

На правах рукописи

АЗАРЧЕНКОВ Андрей Анатольевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ АВАРИЙНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ СОУДАРЕНИЯХ**

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Брянск – 2005

Работа выполнена на кафедре «Вагоны» государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Брянский государственный технический университет»

Научный руководитель доктор технических наук, профессор
КОБИЩАНОВ В.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук
ОГАНЬЯН Э.С.
кандидат технических наук, доцент
БОЛДЫРЕВ А.П.

Ведущая организация – **ЗАО НО «Тверской институт вагоно-**
строения»

Защита состоится *«13» декабря 2005 г.* в 14 часов на заседании диссертационного совета К 212.021.02 при Брянском государственном техническом университете (БГТУ) по адресу: 241035, Брянск, бульвар 50-летия Октября, 7, ауд. 220.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Брянского государственного технического университета.

Автореферат разослан *«11» ноября 2005 г.*

Ученый секретарь

диссертационного совета

Реутов А.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность задачи. Повышение скоростей движения пассажирских поездов требует создание современных средств обеспечения безопасности пассажиров. Развитие систем активной защиты не способно полностью устранить возникновение аварийных ситуаций на железнодорожном транспорте, в том числе при продольных соударениях. В связи с этим целесообразно применение средств пассивной защиты пассажирских вагонов, схемы и параметры которых могут быть обоснованы с помощью анализа аварийной нагруженности при продольных соударениях.

Традиционный подход к исследованию поведения вагонов в аварийных ситуациях при продольных соударениях основывается на анализе модели вагона, состоящей из тела, имеющего одну степень свободы в пространстве, связанного с неподвижным основанием упруго-диссипативным силовым элементом. В рамках такой модели определяется максимальная сжимающая сила, действующая на кузов вагона. При этом влияние отдельных элементов вагона учитывается опосредованно, не учитывается положение вагона в составе поезда, не рассматривается возможность схода вагонов с рельсов.

На основании изложенного актуальным является разработка методики прогнозирования аварийной нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях в движении.

Цель диссертационной работы – разработка методики оценки аварийной нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях в составе поезда на основе пространственной динамической модели.

Общая методика исследований. Исследования проводятся с использованием современных методов математического моделирования, теоретической механики.

Оценка нагруженности пассажирских вагонов осуществляется в несколько этапов. На первом этапе строятся пространственные расчетные схемы ходовых частей, автосцепных, буферных и других устройств пассажирских вагонов. На следующем этапе осуществляется моделирование продольных соударений, соответствующих нормативным испытаниям, и верификация полученных результатов. Последний этап ориентирован на анализ нагруженности кузова пассажирского вагона в составе поезда в различных аварийных ситуациях, имеющих место в эксплуатации.

Научная новизна диссертации. Научную новизну составляют:

- разработанная пространственная расчетная схема скоростного пассажирского вагона, в состав которой в виде подсистем включены модель упругого кузова, тележки, автосцепного и буферного оборудования.
- модель тормозной системы пассажирского поезда, реализующая различные режимы торможения в процессе моделирования движения;

- частотно-независимая математическая модель резинометаллического поглощающего аппарата Р-5П;
- модель ударно-тяговых устройств вагона, включающая модель сцепления автосцепок смежных вагонов;
- методика моделирования аварийных продольных соударений состава пассажирского поезда с неподвижным и подвижным препятствием на рельсовом пути;
- анализ эффективности предложенной схемы устройств пассивной защиты пассажирских вагонов при продольных аварийных соударениях.

Практическая значимость работы и ее внедрение. Разработанная в диссертации методика прогнозирования аварийной нагруженности пассажирских вагонов позволяет на этапе проектирования проводить численные эксперименты аварийных продольных соударений вагонов, выявлять недостатки создаваемых конструкций а так же снизить затраты на проведение испытаний вновь строящихся вагонов в соответствии с нормативными требованиями.

Предложена конструктивная схема системы пассивной защиты кузовов отечественных пассажирских вагонов, позволяющая сохранять в работоспособном состоянии автосцепное оборудование вагонов при аварийных соударениях на высоких скоростях.

Апробация и публикация результатов работы. Основные положения диссертационной работы изложены на первой всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов «Идеи молодых – новой России» (г. Тула, ТулГУ, 2004 г.), на четырнадцатой международной научно-технической конференции «Проблемы развития рельсового транспорта» (Украина, г. Ялта, Восточноукр. нац. ун-т. им. В. Даля, 2004 г.), на 9^{-й} международной мини конференции «Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies» (Венгрия, г. Будапешт, 2004 г.), на пятой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов» (г. Москва, МГУПС, 2004 г.), на XVI международной Интернет - конференции молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС-2004), на научно – практической конференции «Проблемы и перспективы развития вагоностроения» (г. Брянск, БГТУ, 2004), на первой международной научно – практической конференции «Наука в транспортном измерении» (Украина, г. Киев 2005), на 15^{-й} международной научно-технической конференции «Проблемы развития рельсового транспорта» (Украина, г. Ялта, Восточноукр. нац. ун-т. им. В. Даля, 2005 г.), на VI научно-практической конференции «Безопасность движения поездов» (г. Москва, МГУПС, 2005 г.),

По результатам диссертационной работы опубликованы 12 печатных работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из четырех глав, введения, заключения, списка использованных источников из 116 наименований. Общий объем диссертации составляет 113 страниц, включает 100 рисунков и 5 таблиц в текстовой части, а также приложение.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение содержит обоснование актуальности разработки методики прогнозирования аварийной нагруженности кузовов пассажирских вагонов на основе уточненных пространственных расчетных схем.

В первой главе диссертации дан краткий обзор исследований и методик анализа нагруженности железнодорожных экипажей и их поведение в аварийных ситуациях. Отмечается, что значительный вклад в области теоретического исследования динамики подвижного состава внесли ученые ВНИИЖТа и ВНИИВа С.В. Вершинский, С.П. Солодков, Ю.М. Черкашин, А.В. Иванов, во ВНИТИ под руководством Н.Н. Овечникова выполнены исследования нагруженности экипажных частей локомотивов при ударах в автосцепку, значительные работы проведены во ВНИКТИ Э.С. Оганьяном. В БИТМе проблемы продольного взаимодействия вагонов исследовались под руководством Л.Н. Никольского, Б.Г. Кеглина, Н.А. Костенко, в МИИТе - В.Н. Котуранова, В.Д. Хусидова.

Глубокие исследования динамики вагонов проведены И.В. Бирюковым, Ю.П. Бороненко, Г.П. Бурчаком, Л.В. Винником, В.А. Лазаряном, А.Э. Павлюковым, А.Н. Савоськиным, В.Ф. Ушкаловым, А.А. Хохловым, Болдыревым А.П., Михальченко Г.С., Погореловым Д.Ю. Симоновым В.А.

