

На правах рукописи



Красюков Николай Федорович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ
НАГРУЖЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ЛОКОМОТИВА
ПРИ ЛОБОВОМ СТОЛКНОВЕНИИ С ПРЕПЯТСТВИЕМ
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ПУТИ**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2020

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Российский университет транспорта» РУТ (МИИТ)

Научный руководитель: доктор технических наук, старший научный сотрудник ОГАНЬЯН Эдуард Сергеевич

Официальные оппоненты: БОЛДЫРЕВ Алексей Петрович,
доктор технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет», профессор кафедры «Механика и динамика и прочность машин»;

ЕВДОКИМОВ Алексей Петрович,
доктор технических наук, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки «Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук», ведущий научный сотрудник лаборатории «Моделирование повреждений и разрушения машин».

Ведущая организация: АО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта».

Защита состоится 3 декабря 2020 года в 13:00 часов на заседании диссертационного совета Д 218.005.01 на базе Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Российский университет транспорта» РУТ (МИИТ) по адресу: 127994, Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9, ауд. 2505.

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

Автореферат разослан «___» сентября 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Воронин Николай Николаевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В ряду важнейших задач, стоящих перед железнодорожным транспортом, главная состоит в поддержании безопасности и бесперебойности перевозок, при которых обеспечивается сохранность жизни и здоровья пассажиров, обслуживающего персонала, а также перевозимых грузов, технических средств подвижного состава и инфраструктуры.

Значительная часть эксплуатируемого в настоящее время парка локомотивов построена по техническим требованиям 1990-х – 2000-х годов и не обладает достаточным для современных условий эксплуатации уровнем конструкционной защиты и стойкости к повреждениям в аварийных ситуациях. Опыт эксплуатации показывает, что локомотивы сравнительно легко повреждаются в случае исчерпания хода поглощающего аппарата, разрушения автосцепки, а также, когда минуя автосцепку ударная нагрузка воздействует непосредственно на кабину машиниста, например, при столкновении на железнодорожном переезде с мобильным транспортным средством – автомобиль трактор и т. п. (рисунок 1). В связи с этим возникает необходимость создавать ударостойкие конструкции кузовов и кабин машиниста, тележек и их связей с кузовом, рассчитанные на случай аварийного столкновения локомотива с препятствием на пути.



Рисунок 1 – Вид лобовой части кузова после аварийного столкновения

Современные технологии компьютерного моделирования и численного расчета напряженно-деформированного состояния конструкций при воздействии сверхнормативных ударных нагрузок позволяют с приемлемой точностью прогнозировать последствия лобовых столкновений и судить об ударостойкости и повреждаемости локомотивов. При проектировании локомотивов нового поколения предполагается широкое внедрение именно компьютерных технологий, которые в отличие от постановки натуральных экспериментов (крэш-тестов), оказываются менее затратными экономически, способны учитывать важные особенности поведения конструкции и ее материала при ударном нагружении, позволяют судить об эффективности принимаемых технических решений уже на ранних стадиях проектирования. В результате сокращаются сроки и повышается его качество. Следовательно, совершенствование методов моделирования и расчета ударостойкости локомотивов с учетом больших деформаций материала конструкции, ударного приложения нагрузок и контактного взаимодействия сталкивающихся объектов является задачей актуальной и представляет научный и практический интерес.

Степень разработанности темы. Исследования процессов механического нагружения конструкций железнодорожного подвижного состава при служебных и аварийных столкновениях проводились научными коллективами ВНИИЖТ, ВНИИВ, ВНИТИ, ВЭлНИИ, МИИТ, СПГУ ПС и другими.

Данная диссертация является продолжением ранее выполненных научно-практических исследований по ударостойкости и безопасности локомотивов и вагонов с привлечением современных технологий компьютерного моделирования на основе метода конечных элементов.

Объект исследования – процесс механического нагружения конструкции локомотива при лобовом столкновении с препятствием на пути движения.

Предмет исследования – повышение эффективности системы конструкционной защиты (пассивной безопасности) локомотива на основе анализа нагруженности его конструкции при столкновении с препятствием.

Цель и задачи. Цель работы состоит в повышении ударостойкости конструкции локомотива и снижении тяжести последствий лобовых столкновений с препятствием на основе применения системы конструкционной защиты.

В процессе достижения поставленной цели были сформулированы и решены следующие задачи:

1 Анализ результатов исследования механической нагруженности несущих элементов конструкции головной единицы состава при столкновениях;

2 Анализ нормативной базы по конструкционной защите железнодорожного подвижного состава;

3 Выбор факторов, определяющих нагруженность конструкции локомотива при лобовых столкновениях, обоснование их безопасного уровня;

4 Разработка методик расчета и оценки эффективности устройств поглощения энергии, устанавливаемых на головной единице состава;

5 Разработка рациональных конечно-элементных моделей для расчетного исследования нагруженности конструкции кабины машиниста при наиболее вероятных сценариях столкновения;

6 Разработка предложений по конструкционной защите кабины машиниста с целью повышения безопасности работы локомотивной бригады.

Научная новизна:

1 Обоснованы тестовые сценарии столкновения головных единиц подвижного состава с препятствием на железнодорожном пути;

2 Определены критерии оценки конструкционной защиты (пассивной безопасности) и ударостойкости конструкций локомотивов (головных вагонов);

3 Представлены методики расчета систем конструкционной защиты с учетом скорости сближения и массы соударяемых объектов;

4 Разработаны конечно-элементные 3D-модели, выполнены исследования напряженно-деформированного состояния конструкций кабины машиниста в геометрически и физически нелинейной постановке, с учетом скорости деформации материала и упругопластического контактного взаимодействия с препятствием на пути движения в аварийной ситуации.

Теоретическая и практическая значимость. Разработанные методики моделирования и расчета напряженно-деформированного состояния несущих конструкций подвижного состава, тестовые сценарии столкновений, критерии оценки пассивной безопасности и ударостойкости использовались:

1 При модернизации электровозов серии ЧС2К и ВЛ10К, разработке электровоза 2ЭС6К, дизельных тепловозов 2ТЭ25К(А), газопоршневого тепловоза ТЭМ19, газотурбовозов ГТ1 и ГТ1h для оценки несущих конструкций кузова, кабины машиниста, тележек и их связей с кузовом на соответствие требованиям пассивной безопасности и ударостойкости;

2 При подготовке отраслевых нормативных документов «Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм»;

3 При подготовке национального стандарта «ГОСТ Р 55513-2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам»;

4 При подготовке межгосударственного стандарта «ГОСТ 32410-2013. Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля».

Методология и методы исследования. Метод конечных элементов, использующий неявную (implicit) и явную (explicit) разностные схемы интегрирования разрешающих уравнений, получивший всемерное признание и распространение при решении широкого круга нестационарных краевых задач механики деформируемого твердого тела и ставший основой современных программных комплексов, предназначенных для численного исследования инженерных и научных проблем; теоретическая механика и механика деформируемого твердого тела; теория планирования эксперимента; теория моделирования; программирование (язык FORTRAN).

Для идентификации параметров расчетных моделей и сопоставления результатов теоретических исследований проводились эксперименты на стендах по измерению продольной жесткости кузовов вагонов, а также на натуральных объектах (тепловозах ТЭМ7, ТЭП70) выполнялись служебные столкновения движущегося локомотива с отдельно стоящим на пути грузовым вагоном, при этом средствами тензометрии регистрировались напряжения в элементах конструкции экипажной части локомотива (главной раме, рамах тележек и их связях).

Виртуальное моделирование с применением метода конечных элементов и расчеты напряженно-деформированного состояний несущих узлов локомотива в геометрически и физически нелинейной постановке выполнялось с использованием программных комплексов MSC.Mentat/Marc и MSC.Patran/Dytran. Столкновение локомотива с препятствием моделировалось как квазистатический и как переходный динамический процесс.

Положения, выносимые на защиту:

1 Методики расчета и критерии оценки эффективности деформируемых устройств поглощения энергии, предназначенных для конструкционной защиты локомотивов и головных вагонов;

2 Методики моделирования и расчета нагруженности конструкции кабины машиниста, оборудованного ударозащитным устройством;

3 Рациональные трехмерные и плоскосимметричные конечно-элементные модели кузовов и кабин машиниста, результаты исследования в геометрически и физически нелинейной постановке напряженно-деформированного состояния несущих элементов конструкции при столкновении с препятствием;

4 Результаты моделирования и расчета элементов конструкционной защиты кабин машиниста новых локомотивов – электровоза 2ЭС6К и дизельных тепловозов 2ТЭ25К(А).

Степень достоверности и апробация результатов. Изложенные в диссертации положения, касающиеся обеспечения пассивной безопасности и ударостойкости локомотивов и головных вагонов нового поколения, опубликованы в периодических научных изданиях. Перечень публикаций, подготовленных в соавторстве и лично, приведен в списке литературы.

Наиболее значимые результаты диссертации докладывались на 7 международных научно-практических конференциях: на IV МНПК «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». Новочеркасск, 2003 г.; на МК пользователей MSC.Software. Москва, 2006 г.; на 67 МНПК «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». Днепропетровск. 2007 г.; на XII МК «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение». Днепропетровск, 2008 г.; на XIII МК «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение». Днепропетровск, 2012 г.; на МК «Безопасность на транспорте», С.-Петербург. 2014 г.; на III МНПК «Мехатроника, автоматика и робототехника». Новокузнецк, 2019 г.

Результаты исследований докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры «Тяговый подвижной состав» Российского университета транспорта (МИИТ) 16 июня 2015 г., 04 мая 2017 г., 26 июня 2017 г., 21 марта 2019 г.

