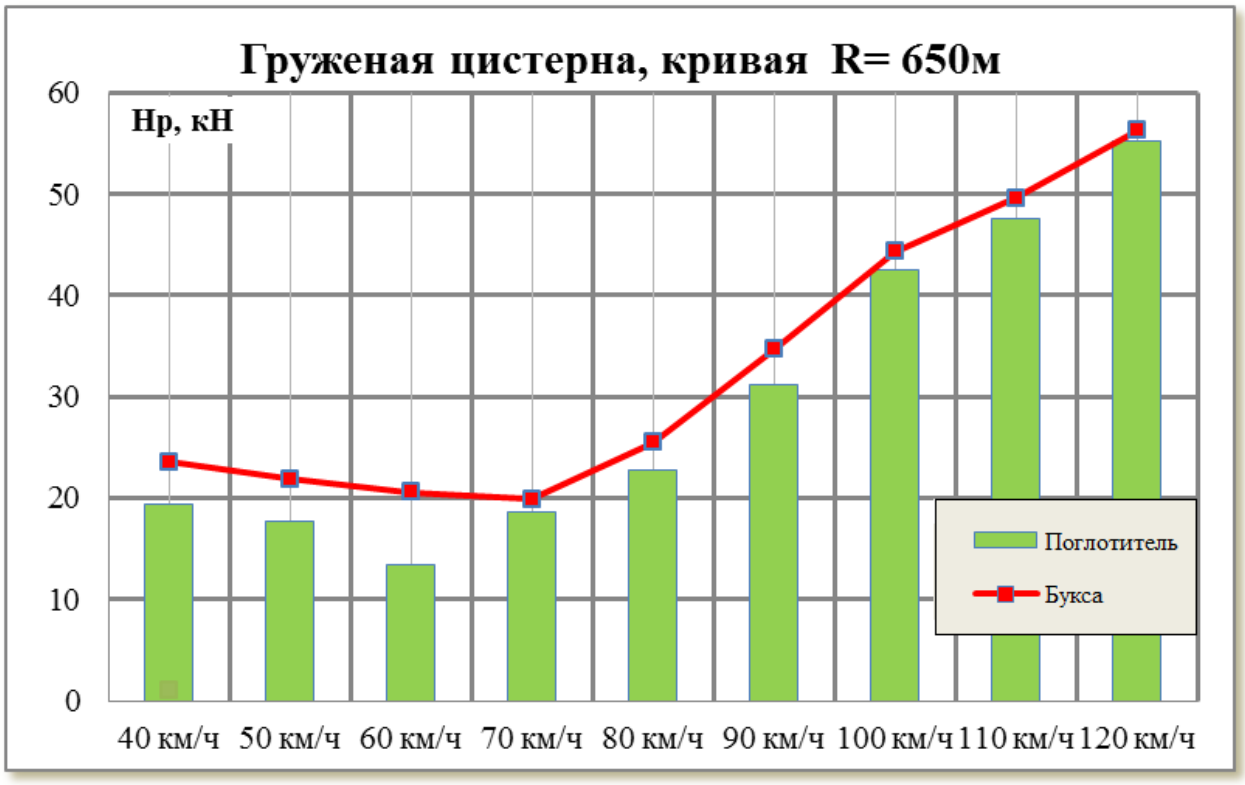


Рисунок 3.20 - Воздействие рамных сил

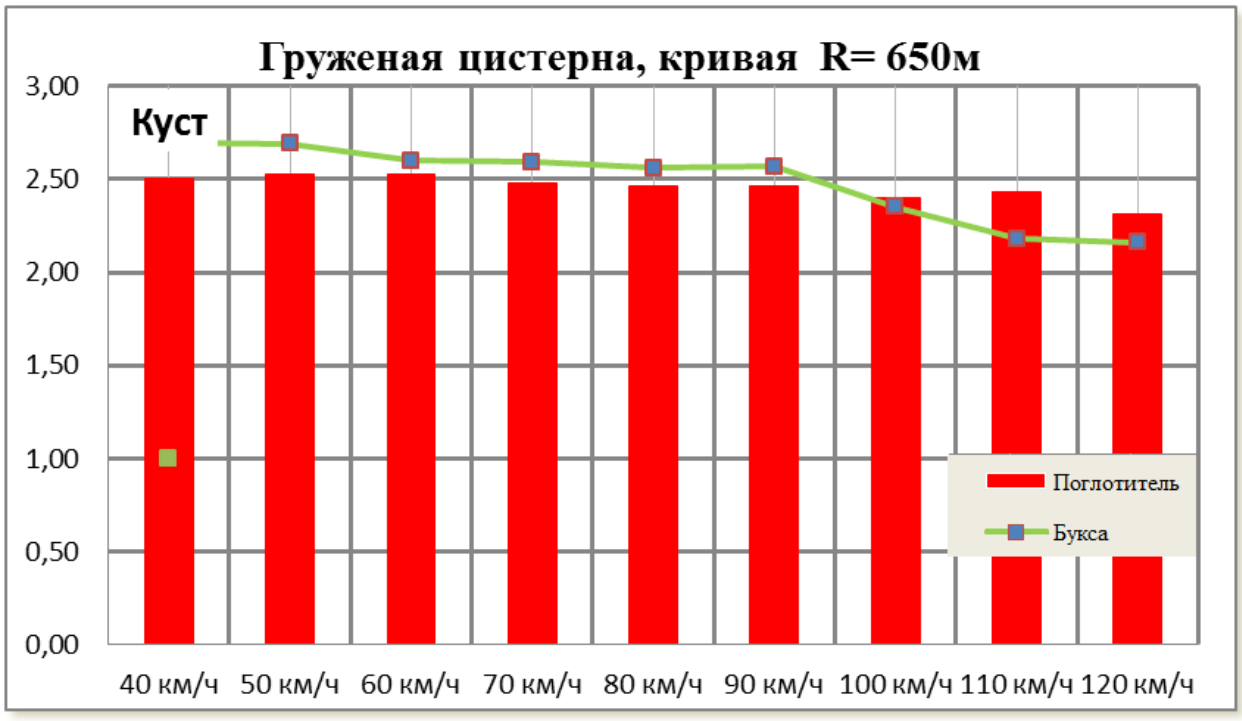


Рисунок 3.21 – Значения по коэффициентам запаса устойчивости

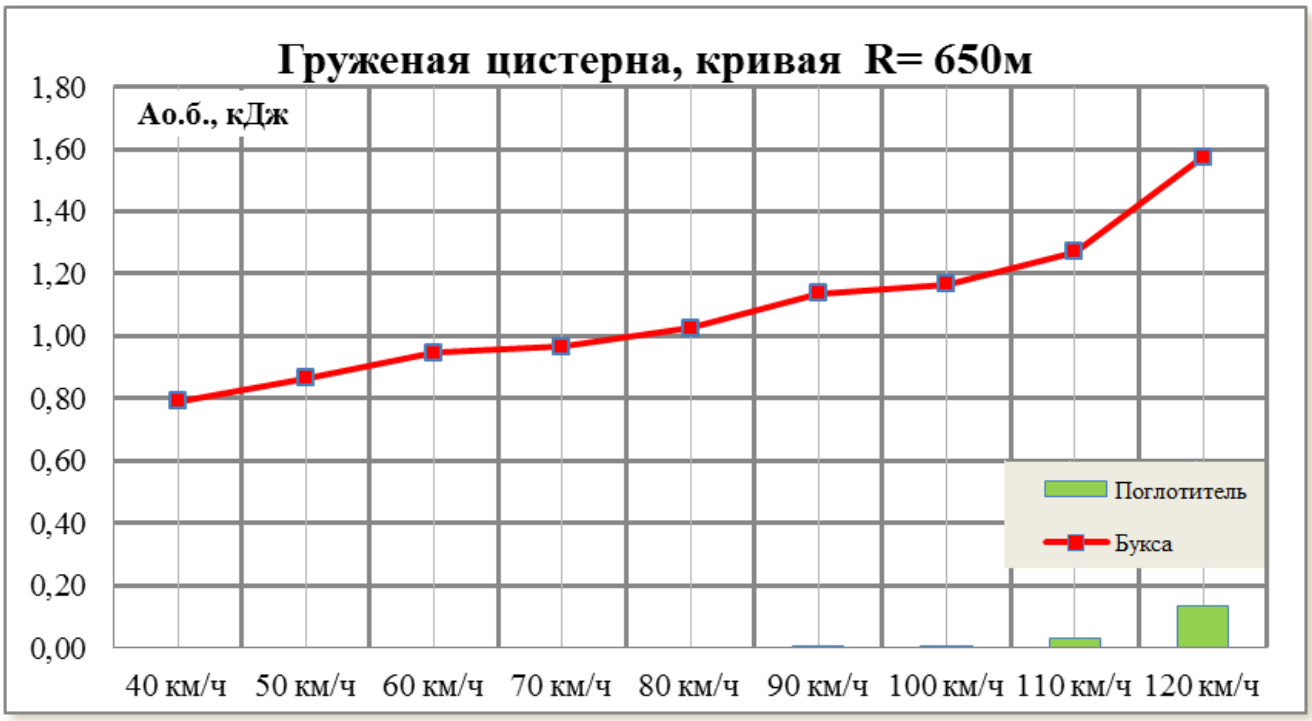


Рисунок 3.22 – Значения по удельной работе сил трения между буксой и боковиной

Особое внимание следует уделить уменьшению износа между буксой и боковиной, где силы трения уменьшаются до 99 %.

Таким образом, результаты сравнительного тестового моделирования показали преимущество использования износостойких поглотителя вибрации между корпусом буксы и боковой рамой взамен износостойких прокладок по проекту ПКБ ЦВ М1698.

Например, в порожнем режиме движения цистерн по всем динамическим показателям тележка с модернизированным буксовым узлом показывает себя значительно лучше, чем стандартная тележка.

На данном этапе были проанализированы усредненные значения из средних показателей динамики, безопасности движения с учетом и износов технического состояния ходовых частей вагона.

Анализ усредненных значений из средних показателей динамики и безопасности показал, что зафиксировано их улучшение при установке прокладки типа «Поглотитель» в буксовый узел (таблица 3.43).

Таблица 3.43 - Усредненные значения улучшения показателей динамики, (%)

	Тележка с установленным поглотителем вибрации к стандартной тележке	
	40-90 км/ч	40-120 км/ч
Рамные силы (-«минус» улучшение)	-3,69	-3,09
Боковые силы (-«минус» улучшение)	-2,98	-2,71
Коэффициент запаса устойчивости (+ «плюс» улучшение)	4,23	3,81
Забег боковин (-«минус» улучшение)	-14,77	-12,19
Усредненный показатель (-«минус» улучшение)	-6,4	-5,5

Таким образом, анализ усредненных значений из средних показателей динамики позволил выявить, что эффект снижения незначителен.

