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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2017

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный университет путей сообщения Императора Николая II» (МГУПС (МИИТ)

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор
Петров Геннадий Иванович

Официальные оппоненты: **Бороненко Юрий Павлович -**
доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I», кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство», заведующий кафедрой;

Самошкин Олег Сергеевич –
кандидат технических наук, АО «Федеральная пассажирская компания», Отдел разработки и внедрения нового подвижного состава, главный специалист.

Ведущая организация — Закрытое акционерное общество Научная организация «Тверской институт вагоностроения» ЗАО НО «ТИВ», г. Тверь

Защита состоится «20» июня 2017 г., в 15.00 на заседании диссертационного совета Д 218.005.01 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждении высшего образования «Московский государственный университет путей сообщения Императора Николая II» по адресу: 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9, ауд. 2505.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте МГУПС (МИИТ), www.miit.ru.

Автореферат разослан «___» _____ 2017 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Воронин Николай Николаевич

Общая характеристика работы

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».

В этой Стратегии 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».

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

Основные надежды при проектировании вагона с улучшенными техническими 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 нагруженности высокочастотных колебаний экипажной части грузового вагона, что повышает их вибронагруженное состояние и интенсивность износов в деталях и узлах. Все это приводит к снижению наработки на отказ вагона в целом и увеличивает вероятность захода его в неплановый ремонт, увеличивая этим оборот вагона и в увеличении эксплуатационного парка. Учитывая эти факторы, была поставлена актуальная задача по снижению вибронагруженного состояния экипажной части грузового вагона в эксплуатационном парке путем создания конструкции, позволяющей активно демпфировать высокочастотные колебания в фрикционных узлах и деталях тележки грузового вагона и за счет этого 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 антифрикционных и износостойких демпферных элементов в фрикционные узлы сопряжения деталей и узлов, активно поглощающих вибрацию и снижающих износы, возникающую в процессе движения по железнодорожному пути. Ремонт тележек грузовых вагонов выполняют в соответствии с требованиями РД-32ЦВ с установкой износостойких элементов по проекту ПКБ ЦВ М1698. Это износостойкие скобы, прокладки и планки. Предлагается износостойкие элементы конструктивно выполнять в виде трехслойного антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации (вибропоглотителя).

Внедрение поглощающих вибрацию износостойких элементов 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 упруго-фрикционных параметров износостойких вибропоглотителей необходимо разработать математическую модель и достоверную методику. Рассмотрение вопросов связанных с данной тематикой носит как теоретическую, так и практическую значимость этой работы для всех участников комплекса вагонного хозяйства.

Степень разработанности темы. В процессе многолетних теоретических и экспериментальных исследований движения подвижного состава сформировалось основное направление развития динамики, как науки о колебаниях надрессорного строения вагонов в вертикальной плоскости; извилистого движения в прямых участках пути; воздействии на путь при движении в кривых, взаимодействии колеса и рельса и др.

Изучению вопросов колебаний подвижного состава и совершенствования его экипажной части на всех этапах развития железнодорожного транспорта уделялось большое внимание. Фундаментальные исследования в этой области выполнены известными учеными В.И. Лопушинским, Б.Б. Сушинским, Н.П. Петровым, Н.Е. Жуковским, П.М. Супруненко, В.А. Лазаряном, С.П. Тимошенко и др. Комплекс вопросов, связанных с исследованиями движения подвижного состава, нашли отражение в исследованиях А.М. Годыцкого-Цвирко, в них колебания подвижного состава классифицируются на: подпрыгивание, подергивание, боковую и продольную качку и виляние, особое внимание уделено исследованиям воздействия подвижного состава на верхнее строение пути.

Исследованиям колебаний подвижного состава с целью совершенствования его экипажных частей всегда уделялось серьезное внимание со стороны отраслевой и академической науки в Москве (ВНИИЖТ, МИИТ и НИИ вагоностроения), С.-Петербурге (ПГУПС), Коломне (ВНИКТИ), Твери (ТИВ), Брянке (БГТУ) и ряда других учебно-научных организациях.

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

Метод цифрового моделирования являются современными методами исследования колебаний экипажной части подвижного состава, которые позволяют описывать движение вагонов в различных режимах в прямых и криволинейных участках с эксплуатационными отклонениями от норм в содержании ходовых частей и железнодорожного пути. Программно-вычислительные комплексы позволяют решать задачи по прогнозированию, оптимизации и оценки чувствительности к изменению условий эксплуатации. Главные трудности при разработке комплексов сводятся к построению достаточно адекватных компьютерных моделей, описывающих процессы воздействия ходовых частей подвижного состава между собой и на путь.

В МИИТе профессорами В.Д. Хусидовым и Г.И. Петровым создан программный комплекс «ДИОНиС», в БГТУ профессором Д.Ю. Погореловым разработан программный комплекс «Универсальный механизм» (ПК «УМ»), с помощью которых в настоящее время решается большинство сложнейших задач динамики.