По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ и получено 3 патента, в том числе 3 статьи опубликованы в журналах, входящих в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России для публикаций научных результатов диссертаций. Одна статья опубликована в издании, индексируемом в международной цитатно-аналитической базе данных Scopus.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения с изложением результатов и выводов, списка литературы из 149 наименований. Материалы диссертации изложены на 152 страницах, включают 70 рисунков и 9 таблиц.

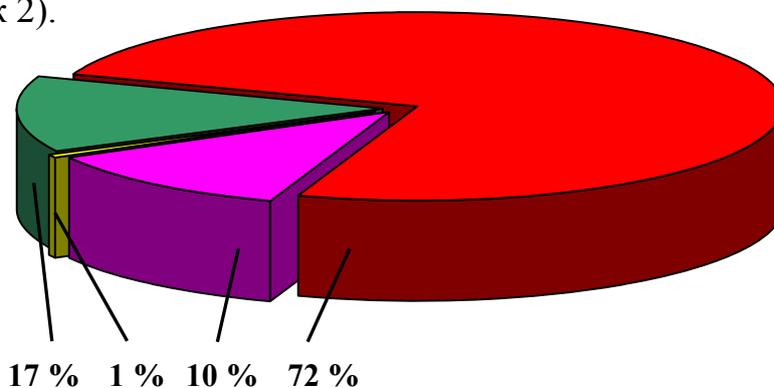
ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и изложена степень ее разработанности, поставлена цель и сформулированы задачи исследования, указаны научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы, методоло-

гия и методы исследований, выносимые на защиту положения, степень достоверности полученных результатов и их апробация.

В первом разделе представлен обзор исследований и методик оценки нагруженности конструкции локомотива при ударных и сверхнормативных нагрузках. Существенный вклад в формирование научно-методического обеспечения внесли работы учёных ИМАШ РАН, БГТУ, ВНИИЖТ, ВНИКТИ, МИИТ, ПГУПС, РГУПС, УрГУПС, ВНИИВ, ТИВ, а также ДНУЖТ и др. научно-исследовательских организаций. Основы современных методов расчёта, проектирования и испытаний железнодорожных экипажей заложены Д.Я. Антипиным, С.В. Беспалько, И.В. Бирюковым, А.А. Битюцким, Е.П. Блохиным, Г.И. Богомазом, А.П. Болдыревым, Ю.П. Бороненко, М.Ф. Вериге, С.В. Вершинским, О.Л. Голубенко, А.А. Камаевым, Б.Г. Кеглиным, М.Б. Кельрихом, В.В. Кабищановым, В.С. Коссовым, Н.А. Костенко, В.Н. Котурановым, В.А. Лазаряном, Л.А. Манашкиным, С.В. Мямлиным, Л.Н. Никольским, Н.Н. Овечниковым, М.Н. Овечниковым, Э.С. Оганьяном, А.М. Орловой, Г.И. Петровым, Д.Ю. Погореловым, А.Н. Савоськиным, С.Л. Самошкиным, В.А. Симоновым, Е.Л. Стамблером, М.Б. Соболевской, П.А. Устичем, В.Ф. Ушкаловым, В.Н. Филипповым, И.И. Челноковым, Ю.М. Черкашиным и другими. Заметный вклад в решение проблем конструкционной защиты железнодорожных экипажей внесли специалисты компаний Alstom, Bombardier Transportation, Dellner, Siemens, Voith Turbo, Amtrak, PESA и других зарубежных организаций.

Анализ нагруженности несущих конструкций локомотивов и вагонов в эксплуатации показывает, что сверхнормативные нагружения возникают в основном при аварийных столкновениях с препятствием на пути движения, когда фактическая величина продольной силы оказывается выше допустимых значений (1,5 ... 2,5 МН). В поездной работе такие столкновения чаще всего (82 %) случаются на железнодорожных переездах с мобильными транспортными средствами массой около 10 т при скорости до 72 км/ч (20 м/с), реже (17 %) – на подъездных и станционных путях с грузовыми вагонами массой около 80 т при скорости до 36 км/ч (10 м/с) и совсем редко (менее 1 %) – с иными препятствиями (рисунок 2).



82 % – с препятствием на ж.-д. переезде (неохраняемом 72 %, охраняемом 10 %); 17 % – с ж.-д. вагоном при маневровой работе; 1 % – с тупиковым упором и другими препятствиями

Рисунок 2 – Статистика аварийных столкновений головных единиц поездов на железных дорогах Российской Федерации

Аналитические модели, используемые для расчета кузовов локомотивов и вагонов на удар, учитывают параметры конструкционной жесткости и демпфирования, но значения этих параметров назначаются приближенно, достоверные и обоснованные сведения отсутствуют.

Опираясь на европейский и отечественный опыт, обоснована актуальность разработки научно-методической и нормативной базы для исследования нагруженности кузова (главной рамы) локомотива, оснащённого системой пассивной безопасности (СПБ), и каркаса кабины машиниста при сверхнормативных ударных нагрузках, характерных для наиболее вероятных сценариев аварийных столкновений на железных дорогах колеи 1520 мм.

Во втором разделе представлена разработанная методика моделирования динамического нагружения несущих конструкций движущегося состава поезда при столкновении с препятствием.

Для предварительной оценки проектных параметров устройств поглощения энергии (УПЭ) предложена приближенная методика расчета, в которой локомотив и препятствие рассматриваются как твердые тела; энергия удара поглощается только за счет пластической деформации УПЭ; до момента столкновения локомотив массой m_1 движется со скоростью v_1 , а препятствие массой m_2 стоит на пути неподвижно ($v_2 = 0$); удар считается пластическим, после соударения локомотив и препятствие движутся прямолинейно с одинаковой скоростью v_{sum} ; УПЭ имеет идеальную жесткопластическую характеристику с началом деформирования при предельном значении силы удара $f = f_{\text{max}}$, которая остается постоянной на всей глубине деформации l , т. е. на всей длине $0 \leq l \leq l_{\text{min}}$ рабочей части диаграммы деформирования УПЭ.

В соответствии с принятой расчетной схемой (рисунок 3) и с учетом ограничений на ускорение подвижных единиц a_1 ¹⁾ и силу удара f ²⁾ оценку проектных параметров УПЭ и ожидаемых параметров движения локомотива при столкновении с препятствием предлагается выполнять в следующем порядке:

1 Суммарная скорость v_{sum} локомотива и препятствия в результате пластического удара (на основании закона сохранения количества движения)

$$v_{\text{sum}} = (m_1 v_1 + m_2 v_2) / (m_1 + m_2); \quad (1)$$

2 Замедление dv локомотива в результате соударения

$$dv = m_2 (v_2 - v_1) / (m_1 + m_2); \quad (2)$$

3 Длительность соударения при ограничении на продольное ускорение локомотива $|a_1| = 5g$, где g – ускорение свободного падения

$$dt = |dv| / |a_1|; \quad (3)$$

4 Суммарная продольная сила удара на кузов локомотива со стороны УПЭ

$$f = m_1 |a_1|; \quad (4)$$

¹⁾ $|a_1| \leq 5g$ по условиям безопасности при столкновении с транспортным средством на железнодорожном переезде или грузовым вагоном на станционных путях при маневрировании.

²⁾ $f \leq f_{\text{max}}$, где f_{max} – максимальная продольная нагрузка на кузов по условиям его прочности и устойчивости.

5 Продольное ускорение препятствия (абсолютное значение)

$$|a_2| = f / m_2 ; \quad (5)$$

6 Минимальная глубина деформации УПЭ (разность между его длиной до и после соударения)

$$l_{min} = v_1 dt - (|a_1| + |a_2|) dt^2 / 2. \quad (6)$$

Если в расчете (шаг 4) f превысит f_{max} , то принимается $f = f_{max}$ (вступает в силу ограничение на максимальную силу удара) и выполняются следующие шаги расчета:

7 Продольные ускорения локомотива и препятствия (абсолютные значения)

$$|a_1| = f / m_1, \quad |a_2| = f / m_2 ; \quad (7)$$

8 Длительность соударения

$$dt = dv / |a_1| ; \quad (8)$$

9 Минимальная глубина деформации УПЭ (уточненное значение)

$$l_{min} = v_1 dt - (|a_1| + |a_2|) dt^2 / 2 ; \quad (9)$$

10 Энергия, поглощаемая при соударении, с учетом ограничений на ускорение локомотива и силу удара

$$W = f \cdot l_{min}. \quad (10)$$

Значение поглощаемой энергии W , полученное по представленной методике, можно подтвердить энергетическим методом расчета из уравнения

$$W = (m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2 - (m_1 + m_2) v_{sum}^2) / 2,$$

отражающего изменение кинетической энергии механической системы в процессе удара.

По представленной методике выполнен вычислительный эксперимент, результаты оценки длины l_{min} рабочего участка диаграммы деформирования УПЭ при массе локомотива $m_1 = 80$ т, ограничениях $a_{max} = 5g$ и $f_{max} = 2,5$ МН, начальной скорости столкновения v_1 от 12 до 120 км/ч (от 3,33 до 33,3 м/с) и массе препятствия m_2 от 5 до 100 т представлены на рисунке 4.