Значительный вклад в области исследований динамического нагруженного состояния подвижного состава внесли исследователи коллективов ВНИИ железнодорожного транспорта, ВНИИ вагоностроения, Тверского института вагоностроения, ЦКБ транспортного машиностроения, Московского, Санкт - Петербургского, Уральского, Омского, Самарского университетов путей сообщения, Брянского государственного технического университета, Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта им. В. Лазаряна и ряда других научных и производственных организаций и вузов.

Обзор опубликованных работ показал, что традиционные подходы основываются на применении упрощенных расчетных схем. Такое ограничение связано со сложностью вывода и решения дифференциальных уравнений движения. В связи с этим перспективным является применение современных программных комплексов, позволяющих получать дифференциальные уравнения в автоматическом режиме, таких как ADAMS, LS-Dyna, «Зенит», «Универсаль-

ный механизм». Использование таких комплексов дает возможность практически снять ограничения по сложности расчетных схем и решать задачи, максимально соответствующие условиям эксплуатации пассажирских поездов.

На основании изложенного определена цель диссертационного исследования: разработка методики оценки аварийной нагруженности пассажирских вагонов при аварийных продольных соударениях на основе пространственных расчетных схем движения поезда.

Достижение поставленной цели связано с решением следующих задач.

1. Разработка пространственной динамической модели тележки пассажирского вагона. Оценка её достоверности.
2. Разработка модели тормозной системы вагона, реализующей режимы торможения. Оценка её достоверности.
3. Разработка модели ударно-тяговых устройств, позволяющих исследовать соударения одиночных вагонов с последующим их сцеплением, а так же исследовать движение пассажирских вагонов в составе поездов. Оценка достоверности разработанной модели.
4. Разработка модели буферного устройства и переходной площадки.
5. Разработка модели кузова пассажирского вагона с учетом его конечной продольной жесткости.
6. Проведение численных экспериментов соударения одиночных пассажирских вагонов со сцепами различной составности, а так же поезда с неподвижным и подвижным препятствиями.
7. Оценка влияния устройств пассивной защиты на нагруженность пассажирских вагонов и их устойчивость.

Во второй главе диссертации дано описание объекта исследования и обоснование его динамической модели. Для исследования выбран скоростной пассажирский вагон модели 61 – 4170 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод», устанавливаемый на тележки модели 68 – 4075. Вагон оборудуется стандартными буферными устройствами и автосцепкой СА-3 с резинометаллическим поглощающим аппаратом Р-5П.

Оценка аварийной нагруженности кузова пассажирского вагона производится на основании динамической модели вагона, описывающей его пространственные колебания. Модель представлена в виде системы твердых тел, связанных силовыми элементами и шарнирами. Разработка и расчет модели производится в среде программного комплекса моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм».

В рамках программного комплекса разработана модель тележки, включающая в себя основные несущие элементы в виде абсолютно твердых тел, соединенных шарнирами и упруго-диссипативными связями (рис. 1). В состав модели тележки включены элементы тормозной системы, позволяющие в процессе моделирования движения управлять режимами торможения вагона. Для этого с помощью стандартных средств программирования разработана процедура управления тормозной системой. При этом регулируемы являются усилие прижатия тормозных колодок к диску и величина силы сопротивления движению магниторельсового тормоза. Применение процедуры торможения позволяет моделировать аварийные ситуации в режиме экстренного торможения.

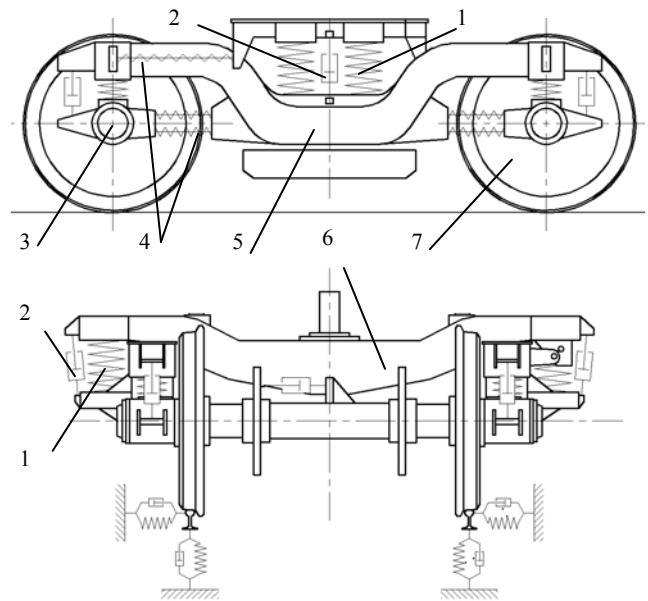


Рис. 1. Структурная схема модели тележки (1-пружина, 2-демпфер, 3-бухса, 4-поводки, 5-рама, 6-надрессорный брус, 7-колесная пара)

Предложенная модель автосцепного устройства и поглощающего аппарата (рис. 2) учитывает особенность аппарата воспринимать только сжимающие нагрузки. В состав расчетной схемы в виде отдельных элементов включены: автосцепка 1, упорная плита 2, поглощающий аппарат 4, тяговый хомут 3. Контактные взаимодействия упорной плиты с передними упорами и корпуса поглощающего аппарата с задними упорами, хомута с основанием корпуса аппарата и хвостовика автосцепки с упорной плитой моделируются соответственно специальными силовыми элементами 5 и 7.

Для моделирования резинометаллического поглощающего аппарата в схеме принято параллельное соединение упругого и диссипативного элементов 6. Моделирование упругих элементов осуществляется нелинейными силовыми биполярными элементами. Жесткость упругого силового элемента прини-

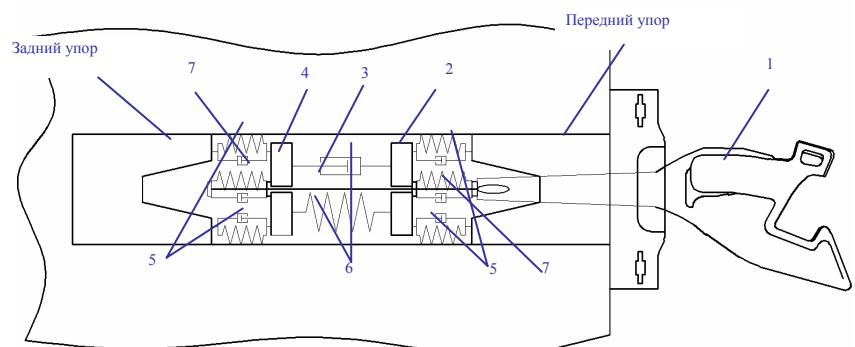


Рис. 2. Расчетная схема модели поглощающего аппарата (1-автосцепка, 2-упорная плита, 3-тяговый хомут, 4-корпус поглощающего аппарата, 5-контактные силы, 6-элементы, моделирующие работу поглощающего аппарата, 7-контактные силы)

мается согласно силовой характеристики для прямого хода поглощающего аппарата. Характеристика диссипации определяется исходя из предположения наличия вязкого трения в резинометаллическом упругом элементе. Данное предположение позволяет построить силовую характеристику диссипативного элемента по зависимости (1)

$$\beta = \frac{P}{v}, \quad (1)$$

где P – сила, действующая на диссипативный элемент, определяется по экспериментальной силовой характеристике, v – скорость изменения силы.