Цель и задачи. Цель представленной работы состоит в разработке предложений по повышению безремонтного пробега эксплуатируемого грузового вагона за счет снижения вибронагруженного состояния ходовых частей экипажной части и выбора рациональных параметров антифрикционного износостойкого поглотителя вибрации фрикционных узлов тележки (далее – износостойкий вибропоглотитель) с оценкой влияния их на безопасность движения и динамические качества грузового вагона.

В соответствии с поставленной целью необходимо решить следующие задачи:

- Разработать уточнённую математическую модель грузового вагона, оборудовав изнашиваемые узлы тележки износостойкими вибропоглотителями;

- предложить достоверную методику по выбору рациональных параметров износостойких вибропоглотителей и мест их установки в тележке;

- сделать сравнительный анализ экспериментальных и расчётных данных и проверить адекватность и точность предложенных уточненной модели и методики;

- выполнить многовариантный анализ расчётных данных для уточненной математической модели грузового вагона по влиянию параметров износостойкого вибропоглотителя на примере его установки в буксовый узел с оценкой динамических качеств и обеспечение безопасности движения грузового вагона;

- обосновать значение повышенного безремонтного пробега грузового вагона за счет снижения вибронагруженного состояния его ходовых частей;

- сделать технико-экономическую оценку эффективности предложений по увеличению безремонтного пробега вагона со сниженной вибронагруженостью экипажной частью.

Научная новизна. Разработана, обоснована и рекомендована уточненная математическая модель грузового вагона с установленными во фрикционные узлы тележки износостойкими вибропоглотителями, позволяющая описывать движение по прямым и криволинейным участкам с отклонениями в содержании деталей и узлов ходовой части и железнодорожного пути в плане и профиле.

Теоретическая и практическая значимость работы. Рекомендованная уточненная математическая модель грузового вагона с тележками оборудованными антифрикционными износостойкими поглотителями вибрации (вибропоглотителями) позволяет:

- выполнить количественную и качественную оценку влияния вибропоглотителей на динамические свойства тележки для реальных условий железнодорожного пути в сочетаний с предельно-допустимыми износами деталей и узлов в тележке;

- выбрать рациональные упруго-фрикционные параметры опорных вибропоглотителей вибрации.

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

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

Сделана технико-экономическая оценка эффективности от повышения безремонтного пробега грузового вагона за счет внедрения износостойкого вибропоглотителя.

Методология и методы исследования. Классический подход при решении задач оценки ходовых и динамических свойств грузовой тележки с разработкой уточненной компьютерной модели грузового вагона с использованием систем нелинейных дифференциальных уравнений динамики подвижного состава и методов цифрового, численного интегрирования в ПК «ДИОНиС» и «УМ».

Положения, выносимые на защиту. а) Уточненная математическая модель грузового вагона с оценкой вибронагруженного состояния ходовых частей тележки, оборудованной антифрикционными износостойкими вибропоглотителями,

описывающая движение вагона в криволинейных и прямых участках железнодорожного пути с неровностями в плане и профиле;

б) Модифицированная математическая модель трёхслойного элемента и методика выбора рациональных параметров антифрикционных износостойких вибропоглотителей;

в) Оценка влияния упруго-фрикционных вибропоглотителей на ходовые и динамические свойства грузового вагона с предельно-допустимыми износами в содержании ходовых частей 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" 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, 2 из которых опубликованы в журналах, входящих в перечень ВАК РФ.

Получено два патента на полезную модель №№ 140958, 140959.

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.

Содержание работы

Во введении приводятся обоснование актуальности темы диссертации и степень ее разработанности, сформулированы цель и задачи исследования, указаны научная новизна и практическая значимость полученных результатов, а также изложены основные положения, выносимые на защиту.

В первом разделе отмечается, что динамические качества грузового подвижного состава в значительной степени зависят от их упруго-диссипативных характеристик и являются объектом в исследованиях академической и отраслевой науках. Фундаментальной основой работ служат исследования известных российских ученых: П.С. Анисимова, В.В. Березина, И.В. Бирюкова, Е.П. Блохина, В.М. Богданова, Ю.П. Бороненко, Г.П. Бурчака, М.Ф. Вериго, С.В. Вершинского, Л.О. Грачевой, Ю.В. Демина, И.П. Исаева, А.Я. Когана, А.И. Кокорева, К.П. Королева, В.С. Коссова, Н.Н. Кудрявцева, В.А. Лазаряна, А.А. Львова, В.Б. Меделя, А.М. Орловой, Г.И. Петрова, Д.Ю. Погорелова, Ю.С. Ромена, М.М. Соколова, А.Н. Савоськина, Т.А. Тибилова, А.А. Хохлова, В.Ф. Ушкалова, В.Д. Хусидова, И.И. Челнокова, В.Н. Филиппова, Ю.М. Черкашина и многих других. Следует отметить работы таких известных зарубежных ученых, как Ю. Кофмана, Т. Мацудайра, П. Мюллера, Е. Шперлинга и других.