Анализ усредненных значений из средних показателей износа показал, что зафиксировано значительное улучшение при установке прокладки типа «Поглотитель» в буксовый узел (таблица 3.44).

Таблица 3.44 - Усредненные значения улучшения показателей износа, (%)

Показатель	Тележка с установленным поглотителем вибрации к стандартной тележке	
	40-90 км/ч	40-120 км/ч
Опорной поверхности буксового узла (- «минус» улучшение)	-87,27	-83,91
Колеса (- «минус» улучшение)	-15,89	-13,76
Усредненный показатель (- «минус» улучшение)	51,6	48,8

Это усредненных значений позволяет сделать вывод, что при проведении указанной модернизации гарантированно достигается увеличение межремонтного пробега грузового вагона.

3.6 Выводы по разделу 3

В соответствии с поставленной целью в разделе решены следующие задачи:

1. Проведённая верификация экспериментальных и расчётных данных для математической модели грузового вагона, с тележками, оборудованными антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации буксового узла позволяет сделать вывод, что максимальное расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет для порожнего и груженого вагона не более - 13 %.

Таким образом, проведенная проверка на адекватность и точность предложенной методики, при помощи компьютерного моделирования, свидетельствует об удовлетворительной достоверности предложенной математической модели вагона с установленными антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации в буксовом проеме тележки.

Это дает основание для использования предложенной модели при решении практических задач динамики по безопасности движения грузового вагона.

2. Многовариантный анализ влияния антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации буксового узла на динамические свойства грузового вагона и обеспечение безопасности движения показал, что установка антифрикционного поглотителя вибрации позволяет улучшить ходовые и динамические свойства вагона на 6 % в диапазоне эксплуатационных скоростей, а в диапазонах конструкционных скоростей движения на 5 %.

Многовариантные расчеты движения грузового вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов по реальному пути показывают, что установка поглощающих прокладок в буксовом узле позволяет достигнуть эффекта снижения сил трения в узлах ходовых частей до 51 %, а на опорной поверхности буксового узла – до 87 %.

4 ПРОГНОЗИРОВАНИЕ МЕЖРЕМОНТНОГО ПРОБЕГА И ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТЕЙ ВАГОНА.

Для оценки влияния предложенных способов улучшения ходовых и динамических качеств грузовой тележках типа 2 по ГОСТ 9246 на длительность безаварийной эксплуатации в условиях реальных сочетаний предельно-допустимых износов ходовых частей и на величину межремонтного пробега, сделаем оценку прогноза интенсивности износа ответственных деталей тележки.

4.1 Прогнозирование износа и определения межремонтного пробега

В данной работе для количественной оценки прогноза интенсивности износа используем модель Арчарда. Расчеты проведены при движении вагона на прямом участке и крутых, обычных и пологих круговых и переходных кривых участках пути при следующих параметрах для каждого участка (таблица 4.1).

Таблица 4.1 - Параметры каждого участка пути

Тип участка	R, м	h, мм	P1(P2), м	Длина участка S_i, м	Длина круговой, м
Прямая	-	-	-	400	-
Кривая	350	100	100	400	200
Кривая	650	80	100	400	200
Кривая	1000	50	100	400	200

Пусть $A = \{A_i\}$, $i = 1, ..., N_A$ – множество семейств.

Каждое семейство — это расчет динамики экипажа при заданных внешних условиях на заданном множестве скоростей, $A_i = \{v_{ij}\}$, $j = 1, ..., N_{vi}$.

где v_{ij} – отдельный динамический расчет при заданной скорости движения.

В рамках одного многовариантного расчета внешними условиями являются тип пути (прямая, кривая). Многовариантный расчет содержит четыре семейства $A = \{A_1, A_2, A_3, A_4\}$.

где A_1 – движение в прямой;

A_2, A_3, A_4 – движение в кривой $R = 350, 650, 1000$м;

N_A =4.

Для каждого семейства многовариантного расчета вводятся безразмерные весовые коэффициенты, определяющие долю кривых и прямых участков на исследуемом участке железной дороги, для которой прогнозируется износ

$$\alpha_i \ , \ i = 1,...,N_F \qquad (4.1)$$

Весовой коэффициент α_i – это коэффициент, определяющий долю того или иного типа участка пути, соответствующего альтернативе A_i, на исследуемом участке дороги и определяется по формуле

$$\alpha_i = \frac{s_i}{s}, \sum_{i=1}^{N_A} \alpha_i = 1, \qquad (4.2)$$

где s – длина участка дороги;

s_i – суммарная длина участков, соответствующих альтернативе A_i.

Например, суммарная длина кривых радиуса R = 650м, включает длины круговых, входных и выходных переходных участков кривой.

Также вводятся безразмерные весовые коэффициенты, учитывающие долю скоростей, на исследуемом участке дороги:

$$\beta_{ij}, \sum_{j=1}^{N_{vi}} \beta_{ij} = 1, \qquad (4.3)$$

Для каждого семейства (т.е. участка пути – прямая, кривая R=350м и т.д.) рассчитывается работа сил трения для каждой пары трения A_{Fijk} по формуле (4.4).

$$A_F = \int_0^t M_F \, dt, \qquad (4.4)$$

Объемный износ V_{ijk} в м^3, для каждой пары трения вычисляем:

$$V_{ijk} = K_{Vijk} A_{Fijk}, \qquad (4.5)$$

Вычисление усредненного удельного объёмного износа V_{Sijk}, приходящегося на один метр пути для каждой пары трения семейства A_i и скорости v_{ijk}, вычисляется по формуле:

$$V_{Sijk} = \sum_{i=1}^{N_A} \alpha_i \sum_{j=1}^{N_{vi}} \beta_{ij} \frac{V_{ijk}}{S_i}, \qquad (4.6)$$

где Si – длина участка, в м (см. таблица 4.1).

Делаем вычисление объемного износа, приходящегося на межремонтный пробег,

$$V_{Пр_i} = V_{Sijk} \cdot s_{Пр} \qquad (4.7)$$

где $s_{Пр}$ – межремонтный пробег, в м.

Для определения плотности распределения изнашивания пар трения в тележке с учетом весов внешних условий (тип пути, скорость), проводим компьютерное моделирование движения грузового вагона по каждому принятому участку пути.

В работе участок общей протяженностью S=218 км принят в качестве расчетного участка пути с равнинным профилем. При определении весовых коэффициентов для прямых и кривых участков учитываем следующие условия:

R > 1501м –прямая;

1500м >R >801м – принимается кривая радиусом 1000 м;

800м >R >501м – принимается кривая радиусом 650 м;

500м >R >250м – принимается кривая радиусом 350 м.

Так, для принятого участка пути были выбраны веса типов участков пути: $\alpha_1 = 0.52, \alpha_2 = 0.11, \alpha_3 = 0.21, \alpha_4 = 0.16.$

Скорости движения для каждого семейства альтернатив при двух режимах загрузки показаны в таблице 4.2.

Таблица 4.2 - Скорости движения для каждого семейства альтернатив при двух режимах загрузки

Семейство альтернатив	Скорости движения, км/ч						
	40	50	60	70	80	90	100
Прямая (груж.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+
Кривая R=350 (груж.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+
Кривая R=650 (груж.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+
Кривая R=1000 (груж.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+

Анализируя режимные карты расчетного участка пути фиксируем, что из-за равнинного профиля пути грузовые поезда достигают максимальную скорость 100 км/ч, но доля этой скорости не более 5 %.

Для прямых и пологих кривых участков пути основная доля скоростей около 54 % приходится на 80-90 км/час, 12 % - на 70 км/ч, 7 % - на 60 км/ч.

Со скоростью 40-50 км/час поезда движутся при опробовании тормозов (таблица 4.3).

Таблица 4.3 - Таблица весов скоростей

Скорость	Тип участка			
	Прямая	Кривая R=350м	Кривая R=650м	Кривая R=1000м
40	0.05	0.05	0.05	0.05
50	0.07	0.07	0.07	0.07
60	0.12	0.12	0.12	0.12
70	0.20	0.20	0.20	0.20
80	0.31	0.33	0.31	0.31
90	0.23	0.23	0.23	0.23
100	0.02	0	0.02	0.02

В модели Арчарда объемный износ металла взаимодействующих узлов пропорционально зависит от работ сил трения. Выбор коэффициента износа в каждом эксперименте выбираем отдельно исходя из свойств металла, условий взаимодействия контакта тел и т.д.

Экспериментально установлено, что величина объемного износа для фрикционных узлов с плоскими поверхностями находится в переделах $1{,}67\cdot10^{-14}$-$8{,}97\cdot10^{-13}$ $м^3$/Дж. Однако расчеты, сделанные ранее, показывают, что применительно к подвижному составу железных дорог, объемный износ не должен превышать $8{,}97\cdot10^{-13}$ $м^3$/Дж.

Анализ полученных результатов показал, что в основном для всех участков пути при двух режимах загруженности, основная часть удельной работы около 83 % приходиться на рабочие поверхности фрикционных клиньев (рисунок 4.1). Здесь следует отметить, что порядковым номерам по оси абсцисс соответствует пары трения (см. таблица 4.4.)

Результаты, полученные при вычислении усредненного удельной работы сил трения, приходящейся на метр пути, для каждой пары трения семейства A_i, с учетом весов загруженности, типа участка и скорости для базового варианта №1 показаны на рисунке 4.2.