С другой стороны коэффициент вязкого трения может быть определен по зависимости

$$\beta = \alpha \cdot 2\sqrt{m \cdot c}, \quad (2)$$

где α – коэффициент необратимо поглощенной энергии поглощающего аппарата, m – масса вагона, c – жесткость аппарата при прямом ходе.

Для определения коэффициента вязкого трения экспериментальная силовая характеристика разбивается на участки. Определяется жесткость прямого хода на участках и рассчитывается коэффициент вязкого трения. Зная коэффициент вязкого трения и соответствующие значения сил сжатия, определяем скорость изменения силы, что позволяет построить график диссипации силового элемента.

Исключение зависимости коэффициента вязкого трения от скорости деформации силового элемента достигается путем введения в (2) редуцирующего коэффициента K

$$\beta = K \cdot \alpha \cdot 2\sqrt{m \cdot c}. \quad (3)$$

Определение значений редуцирующего коэффициента проводится с использованием одномассовой модели, связанной с неподвижным основанием упруго-диссипативной связью. В процессе численного моделирования при разных начальных скоростях строятся силовые характеристики силового элемента. При этом подбирается такое значение редуцирующего коэффициента, при котором энергоемкость силовой характеристики модели близка к экспериментальной. В табл. 1 приведены значения редуцирующего коэффициента для некоторых скоростей нагружения силовых элементов.

Таблица 1

Значения редуцирующего коэффициента

V , м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
K	2,8	2	1,4	0,75	0,5	0,35	0,3	0,25	0,2

На рис. 3 приведены силовые характеристики упруго-диссипативного элемента в математической модели резинометаллического поглощающего аппарата для трех скоростей соударения.

Для приближенного учета продольной жесткости кузова пассажирского вагона в его динамической модели предложено представление кузова в виде трех масс (рис. 4), связанных упруго-диссипативными элементами, параметры которых определяются на осно-

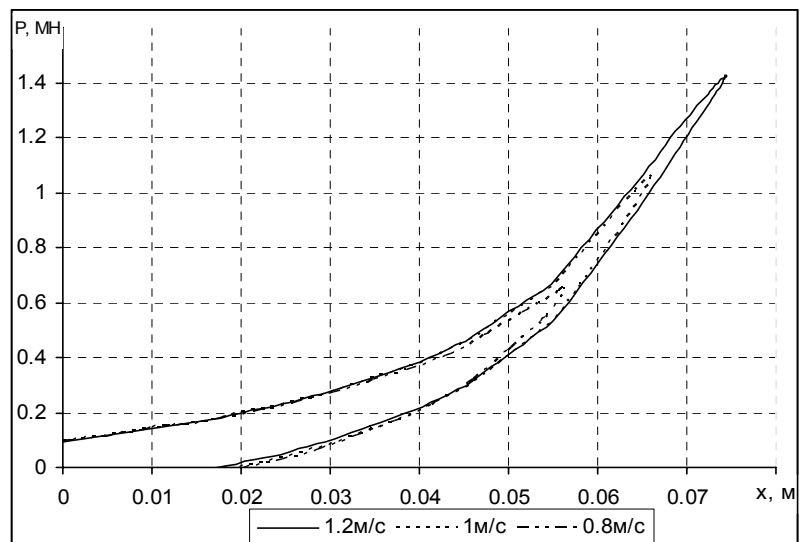


Рис.3. Силовая характеристика модели поглощающего аппарата

вании пластинчато-стержневой конечно-элементной схемы кузова.

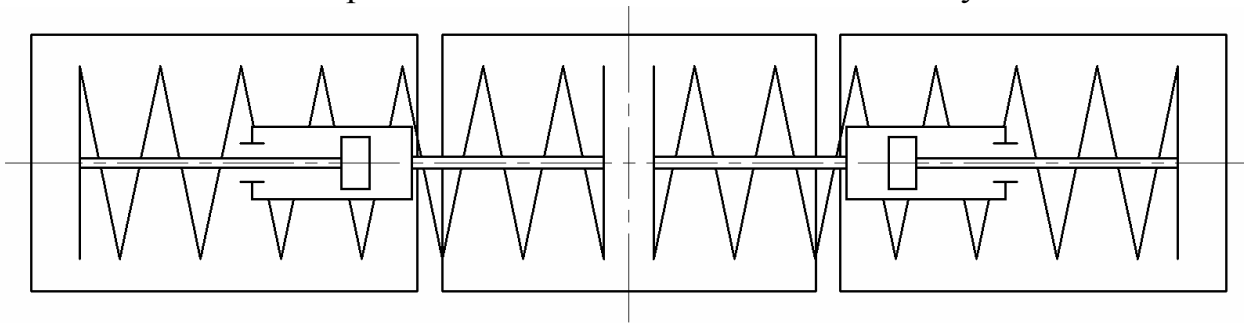


Рис.4. Расчетная схема модели упругого кузова

С помощью метода подсистем, реализованного в программном комплексе «Универсальный механизм», построенные модели кузова, тележки, автосцепного и буферного устройств объединены в динамическую модель вагона. Полученная таким образом модель вагона имеет 106 степеней свободы. С использованием модели вагона построена модель пассажирского поезда из девяти вагонов и локомотива, имеющая 1078 степеней свободы.

Достоверность динамической модели вагона в целом оценивалось сопоставлением результатов моделирования с результатами натурных поездных испытаний, выполненных ЗАО НО «Тверской институт вагоностроения». При испытаниях замерялись ускорения и перемещения элементов вагона в вертикальной и горизонтальной плоскостях для скоростей движения от 20 м/с до 60 м/с с шагом 5 м/с на прямом участке пути. При этом результаты представлялись в виде средних значений измеряемого параметра для установленного уровня скорости следования.

Взаимное расположение вагонов при испытаниях приведено на рис. 5. Моделирование движения состава по расчетным неровностям в течение 10 с проводилось с аналогичными скоростями.