В МИИТе сложилась научная школа по изучению динамики и прочности вагонов, которую представляют П.С. Анисимов, С.В. Беспалько, В.Н. Корольков, Г.И. Петров,

П.А. Устич, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов, А.Н. Савоськин, Е.В. Сердобинцев, Т.А. Тибилов и другие.

В Санкт-Петербургском государственном университете путей сообщения (СГУПС) научная школа динамики вагонов была организована под руководством профессора И.И. Челнокова. В нее входят Ю.П. Бороненко, М.М. Соколов, А.М. Соколов, А.М. Орлова и другие. В БГТУ школу представляют В.В. Кабищанов, Д.Ю. Погорелов и другие.

В настоящее время используются различные подходы исследования динамики подвижного состава. Широкими возможностями обладает метод математического моделирования в области исследования колебаний экипажной части подвижного состава. Главными трудностями при использовании этого метода, заключается в построении достаточно адекватных математических моделей, описывающих сложные процессы движения ходовых частей и воздействия пути на подвижной состав. В работе сделан анализ технических решений двухосных тележек и буксовых узлов грузового вагона, указывающий на то, что конструкторские решения, в той или иной мере, имеют определенные достоинства и недостатки, влияющие на вибронагруженность экипажной части. В ряде случаев эти недостатки непосредственно влияют на износы в узлах и деталях подвижного состава, что в свою очередь отражается на безопасности движения и величине безремонтного пробега вагона.

Проведенный конструктивный анализ показал, что большинство разрабатываемых конструкций перспективных ходовых частей грузовых вагонов направлены на разработку предложений по снижению вибронагруженности экипажной части вагона путем разработки новых моделей тележки. Конструкторы новых тележек грузовых вагонов с улучшенными техническими характеристиками идут путем увеличения осевой нагрузки и широкого применения технических решений, 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.

Несмотря на наличие рассмотренных выше исследований, к настоящему времени, вопрос выбора рациональных упруго-фрикционных параметров антифрикционных износостойких вибропоглотителей в изнашиваемых узлах применительно к отечественному подвижному составу окончательно не решен. Это подтверждается также отсутствием методики выбора параметров вибропоглотителей тележки на этапе проектирования подвижного состава.

Все сказанное позволяет сформулировать цель работы:

Разработать предложения по повышению безремонтного пробега эксплуатируемого грузового вагона за счет снижения вибронагруженного состояния ходовых частей экипажной части и выбора рациональных параметров износостойкого вибропоглотителя для контактных фрикционных узлов тележки с оценкой безопасности движения, динамических качеств и безремонтного пробега.

Второй раздел диссертационной работы посвящен разработке уточненной математической модели движения грузового вагона, оборудованного существующими и модернизированными тележками со стандартной буксой и с буксой оборудованной износостойким вибропоглотителем, в которой учтены характерные особенности

кинематических и силовых связей в конструктивных элементах деталей и узлов ходовой части тележки типа 2 по ГОСТ 9246.

Схема вагона состоит из 19-и абсолютно твердых тел, схеме соответствует 114 степеней свободы. Расчетная схема грузового вагона и железнодорожного пути представлена на рисунке 1.

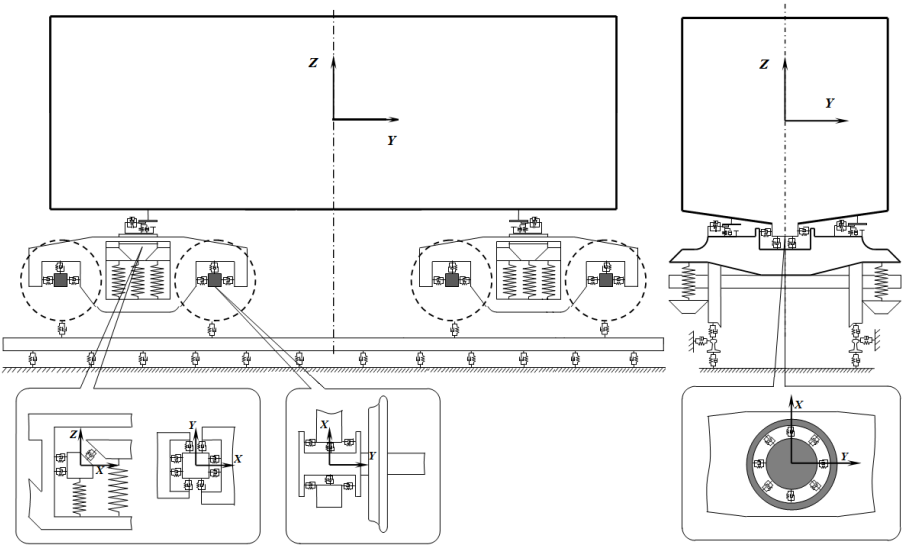


Рисунок 1 - Расчетная силовая схема вагона и железнодорожного пути

Разработанная модель реализована в аналитической программной среде синтеза уравнений движения ПК «УМ».