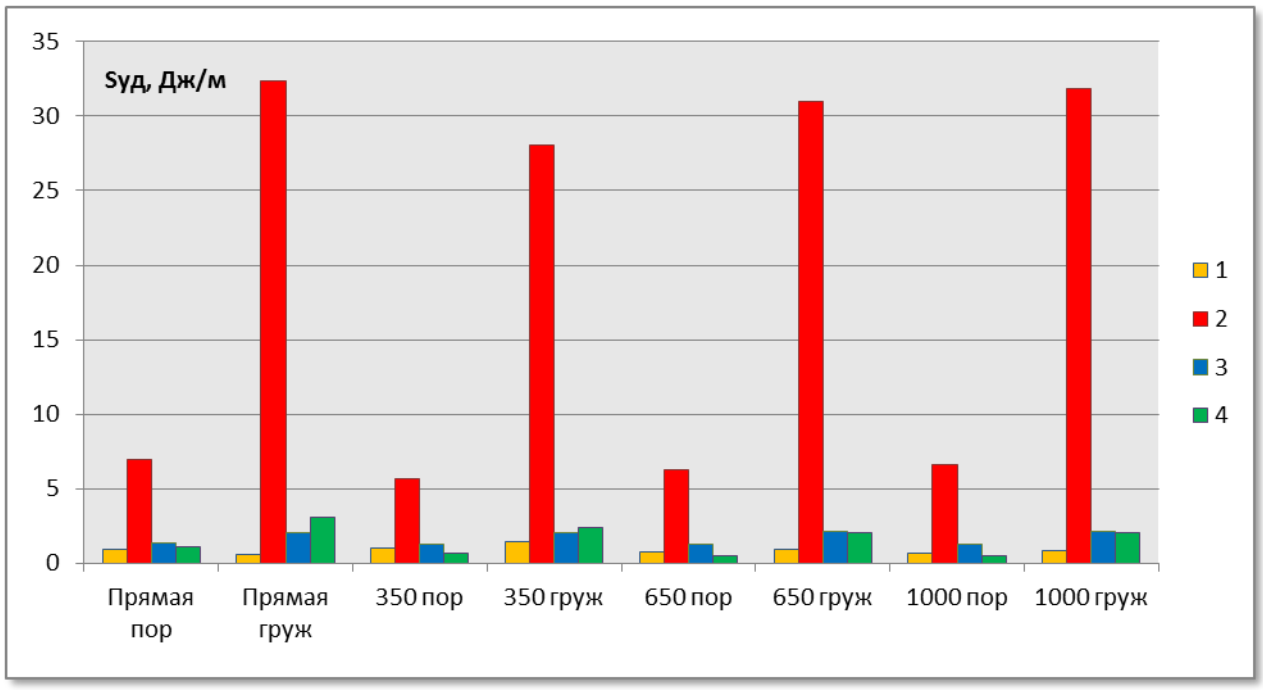


Рисунок 4.1 - Распределение удельной работы сил трения по типам участков

Таблица 4.4 - Список узлов трения

№	Узел трения:
1	Опорная поверхность корпуса буксы и боковой рамы
2	Фрикционный клин-планка
3	Наклонная поверхность клина
4	Опорная поверхность подпятника

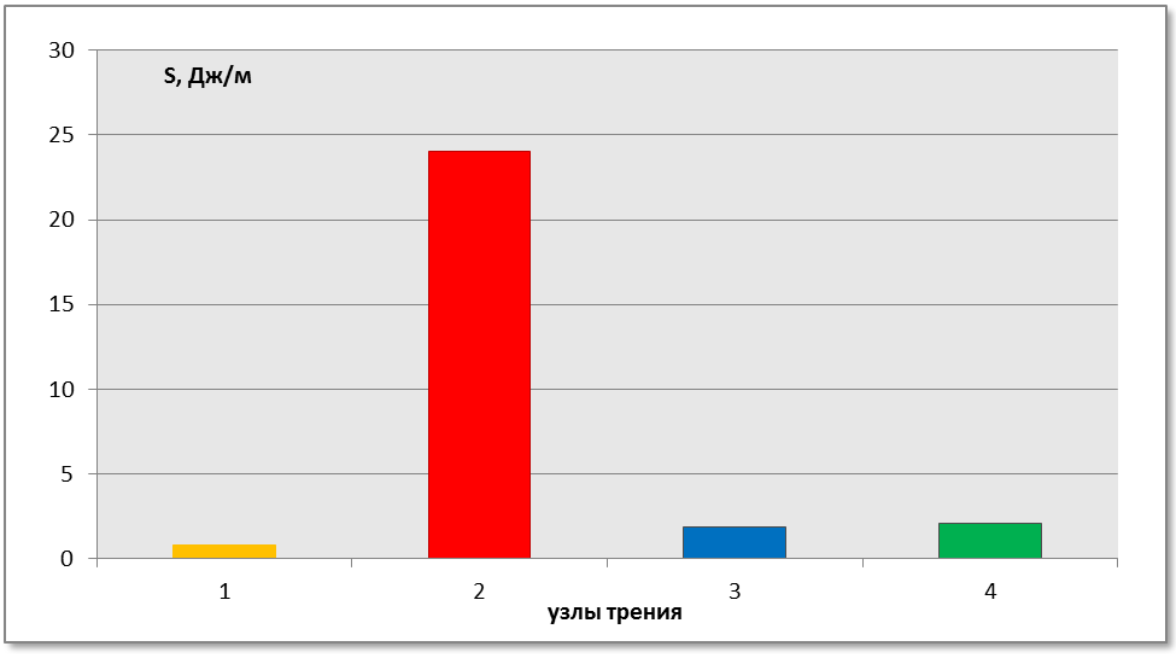


Рисунок 4.2 - Распределение усредненной работы сил трения

По формуле (4.6) вычисляется объемный износ, приходящийся на 1 м пути (рисунок 4.3).

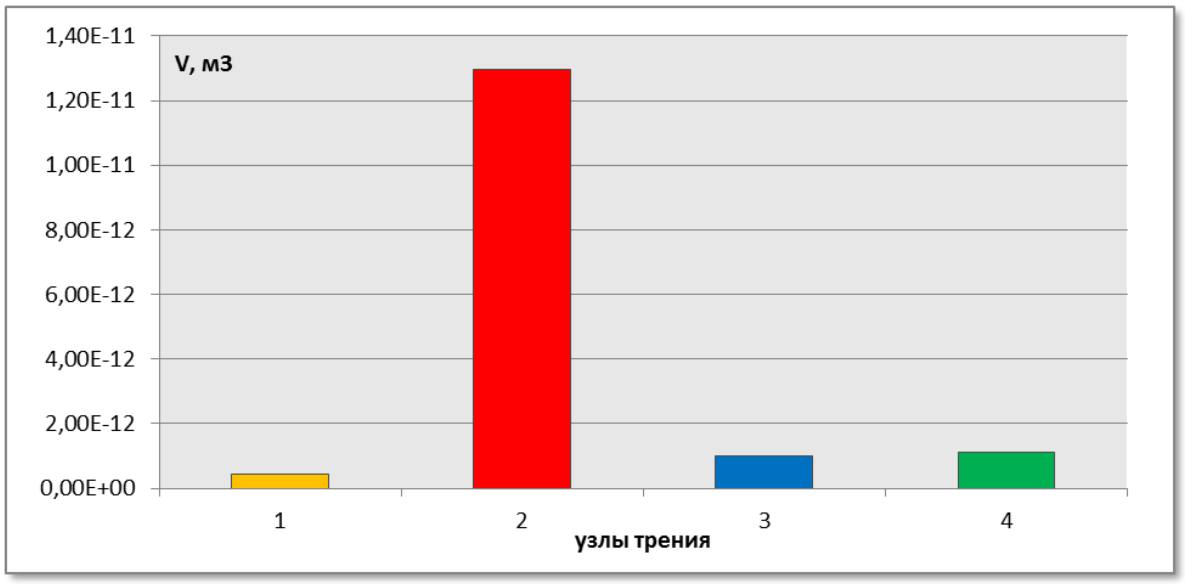


Рисунок 4.3 - Распределение объемного износа на 1 м пути

На следующем этапе, принимая полученные величины объемного износа, за базовые эталонные значения, производим сравнение с результатами, полученными при движении вагона с принятыми модернизациями вариантов буксовых узлов.

Далее из известных математических соотношений находим $\overline{X}_S$ улучшение (или ухудшение) в процентах «%» для этих модернизированных вариантов:

$$\overline{X}_S = \frac{V_{Sм} - V_{Sб}}{V_{Sб}} \qquad (4.8)$$

где $V_{Sб}$ - объемный износ для базового варианта;

$V_{Sб}$ - объемный износ для модернизированных вариантов.

На рисунок 4.4 показаны объемные износы для варианта «Поглотитель».

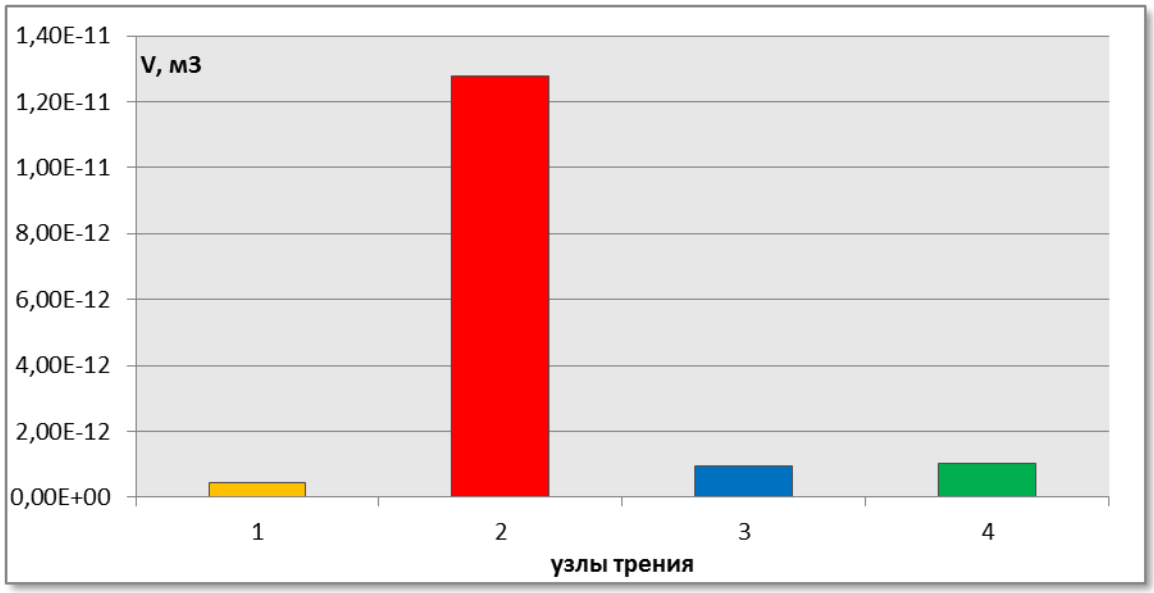


Рисунок 4.4 - Распределение объемного износа для варианта «Поглотитель»

В таблице 4.5 показаны значения улучшения показателей износа (снижение износа) по сравнению с базовым вариантом «Букса».

На данном этапе также был произведен анализ износа в контакте колеса и рельса.

Таблица 4.5 - Улучшение показателей износа

Наименование	Улучшение показателя (снижение износа) по сравнению с базовым вариантом №1
	Поглотитель
Опорная поверхность буксы	99.18 %
Фрикционная планка	20.05 %
Наклонная поверхность клина	8.78 %
Опорная поверхность пятника	17.88 %
Износ колеса	75.44 %

Из таблицы 4.5 видно, что предлагаемый вариант модернизации тележки, позволяет снизить износы между всеми парами трения и, следовательно, обосновать увеличение вероятного межремонтного пробега вагона на величину $\overline{X}_S$.