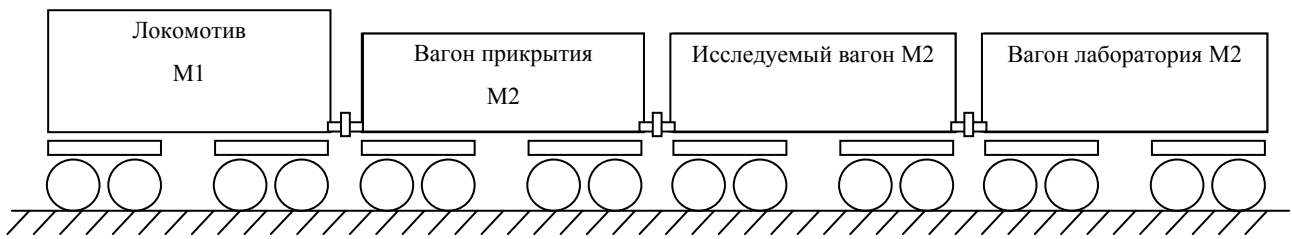


Рис. 5. Схема размещения вагонов при поездных испытаниях

Сопоставлялись значения средних ускорения пятников кузова и средних ускорений рам тележек. В частности, на рис. 6. показаны вертикальные ускорения рам тележек исследуемого вагона, полученные в результате численных экспериментов, там же точками показаны результаты натурных испытаний.

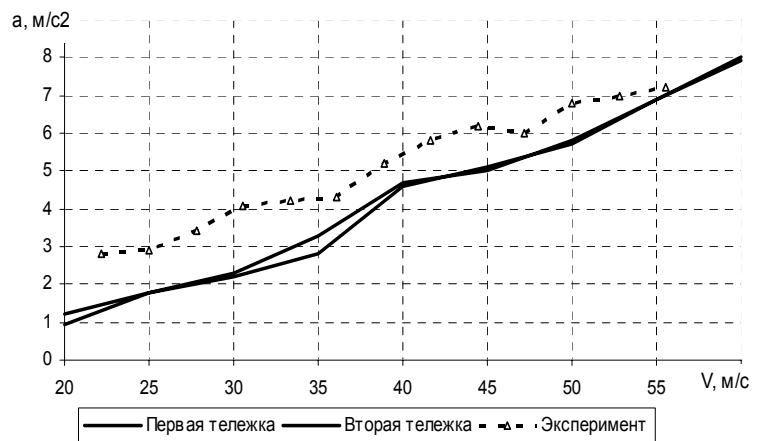


Рис. 6. Средние вертикальные ускорения рамы тележки

Как видно результаты численного моделирования качественно и количественно близки к данным натурных испытаний.

В третьей главе проведены численные эксперименты продольных соударений одиночных вагонов, сцепов различной составности с препятствиями на рельсовом пути.

Для обеспечения сцепления вагонов в момент соударения среда моделирования «Универсальный механизм» дополнена процедурой, осуществляющей слежение за относительным положением автосцепок и включением необходимых сил при совмещении контуров сцепление автосцепок.

Расчеты соударения вагона — бойка с отдельно стоящим ваго-

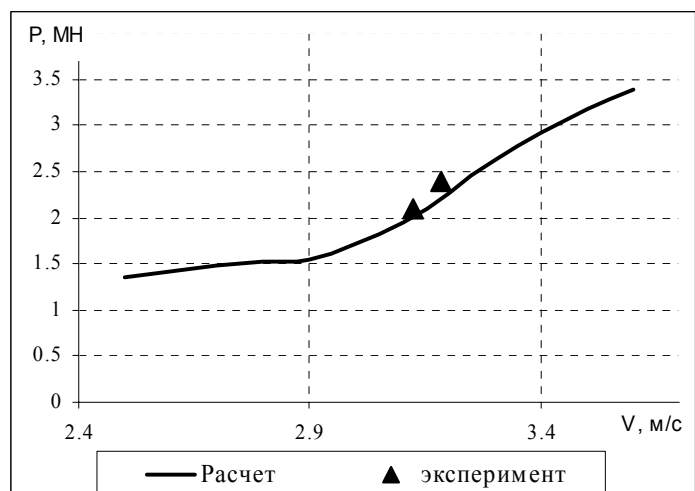


Рис. 7. Усилия на задних упорах с ударяемой стороны

ном на разных скоростях показали, что результаты численного моделирования близки к результатам натуральных экспериментов, проведенных Тверским институтом вагоностроения. В частности, на рис.7 показано сопоставление расчетных значений максимальной сжимающей силы, действующей на задние упоры кузова с ударяемой стороны в диапазоне скоростей 2,4 – 3,5 м/с, с данными натуральных испытаний для скоростей 3,15 м/с и 3,27 м/с. Как видно результаты численных и натуральных экспериментов достаточно близки, что подтверждает адекватность предложенной динамической модели вагона.

Проведен сравнительный анализ на соударения вагона – бойка с исследуемым вагоном, находящимся в сцепе с вагоном – упором общей массой 278 т и соударения вагона – бойка с исследуемым вагоном, находящимся в сцепе с пятью вагонами общей массой, близкой к массе вагона – упора. В результате проведенных экспериментов установлено, что в обоих случаях на задних упорах автосцепки с ударяемой стороны сжимающие силы приблизительно равны и близки к результатам натуральных испытаний. Однако с противоположной стороны сжимающие силы, действующие на исследуемый вагон, находящийся в сцепе с вагоном – упором, значительно превосходят силы, действующие на исследуемый вагон, находящийся в сцепе с несколькими вагонами (рис. 8).

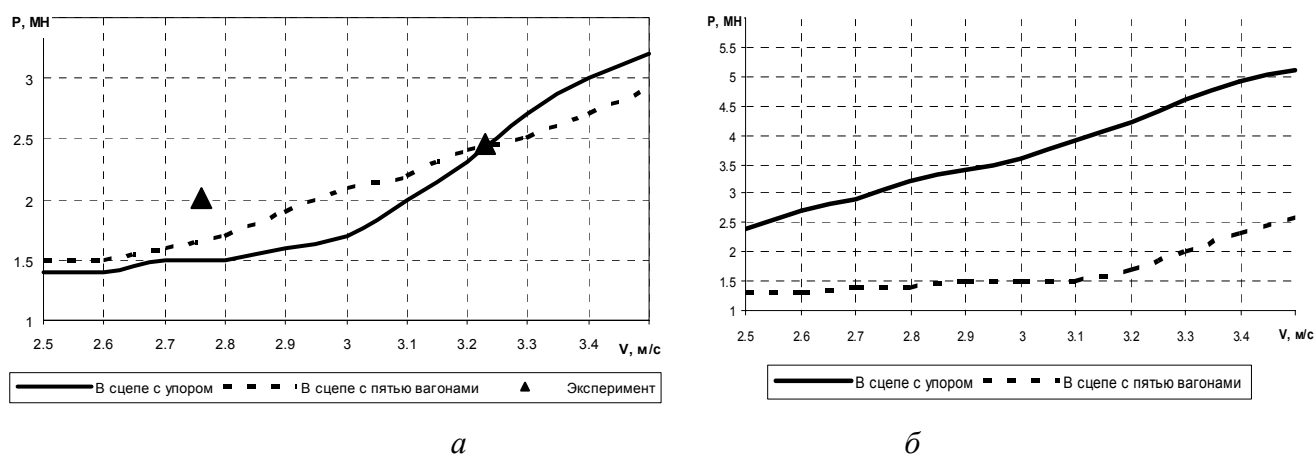


Рис. 8. Сжимающие силы, действующие на исследуемый вагон в сцепе
а – ударяемая сторона, б – противоположная сторона

Таким образом, исследуемый вагон наиболее нагружен в случае его соударения с вагоном – упором. В случае соединения исследуемого вагона со сцепом вагонов, усилие его взаимодействия со сцепом уменьшается в 1,8 – 2,2 раза.