На основании динамических уравнений и теоремы о движении центра масс движение в обобщенных координатах грузового вагона как механической системы описано системой дифференциальных уравнений второго порядка для i-го тела математической модели с нелинейными правыми частями (в матричном виде):

$$\sum_{i=1}^{19} M_i(q)\ddot{q}_i + \sum_{i=1}^{19} k_i(q,\dot{q}) = \sum_{i=1}^{19} Q_i$$

где $M_i(q)$ – матрица масс;

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

Q_i – вектор-столбец обобщенных активных сил.

Решая численно в среде ПК «УМ» полученные системы дифференциальных уравнений второго порядка относительно уточненных подвижных и неподвижных систем координат модели определяются линейные и угловые перемещения, скорости и ускорения тел модели вагона, а также любых точек, принадлежащих телам во времени.

Для описания контактных взаимодействий, в диссертации применена математическая модель контакта «точка-плоскость». Такая модель представляет собой одностороннюю связь неудерживающего типа. В случае появления контакта, сила раскладывается на две составляющие силы: нормальную и силу трения. Для

нормальной реакции использована упруго-диссипативная модель, для силы трения введены два режима: скольжения и упругого сцепления.

Компьютерная модель износостойкого вибропоглотителя выполнена в виде трехслойной прокладки, состоящих из двух стальных и одного полимерного (резинового) слоев (рисунок 2).

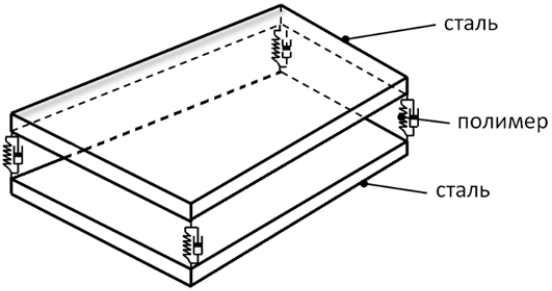


Рисунок 2 - Трехслойный износостойкий поглотитель вибраций

Каждая такая трехслойная прокладка была смоделирована в виде подсистемы, что позволяет вставлять ее в качестве связи между любыми узлами трения деталей и узлов тележкек вагона.

Полимерный слой был реализован при помощи реологической модели Максвелла (рисунок 3) и так называемой рессоры Фанчера.

В данном случае, для моделирования резинометаллических элементов, эластомеров, применена ячейка Максвелла, как последовательное соединение линейных пружины и демпфера.

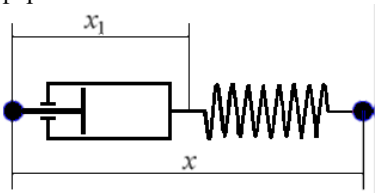


Рисунок 3 – Модель Максвелла

при $\dot{x} = 0$, получим $F = F_0 x^{\frac{-t}{\tau}}$,

где $\tau = d/c$ время релаксации.

Математическая модель рессоры Фанчера, являющаяся модификацией реологической модели параллельно установленных пружины и гасителя сухого трения (рисунок 4), построена следующим образом:

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

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

$$F_{mp} = \mu \cdot c_{fan} \cdot \Delta x_i,$$

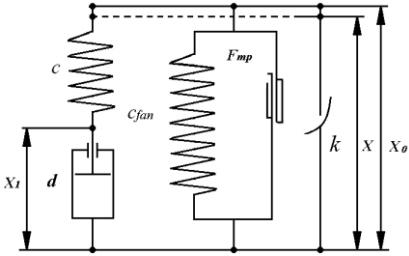


Рисунок 4 - Схема силового элемента

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;

$F_{тр}$– сила трения;

β– экспоненциальный параметр подвешивания (запаздывания).

Для реализации нелинейности (изменения жесткости от деформации), установлен элемент описываемый зависимостью:

$$F_{нел} = \pm k(x - x_0)^3,$$

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

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

На рисунке 5 - гистерезис, полученный путем компьютерного моделирования вибропоглотителя при гармонических колебаний при моделировании для следующих значениях показателей: μ=0.8, c_{fan}=c=9 МН/м, β=0.000002 Н/м3, ν=0.01 Гц.

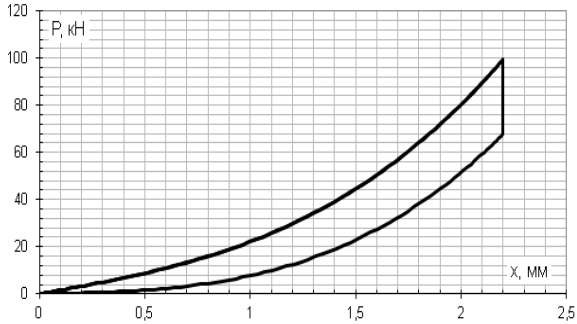


Рисунок 5- Диаграмма деформирования полимера (моделирование)

На рисунке 6 представлен гистерезис, полученный при стендовых испытаниях рельсовой полимерной прокладки из материала ТПК-5.