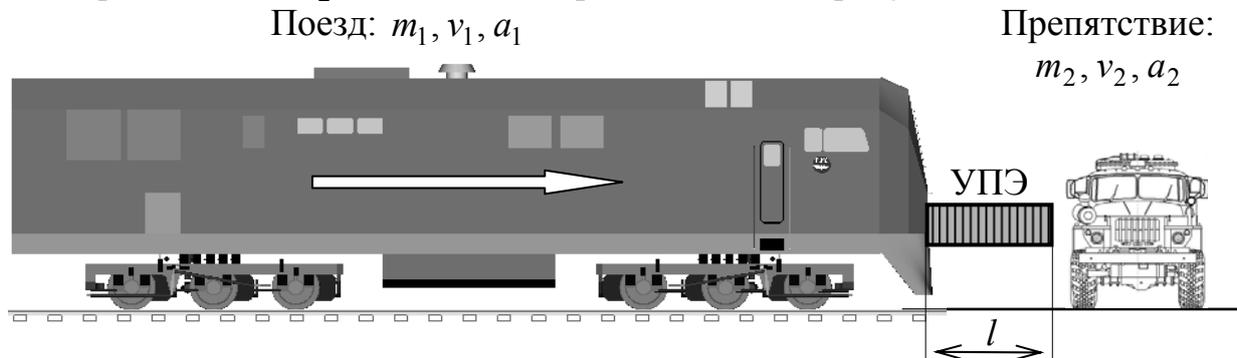


Рисунок 3 – Схема столкновения состава поезда с препятствием

Из графиков следует, что с увеличением массы локомотива m_1 или уменьшением массы препятствия m_2 уменьшается требуемая энергоемкость и, соответственно, проектная длина УПЭ.

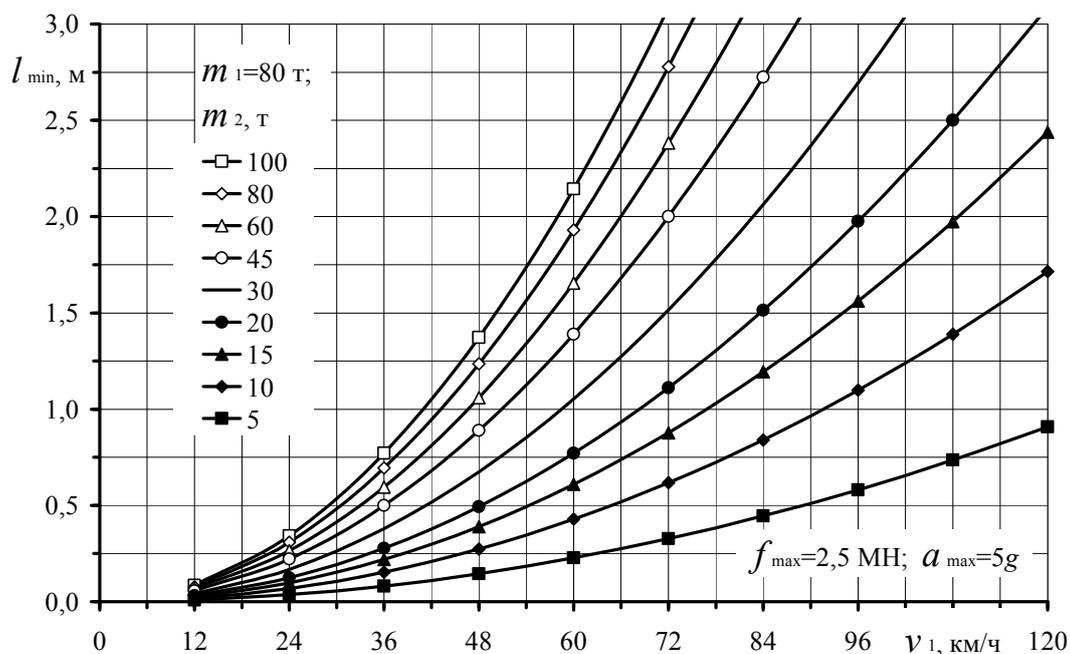


Рисунок 4 – Глубина деформации УПЭ l_{\min}

Уточненную оценку нагруженности кузовов подвижных единиц состава, межвагонных сцепных устройств и проектных параметров устройства поглощения энергии предлагается выполнять с учетом продольной динамики состава поезда. Если при этом в конечно-элементной (КЭ) модели «поезд-препятствие» отдельные вагоны выполнить из одномерных стержневых элементов с продольной жесткостью, соответствующей жесткости вагона на растяжение-сжатие по осям автосцепок, то размерность модели в этом случае окажется минимальной; если из трехмерных оболочечных элементов – размерность модели будет максимальной; если часть вагонов – из трехмерных оболочечных, а остальные вагоны – из одномерных стержневых элементов, размерность модели станет рациональной.

Расчет нагруженности и поведения элементов модели «поезд-препятствие» в процессе соударения сводится к численному интегрированию по времени уравнений вида

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \bar{\mathbf{r}}, \quad (11)$$

где \mathbf{K} , \mathbf{C} , \mathbf{M} – соответственно матрицы жесткости, демпфирования и масс модели; \mathbf{u} , $\dot{\mathbf{u}} = \partial\mathbf{u}/\partial t$, $\ddot{\mathbf{u}} = \partial^2\mathbf{u}/\partial t^2$ – векторы узловых перемещений, скоростей и ускорений; $\bar{\mathbf{r}}$ – вектор узловых нагрузок.

Реакции связей между вагонами при сжатии-отдаче поглощающих аппаратов (ПА) сцепных устройств, а также реакции между головным вагоном и препятствием при деформации УПЭ, учитываются компонентами вектора $\bar{\mathbf{r}}$.

Интегрирование по времени уравнений (11) производится методом Хоболта (Houbolt) или методом Ньюмарка (Newmark). Каждый из указанных неявных методов осуществляет шаги Δt по времени и определяет параметры системы на последующем шаге $t + \Delta t$ через параметры на предыдущих шагах:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{K}\mathbf{u}_{t+\Delta t} = \bar{\mathbf{r}}_{t+\Delta t}, \quad (12)$$

где индекс $t + \Delta t$ обозначает векторы ускорений $\ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t}$, скоростей $\dot{\bar{u}}_{t+\Delta t}$, перемещений $\bar{u}_{t+\Delta t}$, а также нагрузок $\bar{r}_{t+\Delta t}$, относящихся к моменту времени $t + \Delta t$.

Метод Хоболта для исключения производных по времени (скоростей $\dot{\bar{u}}_{t+\Delta t}$ и ускорений $\ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t}$) использует их разностное представление на шаге интегрирования $t + \Delta t$, выраженное через перемещения $\bar{u}_{t+\Delta t}$, \bar{u}_t , $\bar{u}_{t-\Delta t}$, $\bar{u}_{t-2\Delta t}$, на шагах интегрирования $t + \Delta t$, t , $t - \Delta t$, $t - 2\Delta t$ по следующей схеме:

$$\begin{aligned}\ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t} &= (2\bar{u}_{t+\Delta t} - 5\bar{u}_t + 4\bar{u}_{t-\Delta t} - \bar{u}_{t-2\Delta t})/\Delta t^2, \\ \dot{\bar{u}}_{t+\Delta t} &= (11\bar{u}_{t+\Delta t} - 18\bar{u}_t + 9\bar{u}_{t-\Delta t} - 2\bar{u}_{t-2\Delta t})/6\Delta t^2.\end{aligned}\quad (13)$$

Метод Ньюмарка использует следующие разностные формулы:

$$\begin{aligned}\dot{\bar{u}}_{t+\Delta t} &= \dot{\bar{u}}_t + [(1-\beta) \cdot \ddot{\bar{u}}_t + \beta \cdot \ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t}] \cdot \Delta t, \\ \bar{u}_{t+\Delta t} &= \bar{u}_t + \dot{\bar{u}}_t \cdot \Delta t + [(0,5-\delta) \cdot \ddot{\bar{u}}_t + \delta \cdot \ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t}] \cdot \Delta t^2.\end{aligned}\quad (14)$$

При значениях $\beta = 0,50$ и $\delta = 0,25$ метод Ньюмарка имеет безусловную (не зависящую от шага интегрирования) сходимость и при этом не возникает искажения амплитуд динамических процессов.

Разностные формулы (13), (14) позволяют преобразовать дифференциальное уравнение (12) для шага интегрирования $t + \Delta t$ к системе линейных алгебраических уравнений

$$\tilde{\mathbf{K}}\bar{u}_{t+\Delta t} = \tilde{r}_{t+\Delta t}, \quad (15)$$

где $\tilde{\mathbf{K}}$, $\tilde{r}_{t+\Delta t}$ – соответственно эффективная матрица жесткости и эффективный вектор нагрузки на шаге интегрирования по времени $t + \Delta t$.

Матрица $\tilde{\mathbf{K}}$ в общем случае не положительно определенная, но не вырожденная. Перемещения $\bar{u}_{t+\Delta t}$ из системы линейных алгебраических уравнений (15) вычисляются методом треугольно-диагонального разложения матрицы

$$\tilde{\mathbf{K}} = \mathbf{L} \cdot \mathbf{D} \cdot \mathbf{L}^T \quad (16)$$

с последующей циклической подстановкой ранее вычисленных перемещений.

Таким образом, уточненные расчеты сводятся к решению уравнений (15) в приращениях по перемещениям, при этом на каждом шаге по времени нелинейные перемещения уточняются методом Ньютона.

Методика расчета рассмотрена на примере столкновения состава электропоезда ЭД4М 0500 из десяти вагонов с препятствием массой 10 т (рисунок 5).