Для анализа нагруженности пассажирских вагонов в составе поезда проведены численные эксперименты на соударения состава поезда из девяти вагонов и локомотива с жестким неподвижным упором. Рассматривались две модели поезда: кузов вагона представлен одним твердым телом; кузов вагона обладает продольной упругостью, которая приближенно учитывается трехмассовой схемой (рис. 4). Показано, что модель вагона с жестким кузовом в отличие от

упругого, приводит к завышенным значениям продольных сжимающих сил приблизительно на 20%. В связи с этим дальнейшие исследования проводились с использованием модели упругого кузова вагона. На рис. 9, а приведен график максимальных сжимающих сил на задних упорах автосцепок вагонов в зависимости от их положения в составе поезда. На рис. 9, б показан график максимальной сжимающей силы, действующей на задние упоры первого вагона, в зависимости от скорости соударения.

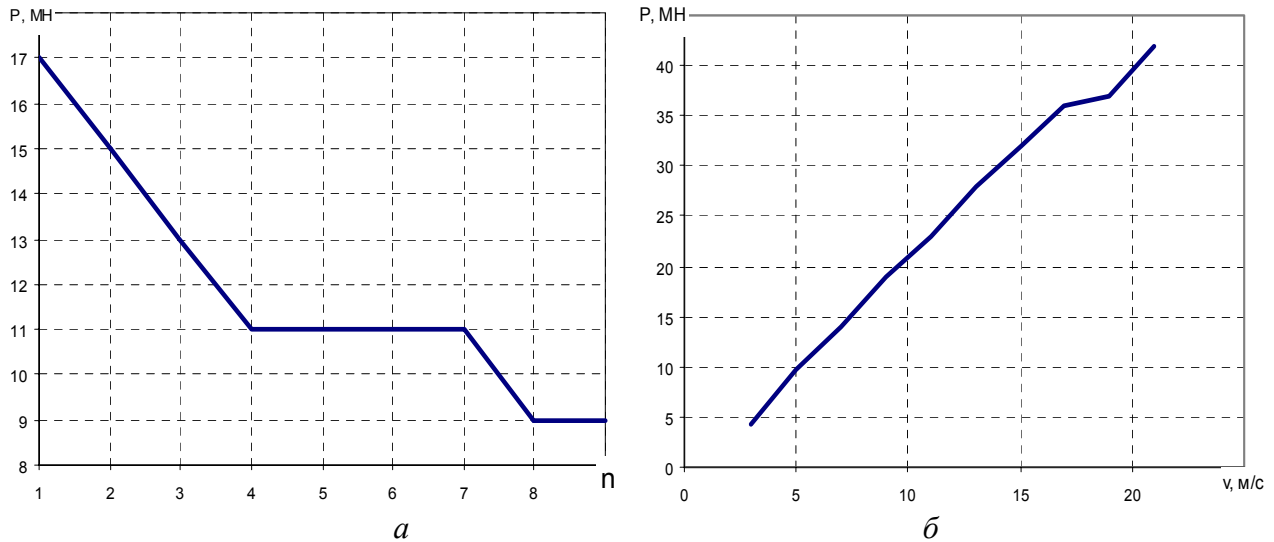


Рис. 9. а – изменение продольных сил по длине поезда, б - зависимость максимальной сжимающей силы, действующей на первый вагон от скорости соударения

Проведены численные эксперименты на соударения пассажирского поезда разной составности с жестким неподвижным упором. Установлено, что значение максимальной сжимающей силы, действующей на первый вагон, не зависит от количества вагонов в поезде. Однако время действия сжимающей силы, воспринимаемой первым вагоном, зависит от количества вагонов в поезде. В результате проведенных численных экспериментов получен график зависимости сжимающих сил от количества вагонов в составе поезда (рис. 10). Данный график позволяет оценивать нагруженность кузова первого вагона, не прибегая к моделированию соударений поездов различной составности с жестким неподвижным упором.

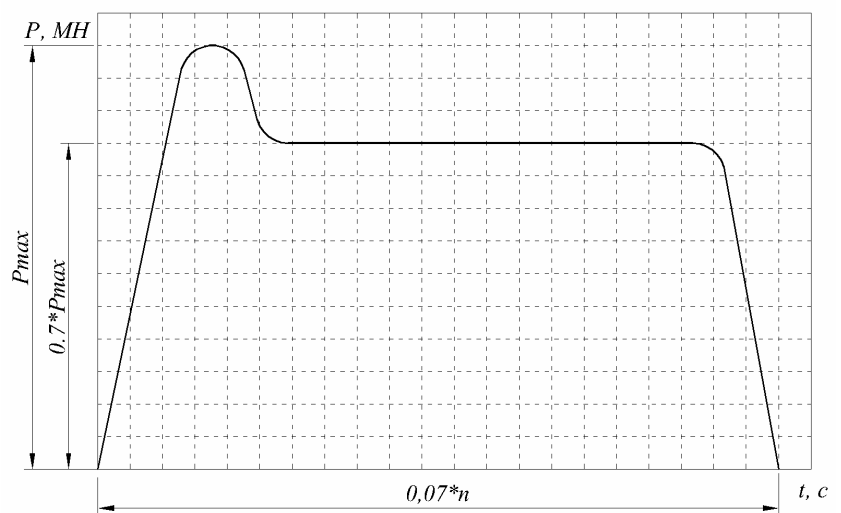


Рис. 10. График продольного нагружения кузова первого вагона при соударении поезда с неподвижным упором (P_{max} – максимальная сжимающая сила, n – количество вагонов в составе)

Проведенный анализ аварий на железнодорожном транспорте позволяет отметить, что, не смотря на повсеместное внедрение средств активной защиты, наиболее распространенным является случай столкновения поезда на железнодорожном переезде с автомобилем или другим транспортным средством. Для возможности моделирования таких ситуаций разработана модель грузового автофургона общей массой 40 т. В модели автофургона отдельными телами моделируются: тягач с шестью степенями свободы, полуприцеп с одной вращательной степенью свободы вокруг седла тягача и двенадцать колес, имеющих по одной вращательной степени свободы (элементы подвески автомобиля не учитываются). Предложенная модель автофургона позволяет моделировать различные аварийные ситуации, в том числе и ситуацию, при которой автомобиль находится на переезде, а поезд в режиме экстренного торможения сталкивается с полуприцепом.