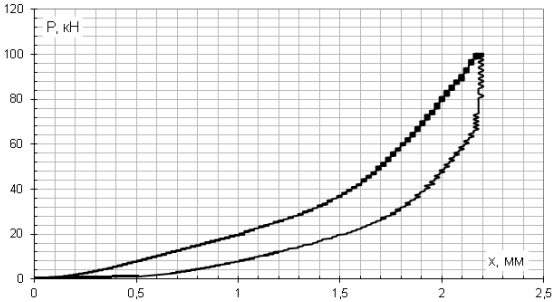


Рисунок 6 - Диаграмма деформирования полимера (эксперимент)

Следует отметить, что на показанных выше диаграммах получено достаточно точное совпадение стендовых испытаний и компьютерного моделирования вибропоглотителя из полимерных материалов.

На основании полученных диаграмм нагружения демпфируемого материала, затухающих колебаний и их сравнении, приняты окончательные значения рациональных упруго-фрикционных параметров эластомерногом слоя вибропоглотителя - 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.

На рисунке 7 показана зависимость динамических значений силы от деформации при окончательно принятых значениях параметров.

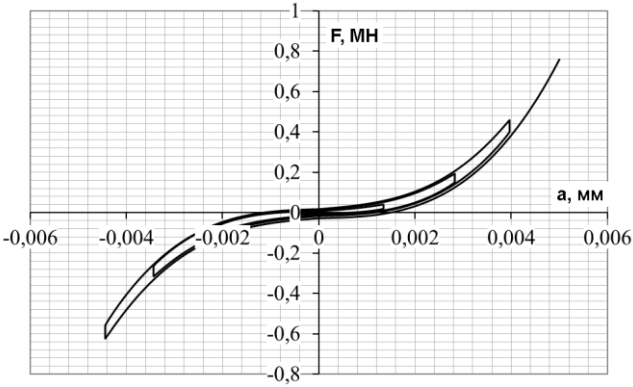
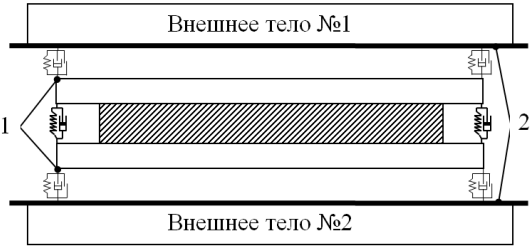


Рисунок 7 - Зависимость силы от деформации

Связь верхней и нижней пластин с внешними по отношению к прокладке телами реализована при помощи контактных элементов типа точка и плоскость, которые заданы коэффициентами трения, контактными жесткостью и диссипацией (рисунок 8).



1 – контактные точки; 2 – контактные плоскости.
Рисунок 8 - Связь прокладки вибропоглотителя с внешними телами.

В математической модели вибропоглотителя учтены зазоры в продольном и поперечном направлениях двух стальных пластин относительно внешних тел, а также ограничения по их повороту относительно внешних тел вокруг оси перпендикулярной продольной оси пластины. При выборе каждого из зазоров возникает упругая контактная сила с коэффициентом жесткости, в данном случае это – значение контактной жесткости (для ограничения по углу численное значение угловой контактной жесткости принята меньше, чем для линейной жесткости).

Таким образом, в соответствии с поставленной целью в общую математическую модель грузового вагона в каждый буксовый узел каждой грузовой тележки введена дополнительная математическая модель вибропоглотителя, которая с достаточной точностью отражает поведение своего реального аналога и позволяет проводить многовариантные расчеты для различных инерционных, геометрических, жесткостных и фрикционных параметров.

Использование в компьютерной модели вагона математическую модель вибропоглатителя в качестве дополнительного составного блока позволяет моделировать наличие любых полимерометаллических (резинометаллических) износостойких вибропоглотителей, установленных не только между корпусом буксы и боковой рамой, но и в любых других фрикционных парах тележки: подвижная фрикционная планка, колпак скользуна, пятниковый узел, опорная поверхность рессорного комплекта и т.д.

Проведенное сравнение результатов полученных при испытаниях и моделировании по предложенной методике показало, что математическая модель вибропоглатителя с полимерным элементом с достаточной точностью отражает поведение своего реального аналога и позволяет выбирать и применять их рациональные параметры.

В третьем разделе работы выполнен анализ многовариантных расчетов движения вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов по реальному пути (в расчете учтены осциллограммы вертикальных и горизонтальных неровностей железнодорожного пути по НТР 19.5.002. Р 2007 г ВНИИЖТ).

Для качественной и количественной оценки разработанной модели грузового вагона на грузовых тележках с антифрикционными износостойкими вибропоглотителями в буксовом узле проведена серия расчетов движения в кривых

радиусом 350 м (с возвышением головки рельса до 100 мм при движении со скоростями 5÷80 км/ч), в кривых радиусом 500 м (с возвышением до 100 мм при движении со скоростями 20÷100 км/ч) в порожнем и груженом режиме движения вагона с осевой нагрузкой 8.5 тс и 23.5 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 и горизонтальной динамики и ускорений.