Обоснование увеличения вероятной величины гарантированного межремонтного пробега с учетом весов скоростей, типов участка и загруженности вагона по износу колеса составляет 75 % для модернизации с применением антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации в буксовом узле.

Базовая величина межремонтного пробега вагона с установкой износостойкого элемента в узел трения тележки по проекту ПКБ ЦВ М1698 составляет 160 тысяч км. Учитывая, что снижение вибронагруженого состояния ходовой части грузового вагона, за счет модернизации буксового узла путем установки антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации гарантированно позволяет снизить износ колесной пары на 75 % , мы можем сделать вывод, что межремонтный пробег грузового вагона сможет достичь 280 тысяч км.

4.2 Оценка технико-экономической эффективности от предложения по снижению вибронагруженности экипажной части грузового вагона.

Настоящая оценка технико-экономической эффективности от применения антифрикционных износостойких поглотителей вибрации буксового узла в тележке проведена с целью определения эффективности вложений компании-оператора при проведении модернизации тележки у собственных вагонов.

За основу расчета взята одна приведенная цистерна собственного парка. Модернизация тележки приведенного вагона путем установки по варианту «Поглотитель» проводится при постройке и (или) при проведении деповского ремонте с периодичностью проведения плановых ремонтов по критерию фактически выполненного пробега.

Таким образом экономический эффект от применения в грузовых тележках «Поглотитель», а в буксовом узле реализуется в направлениях:

- Снижение количества отцепок в текущий ремонт;
- Снижение норм расхода материалов, запасных частей и изделий на ремонт цистерны;
- Повышение доходности цистерны за счет снижения времени ремонта.

Основными показателями общей экономической эффективности выступают:

- чистый дисконтированный доход (интегральный эффект);

- срок окупаемости (период возврата инвестиций).

Чистый дисконтированный доход (интегральный эффект) представляет собой сумму текущих эффектов за расчетный период, приведенных к начальному году. Величина интегрального экономического эффекта определяется по формуле:

$$Э_{инт} = \sum_{t=0}^{т}(R_t - З_t) \cdot (1+E)^{tp-1} \quad ; \qquad (4.9)$$

где R_t - результаты, достигаемые на t-ом шаге расчета;

$З_t$ - затраты, осуществляемые на том же шаге;

tp - расчетный год;

T - продолжительность расчетного, периода;

E - норма дисконта;

$Э_t = R_t - З_t$ - эффект, достигаемый на t-оы шаге.

Расчет снижения количества отцепок в текущий ремонт при проведении модернизации.

Для определения эффективности применения прокладки типа «Поглотитель» необходимо провести сравнительный анализ появлений неисправностей у эксплуатируемого подвижного состава на тележке 2 типа и ожидаемых неисправностей после внедрения поглотителя вибрации.

Данный расчет основан на статистических показателях отцепок в текущий отцепочный ремонт (ТОР) вагонов-цистерн разных лет выпуска (1972 – 2011г.) за последние три года эксплуатации (таблица 4.6).

Таблица 4.6 - Отцепки в ТОР по неисправности колесных пар и буксового узла

Наименование неисправности	Код	Кол-во вагонов	7224 шт.			Ожидаемое кол-во отцепок в год на 100 вагонов с модернизацией
		Вид неисправности	Кол-во отцепок в межрем-ный период	Кол-во отцепок на 100 вагонов	Среднестатист. кол-во отцепок в год на 100 вагонов	
Тонкий гребень	102	экспл.	315	4,36	1,453	0,363
Остр. накт. гр	109	экспл.	63	0,87	0,291	0,073
Нерав. прок. к.к.	117	экспл.	39	0,54	0,180	0,045
Грение буксы	150	технол.	65	0,90	0,300	0,24
Сдвиг буксы	151	технол.	5	0,07	0,023	0,019
Излом пружин	214	технол.	2	0,03	0,009	0,008
Нес. заз. скольз.	220	технол.	9	0,12	0,042	0,036

В расчетах приняты следующие допущения:

• В расчетах трудоемкость при монтаже демпфирующих прокладок в буксовый узел принимается равным трудоемкости при монтаже модернизации по проекту ПКБ ЦВ М1698.

На основании статистических показателей отцепок в ТОР цистерн в 2012-15 году, среднестатистическое количество отцепок в год по неисправностям буксового узла, гребню и неисправностей тележки на один приведенный вагон с модернизацией по проекту ПКБ ЦВ М1698 (Ст) и на один приведенный вагон с тележкой оборудованной Поглотитель ем (Сс):

Ст = (1,453+0,291+0.180+0,300+0,023+0,009+0,042)/100 = 0,023 отцепки.

Сс = (0,363+0,073+0,045+0,240+0,019+0,008+0,036)/100 = 0,008 отцепки

Расчет стоимости модернизации тележки грузового вагона с установкой демпферной прокладки.

При установке модернизации на тележку вагона необходимо поставить прокладки в буксовый узел. В таблице 4.7 приведен расчет стоимости модернизации тележки грузового вагона.

Таблица 4.7 - Расчет стоимости модернизации тележки грузового вагона

		На единицу, руб.	**Расход на вагон, шт.**	**На вагон, руб.**
Клин Ханина фрикционный СЧ 35	М1698.00.003	666,00	8	5328,00
Колпак скользуна	М1698.01.100СБ	310,00	4	1240,00
Планка подвижная	М1698.02.004	180,00	8	1440,00
Планка фрикционная	М1698.02.001	310,00	8	2480,00
Прокладка в буксовый узел		1200,00	8	9600,00
Прокладка сменная	М1698.03.100 СБ	220,00	8	1760,00
Прокладка подпятника	М1698.01.005	270,00	2	540,00
ИТОГО:				**22 388,00**

Примечания.

1. Стоимость деталей определена по Прейскуранту цен ООО «Торговый дом «Уралвагонзавод» по состоянию на август 2015 г.

Расчет снижения норм расхода материалов, запасных частей и изделий при проведении ремонта.

В таблице 4.8 приведен расчет стоимости расходных материалов необходимых для ремонта вагона.

В таблице 4.9 приведен расчет стоимости расходных материалов необходимых для ремонта тележки вагона.

Таблица 4.8 - Расчет затрат на материалы при плановых ремонтах

		Цена, тыс. руб.	Деповской ремонт		Капитальный ремонт	
			Кол-во / Норма расхода	Стоимость на вагон, тыс. руб.	Кол-во / Норма расхода	Стоимость на вагон, тыс. руб.
М1698						
Корпус буксы с лабиринтом		5,00	0,03	0,15	0,2	1,00
Балка надрессорная (шкворневая)		48,0	0,06	2,88	1,5	72,00
Рама боковая (боковина тележки)		51,00	0,12	6,12	3	153,00
Пружина рессорного подвешивания наружная		0,11	4	0,44	8	0,87
Пружина рессорного подвешивания внутренняя		0,11	6	0,65	10	1,10
Планка фрикционная		0,56	0,8	0,44	8	4,44
Колпак скользуна тележки		0,31	0,03	0,01	0,1	0,03
Пятник(32719-Н)		5,70	0,03	0,17	0,15	0,86
Планка фрикционная		0,18	2	0,36	8	1,44
планка фрикционная		0,31	0,1	0,03	8	2,48
Прокладка		0,27	0,3	0,08	2	0,54
Клин чугунный		0,67	4	2,66	8	5,33
Прокладки съемные		0,22	1,6	0,35	4	0,88
Колеса цельнокатаные Ø950 мм		24,50	0,82	20,09	8	196,00
Стоимость ремонта				34,44		439,95
Поглотитель						
Корпус буксы с лабиринтом		5,00	0,004	0,20	0,031	0,16
Балка надрессорная (шкворневая)		48,0	0,05	2,40	1,28	61,44
Рама боковая (боковина тележки)		51,00	0,1	5,10	2,55	130,05
Пружина рессорного подвешивания наружная		0,11	4	0,44	8	0,871
Пружина рессорного подвешивания внутренняя		0,11	6	0,65	10	1,09
Планка фрикционная		0,56	0,64	0,36	8	4,44
Колпак скользуна тележки		0,31	0,025	0,01	0,08	0,02
Пятник(32719-Н)		5,70	0,025	0,14	0,12	0,68
Планка фрикционная		0,18	1,6	0,29	8	1,44
планка фрикционная		0,31	0,08	0,02	8	2,48
Прокладка		0,27	0,03	0,01	2	0,54
Клин чугунный		0,67	3,6	2,40	8	5,33
Прокладки съемные		1,20	1,44	1,73	4	4,80
Колеса цельнокатаные Ø950 мм		24,50	0,71	17,40	8	196,00
Стоимость ремонта				31,00		409,34

Примечания.

* Стоимость деталей определена согласно Прейскуранта цен ООО «Торговый дом «Суралвагонзавод» по состоянию на август 2015 г.

Таблица 4.9 - Расчет расходов при производстве ремонта тележки вагона

		Цистерна	
		М 1698	**Поглотитель**
Кол-во отцепок в ТОР на 1 приведенный вагон (среднестатистическое)	1	0,023	0,008
Стоимость отцепочного ремонта, тыс. руб.	2	31,43	
Стоимость ТОР (среднегодовая), тыс. руб. стр.1 * стр.2	3	0,72	0,25
Доходная ставка нефтеналивной цистерны, тыс. руб. в сутки	4	1,00	
Не полученный доход на цистерну от простоя в ТОР, тыс. руб.	5	8,40	2,92
Стоимость работ при Деповском ремонте вагона (расчет в таблица 5.3.)	4	34,44	31,00
Стоимость работ при капитальном ремонте вагона (расчет в таблица5.3.)	5	439,95	409,34

Примечания.

* Стоимость деталей определена согласно Прейскуранта цен ООО «Торговый дом «Суралвагонзавод» по состоянию на август 2015 г.

Расчет затрат и экономии средств при ремонте тележки по годам

Определим затраты при плановых ремонтах тележки вагона на время жизненного цикла вагона от первого деповского ремонта до выработки полного жизненного цикла вагона-цистерны (32 года).

Периодичность проведения плановых ремонтов для стандартной цистерны составляет:

- 3 года или 210 тысяч км. от постройки до первого деповского ремонта (ДР);
- 2 года или 160 тысяч км. между деповскими ремонтами;
- 2 года или 160 тысяч км. после капитального ремонта (КР) до деповского ремонта.
- 13 лет от постройки до первого капитального ремонта;
- 12 лет между капитальными ремонтами.