При решении этой задачи предполагалось, что колеса автофургона находились на ровном основании. Проведены численные эксперименты соударения пассажирского состава, состоящего из локомотива и двух вагонов, движущегося в режиме экстренного торможения, с автофургоном в диапазоне скоростей 3...11 м/с. На рис. 11 приведена расчетная схема, реализованная в программном комплексе «Универсальный механизм». Рассматривалась ситуация удара головки автосцепки локомотива в полуприцеп.

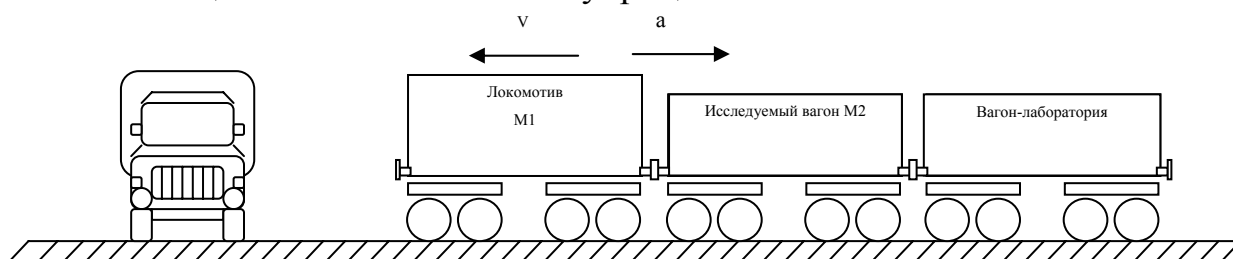


Рис. 11. Расчетная схема аварии на железнодорожном переезде

Получены значения максимальных сжимающих сил, действующих на задние упоры хребтовой балки исследуемого вагона (рис.12). Там же построена кривая изменения продольной силы, воспринимаемой автосцепкой локомотива

Результаты расчета показывают, что в аварийной ситуации локомотив подвергается действию ударных сил, превышающих нормативные,

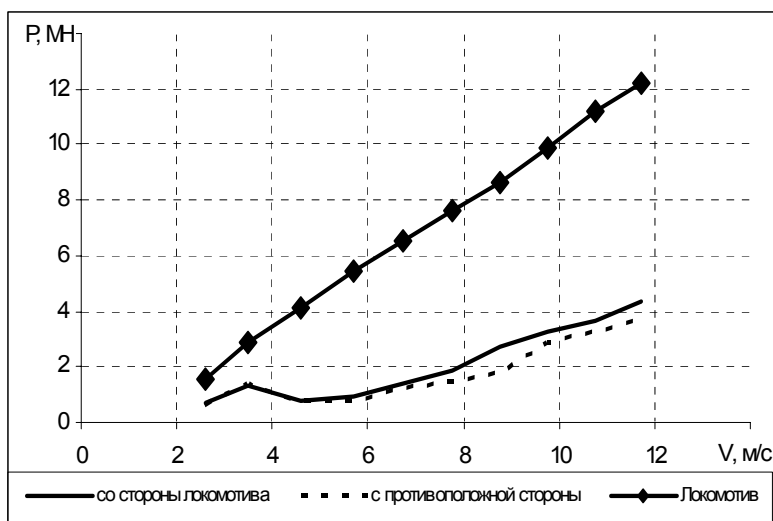


Рис. 12 Зависимость максимальных сжимающих сил, действующих на хребтовую балку вагона и на локомотив, от скорости соударения

при этом на вагоны передается значительно меньшая нагрузка. Продольные силы на исследуемый вагон в диапазоне скоростей соударения до 30 км/ч не превышают 2,5 МН, схода поезда с рельсов не происходит.

Четвертая глава посвящена анализу систем пассивной защиты пассажирских вагонов при аварийных продольных соударениях. Отмечено, что наиболее распространенной системой можно считать буферные устройства, совмещенные с элементами пассивной защиты, представляющие собой разрушающиеся конструкции в процессе восприятия аварийной нагрузки.

Одним из основных условий эффективного применения таких средств пассивной защиты является использование всего пространства между двумя смежными вагонами в процессе аварийного соударения. Однако вследствие особенности работы автосцепных устройств отечественных пассажирских вагонов использование этого пространства затруднено в связи с массивной конструкцией головки автосцепки и малым ходом поглощающего аппарата. Кроме этого, особенностью работы автосцепного устройства является то, что в зависимости от величины сжимающей силы возможны различные варианты передачи сжимающей нагрузки на кузов. При действии сжимающих сил, не превышающих максимальной упругой силы поглощающего аппарата, нагрузка передается от автосцепки через упругие элементы поглощающего аппарата задним упорам хребтовой балки. С ростом сжимающих сил происходит закрытие поглощающего аппарата, и нагрузка жестко передается по той же схеме. При дальнейшем увеличении сжимающих сил нагрузка от головки автосцепки передается ударной розетке. Таким образом, малый ход поглощающего аппарата и головки автосцепки не позволяют применять системы пассивной защиты без определенных конструктивных изменений.

Для возможности использования элементов пассивной защиты в конструкциях отечественных пассажирских вагонов необходимо максимально увеличить упругий ход головки автосцепки. В соответствии с описанной выше схемой передачи аварийных нагрузок первое, что необходимо - это увеличить зазор между головкой автосцепки и ударной розеткой. Второе – обеспечить пространство для размещения полностью сжатого поглощающего аппарата при увеличенном ходе автосцепки. Для решения второй проблемы предлагается применить подвижные задние упоры автосцепки.

Следует отметить, что современные тенденции развития скоростных пассажирских вагонов предполагают применение автосцепных устройств жесткого типа, не имеющих массивной головки автосцепки. Конструкция таких устройств может позволить при действии аварийных сжимающих сил размещать головку автосцепки внутри хребтовой балки для исключения возможности её разрушения.

Использование подвижных задних упоров предполагает установку их таким образом, чтобы они имели возможность продольного перемещения внутри хребтовой балки кузова вагона. Обеспечение нормального положения задних упоров возможно за счет установки последовательно с ними сминаемых элементов, не обладающих восстанавливающей силой. Жесткость таких элементов должна превышать максимальную жесткость поглощающего аппарата и оставлять неподвижными задние упоры при соударениях с допустимыми скоростями. При соударениях на аварийных скоростях энергия удара будет расходоваться на деформацию сминаемых элементов, что позволит снизить уровень нагруженности кузова вагона.

Для анализа эффективности предложенной системы пассивной защиты разработана модель вагона, оснащенная подвижными задними упорами, установленными последовательно со сминаемыми элементами, имеющими постоянную по длине жесткостью. Для упрощения модели сминаемый элемент моделировался фрикционным биполярным силовым элементом. Проведены численные эксперименты на соударения вагона-бойка с отдельно стоящим исследуемым вагоном, оборудованным подвижными задними упорами.

При этом рассматривалось две ситуации: в первом случае сила сопротивления принималась равной 1,6 МН, что соответствует силе закрытия поглощающего аппарата, во втором - 2,5 МН, что позволяет удерживать задние упор в заданном положении при скоростях соударения до 12 км/ч. На рис. 13 приведен график изменения сжимающей силы, воспринимаемой силовыми элементами модели кузова вагона (рис. 4) с использованием подвижных и с жестких задних упоров.