Графические отображения сопоставленных экспериментальных значений и расчетных данных приведены на рисунках 9-11.

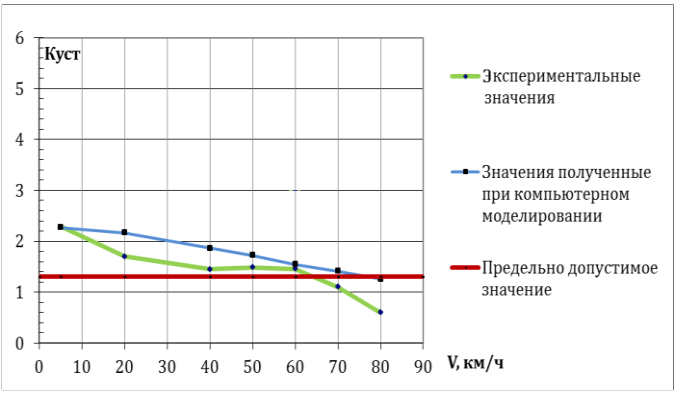


Рисунок 9 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных по коэффициенту запаса устойчивости.

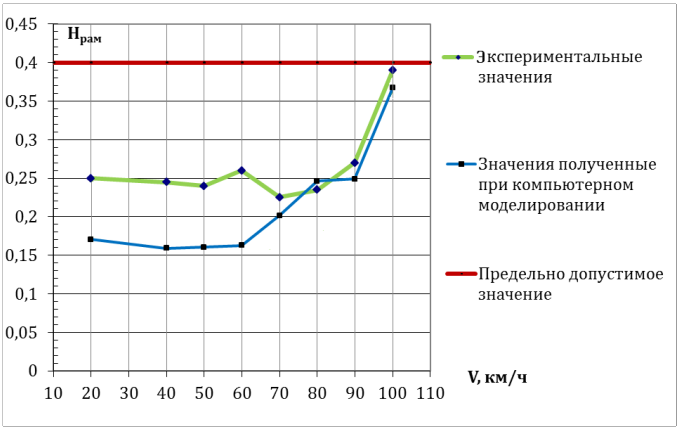


Рисунок 10 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных при значения рамных сил в долях осевой нагрузки.

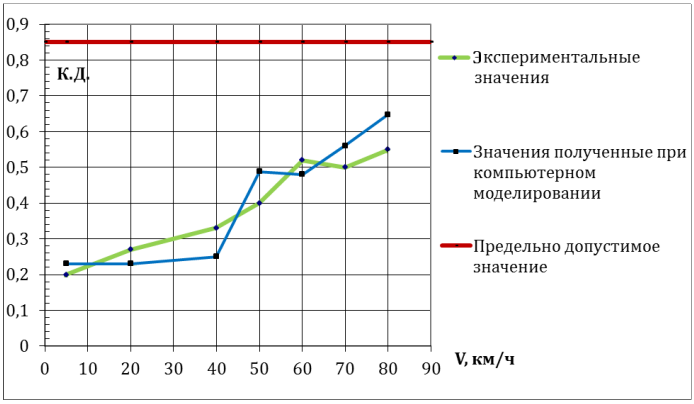


Рисунок 11 - Сопоставление экспериментальных и расчетных данных по значениям коэффициента динамики по раме.

Из анализа экспериментальных и расчетных данных следует, что максимальный % расхождения 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, результаты, полученные при помощи компьютерного моделирования, показывают удовлетворительное соответствие с экспериментальными данными. Это свидетельствует о достоверности результатов разработанной математической модели вагона.

В качестве основных показателей для качественной и количественной оценки предлагаемых к рассмотрению вариантов улучшения ходовых и динамических качеств грузовой тележки за счет установки вибропоглотителей в процессе многовариантного компьютерного моделирования были приняты следующие динамические параметры:: 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 в буксовом узле; суммарные значения удельной работы сил трения в контакте колесо – рельс.

При проведении с помощью уточненного компьютерного моделирования многовариантных расчетов движения вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов по реальному пути определялись силы, действующие на ходовые части для порожнего и груженого вагона в зависимости от скорости

движения (от 40 - до 120 км/ч с шагом вычисления 10 км/ч) в прямом и в криволинейных (650 м и 350 м) участках железнодорожного пути с неровностями.

Анализ проведенных расчетов показывают, что в порожнем режиме по всем показателям тележка с вибропоглотителем показывает лучшие по динамике результаты, чем стандартно используемая тележка. В частности по воздействию рамных сил до 17%, по боковым силам до 20% (рисунок 12), по коэффициентам запаса устойчивости улучшение составило до 14%, по забегу боковин до 54%, по работе сил трения между буксой и боковиной до 99% и по удельной работе в контакте колеса и рельса до 20% (рисунок 13).

Тележка с вибропоглотителем в груженном режиме показывает также лучшие по динамике результаты. По воздействию рамных сил до 19%, по боковым силам до 9%, по коэффициентам запаса устойчивости улучшение составило до 6% (рисунок 14), по забегу боковин до 49%, по работе сил трения между буксой и боковиной до 100% (рисунок 15) и по удельной работе в контакте колеса и рельса до 25%.