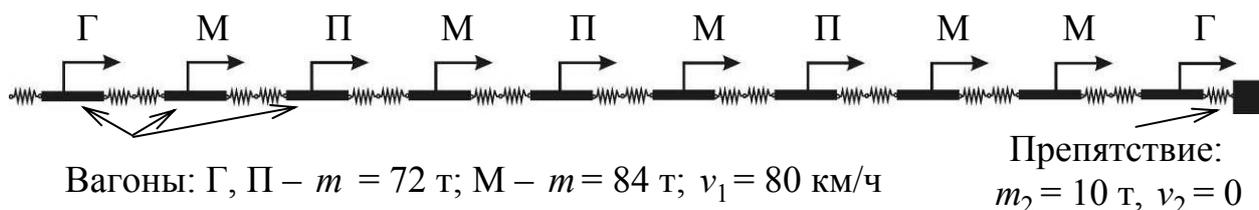


Рисунок 5 – Расчетная схема столкновения с препятствием состава из десяти вагонов: двух головных (Г), трех промежуточных прицепных (П) и пяти моторных (М)

На расчетной схеме отрезками линий обозначены вагоны, а пружинами – ПА, крайняя правая пружина – УПЭ, а темный квадрат справа – препятствие.

Динамические диаграммы деформирования ПА Р-5П (рисунок. 6а) в расчетах представлялись уравнениями вида:

$$P_{сжс} = a_0 + a_1x + a_2 \exp(a_3x), \quad P_{отд} = b_0 + b_1x + b_2 \exp(b_3x)$$

где $P_{сжс}$, $P_{отд}$ – силы сжатия и отдачи соответственно; x – глубина деформации аппарата; $a_0, a_1, a_2, a_3, b_0, b_1, b_2, b_3$ – эмпирические коэффициенты.

Диаграмма деформирования УПЭ (рисунок 6б) содержит крайние участки высокой жесткости и средний податливый, обеспечивающий большие необратимые деформации при ограниченной величине силы сжатия – не более 2,5 МН. Энергоемкость при сжатии на длине 1 м составляет приблизительно 2 МДж.

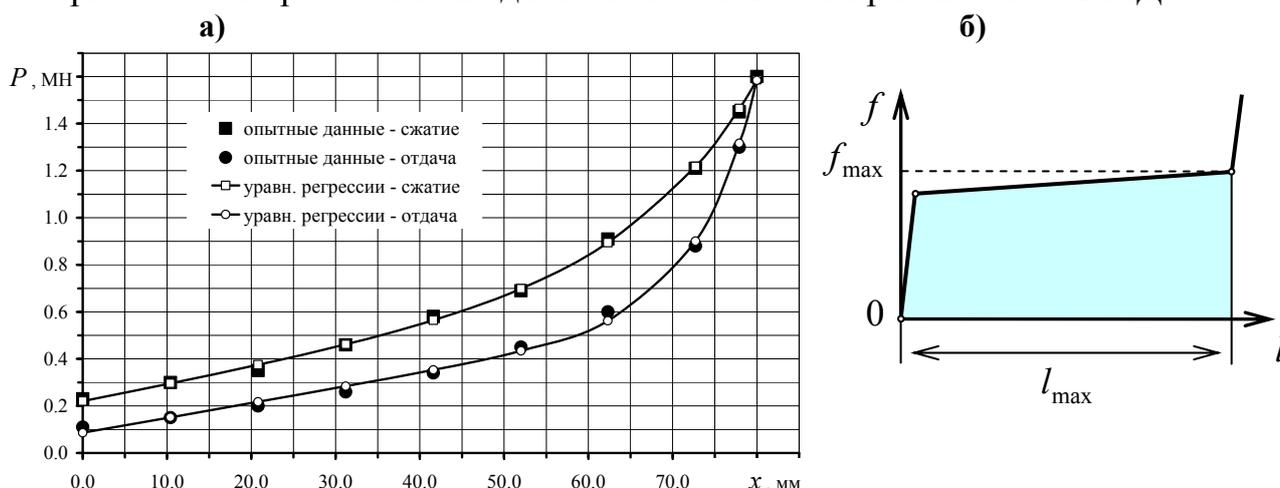


Рисунок 6 – Диаграммы деформирования ПА Р-5П (а) и УПЭ (б)

Диаграмма, близкая к указанной, реализована в устройстве «Модуль для гашения энергии при соударении транспортных средств» (патент РФ №2476339 от 22.11.2011)

В модели состава каждый вагон представлялся 8-ю стержневыми элементами (рисунок 7) с продольной жесткостью, вычисленной в программном комплексе MSC.Mentat/Marc на оболочечных моделях кузовов (рисунок 8).

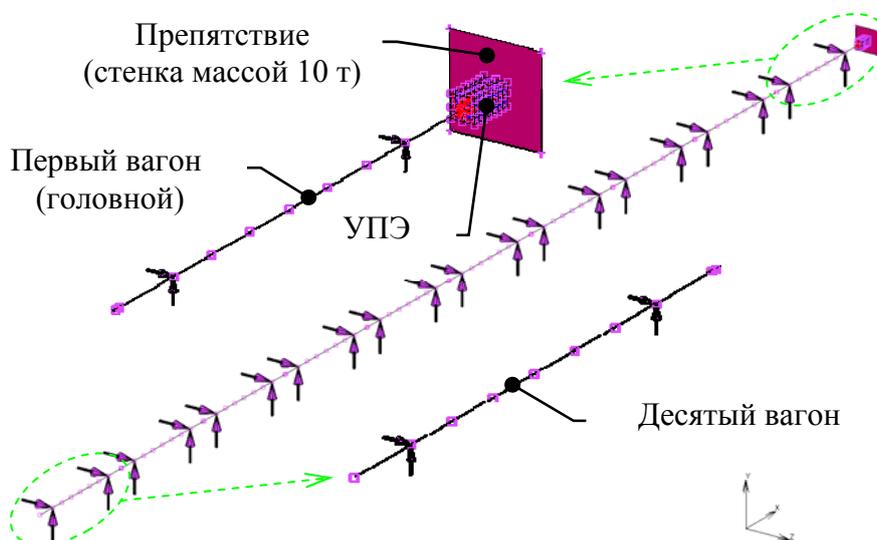


Рисунок 7 – Конечно-элементная модель «состав-препятствие»

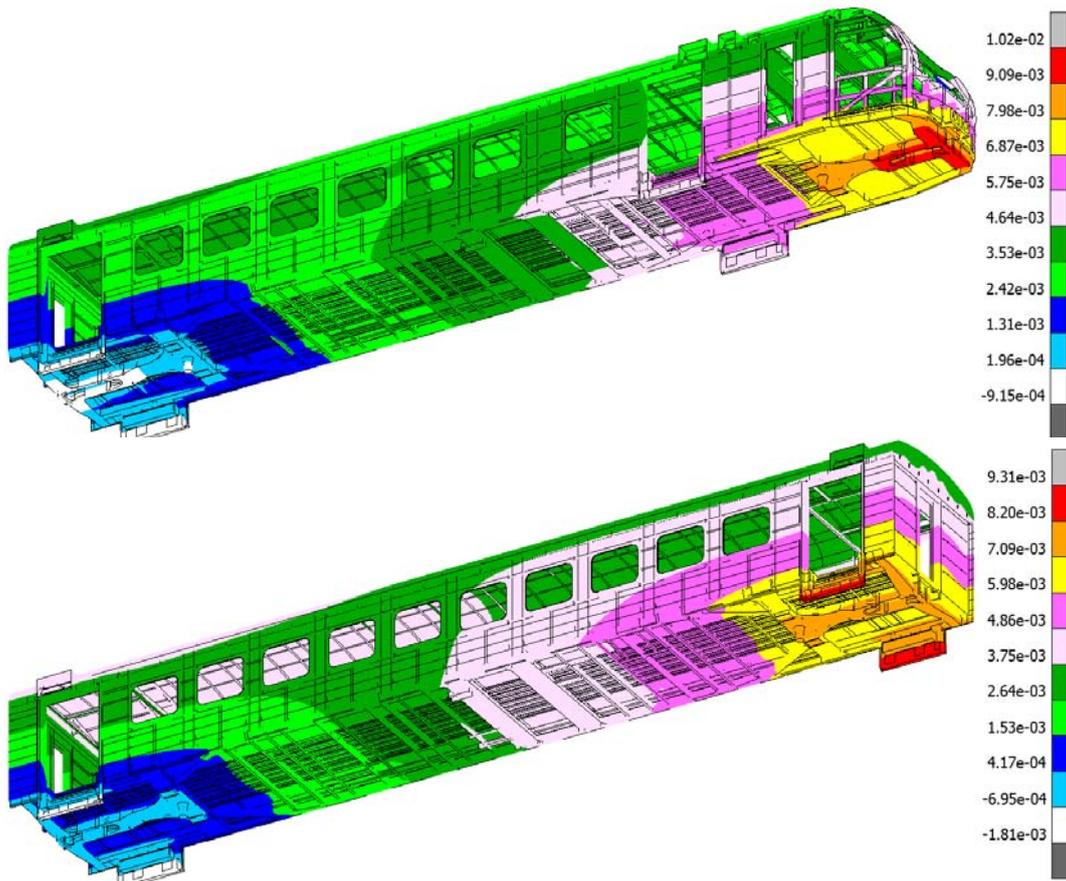


Рисунок 8 – Деформированное состояние кузова головного (а) и промежуточного (б) вагонов при сжатии силой 2,0 МН

Графики изменения скоростей отдельных вагонов поезда и препятствия в процессе столкновения представлены на рисунке 9.