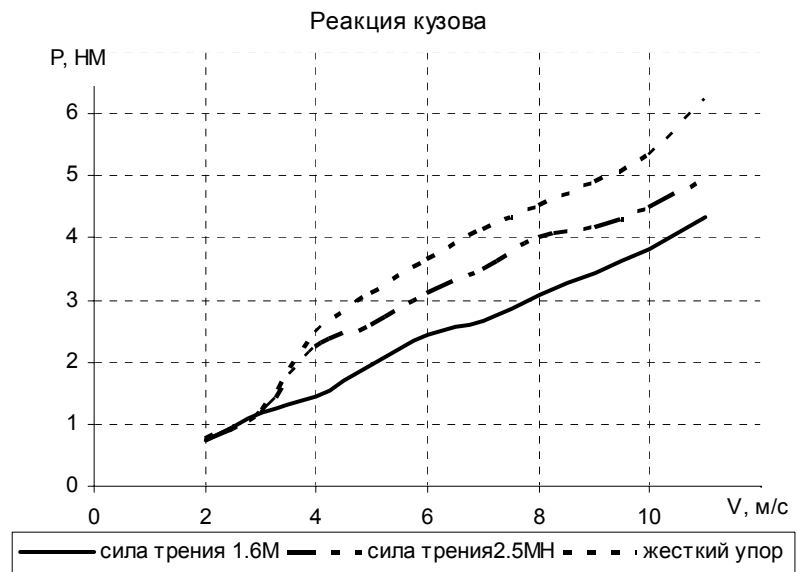


Рис. 13. Реакция упругих элементов, моделирующих продольную жесткость кузова

Из графика следует, что применение подвижных упоров в качестве средства пассивной защиты с силой сопротивления сминаемого элемента 2,5 МН позволяет снизить уровень нагруженности кузова вагона для скоростей соударения 15-40 км/ч более чем на 20%.

Для анализа эффективности применения комплекса пассивной защиты модель пассажирского вагона, оборудованного подвижными задними упорами, была дополнена буферными устройствами, в состав которых последовательно включены сминаемые элементы. Проведены численные эксперименты на соударение поезда, состоящего из трех вагонов и локомотива, с неподвижным жестким упором при различных скоростях. При этом вагон, оборудованный подвижными упорами автосцепки и системой пассивной защиты, размещался в середине состава (рис. 14).

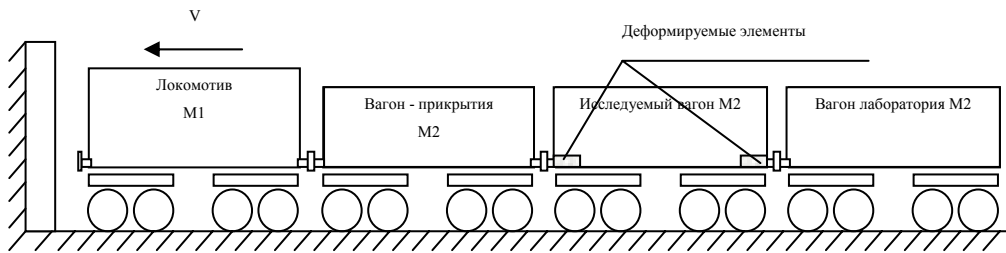


Рис. 14. Схема размещения испытываемого вагона

Анализ полученных данных показывает, что аварийная продольная сжимающая сила, передаваемая через буферные устройства, совмещенные с элементами пассивной защиты, не превышает 2,5 МН при скоростях соударений до 32 км/ч. Продольные силы, передаваемые на хребтовую балку не превышают установленную нормативную величину 2,5 МН при скоростях соударений до 22 км/ч. Однако общая нагруженность кузова вагона, оцениваемая по реакции упругих элементов модели (рис. 4) превышает допустимые пределы уже на скорости соударения 15 км/ч (рис. 15).

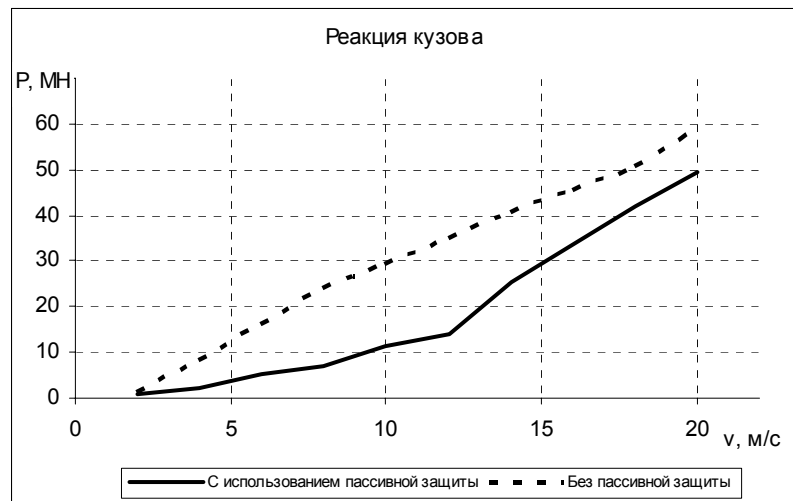


Рис. 15. Реакции упругих элементов модели кузова

Выполнена приближенная оценка влияния системы пассивной защиты вагона на возможность схода поезда с рельсов при соударении с жестким упором. В случае, когда, один из вагонов оборудован системой пассивной защиты, это происходит при скорости 10 м/с. Тот же состав с вагонами, оборудованными стандартными ударно-тяговыми устройствами, сходит с рельсов при скорости соударения 8 м/с.

Таким образом, применение предложенных средств пассивной защиты позволяет снизить аварийную нагруженность пассажирских вагонов в целом в случае столкновения поезда с препятствием на пути. Кроме того, использова-

ние таких средств повышает устойчивость пассажирского поезда на пути при аварийных продольных столкновениях.

Основные результаты работы и выводы

В диссертационной работе на основе проведенных исследований и выполненных разработок получены следующие результаты.