Периодичность проведения плановых ремонтов для вагона с тележкой оборудованной демпферными поглотителями вибрации составляет (см. глава 4):

- 3 года или 210 тысяч км. от постройки до первого деповского ремонта;
- 3 года или 280 тысяч км. между деповскими ремонтами;

• 3 года или 280 тысяч км. после капитального ремонта до деповского ремонта.

• 13 лет от постройки до первого капитального ремонта;

• 12 лет между капитальными ремонтами.

Рассчитанные данные стоимости работ по ремонту сведем в таблицу 4.10 и сделаем расчет затрат и экономии средств при эксплуатации вагона. Установку прокладки в буксовый узел производим при поступлении цистерны в первый деповской ремонт (в 2016 г.).

Ежегодная экономия средств на поддержание приведенного вагона в исправном состоянии достигается за счет:

• сокращения количества внеплановых отцепок вагона в текущий отцепочный ремонт (ТОР);

• увеличение дохода от снижения времени простоя вагона в текущем отцепочном ремонте;

• уменьшения стоимости расходов на материалы необходимые для ремонта цистерны при проведении деповского и капитального ремонта.

$$Э_{год} = (З_т + З_{ТОРт} + Д_т) – (З_{тс} + З_{ТОРтс} + Д_{тс}) – П \qquad (4.10)$$

где $Э_{год}$ – экономия средств на ремонт (изменяется в зависимости от года (срока службы), при котором происходит плановый вид ремонта);

$З_{т,}$ $З_{тс}$ – затраты на материалы при проведении плановых ремонтов стандартной тележки и тележки с установленными прокладками «Поглотитель » (соответственно);

$З_{ТОРт,}$ $З_{ТОРтс}$ – среднегодовые затраты на текущий отцепочный ремонт (ТОР) вагона со стандартной тележкой и тележки с установленными прокладками «Поглотитель » (соответственно);

$Д_т$, $Д_{тс}$ – неполученная прибыль по доходной ставке от простоя вагона со стандартной тележкой и тележки с установленными прокладками «Поглотитель » (соответственно) (расчет сведен в таблицу 4.10);

П – прибыль от возврата демонтированных деталей и узлов по окончанию срока службы.

Таблица № 4.10 - Расчет экономической эффективности от применения демпферной прокладки типа «Поглотитель»

Текущий год	Затраты на ремонт												Коэффициент дисконтирования	Приведенный экономический эффект нарастающим итогом
	Цистерна на тележке со стандартными узлами тыс. руб.						Цистерна с демпферной прокладкой типа «Поглотитель» тыс. руб.							
	Плановый ремонт	Внеплановый ремонт	Эксплуатационные потери	По годам	С учетом инфляции	По нарастающей	Плановый ремонт	Внеплановый ремонт	Эксплуатационные потери	По годам	С учетом инфляции	По нарастающей		
2016	34,44	0,72	8,40	43,56	43,56	43,56	43,69	0,25	2,92	46,86	46,86	46,86	1,00	-3,30
2017		0,72	8,40	9,12	8,44	52,00		0,25	2,92	3,17	2,94	49,79	1,08	2,21
2018	34,44	0,72	8,40	43,56	37,35	89,35		0,25	2,92	3,17	2,72	52,51	1,17	36,84
2019		0,72	8,40	9,12	7,24	96,59	31,00	0,25	2,92	34,17	27,13	79,64	1,26	16,95
2020	34,44	0,72	8,40	43,56	32,02	128,61		0,25	2,92	3,17	2,33	81,97	1,36	46,64
2021		0,72	8,40	9,12	6,21	134,81		0,25	2,92	3,17	2,16	84,13	1,47	50,69
2022	34,44	0,72	8,40	43,56	27,45	162,26	31,00	0,25	2,92	34,17	21,53	105,66	1,59	56,61
2023		0,72	8,40	9,12	5,32	167,59		0,25	2,92	3,17	1,85	107,51	1,71	60,08
2024	34,44	0,72	8,40	43,56	23,53	191,12	31,00	0,25	2,92	34,17	18,46	125,97	1,85	65,15
2025		0,72	8,40	9,12	4,56	195,68		0,25	2,92	3,17	1,59	127,55	2,00	68,13
2026	439,95	0,72	8,40	449,07	208,01	403,69	409,34	0,25	2,92	412,51	191,07	318,63	2,16	85,06
2027		0,72	8,40	9,12	3,91	407,60		0,25	2,92	3,17	1,36	319,99	2,33	87,61
2028	34,44	0,72	8,40	43,56	17,30	424,90		0,25	2,92	3,17	1,26	321,24	2,52	103,65
2029		0,72	8,40	9,12	3,35	428,25	31,00	0,25	2,92	34,17	12,56	333,81	2,72	94,44
2030	34,44	0,72	8,40	43,56	14,83	443,08		0,25	2,92	3,17	1,08	334,89	2,94	108,19
2031		0,72	8,40	9,12	2,88	445,96		0,25	2,92	3,17	1,00	335,89	3,17	110,07
2032	34,44	0,72	8,40	43,56	12,71	458,67	31,00	0,25	2,92	34,17	9,97	345,86	3,43	112,81
2033		0,72	8,40	9,12	2,46	461,14		0,25	2,92	3,17	0,86	346,72	3,70	114,42
2034	34,44	0,72	8,40	43,56	10,90	472,04		0,25	2,92	3,17	0,79	347,51	4,00	124,53
2035		0,72	8,40	9,12	2,11	474,15	31,00	0,25	2,92	34,17	7,92	355,43	4,32	118,72

2036	34,44	0,72	8,40	43,56	9,35	483,50		0,25	2,92	3,17	0,68	356,11	4,66	127,39
2037		0,72	8,40	9,12	1,81	485,31		0,25	2,92	3,17	0,63	356,74	5,03	128,57
2038	439,95	0,72	8,40	449,07	82,60	567,91	409,34	0,25	2,92	412,51	75,88	432,62	5,44	135,29
2039		0,72	8,40	9,12	1,55	569,46		0,25	2,92	3,17	0,54	433,16	5,87	136,31
2040	34,44	0,72	8,40	43,56	6,87	576,33		0,25	2,92	3,17	0,50	433,66	6,34	142,68
2041		0,72	8,40	9,12	1,33	577,67	31,00	0,25	2,92	34,17	4,99	438,65	6,85	139,02
2042	34,44	0,72	8,40	43,56	5,89	583,55		0,25	2,92	3,17	0,43	439,07	7,40	144,48
2043		0,72	8,40	9,12	1,14	584,70		0,25	2,92	3,17	0,40	439,47	7,99	145,23
2044	34,44	0,72	8,40	43,56	5,05	589,75	31,00	0,25	2,92	34,17	3,96	443,43	8,63	146,31
2045		0,72	8,40	9,12	0,98	590,72		0,25	2,92	3,17	0,34	443,77	9,32	146,95
2046	-91,08			-91,08	-9,05	581,67	-91,08			-91,08	-9,05	434,72	10,06	146,95
Всего	1236,54	21,60	252,00	1510,14	581,67	11871,63	1019,29	7,50	87,60	1114,39	434,72	8872,95		

Для расчета экономического эффекта от внедрения предложения рассмотренного в настоящей диссертации проведем расчет затраты по годам, с учетом данных в таблице 4.8-4,9 и сведем нарастающим итогом с учетом коэффициента дисконтирования 8 % в таблицу 4.10.

Необходимо обратить внимание, что (как уже отмечалось) статистика отцепок в ТОР приведена для вагонов 1972 – 2011 годов выпуска. При установке Поглотитель а на более новых вагонах, количество отцепок с большой вероятностью будет меньше, а значит экономическая эффективность от применения предложения будет выше.

Затраты на ремонт вагонов и приведенный экономический эффект за период жизненного цикла вагона представлены нарастающим итогом на рисунке 4.5.

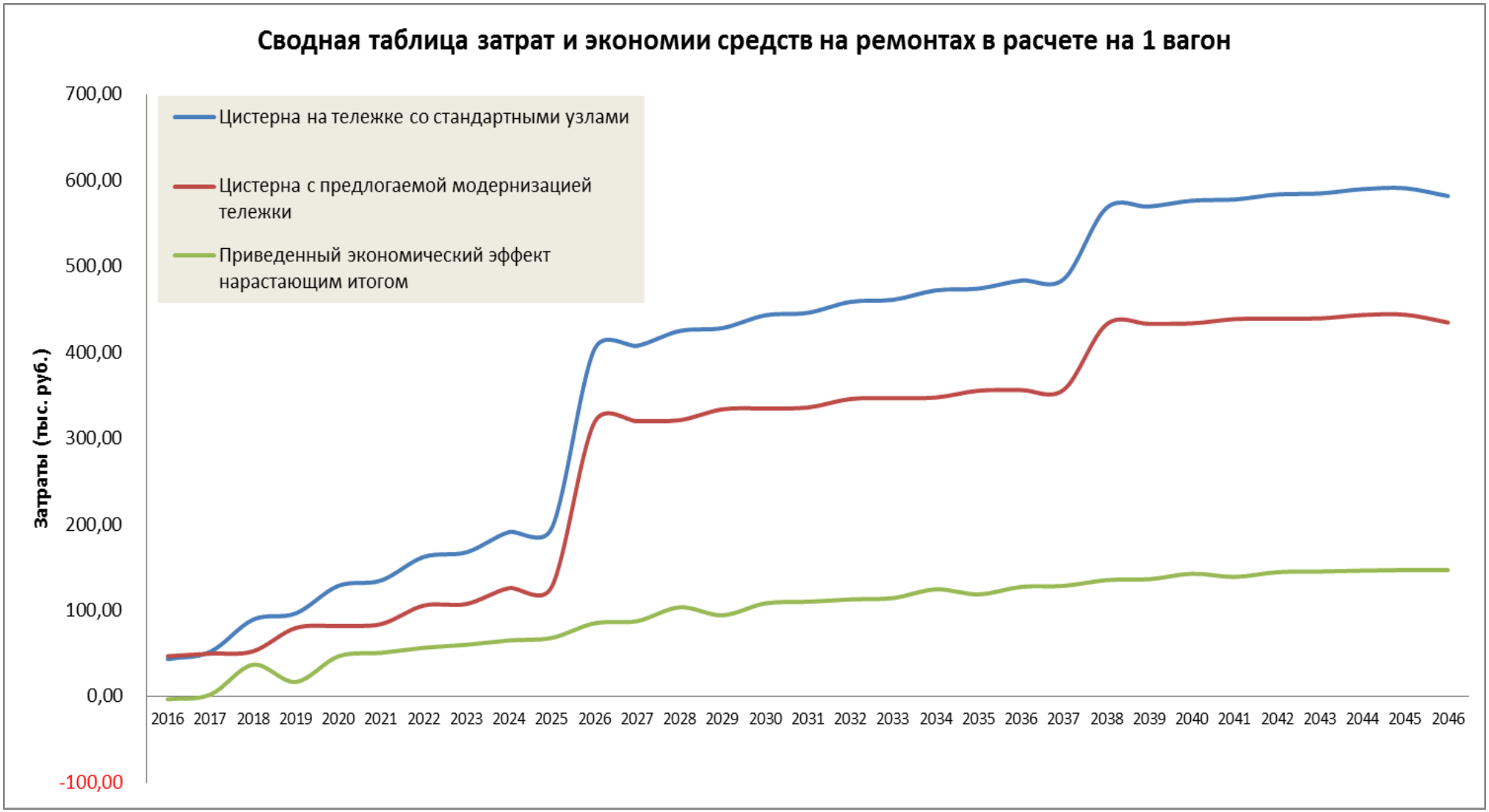


Рисунок 4.5 - Затраты на ремонт вагонов и приведенный экономический эффект за период жизненного цикла вагона представлены нарастающим итогом