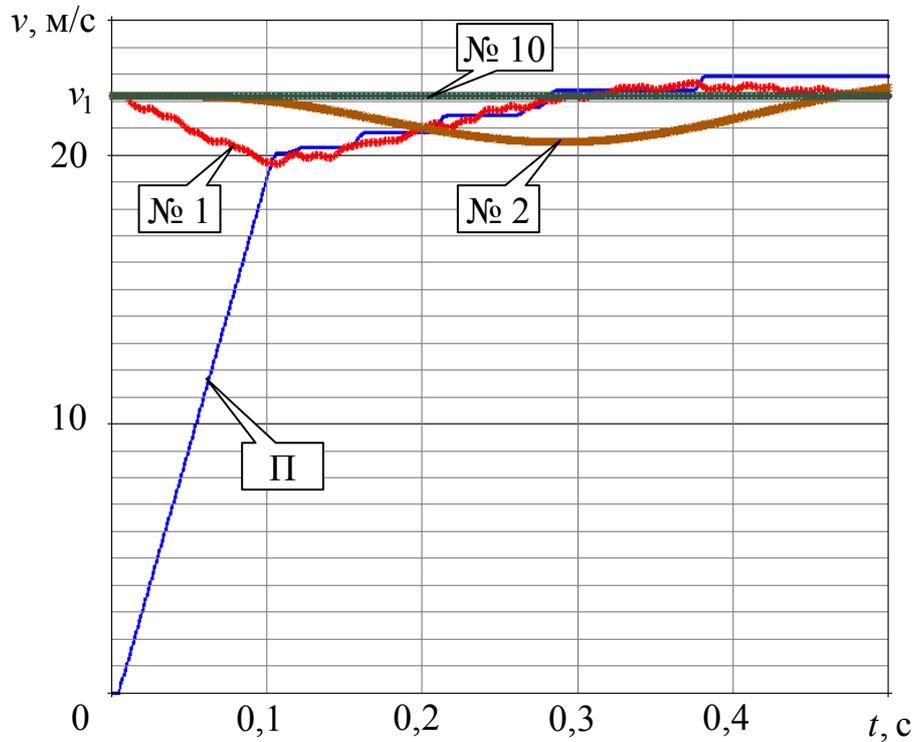


Рисунок 9 – Изменения начальной скорости движения вагонов № 1, 2, 10 и препятствия (П) в течение первых 0,5 с от начала столкновения

Таким образом, в начальной фазе до момента времени 0,1 с, когда удар фактически уже произошел, т. е. скорости препятствия и головного вагона сравнялись (рисунок 9), нагруженными остаются практически только два вагона в голове состава. Остальные вагоны ударную нагрузку еще не восприняли.

При рассмотрении поведения вагонов на более длительном интервале времени прослеживается распространение ударной волны от головы состава к его концу, отражение волны и ее обратное движение к головному вагону. Процесс движения волны сопровождается постепенным уменьшением амплитуд ускорений и сил в межвагонных связях, что обусловлено рассеиванием энергии в поглощающих аппаратах сцепных устройств и материале конструкции. Следовательно, для оценки максимальной нагруженности несущих элементов состава достаточно выполнить расчетные исследования только для начальной фазы столкновения, когда наибольшие продольные динамические нагрузки испытывают головной вагон и вагон, следующий за ним.

В третьем разделе представлены разработанные методики компьютерного моделирования и расчета нагруженности кабины машиниста.

Для моделирования нагруженности кабины при невысоких скоростях столкновения локомотива с препятствием рекомендуется применять упрощенные квазистатические методы, не требующие больших вычислительных и временных затрат. С повышением скорости столкновения, напротив, для более адекватного моделирования требуется учитывать влияние дополнительных факторов, таких как волновой характер распространения деформаций, зависимость предела текучести стальных материалов от скорости деформаций и др.

Эффективность системы конструкционной защиты кабины предлагается оценивать по следующим критериям:

- лобовая часть кузова (кабина) должна рассчитываться на воздействие равномерно распределенной по ширине подоконной части продольной нагрузки не менее 290 кН без разрушения несущих элементов конструкции, ограниченные пластические деформации допускаются. Данный критерий принят в соответствии с Правилами технической эксплуатации (ПТЭ), по которым разрешается движение поезда на красный сигнал со скоростью до 20 км/ч (5,56 м/с), с соблюдением при этом особой бдительности, на случай неожиданного появления препятствия на пути;

- при максимальном продольном смещении подоконного пояса (противоударной стенки) должен сохраняться обитаемый объем не менее 0,75 м вглубь кабины, достаточный для свободного покидания машинистами своих рабочих мест после столкновения;

- на пластических деформациях силового каркаса и элементов конструкционной защиты должно обеспечиваться поглощение механической энергии в количестве не менее 35 кДж. К моменту достижения указанного энергопоглощения скорости локомотива и препятствия уравниваются и нагружение подоконной части кабины прекращается.

Перечисленные выше критерии сохраняются и для случаев столкновения на скоростях более 20 км/ч. Для этого лобовая часть локомотива в соответствии

с требованиями пассивной безопасности должна оборудоваться устройствами поглощения энергии (УПЭ).

В качестве примера приведен упрощенный расчет кабины (рисунок 11), оборудованной следующими элементами конструкционной защиты: упорная балка, ударозащитное устройство (УЗУ) и противоударная стенка, служащая опорой для более полного смятия УЗУ. При расчете сделаны следующие допущения:

- динамическое поведение конструкции от внезапного приложения ударной нагрузки в расчетах не учитывается;
- нарастание нагрузки имитируется ступенчатым увеличением статической силы;
- повышение предела текучести материала за счет увеличения скорости деформации не учитывается;
- материал считается не подверженным упрочнению (рисунок 10).

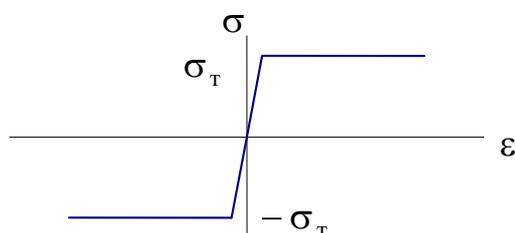
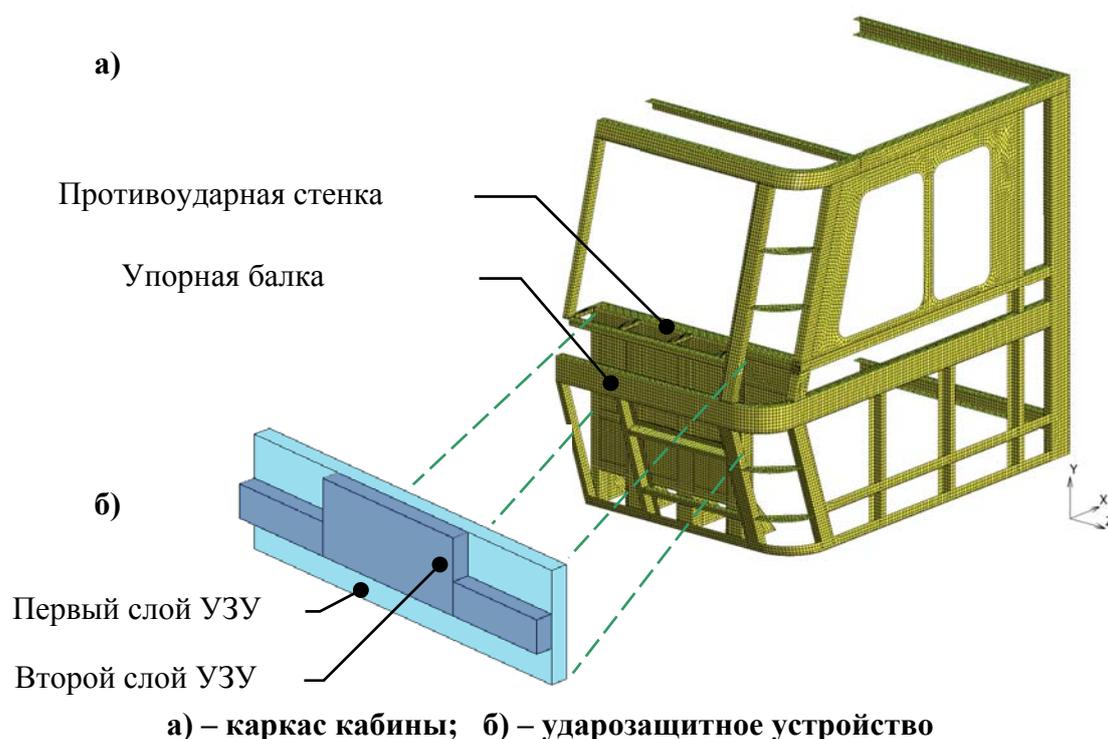


Рисунок 10 – Диаграмма $\sigma(\varepsilon)$ идеального упругопластического материала

Рассмотрены три варианта исполнения конструкции: каркас кабины без ударозащитного устройства (УЗУ), каркас с одним (первым) слоем УЗУ и каркас с двухслойным УЗУ. Результаты расчетов представлены в таблице 1.



а) – каркас кабины; б) – ударозащитное устройство

Рисунок 11 – Плоскосимметричная КЭ модель кабины электровоза 2ЭС6К

Таблица 1 – Эффективность вариантов исполнения конструкционной защиты

Вариант	Показатель (критерий оценки)		
	Продольная нагрузка f ($f = 290$ кН)	Смещение противоударной стенки x ($x_{max} \leq 200$ мм)	Поглощаемая энергия W ($W \geq 35$, кДж)
Каркас без УЗУ	290	11	17,4
Каркас с однослойным УЗУ	290	11	35,3
Каркас с двухслойным УЗУ	290	11	43,6

Конструкция кабины с двухслойным ударозащитным устройством и противоударной стенкой, полностью удовлетворяющая принятым критериям эффективности конструкционной защиты, внедрена в производство на электровазах серии 2ЭС6К.