1. Разработана методика прогнозирования нагруженности пассажирских вагонов при аварийных продольных соударениях. В основе методики положены расчетные схемы, учитывающие пространственные колебания вагонов.
2. В среде программного комплекса «Универсальный механизм» разработана динамическая модель скоростной пассажирской тележки, учитывающая ограничения относительных перемещений её элементов и работу тормозной системы при различных режимах торможения. Моделирование движения одиночного вагона показало, что ускорение замедления в режиме экстренного торможения составило $1,9 \text{ м/с}^2$ и не превышает нормативное значение, а тормозной путь - 800 м.
3. Разработана модель автосцепного устройства, совмещенного с моделью резинометаллического поглощающего аппарата Р-5П. Модель автосцепки позволяет сцеплять смежные автосцепки вагонов в составе поезда, а так же осуществлять сцепление при соударении вагонов. В случае возникновения больших относительных вертикальных перемещений автосцепок возможно их расцепление.
4. Предложена частотно-независимая математическая модель работы упругих элементов поглощающего аппарата, основанная на экспериментальной силовой характеристике резинометаллического поглощающего аппарата Р-5П.
5. Построена упругая модель кузова пассажирского вагона, состоящая из трех абсолютно твердых тел, соединенных упруго – диссипативными связями. Жесткость связей определяется из пластинчато-стержневой конечно - элементной модели кузова.
6. Проведено сопоставление результатов моделирования соударений пассажирских вагонов с использованием модели с абсолютно твердым и упругим кузовом. Сравнение полученных результатов с результатами натуральных экспериментов показало, что модель твердого кузова приводит к завышению максимальных сжимающих сил на 20%, а так же не позволяет получить распределение продольных ускорений по длине кузова.
7. Установлено, что при соударении вагона – бойка с вагоном, находящимся в сцепе с вагоном – упором, усилия, возникающие на задних упорах со стороны вагона – упора, превосходят усилия на задних упорах с ударяемой стороны. Численные эксперименты показали, что при соударении вагона – бойка с вагоном в сцепе с несколькими вагонами общей массой, близкой к

массе вагона – упора, усилия с противоположной удару стороны не превышают усилий со стороны удара.

8. Получена приближенная зависимость аварийного нагружения кузовов пассажирских вагонов при соударении состава поезда с неподвижным жестким упором в зависимости от количества вагонов в составе поезда и скорости соударения.
9. Моделирование аварийного столкновения состава поезда, включающего локомотив и два вагона, с автофургоном массой 40т в режиме экстренного торможения показало, что ударная нагрузка на автосцепку локомотива превышает нормативное значение для скоростей соударения, больших 15 км/ч. Продольные силы, действующие на исследуемый первый вагон, не превышают 2,5МН для скоростей соударения до 30 км/ч.
10. Предложена система пассивной защиты кузова пассажирского вагона отечественной конструкции, включающая буферные устройства и подвижные задние упоры автосцепок, последовательно совмещенные с разрушающимися элементами
11. На основе численных экспериментов установлено, что применение предлагаемой системы пассивной защиты позволит снизить нагруженность кузова пассажирского вагона примерно на 25% при скоростях соударения до 45 км/ч.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Азарченков, А.А. Моделирование процесса продольного соударения вагонов/ А.А. Азарченков, Д.Ю. Расин.: тез. докл. I-й Всероссийск. научно-техн. конф. студ. и асп. «ИДЕИ МОЛОДЫХ – НОВОЙ РОССИИ», (г. Тула, . 24 – 26 марта 2004 г.). – Тула: Изд-во ТулГУ, 2004. – С. 86 – 87.
2. Кобищанов, В.В. Методика расчета продольных соударений пассажирских вагонов/ В.В. Кобищанов, А.А. Азарченков, Д.Ю. Расин. // Вест. Востоchnоукр. нац. ун-та. им. В. Даля. – Луганск, 2004. – №7. – С. 95 – 99.
3. Kobishanov, V. MODELLING of the LONGITUDAL COLLISIONS PASSENGER CAR/ V. Kobishanov, A. Azarchenkov. A. Uhnevskiy.: Abstract of 9th mini conf on “Vehicle system dynamics, identification and anomalies”. – Budapest. 2004. – P. 13.
4. Kobishanov, V. MODELLING of the LONGITUDAL COLLISIONS PASSENGER CAR/ V. Kobishanov, A. Azarchenkov, A. Uhnevskiy.: Proceeding of 9th mini conf on “Vehicle system dynamics, identification and anomalies”(Budapest, Hungary, 8-10 November. 2004).–Budapest. 2004.–P. 181-188.

5. Азарченков, А.А. Оценка динамической нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях/ А.А. Азарченков, В.В. Кобищанов, А.А. Юхневский (Москва, 18-19 ноября 2004 г.) – М.: МИИТ, 2004. – С. VI-2.
6. Азарченков, А.А. Моделирование нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях и оценка их безопасности/ А.А. Азарченков, В.В. Кобищанов, Д.Ю. Расин.: Тез. Докл. XVI Международной Интернет конференции молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС пробмаш - 2004), (г. Москва 22-24 декабря 2004 г.). – Москва: Изд-во ИМАШ РАН, 2004. – С.8.
7. Кобищанов, В.В. Моделирование нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях/ В.В. Кобищанов, А.А. Азарченков.: материалы науч.-практич. конф. «Проблемы и перспективы развития вагоностроения» (г. Брянск 7-8 декабря 2004 г.). – Брянск: Изд-во БГТУ, 2004. – С.30.
8. Кобищанов, В.В. Динамическая нагруженность пассажирских вагонов/ В.В. Кобищанов, А.А. Азарченков, Д.Я. Антипин, Д.Ю. Расин.: науч. труды, тезисы докл. I Международная научно-практическая конференция «Наука в транспортном измерении» (Украина, г. Киев 11-13 мая 2005). – Киев: Изд-во, 2005. – С.85.
9. Кобищанов, В.В. Динамическая Нагруженность состава пассажирского поезда при аварийных соударениях/ В.В. Кобищанов, А.А. Азарченков IV международная научно-техническая конференция «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (г. Санкт- Петербург 6-9июля 2005). – Санкт-Петербург, 2005. – С.113 - 114.
10. Кобищанов, В.В. Моделирование аварийных продольных соударений состава пассажирского поезда/ В.В. Кобищанов, А.А. Азарченков. // Вест. Востоchnоукр. нац. ун-та. им. В. Даля. – Луганск, 2005. – №8. – С. 37 – 40.
11. Азарченков, А.А. Нагруженность пассажирских вагонов при аварийных соударениях/ А.А. Азарченков, Д.Ю. Расин (Москва, 26-27 октября 2005 г.) – М.: МИИТ, 2005. – С. VII-2.
12. Кобищанов В.В. Снижение аварийной нагруженности кузовов пассажирских вагонов при продольных соударениях/ В.В. Кобищанов, А.А. Азарченков (Москва, 26-27 октября 2005 г.) – М.: МИИТ, 2005. – С. VII-32.

АЗАРЧЕНКОВ Андрей Анатольевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ АВАРИЙНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ПРИ ПРОДОЛЬНЫМ СОУДАРЕНИЯМ

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

Автореферат

Подписано в печать 09.11.2005 г. Формат 60×84 1/16 Бумага офсетная.
Офсетная печать. Печ. л.1,16. Уч.-изд .л. 1,16. Тираж 100 экз. Заказ. Бесплатно

Издательство Брянского государственного технического университета.
241035, г. Брянск; БГТУ, бульвар 50-летия Октября, 7. Тел. 55-90-49.
Лаборатория оперативной полиграфии БГТУ, ул. Институтская, 16.