Особое внимание следует уделить уменьшению износа и вибронагруженности боковой рамы и корпуса буксы до 99%.

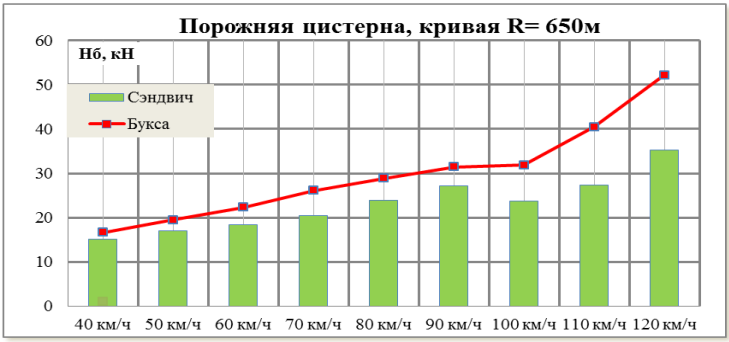


Рисунок 12 - Воздействие боковых сил

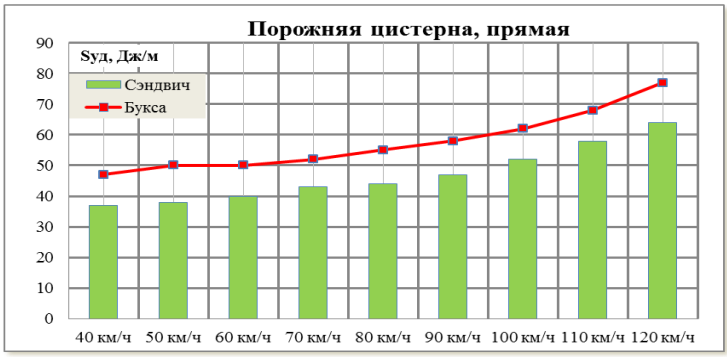


Рисунок 13 – Значения удельной работе в контакте колеса и рельса

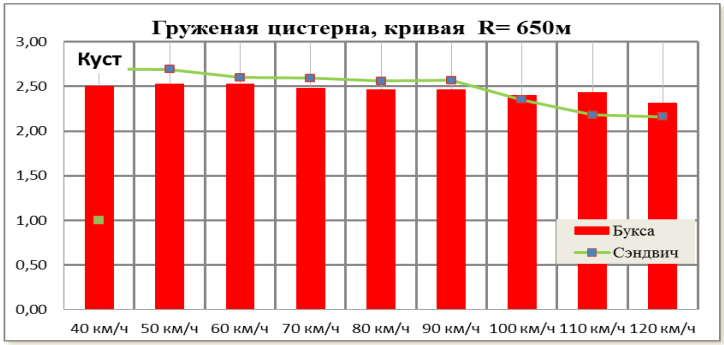


Рисунок 14 – Значения по коэффициентам запаса устойчивости

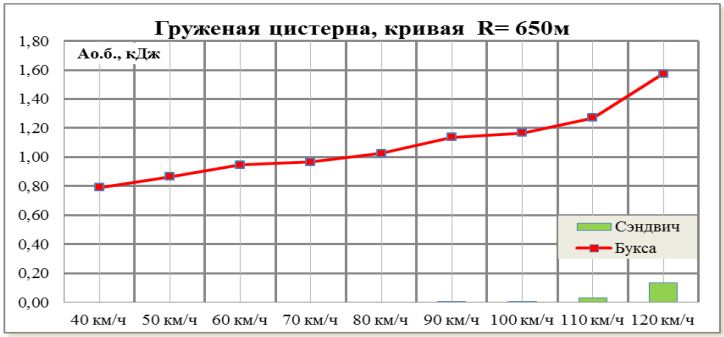


Рисунок 15 – Значения по удельной работе сил трения между буксой и боковиной

В работе выполнен анализ динамической нагруженности ходовых частей тележек и оценка безопасности движения путем многовариантного варьирования параметров технического состояния их деталей и узлов в эксплуатации для варианта:

№1 «Букса» - типовые корпуса букс с пластинами по проекту ПКБ ЦВ М1698 и

№2 «Вибропоглотитель» - типовые корпуса букс с антифрикционными износостойкими вибропоглотителями с геометрическими размерами по проекту ПКБ ЦВ М1698.

Анализу подвергся вагон со следующим техническим 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.

На данном этапе были проанализированы усредненные значения из средних текущих показателей динамики, безопасности движения и износов для технического

состояния ходовых частей вагона «новое», «средне-изношенное» и «предельно-изношенное».

Анализ усредненных значений показателей динамики и безопасности показал, что зафиксировано их улучшение при установке износостойких вибропоглотителей в буксовый узел до 4 %, а по величине забега боковых рам до 15 %.