4.3 Выводы по разделу 4

В соответствии с поставленной целью в разделе решены следующие задачи:

1. Для определения межремонтного пробега вагона проведены вычисления количественных параметров износов фрикционных узлов тележки по модели Арчарда. Сделанный анализ полученных объемных показателей износа для изнашиваемых фрикционных поверхностей тележки указывают на улучшение, (снижен износ) на:

Для опорной поверхности буксы 99.2 %;

Для износа колеса 75.4 %;

Для фрикционной планки 20.1 %;

Для опорной поверхности пятника 17.9 %;

Для наклонной поверхности клина 8.8 %,

что позволяет обоснованно увеличить вероятную величину гарантированного межремонтного пробега с учетом весов скоростей, типов участка и загруженности вагона по износу колеса, на 75,4 %.

В связи с тем, что базовая величина межремонтного пробега вагона с установкой износостойкого элемента в узел трения тележки по проекту ПКБ ЦВ М1698 составляет 160 тыс. км, то предложенная модернизация буксового узла и вследствие этого снижение вибронагруженого состояния ходовых частей грузового вагона позволит гарантировать межремонтный пробег в 280 тыс. км.

2. Приведенный экономический эффект нарастающим итогом на вагон от увеличения безремонтного пробега вагона за счет снижения вибронагружения экипажной частью за счет установки антифрикционных износостойких поглотителей вибрации буксового узла за время работы грузового вагона составит - 147 тыс. руб.

Дисконтированный срок окупаемости первоначальных затрат от внедрения данного предложения составляет 1,6 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с поставленной целью в работе решены следующие задачи:

1 Выполнен анализ конструктивных решений по созданию двухосных тележек и буксового узла двухосной тележки грузовых вагонов, который показал, что все они в той или иной мере имеют недостатки, влияющие на ходовые и динамические качества грузовой тележки и обеспечение безопасности движения вагонов.

2 Сделано уточнение математической модели грузовых вагонов, оборудовав буксовые узлы типовых тележек типа 2 по ГОСТ 9246 дополнительными блоками поглотителей вибрации.

В качестве дополнительного составного блока в компьютерную модель введена механико-математическая модель упругого материала, которая позволяет смоделировать наличие между корпусом буксы и боковой рамой тележки антифрикционных износостойких поглотителей вибрации.

Полученная математическая модель грузового вагона, с тележками, оборудованными дополнительными составными блоками в буксовом узле позволяет описывать движение вагона с отклонениями в содержании деталей и узлов ходовых частей и железнодорожного пути в плане и профиле в прямых и криволинейных участках пути. Это дает возможность:

- исследовать показатели ходовых динамических качеств;
- исследовать показатели безопасности;
- варьировать основными геометрическими, жесткостными и инерционными параметрами вагона и рессорного подвешивания;
- исследовать движение вагона при различных профилях колес и рельсов, жесткостных характеристиках рельсового пути.

3 Предложена методика по выбору рациональных параметров антифрикционных износостойких поглотителей вибрации, позволяющая варьировать основными геометрическими и жесткостными параметрами поглотителя вибрации.

4 Проведенное сравнение результатов полученных при испытаниях и моделировании по предлагаемой методике показало, математическая модель

полимерного элемента, с достаточной точностью отражает поведение своего реального аналога, и позволяет выбирать различные параметры.

5 Проведённая верификация экспериментальных и расчётных данных для математической модели грузового вагона, с тележками, оборудованными антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации буксового узла позволяет сделать вывод, что максимальное расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет для порожнего и груженого вагона не более - 13 %.

Таким образом, проведенная проверка на адекватность и точность предложенной методики, при помощи компьютерного моделирования, свидетельствует об удовлетворительной достоверности предложенной математической модели вагона с установленными антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации в буксовом проеме тележки.

Это дает основание для использования предложенной модели при решении практических задач динамики по безопасности движения грузового вагона.

6 Многовариантный анализ влияния антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации буксового узла на динамические свойства грузового вагона и обеспечение безопасности движения показал, что установка антифрикционного поглотителя вибрации позволяет улучшить ходовые и динамические свойства вагона на 6 % в диапазоне эксплуатационных скоростей, а в диапазонах конструкционных скоростей движения на 5 %.

7 Многовариантные расчеты движения грузового вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов по реальному пути показывают, что установка поглощающих прокладок в буксовом узле позволяет достигнуть эффекта снижения сил трения в узлах ходовых частей до 51 %, а на опорной поверхности буксового узла – до 87 %.

8 Для определения межремонтного пробега вагона проведены вычисления количественных параметров износов фрикционных узлов тележки по модели Арчарда. Сделанный анализ полученных объемных показателей износа для изнашиваемых фрикционных поверхностей тележки указывают на улучшение, (снижен износ) на:

Для опорной поверхности буксы 99.2 %;

Для износа колеса 75.4 %;

Для фрикционной планки 20.1 %;

Для опорной поверхности пятника 17.9 %;

Для наклонной поверхности клина 8.8 %,

что позволяет обоснованно увеличить вероятную величину гарантированного межремонтного пробега с учетом весов скоростей, типов участка и загруженности вагона по износу колеса, на 75,4 %.

В связи с тем, что базовая величина межремонтного пробега вагона с установкой износостойкого элемента в узел трения тележки по проекту ПКБ ЦВ М1698 составляет 160 тыс. км, то предложенная модернизация буксового узла и вследствие этого снижение вибронагруженого состояния ходовых частей грузового вагона позволит гарантировать межремонтный пробег в 280 тыс. км.

9 Приведенный экономический эффект нарастающим итогом на вагон от увеличения безремонтного пробега вагона за счет снижения вибронагружения экипажной частью за счет установки антифрикционных износостойких поглотителей вибрации буксового узла за время работы грузового вагона составит - 147 тыс. руб.

Дисконтированный срок окупаемости первоначальных затрат от внедрения данного предложения составляет 1,6 года.

Результаты расчета могут быть использованы экспертными и проектными организациями при выполнении количественной и качественной оценки модернизации ходовых частей на вибронагруженность экипажной части в реальных условиях сочетаний предельно-допустимых износов деталей и узлов экипажной части грузового вагона при движении в прямых и криволинейных участках пути с неровностями и выборе их рациональных параметров.

Перспективы дальнейшей разработки могут быть связаны с решением задач оценки вибронагруженности экипажной части применительно к различным деталя и узлам тележек с учетом статистической информации о нагруженности несущих деталей и узлов.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

CRB – стандартный роликовый подшипник с цилиндрическими роликами;

АО «ИЭРТ» - АО «Института экономики и развития транспорта»

ДИОНиС – программный комплекс «Дистанционная Интегральная Образовательная Научно-Информационная Система»;

ПК - программный комплекс;

СЛУ - система линейных алгебраических уравнений;

УМ - программный комплекс «Универсальный механизм»;

ЦНИИ МПС– Центральный научно-исследовательский институт министерства путей сообщения

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адильханов, Е.Г. Оценка влияния боковых опор кузова на безопасность движения и износ в контакте колеса и рельса [Текст] / Е.Г. Адильханов // МИИТ. – 2012. - Автореферат дис. канд. техн. наук. 34с.

2. Анисимов, П.С Особенности центрального и надбуксового рессорного подвешивания тележки грузовых вагонов [Текст] / П.С Анисимов, Л.О. Грачева // Транспортное машиностроение. - 1966. - №2.

3. Анисимов, П.С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов [Текст] / П.С. Анисимов // Железнодорожный транспорт. - 1999. - № 6. - С. 38-42.

4. Анисимов, П.С. Гасящий потенциал фрикционного клина [Текст] / П.С. Анисимов // Мир Транспорта. - 2010. - № 1. - С. 32-35.

5. Анисимов, П.С. Испытания вагонов [Текст] / П.С. Анисимов // Маршрут. - 2004. - 197 с.

6. Анисимов, П.С. Конструирование и расчет вагонов: учебник [Текст] / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов и д.р.; под ред. П.С. Анисимова // ФГОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте". - 2011. - 688 с.

7. Анисимов, П.С. О параметрах перспективной двухосной тележки грузовых вагонов [Текст] / П.С Анисимов, М.Ф. Вериго, Л.О. Грачева, А.В. Кузнецов, Л.Д. Кузьмич, А.А. Львов, М.М. Соколов // Труды ВНИИ вагоностроения. - 1973. - Вып. 20. - С. 3-21.

8. Аппель, П. Теоретическая механика, т. I [Текст] / П. Аппель // Физматгиз. - 1960. - 487 с.

9. Барбарич, С.С. Результаты испытаний тележки 18-578 [Текст] / С.С. Барбарич // Железнодорожный транспорт. - 2006. - №7. - С. 56-61.

10. Блохин, Е.П. Динамика поезда [Текст] / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин // Транспорт. - 1982. - 222 с.

11. Блохин, Е.П. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах [Текст] / Е.П. Блохин, И.Г. Барбас, Л.А. Манашкин, О.М. Савчук // Транспорт. - 1989. - 230 с.

12. Богданов, В.М. Применение эластомерных амортизаторов в подвешивании тележек грузовых вагонов [Текст] / В.П. Богданов, Г.И. Петров, В.Н. Филиппов, С.В. Дмитриев // МИИТ. - 2003. - Труды. - С. VII4-VII5.