При выполнении уточненных расчетов поведение конструкции кабины под воздействием ударной нагрузки рекомендуется рассматривать как переходный процесс с учётом нелинейности соотношений между деформациями и перемещениями (геометрическая нелинейность), напряжениями и деформациями (физическая нелинейность), пределом текучести сталей и скоростью деформации, а также с учетом нестационарности контактного взаимодействия с препятствием. Напряженно-деформированное состояние при этом описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений вида

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}(\boldsymbol{\sigma}, \bar{\mathbf{u}}) = \bar{\mathbf{q}}, \quad (17)$$

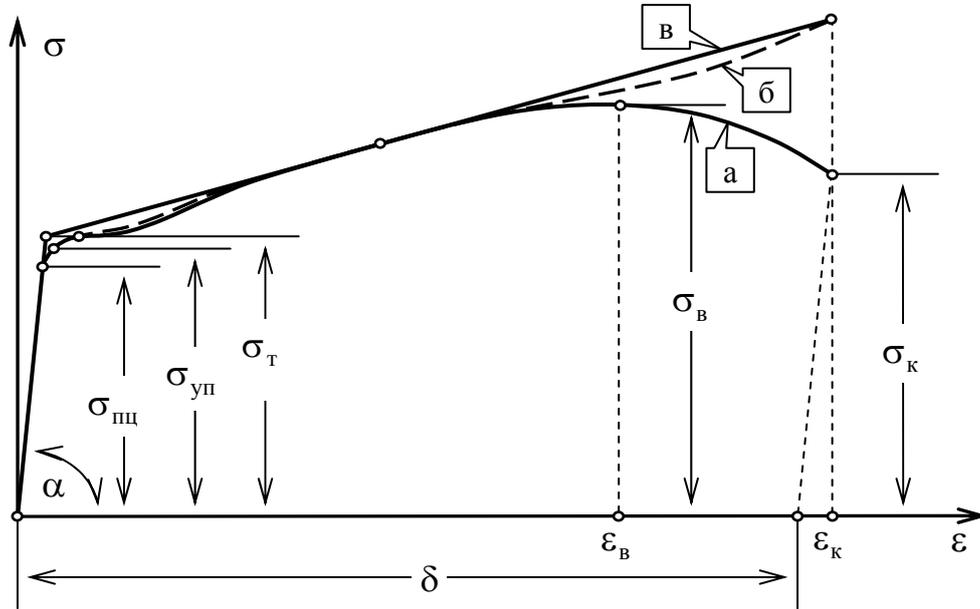
где \mathbf{M} – матрица инерции (масс) КЭ модели кабины; \mathbf{D} – матрица упруго-пластического поведения модели, элементы которой зависят от компонент тензора напряжений $\boldsymbol{\sigma}$ и вектора перемещений $\bar{\mathbf{u}}$; $\bar{\mathbf{q}}$ – вектор эквивалентных узловых нагрузок, вызванных контактным взаимодействием соударяющихся тел.

Начало появления пластических деформаций в расчётной модели определяется по критерию Мизеса. Для описания упругопластического поведения материала (стали) используется инкрементальная модель пластичности, основанная на билинейном представлении истинной диаграммы растяжения (рисунок 12) с учётом кинематического упрочнения.

Первая ветвь билинейной аппроксимирующей диаграммы вплоть до предела пропорциональности повторяет условную диаграмму растяжения и продлевается до точки перелома, соответствующей динамическому пределу текучести, который зависит от скорости деформации, а конечная точка второй ветви отвечает истинному напряжению разрушения конструкционной стали (обычно это стали марок Ст3, 09Г2). В соответствии с гипотезой о неизменности объёма при пластическом деформировании материала, истинные напряжение и относительное удлинение определяются соотношениями

$$s = \frac{F}{A} = \sigma \cdot (1 + \varepsilon); \quad e = \int_{l_0}^{l_0 + \Delta l} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} = \ln(1 + \varepsilon); \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}, \quad (18)$$

где F – текущее значение растягивающей силы; $A, \Delta l$ – площадь поперечного сечения образца и удлинение образца в текущий момент испытаний; l_0 – начальная длина образца.



ε, σ – относительное удлинение и напряжение; $\sigma_{пц}$ – предел пропорциональности; $\sigma_{уп}$ – предел упругости; $\sigma_{Т}$ – предел текучести; $\sigma_{В}$ – предел прочности; $\sigma_{к}$ – напряжение разрыва (условное); $\varepsilon_{В}, \varepsilon_{к}$ – относительные удлинения при напряжениях $\sigma_{В}$ и $\sigma_{к}$; δ – относительное удлинение после разрыва; $tg(\alpha) = E$ – модуль продольной упругости (модуль Юнга)

а – условная диаграмм; б – истинная диаграмма; в – билинейная аппроксимация
Рисунок 12 – Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали:

В инкрементальной модели пластичности используются следующие соотношения для второй ветви аппроксимирующей диаграммы

$$s = s_d + E_p e_p; \quad e_p = \int de_p; \quad de_p = de - de_y; \quad (19)$$

$$E_p = \frac{E \cdot E_T}{E - E_T}; \quad E_T = \frac{E_h \cdot E}{E_h - E}; \quad E_h = \frac{s_B - s_T}{e_B - s_T/E}; \quad (20)$$

$$e_B = \ln(1 + \varepsilon_B); \quad s_T \approx \sigma_T; \quad s_B = \sigma_B \cdot (1 + \varepsilon_B), \quad (21)$$

где s_d – истинный динамический предел текучести, который определяется с учётом влияния скорости деформации на механические характеристики материала конструкции при ударе; E – модуль продольной упругости; E_p – модуль упрочнения; e_y – истинная упругая деформация.

Для определения s_d используется зависимость Саймонда-Купера

$$s_d = s_T \left(1 + (\dot{\epsilon}/c)^{1/p}\right) = k \cdot s_T; \quad k = 1 + (\dot{\epsilon}/c)^{1/p} \quad (22)$$

где c и p – коэффициенты упрочнения стали; $\dot{\epsilon}$ – скорость деформации при переменной нагрузке; k – динамический коэффициент упрочнения стали.

С повышением скорости деформации предел текучести сталей увеличивается как при сжатии, так и при растяжении, причем, это влияние заметно возрастает с уменьшением статического предела текучести. Так, для углеродистых сталей типа Ст3 ($s_T \approx \sigma_T = 250...280$ МПа) при скоростях деформации до $\dot{\epsilon} = (0,44...0,67) \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$ отношение пределов текучести в условиях динамического и квазистатического нагружения $s_d/s_T = k$ составляет 2,3...2,4. При скоростях менее 10^{-5} c^{-1} предел текучести сталей Ст3 и легированных 09Г2 мало зависит от скорости деформации, при «амортизированных» ударах ($10^{-5} \dots 10^{-2} \text{ c}^{-1}$) он увеличивается на 16...19% (эксплуатационные столкновения), а при «жестких» ударах – на 25...27% (аварийные столкновения). На рисунке 13 представлены результаты испытаний на растяжение круглых стандартных образцов из сталей St37 (данные института металлургии и металловедения Германии), Ст3 ГОСТ 380 и 09Г2 ГОСТ 19281 (данные ВНИКТИ).

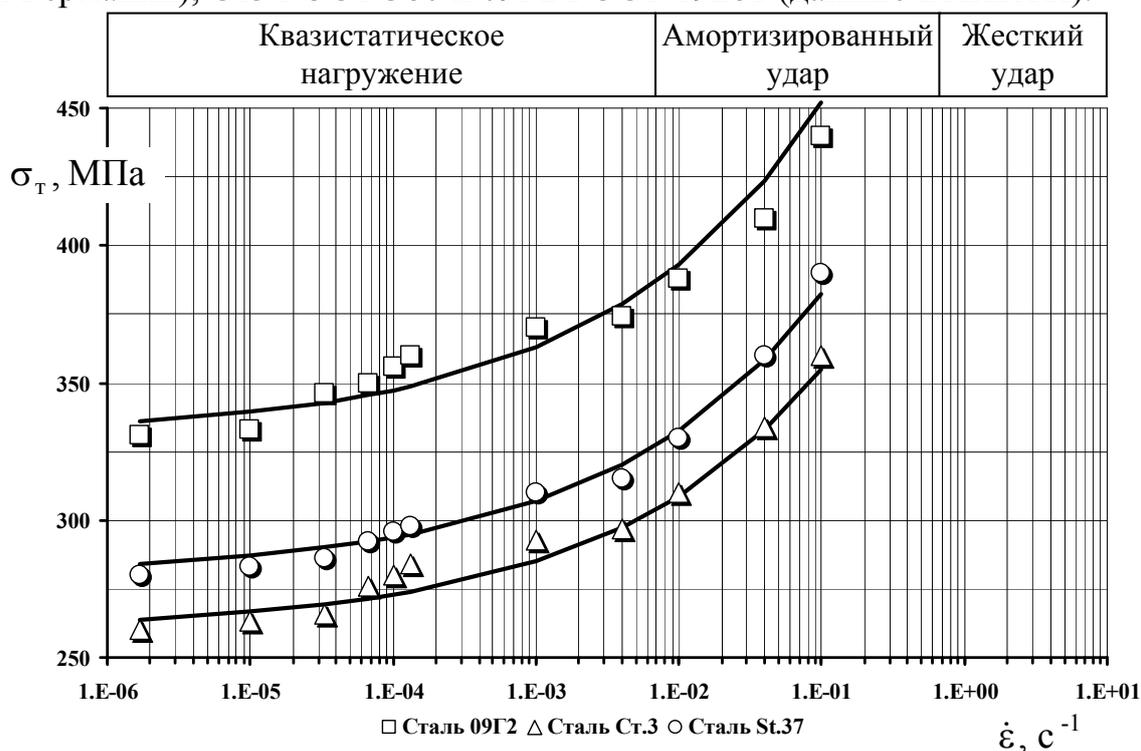


Рисунок 13 – Зависимость предела текучести материала от скорости деформации

Расчетные модели для оценки эффективности конструкционной защиты кабины рекомендуется строить из оболочечных конечных элементов, позволяющих учитывать как мембранные (растяжение-сжатие нейтральной поверхности), так и изгибные упругопластические деформации.