Анализ усредненных значений показателей износа показал, что зафиксировано значительное улучшение при установке износостойкого вибропоглотителя в буксовый узел (таблица 1).

Таблица 1 - Усредненные значения улучшения показателей износа, (%)

Показатель	Тележка с установленным вибропоглотителем к стандартной тележке	
	40-90 км/ч	40-120 км/ч
Буксовый проем боковой рамы (- «минус» улучшение)	-87 %	-84 %
Износ колеса (- «минус» улучшение)	-16 %	-14 %

Многовариантные расчеты компьютерного моделирования движения грузового вагона с различными конструктивными особенностями ходовых частей по реальному пути показывают, что установка износостойких вибропоглатителей в буксовом узле позволяет достигнуть эффекта снижения работы сил трения в узлах ходовых частей до 16 %, а на опорной поверхности боковой рамы буксового узла – до 87 %.

Таким образом, результаты сравнительного моделирования показали преимущество применения износостойких вибропоглотителей между корпусом буксы и боковой рамой взамен износостойких прокладок типа ПКБ ЦВ М1698, а анализ усредненных значений позволяет сделать вывод о существенном снижении вибронагруженности экипажной части тележки, что гарантированно дает увеличение безремонтного пробега вагона.

В четвертом разделе работы выполнен анализ прогнозирования безремонтного пробега и дана оценка технико-экономической эффективности от снижения вибронагруженности экипажной частей вагона.

Для обоснования увеличения норм межремонтного пробега грузового вагона приведена оценка влияния предлагаемого использования антифрикционных износостойких вибропоглотителей на износ основных узлов грузовой тележки и в целом на улучшение ходовых и динамических свойств грузового вагона.

В работе для количественной оценки прогноза интенсивности износа используем безразмерные весовые коэффициенты, определяющие долю кривых и прямых участков на исследуемом участке железной дороги, для которой прогнозируется износ. 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.

В таблице 2 показаны результаты расчетов улучшения показателей износа (снижение износа) по сравнению с базовым вариантом.

Таблица 2 - Улучшение показателей износа изнашиваемых узлов тележки

Наименование	Улучшение показателя (снижение износа) по сравнению с базовым вариантом №1
	вибропоглотитель
Опорная поверхность буксового проема	99.2 %
Фрикционная планка	20.1 %
Наклонная поверхность клина	8.8 %
Опорная поверхность пятника	17.9 %
Износ колеса	75.5 %

Из таблицы 2 видно, что предлагаемый вариант модернизации тележки с установкой вибропоглотителя в буксовый проем, позволяет снизить износы основных пар трения в тележке и, следовательно за счет этого, обосновывается увеличение вероятного безремонтного пробега вагона.

Обоснование увеличения вероятной величины гарантированного межремонтного пробега который с учетом весов скоростей, типов участка и загруженности вагона производится пропорционально величине уменьшенного износа колеса, составляет 75 % при модернизации с применением износостойкого вибропоглотителя в буксовом проеме боковой рамы.

Базовая величина межремонтного пробега вагона с установкой износостойкого элемента в узел трения тележки по проекту ПКБ ЦВ М1698 составляет 160 тысяч км и зависит от пробега колесной пары между обточками поверхности катания колеса. Учитывая, что снижение вибронагруженого состояния ходовой части грузового вагона, за счет модернизации буксового узла путем установки антифрикционного износостойкого вибропоглотителя гарантированно позволяет снизить износ колесной пары на 75 % и, следовательно на 75 % можно повысить межремонтный пробег грузового вагона, который будет достигать величины в 280 тысяч км.

Приведенный экономический эффект нарастающим итогом на вагон от увеличения безремонтного пробега вагона за счет снижения вибронагружения экипажной частью за счет установки антифрикционных износостойких вибропоглотителей 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 вибропоглотителей.

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 вибропоглотителей.

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 вибропоглотителей, позволяющая варьировать основными геометрическими и жесткостными параметрами вибропоглотителя.

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 вибропоглотителями 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 вибропоглотителями 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 вибропоглотителя буксового узла на динамические свойства грузового вагона и

обеспечение безопасности движения показал, что установка антифрикционного вибропоглотителя 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 безремонтного 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 безремонтного 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 вибропоглотителей 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 деталям и узлам тележек с учетом статистической информации о нагруженности несущих деталей и узлов.

Основные результаты диссертации отражены в 17 печатных работах:

а) публикации в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. 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
2. 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

б) патенты на изобретения и полезные модели

3. 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.
4. 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.

в) публикации в печатных изданиях:

5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. 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, С.И. Порядин // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-54.
9. 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.
10. 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.
11. 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.
12. 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.
13. 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.
14. 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.
15. 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.
16. 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. — p. 26-34.
17. 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. — p. 41-44.

Паначев Олег Иванович

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗРЕМОНТНОГО ПРОБЕГА ГРУЗОВОГО ВАГОНА СНИЖЕНИЕМ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ

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

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано в печать _____2017 Заказ № Формат 60x90/16
Усл. печ. л. – 1,5 Тираж 80 экз.
127994, Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9, МИИТ