13. Богданов, В.М. Проблемы износа колес и рельсов. Возможные способы борьбы [Текст] / В.М. Богданов, Ю.А. Евдокимов, В.Н. Кашников, Я.А. Майба // Железнодорожный транспорт. - 1996. - №12. - С. 30-31.

14. Богданов, В.М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов [Текст] / В.М. Богданов // Железнодорожный транспорт. - 1992. - №12. - С. 30-34.

15. Бородин А.П. Заметки о механическом устройстве железных дорог. - Киев, 1881.-326 с.

16. Бороненко, Ю.П. Опыт проектирования трехэлементных тележек [Текст] / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова // Железнодорожный транспорт. - 2006. - № 5. - С. 58-62.

17. Бурчак, Г.П. К расчету экипажей на вынужденные колебания в вертикальной плоскости [Текст] / Г.П. Бурчак, В.С. Плоткин // МИИТ. - 1970. - Вып. 311. - С. 41-51.

18. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган // Транспорт. - 1986. - 559 с.

19. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес [Текст] / М.Ф. Вериго // ПКТБ ЦП МПС. - 1997. - 207 с.

20. Вериго, М.Ф. К вопросу о процессах взаимодействия необрессоренных масс и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган // Вестник ВНИИЖТ. - 1969. - № 6. - С. 22-25.

21. Вериго, М.Ф. Результаты путевых и динамических испытаний нового подвижного состава [Текст] / Под ред. М.Ф. Вериго и С.С. Крепкогорского // ЦНИИ МПС. - 1965. - Вып. 296. - 260 с.

22. Вершинский, С.В. Динамика вагона [Текст] / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов, ред. С.В. Вершинский // Транспорт. - 1991. - 360 с.

23. Вершинский, С.В. Динамика вагона [Текст] / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И.И. Челноков // Транспорт. - 1978. - 352 с.

24. Годыцкий-Цвирко, А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / А.М. Годыцкий-Цвирко // Гострансиздат. - 1931. - 215 с.

25. Годыцкий-Цвирко, А.М. Очерк развития теории «опасных» скоростей на железных дорогах [Текст] / А.М. Годыцкий-Цвирко // ЛИИЖТ. - 1941. - Вып. 135. - С. 3-48.

26. Грачева, Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути [Текст] / Грачева Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути // Тр. ВНИИЖТ. - 1968. - Вып. 356. - С. 1-207. // ВНИИЖТ. - 1968. - Вып. 356. - С. 1-207.

27. Грачева, Л.О. Причины интенсивного износа гребней колес и бокового износа рельсов и оценка безопасности от схода в кривых участках пути [Текст] / И.О. Грачева, Л.Н. Косарев // ВНИИЖТ. - 1995. - Сб. науч. Трудов. - С. 56-66.

28. Демин, Ю.В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова // Наук, думка. - 1984. - 159 с.

29. Демин, Ю.В. Математическое моделирование и динамика подвижного состава железных дорог [Текст] / Ю.В. Демин, А.Ю. Черняк, Р.Ю. Демин // Залізничний транспорт Украши. - 2007. - № 4. - С. 3-8.

30. Демин, Ю.В. Некоторые результаты испытания грузовых вагонов в условиях эксплуатации [Текст] / Ю.В. Демин, В.А. Калашник, М.Л. Коротенко, Д.Д. Мехов, В.М. Михайленко, О.М. Савчук // ДИИТ. - 1981. - Вып. 220/28. - С. 34-40.

31. Жуковский, Н.Е. Полное собрание сочинений [Текст] / Н.Е. Жуковский // НКТП. - 1937. - т. VIII. - 291 с.

32. Жуковский, Н.Е. Работа (усилие) русского сквозного и американского несквозного тягового привода при трогании поезда с места и в начале его движения [Текст] / Н.Е. Жуковский // Бюллетень Экспериментального института путей сообщения. - 1919. - №13. - С. 31-57.

33. Исаев, И.П. Методика аналитического сравнения, сбалансированного и индивидуального рессорного подвешивания [Текст] / И.П. Исаев, М.А. Шевандин // МИИТ. - 1974. - Вып. 470. - С. 14-19.

34. Исаев, И.П. Расчет конструкций электроподвижного состава на вычислительных машинах [Текст] / И.П. Исаев, А.А. Перова, Г.П. Бурчак // Транспорт. - 1966. - 228 с.

35. Калетин, С.В. Способ повышения динамических свойств тележки и долговечности буксовых узлов грузовых вагонов [Текст] / С.В. Калетин // МИИТ. – 2016. - Автореферат дис. канд. техн. наук. – 28 с.

36. Коган, А.Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь [Текст] / А.Я. Коган // ВНИИЖТ. - 1969. - Вып. 402. - С. 206.

37. Коган, А.Я. Расчеты железнодорожного пути на вертикальную динамическую нагрузку [Текст] / А.Я. Коган [и др.] // Транспорт. - 1973. - Вып. 502. - 79 с.

38. Кокорев, А.И. Влияние характеристик поперечных гибких связей на боковые колебания железнодорожного экипажа на прямых [Текст] / под. Ред. А.И. Кокорева // ВНИТИ. - 1970. - Вып. 34. - С. 68-89.

39. Кокорев, А.И. Упругие характеристики связи кузова с тележками посредством резинометаллических блоков [Текст] / А.И. Кокорев // ВНИТИ. - 1972. - Вып. 37. - С. 126-139.

40. Коссов, В.С. Выбор параметров трехэлементной тележки грузового вагона методами компьютерного моделирования его динамики [Текст] / В.С. Коссов, Э.М. Сорочкин, Г.С. Михальченко, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов //

Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени акад. В. Лазаряна. - 2004. - Вып. 5. - С. 109-113.

41. Кудрявцев, Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов [Текст] / Н.Н. Кудрявцев // ВНИИЖТ. - 1965. - Вып. 287. - 255 с.

42. Кудрявцев, Н.Н. Определение вертикальных возмущений, вызывающих колебания обрессоренных частей вагона при движении по рельсовому пути [Текст] / Н.Н. Кудрявцев, В.Н. Белоусов, Г.П. Бурчак // ВНИИЖТ. - 1982. - № 5. - С. 33-35.

43. Лазарян, В. А. Исследования неустановившихся режимов движения поезда [Текст] / В. А. Лазарян // Трансжелдориздат. - 1949. - 136 с.

44. Лопушинский, В.И. О распределении нагрузки посредством рессор на колеса паровозов, тендеров и вагонов [Текст] / В.И. Лопушинский // Инженер. - 1884. - № 10. - С. 7-21.

45. Львов, А.А. Динамика четырехосного вагона на двухосных тележках с надбуксовым подвешиванием [Текст] / А.А. Львов // Транспорт. - 1967. - Вып. 347.

46. Львов, А.А. Современные методы исследований динамики вагонов [Текст] / А.А. Львов, Л.О. Грачева // ВНИИЖТ. - 1972. - Вып. 457. - 157 с.

47. Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Г. Марье, Перевод под редакцией Н.А. Бредихина, Н.Т. Минюшина, Ф.В. Пугачевского // Госжелдориздат. - 1933. - С. 338.

48. Медель, В.Б. Исследование движения железнодорожных экипажей в кривых [Текст] / В.Б. Медель // Томск. - 1955. - Вып. 20. - 207 с.

49. Михальченко, Г.С. Исследование пространственных колебаний рельсовых экипажей с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» [Текст] / Г.С. Михальченко, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов, А.В. Круговых, В.В. Симонов // ДГТУ. - 1996. - Тез. докл. IX Междунар. конф. - С. 107-108.

50. Мюллер, П.К. Математические методы в динамике транспортных средств [Текст] / П.К. Мюллер Пер. с англ. под ред. Т.А. Тибилова // Транспорт. - 1988. - С. 39-58.

51. Орлова, А.М. Сравнение вариантов модернизации тележек грузовых вагонов по техническим и экономическим параметрам [Текст] / А.М. Орлова // Транспорт Урала. - 2008. - № 3. - С. 31-35.

52. Паначев, О.И. Математическая модель трехслойного антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации тележки грузового вагона [Текст] / О.И. Паначев // Экономика и менеджмент систем управления. – 2017. - №2 (24) – С. 90-98.

53. Патент на полезную модель № 140958 Российская Федерация, МПК7 B61F 5/00, МПК7 B61F 5/26. Износостойкая сменная прокладка боковой рамы тележки вагона [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, О.И. Паначев, А.Г. Петров, Г.И. Петров, С.И. Порядин, М.В. Сапетов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" МГУПС (МИИТ); патентообладатель - № 2013125263/11; заявл. 31.05.13.; опубл. 20.05.14. Бюл. № 14 - 2 с.: ил.

54. Патент на полезную модель № 140959 Российская Федерация, МПК7 B61F 5/00, МПК7 B61F 5/26. Износостойкая сменная прокладка боковой рамы тележки вагона [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, О.И. Паначев, А.Г. Петров, Г.И. Петров, С.И. Порядин, М.В. Сапетов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" МГУПС (МИИТ); Патентообладатель - № 2013125261/11; заявл. 31.05.13.; опубл. 20.05.14. Бюл. № 14 - 2 с.: ил.

55. Петров, А.Г. Способ увеличения межремонтного пробега грузовых вагонов за счет модернизации тележки [Текст] / А.Г. Петров, М.В. Сапетов, С.И. Порядин // Мир Транспорта. - 2015. - № 3. - С. 46-57.

56. Петров, Г.И. Адаптация математической модели полувагона к условиям разгрузки кузова способом опрокидывания [Текст] / Г.И. Петров, И.В. Чепурненко, О.И. Паначев // Транспортное дело России. - 2017. - №1. - С. 138-142.

57. Петров, Г.И. Анализ центрального подвешивания тележки вагона метрополитена модели 81-760 [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко, О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-100 – II-102.

58. Петров, Г.И. Влияние отступлений геометрии пути на динамику грузового вагона [Текст] / Г.И. Петров, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова, Н.К. Игембаев // МИИТ. - 2009. - X научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-3-VII-4.

59. Петров, Г.И. Математическая модель акселерометра для моделирования испытаний подвижного состава [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко, О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-50 – II-51.

60. Петров, Г.И. Математическая модель для исследования пространственных колебаний грузового вагона с двумя кососимметрично расположенными грузами с упруго-диссипативными опорными элементами [Текст] / Г.И. Петров, П.С. Анисимов // ЦНИИТЭИ МПС. - 1992. - № 5715.

61. Петров, Г.И. Математическая модель и методика исследования пространственных колебаний многоосных грузовых вагонов с различными схемами ходовых частей и опорных устройств [Текст] / Г.И. Петров, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов // ЦНИИТЭИтяжмаш. - 1988. - № 2. - 43 с.

62. Петров, Г.И. Моделирование силовых взаимодействий надрессорной балки при построении компьютерной модели тележки вагона [Текст] / Г.И. Петров, С.В. Калетин, О.И. Паначев, С.И. Порядин, М.В. Сапетов, А.О. Иванов //

МИИТ. - 2013. - XIV научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-37.

63. Петров, Г.И. О модернизации грузовой тележки с установкой поперечной связи [Текст] / Г.И. Петров, Н.Ю. Черняев, И.Ж. Жайсан, СВ. Калетин, О.И. Паначев, А.М. Соколов, СИ.Порядин // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-54.

64. Петров, Г.И. Особенности моделирования силовых связей при компьютерном моделировании движения и схода колесной пары вагона с учетом качения, подскальзывания и скольжения обода и гребня колеса по боковой грани головки рельса [Текст] / Г.И. Петров, Д.В. Шпади, А.Г. Петров, С.В. Калетин, С.И. Порядин, О.И. Паначев // МИИТ. - 2015. - XVI научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-101 -II-106.

65. Петров, Г.И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути [Текст] / Г.И. Петров, А.Н. Шамаков, В.М. Богданов, В.М. Меланин, Н.В. Телегин // Глобус. - 2003. - 257 с.

66. Петров, Г.И. Пассивное и активное гашение вибраций для подвижного состава [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко, О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-51 – II-52.

67. Петров, Г.И. Построение уточненной компьютерной модели грузового вагона [Текст] / Г.И. Петров, С.И. Порядин, С.В. Калетин, О.И. Паначев, М.В. Сапетов, А.О. Иванов // МИИТ. - 2013. - XIV научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-35.

68. Петров, Г.И. Построение уточненной математической модели, описывающей процесс опрокидывания кузова полувагона [Текст] / Г.И. Петров, И.В. Чепурченко, С.В. Калетин, О.И. Паначев, А.М. Соколов, С.И. Порядин // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-102 – II-104.

69. Петров, Г.И. Преимущества и недостатки конструкций ходовых частей некоторых иностранных вагонов [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко,

О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-52 – II-53.

70. Петров, Г.И. Преимущество скользунов постоянного контакта [Текст] / Г.И. Петров, П.С. Анисимов, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова, Н.К. Игембаев // МИИТ. - 2010. - XI научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-3.

71. Петров, Г.И. Увеличение межремонтного пробега за счет модернизации буксового узла [Текст] / Г.И. Петров, В.Г. Воротников, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова // МИИТ. - 2011. - XII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-3.

72. Петров, Г.И. Численный эксперимент по оценке влияния фрикционных свойств контакта колесо-рельс на показатели износа и динамики порожнего полувагона [Текст] / Г.И. Петров, Д.В. Иванов, В.М. Кузович, М.В. Козлов, С.С. Андриянов, Н.К. Игембаев // МИИТ. - 2008. - IX научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. XIV9- XIV11.

73. Петров, Н.П. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельсов и устойчивость пути [Текст] / Н.П. Петров // Петербург. - 1915. - 430 с.

74. Плотников, И.В. Анализ компьютерного моделирования НДС боковой рамы тележки вагона с учетом наличия концентраторов напряжений [Текст] / И.В. Плотников, Г.И. Петров, С.В. Калетин, О.И. Паначев, А.М. Соколов // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-99 – II-100.

75. Погорелов, Д.Ю. Введение в моделирование динамики систем тел [Текст] / Д.Ю. Погорелов // БГТУ. - 1997. - 156 с.Погорелов, Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / Д.Ю. Погорелов // Ростов-на-Дону. - 2003. - Сб. докл. междунар. конгресса «Механика и трибология транспортных систем - 2003». - С. 226-232.

76. Погорелов, Д.Ю. Универсальный механизм. Руководство пользователя [Текст] / Под ред. Д.Ю. Погорелова // БГТУ. - 1993. – 2008.

77. Распоряжение Правительства РФ от 17.06.2008 № № 877-р "О Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года" [Электронный ресурс] / ОАО «РЖД» - Электрон, дан. (1 файл). - М, 2011. - Режим доступа: http://doc.rzd.ru/doc/public/ru?id=3997&layer_id=5104& STRUCTURE _ID =704.

78. Ромен, Ю.С. Вход в кривую железнодорожного экипажа [Текст] / Ю.С. Ромен // ВНИИЖТ. - 1966. - № 7. - С. 29-32.

79. Ромен, Ю.С. Математическое моделирование влияния перекоса колесных пар на интенсивность износных процессов [Текст] / Ю.С. Ромен // Денепропетровск. - 1996. - IX Международная конференция «Проблемы механики железнодорожного транспорта». - С. 127-128.

80. Ромен, Ю.С. О нелинейных колебаниях железнодорожного экипажа в кривых произвольного очертания [Текст] / Ю.С. Ромен // ЦНИИ МПС. - 1967. - Вып. 347. - С. 5-27.

81. Соколов, М.М. Выбор жесткости упругих прокладок в тележках грузовых вагонов с буксовым подвешиванием [Текст] / М.М. Соколов, Д.Д. Беньковский, Г.В. Левков, под ред. И.И. Челнокова // Транспорт. - 1969. - Вып. 298. - С. 96-100.

82. Соколов, М.М. Экспериментальные исследования боковых колебаний грузовых вагонов на тележках буксового и центрального подвешивания [Текст] / М.М. Соколов, Г.В. Левков, Е.А. Корнильев // ЛИИЖТ. - 1973. - Вып. 363. - С. 78-83.

83. Супруненко, П.М. Гармонические колебания подвижного состава железных дорог [Текст] / П.М. Супруненко // Госжелдориздат. - 1934. - 297 с.

84. Сушинский, Б.Б. О влиянии жесткости и расположения рессор в паровозах на спокойствие и безопасность езды [Текст] / Б.Б. Сушинский // Инженер. - 1882. - № 9. - С. 15-17.

85. Тибилов, Т.А. О вероятностном анализе колебаний подвижного состава [Текст] / Т.А. Тибилов // Ростов-на-Дону. - 1965. - Вып. 51. - С. 16-31.

86. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. УиверПер. с англ. под ред. Э.И. Григолюка // Машиностроение. - 1985. - 472 с.

87. Тимошенко, С.П. Прочность и колебания элементов конструкций [Текст] / С.П. Тимошенко // Наука. - 1975. - 704 с.

88. Ушкалов, В.Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / В.Ф. Ушкалов [и др.] // Наук, думка. - 1989. – 240 с.

89. Ушкалов, В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей [Текст] / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько // Наук, думка. - 1982. - 360 с.

90. Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи [Текст] / Х. Хейман // Трансжелдориздат. - 1957. - 416 с.

91. Хохлов, А.А. Параметры перспективных двухосных тележек вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // ВНИИЖТ. - 1981. - Вып. 639. - С. 51-60.

92. Хохлов, А.А. Построение единой математической модели колебаний многоосных вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // ВНИИЖТ. - 1982. - № 3. - С. 46-48.

93. Хохлов, А.А. Решение экстремальных задач динамики вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // МИИТ. - 1982. - 105 с.

94. Хусидов, В.Д. Методика компьютерной оценки безопасности движения подвижного состава [Текст] / В.Д. Хусидов, Ю.С. Ромен Ю.С, Г.И. Петров [и др.] // МПС. – 1999.

95. Хусидов, В.Д. Решение задач динамики подвижного состава с применением ЭЦВМ [Текст] / В.Д. Хусидов // НИИИНФОРТЯЖМАШ. - 1967. - Вып. 5-67-13. - С. 6-8.

96. Челноков, И.И. Гасители колебаний вагонов [Текст] / И.И. Челноков, Б.И. Вишнянко, В.М. Гарбузов, А.А. Эстлинг // Трансжелдориздат. - 1963. – 176 с.

97. Черкашин, Ю.М. Анализ некоторых критериев, оценивающих опасность схода при вкатывании колеса на рельс [Текст] / Ю.М. Черкашин, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов // ПГУПС. - IV межд. науч. -практ. конф. "Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты". - С. 206-209.

98. Шадур, Л.А. Вагоны [Текст] / Под ред. Л.А. Шадура // Транспорт. - 1980. - 440 с.

99. Шадур, Л.А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет [Текст] / Под. ред. Л.А. Шадура // Транспорт. - 1980. - 222 с.

100. Шпади, Д.В. Расчет запаса устойчивости колес против схода с рельсов [Текст] / Д.В. Шпади, Г.И. Петров, С.В. Калетин, О.И. Паначев, А.Г. Петров // МИИТ. - 2015. - XVI научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. I-33.

101. Bychly, I. FUHRUNG AND LAU DES LOCOMOTIV RADES IM GLEIS [Текст] / I. Bychly // Schweizefische Bauzeitung. - 1923. - № 2. - S. 119-125.

102. Carter, F.W. ON THE ACTION OF LOCOMOTIVE DRIVING WHEEL [Текст] / F.W. Carter // Proc. Roy. Soc. -Ser. A. - 1926. - V. 112. - S. 151-157.

103. Kik, W. WEAR OF RAILS IN A CURVE OF A COMMUTER TRAIN, MEASUREMENT AND SIMULATION [Текст] / Сб. статей (под ред. Ю.П. Бороненко) // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. - ПГУПС. - 2005. - С. 202 - 213.

104. Pater, de A.D. THE GEOMETRICAL CONTACT BETWEEN TRACK AND WHEELSET [Текст] / de A.D. Pater // Vehicle System Dynamics. - 1988. - № 3. - S. 127-140.

105. Petrov, G.I. SOME FEATURES OF COMPUTER SIMULATION OF POWER RELATIONS OF FREIGHT WAGON IN WHEEL PAIR [Текст] / G.I. Petrov, S.V. Kaletin, O.I. Panachev // Modern science. M., 2016. - № 10. - S. 26-34.

106. Petrov, G.I. THE METHOD FOR CALCULATING THE SAFETY FACTOR AT THE MOMENT OF THE DERAILMENT OF THE FREIGHT WAGON WHEEL PAIR [Текст] / G.I. Petrov, S.V. Kaletin, O.I. Panachev // Modern science. M., 2016. - № 12. - S. 41-44.

107. Wolf, G. THE TRUCK BOLSTER BOWL: IS IT A BOWL OR A BEARING [Электронный ресурс] / G. Wolf // rail interaction. - 2005. - № 10. - Режим доступа: http://www.interfacejournal.eom/features/09-05/ctrbowl/.