При решении задачи уравнения (17) преобразуются к линеаризованной форме (18) относительно малых приращений, накладываемых на текущее равновесное состояние узлов КЭ модели

$$\mathbf{M} \ddot{\Delta}_U + (\mathbf{K}_C + \mathbf{G}(\boldsymbol{\sigma}) + \mathbf{R}(\boldsymbol{\sigma})) \bar{\Delta}_U = \bar{\Delta}_Q, \quad (18)$$

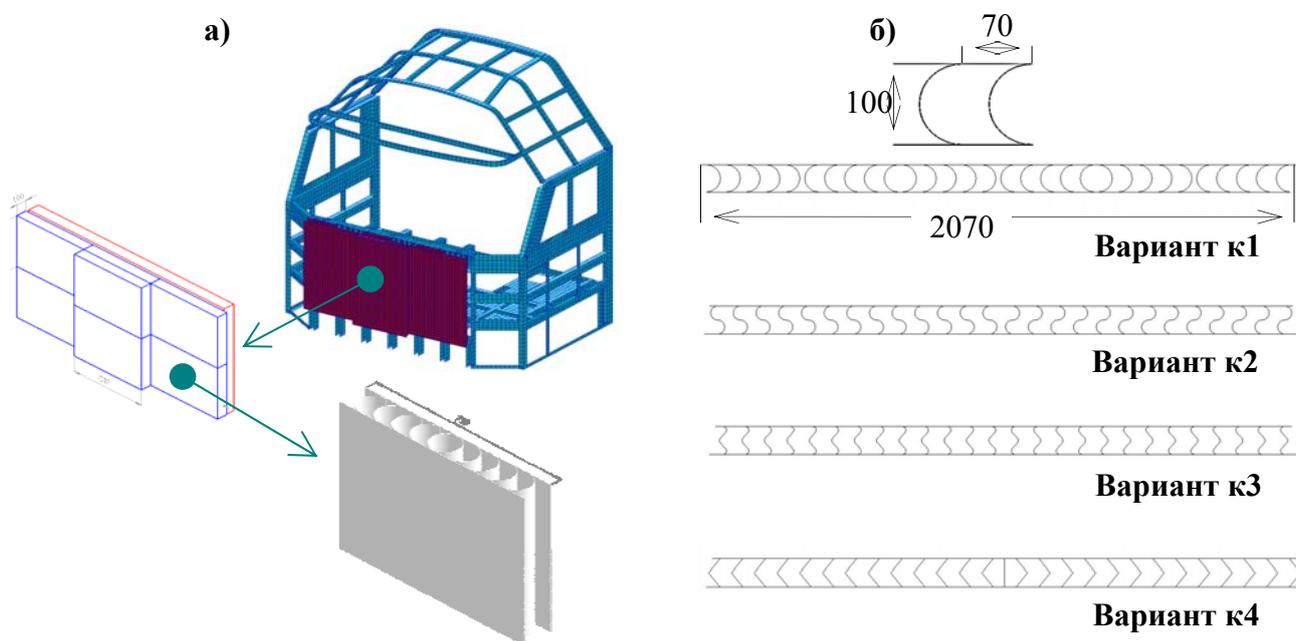
где \mathbf{K}_C – матрица жесткости; $\mathbf{G}(\boldsymbol{\sigma})$ – матрица геометрической жесткости; $\mathbf{R}(\boldsymbol{\sigma})$ – матрица пластической жесткости; $\bar{\Delta}_U$ – вектор приращения узловых перемещений; $\bar{\Delta}_Q$ – вектор приращения узловых нагрузок.

Система линеаризованных уравнений (18) решается методом последовательных нагружений, сочетающих численное интегрирование с итерационной корректировкой результатов после каждого шага по времени. Для уменьшения невязки в уравнениях равновесия узлов до приемлемых величин применяется итерационная процедура Ньютона-Рафсона.

Таким образом, в третьем разделе предложены методики упрощенного и уточнённого расчётного исследования нагруженности конструкции кабины машиниста и оценки эффективности её конструкционной защиты.

В четвёртом разделе производилась оценка работоспособности ударозащитных устройств, предназначенных для смягчения ударной нагрузки, приходящейся на подоконную часть кабины, а также для защиты ее внутреннего пространства от проникновения в него травмоопасных элементов препятствия (стержней, балок и т.п.),

На рисунке 14а показана конструкция двухслойного УЗУ, состоящего из восьми пакетов размером (690...720)х(540...560)х(100...107) мм, каждый из которых выполнен из двух пластин толщиной 5 мм и десяти сминаемых элементов полукруглого профиля толщиной 1,5 мм, а на рисунке 14б – варианты формы профиля сминаемых элементов.

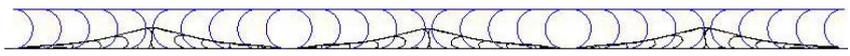
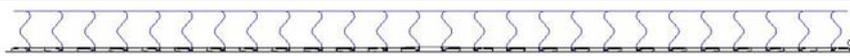
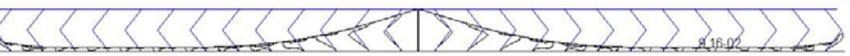
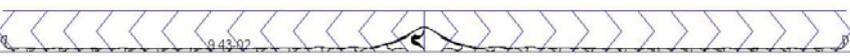


а) – УЗУ кабины тепловоза 2ТЭ25К(А); б) – варианты формы профиля
Рисунок 14 – Ударозащитное устройство кабины машиниста

Расчетные исследования по выбору рациональной формы профиля сминаемых элементов УЗУ с учетом влияния на результаты счета модели материала и шага конечно-элементной сетки выполнялись в плоской и в объемной постановке, для отдельных сминаемых элементов и для полноразмерных конструкций. Для изготовления сминаемых элементов выбрана сталь 09Г2С, специ-

ально обработанная для понижения предела текучести и повышения пластичности (отжиг при температуре 500°C): предел текучести $\sigma_T = 180\text{ МПа}$, предел прочности $\sigma_B = 300\text{ МПа}$, относительное удлинение $\delta = 27\%$. Картина деформации УЗУ для четырех вариантов формы профиля сминаемых элементов под воздействием распределенной нагрузки 300 и 700 кН показана в таблице 2.

Таблица 2 – Деформированное состояние ударозащитного устройства

Вариант формы профиля	Нагрузка, кН	Картина деформации (вид на торец УЗУ)
к1	300	
	700	
к2	300	
	700	
к3	300	
	700	
к4	300	
	700	

Энергия деформации УЗУ, вычисленная при использовании разных моделей материала (м1 – модель упругопластического материала без упрочнения и разрушения; м2 – аналогичная модель, но с разрушением по предельным деформациям – $\delta = 27\%$; м3 – модель с линейным упрочнением и разрушением) и разного шага конечно-элементной сетки (20, 10 и 5 мм) представлена в таблице 3. Расчеты выполнялись в программного комплекса MSC.Patran/Dytran с использованием явной схемы интегрирования разрешающих уравнений. Энергия «песочных часов» при этом составляет не более 0,1 % от внутренней энергии пластических деформаций, что свидетельствует о приемлемой достоверности полученных результатов.

Исследования показывают (таблица 3), что конечно-элементные сетки с шагом 5 ... 10 мм (вариант к2) дают схожие результаты, разница составляет 3 ... 6 %, а сетка с шагом 20 мм (варианты к1, к2) оказывается слишком грубой, разница возрастает до 12 ... 16 %. Для обеспечения приемлемой точности результатов расчетные модели УЗУ рекомендуется строить из оболочечных элементов с шагом сетки 10 мм.

Время «складывания» сминаемых элементов у всех четырех вариантов формы профиля практически одинаково, при внезапном приложении распределенной нагрузки 300 и 700 кН оно составляет приблизительно 0,010 и 0,006 с соответственно (рисунок 15).

Картина разрушения сминаемых элементов (вариант к1), выполненных из линейно упрочняемого разрушаемого по предельным деформациям материала

(модель м3), под воздействием внезапно приложенной распределенной нагрузки 700 кН показана на рисунке 16.

Таблица 3 – Энергия деформаций ударозащитного устройства

Вариант формы профиля, модель материала, шаг КЭ сетки	Нагрузка 300 кН		Нагрузка 700 кН	
	Энергия деформаций, кДж	Энергия «песочных часов», кДж	Энергия деформаций, кДж	Энергия «песочных часов», кДж
к1, м1, 20 мм	20,0	$1,04 \cdot 10^{-3}$	53,2	$5,56 \cdot 10^{-3}$
к1, м1, 10 мм	(12 %) ³⁾ 22,4	$7,44 \cdot 10^{-4}$	(13 %) 60,5	$5,56 \cdot 10^{-3}$
к1, м2, 10 мм	22,6	$7,44 \cdot 10^{-4}$	58,8	$6,08 \cdot 10^{-3}$
к1, м3, 10 мм	21,8	$9,27 \cdot 10^{-4}$	57,1	$4,03 \cdot 10^{-3}$
к2, м1, 20 мм	21,2	$4,24 \cdot 10^{-4}$	51,0	$1,50 \cdot 10^{-3}$
к2, м1, 10 мм	(14 %) 24,5	$6,42 \cdot 10^{-4}$	(16 %) 60,0	$5,36 \cdot 10^{-3}$
к2, м1, 5 мм	(3 %) 25,3	$5,57 \cdot 10^{-4}$	(6 %) 63,9	$1,98 \cdot 10^{-3}$
к3, м1, 10 мм	24,3	$4,54 \cdot 10^{-4}$	61,6	$7,17 \cdot 10^{-3}$
к4, м1, 10 мм	21,5	$8,54 \cdot 10^{-4}$	55,8	$4,93 \cdot 10^{-2}$



Рисунок 15 – Влияние модели материала на глубину деформации УЗУ

³⁾ В скобках указана относительная разница значений в данной ячейке и ячейке выше.

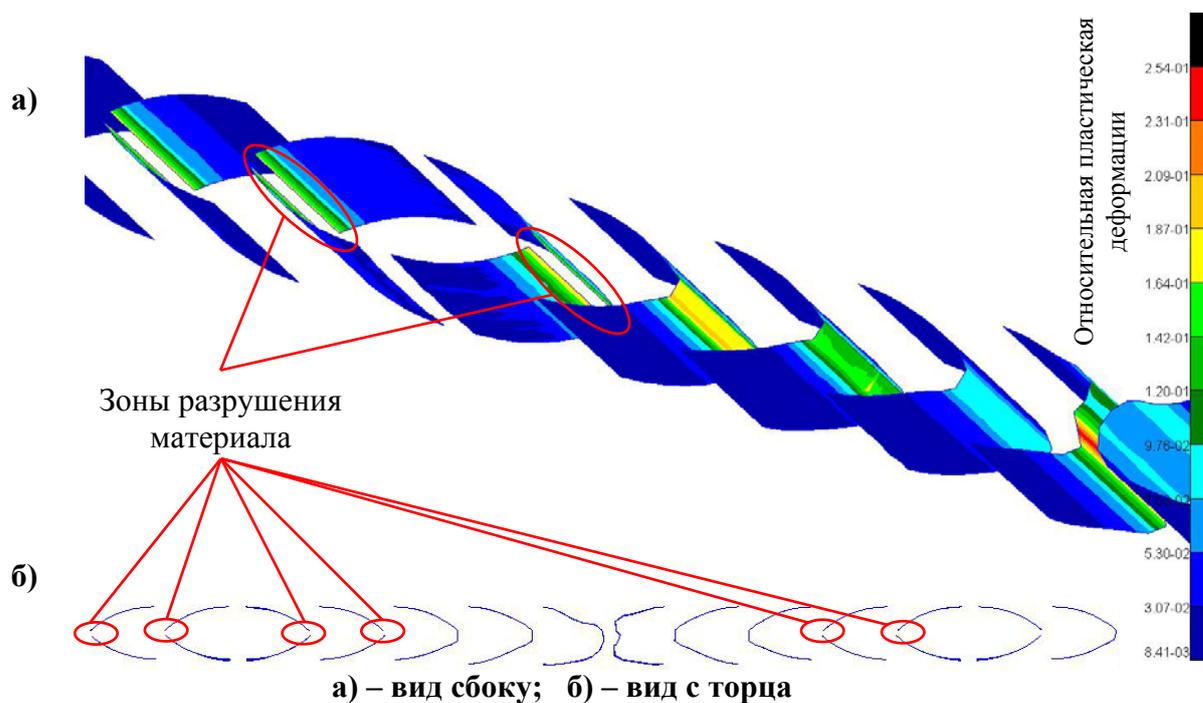


Рисунок 16 – Картина разрушения сминаемых элементов УЗУ

Таким образом, расчетная величина энергии, поглощаемой ударозащитным устройством, для рассмотренных четырех вариантов формы профиля сминаемых элементов при нагрузке 300 кН составляет 22 ... 25 кДж, а при нагрузке 700 кН – 50 ... 64 кДж. Следовательно, в сочетании с поглощением энергии на деформациях каркаса кабины (15 ... 25 кДж) это позволяет обеспечить эффективную конструкционную защиту кабины машиниста с поглощением энергии удара на уровне не менее 35 кДж.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Разработаны методики численного определения проектных параметров энергопоглощающих устройств конструкционной защиты (системы пассивной безопасности) локомотива. Предложены и обоснованы критерии оценки эффективности этих устройств.

2 Разработаны рациональные конечно-элементные модели для проведения расчетов нагруженности кабины машиниста и кузова локомотива в составе поезда, оборудованного системой конструкционной защиты, при столкновении с препятствием.

3 Установлено, что максимум нагруженности головной единицы в составе поезда от действия продольной сжимающей силы удара реализуется только в начальной фазе столкновения: с момента касания с препятствием до момента уравнивания их продольных скоростей движения. В этот период (примерно до 0,3 с) нагруженными оказываются первые две единицы в голове состава.

4 Выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) несущих конструкций локомотива с применением программных комплексов MSC.Mentat/Marc и MSC.Patran/Dytran. Столкновение локомотива с препятствием моделировалось как переходный динамический процесс, разрешающие уравнения интегрировались неявными (implicit) и явными (explicit) методами.

Расчеты НДС стальной конструкции кабины машиниста при сверхнормативных нагрузениях выполнялись с учетом нелинейности соотношений между деформациями и перемещениями (геометрическая нелинейность), напряжениями и деформациями (физическая нелинейность), пределом текучести сталей и скоростью деформации, а также с учетом нестационарности контактного взаимодействия с препятствием

5 По результатам выполненных расчетов установлено:

- при столкновении головной единицы поезда массой 80 т с препятствием массой 10 т на скорости 72 км/ч минимальная деформация сжатия устройства поглощения энергии с идеальной жесткопластической характеристикой должна составлять примерно 0,6 м без превышения нормативных силы удара (2,5 МН) и перегрузки (5g), а при массе препятствия 30 т – 1,5 м;

- применение на электровозе 2ЭС6К двухслойного ударозащитного устройства обеспечивает допустимое смещение подоконного пояса внутрь кабина (не более 200 мм) и достаточное энергопоглощение (не менее 35 кДж) при воздействии на подоконную часть кабины равномерно распределенной нагрузки величиной 290 кН.

6 По результатам выполненных исследований предложены, защищены патентами РФ и внедрены на локомотивах при модернизации (электровозы ЧС2К, ВЛ10К), и разработке (тепловозы серий 2ТЭ25, ТЭМ19, газотурбовоз ГТ1h) конструкции узлов, повышающие ударостойкость и безопасность головных единиц: «Кузов локомотива», «Модуль кабины транспортного средства», «Модуль для гашения энергии при соударении транспортных средств».

7 Перспективы дальнейшего развития темы конструкционной защиты железнодорожного транспорта могут быть связаны с совершенствованием тестовых сценариев аварийных ситуаций и технологий их моделирования.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых научных изданиях

1. Красюков Н.Ф. Моделирование нагруженности конструкции кабины машиниста при столкновении локомотива с препятствием / Н.Ф. Красюков, Э.С. Оганьян, В.Ф. Ноздрачева // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 8. – С. 34-35.

2. Красюков Н.Ф. Роль науки в повышении качества подвижного состава / В.С. Коссов, В.И. Грек, Э.С. Оганьян, Н.Ф. Красюков // Железнодорожный транспорт. – 2007. – № 10. – С. 44-45.

3. Красюков Н.Ф. Предупреждение техногенных катастроф / Н.А. Махутов, М.М. Гаденин, С.П. Земцов, В.С. Коссов, Н.Ф. Красюков, Э.С. Оганьян, Н.И. Малышев, В.И. Мельников // Транспорт: наука, техника, управление. Изд-во: Всероссийский институт научной и технической информации РАН. – 2009. – № 11. – С. 31-34.

Публикации в изданиях, индексируемых в базах данных Scopus

4. Rationale for the design characteristics of fatigue resistance and service life of elements of railway rolling stock / N.A. Makhutov, V.S. Kossov, E.S. Oganyan,

N.F. Krasnyukov, B.B. Bunin, T.M. Ponomareva //Inorganic Materials. – 2010. – Vol. 46. Iss. 15. – P. 1674-1682.

Публикации в прочих изданиях

5. К вопросу оценки ресурса и безопасной эксплуатации конструкций подвижного состава / Н.А. Махутов, В.С. Коссов, Э.С. Оганьян, В.Н. Огуенко, Н.Ф. Красюков, Б.Б. Бунин, Т.М. Пономарева // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2007. – Т. 73. № 11. – С. 43–47.

6. Красюков Н.Ф. Исследование прочности деталей автосцепки при эксплуатационных нагрузках / А.Б. Кузьмин, В.С. Коссов, А.Л. Протопопов, Н.Ф. Красюков, Б.Б. Бунин, Э.С. Оганьян // Наука и прогресс транспорту. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2007. – № 19. – С. 170-175.

7. Красюков Н.Ф. Как повысить пассивную безопасность подвижного состава / Н.Ф. Красюков // Локомотив. – 2014. – № 8. – С. 9-10.

8. Красюков Н.Ф. Компьютерные технологии помогают совершенствовать подвижной состав / В.С. Коссов, Э.С. Оганьян, Н.Ф. Красюков, А.Л. Протопопов // Локомотив. – 2014. – № 9. – С. 34-35.

9. Красюков Н.Ф. Моделирование динамического поведения системы твердых тел в задаче конструкционной защиты локомотива в аварийной ситуации / Н.Ф. Красюков // Мехатроника, автоматика и робототехника: Материалы международной научно-практической конференции. – Новокузнецк: НИЦ МС. – 2019. – №3. – С. 52-59.

Красюков Николай Федорович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ
НАГРУЖЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ЛОКОМОТИВА
ПРИ ЛОБОВОМ СТОЛКНОВЕНИИ С ПРЕПЯТСТВИЕМ
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ПУТИ**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук