

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»
(РУТ (МИИТ))

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

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук
Оганьян Эдуард Сергеевич

Москва – 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1 Состояние вопроса.....	11
1.2 Обзор исследований ударостойкости подвижного состава	15
1.3 Обзор нормативной базы по конструкционной защите.....	19
1.3.1 <i>Соединенные Штаты Америки</i>	19
1.3.2 <i>Европейский Союз</i>	21
1.3.3 <i>Российская Федерация</i>	23
1.4 Обзор методов математического моделирования столкновений	25
1.5 Постановка цели и задач исследования.....	41
2 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ЛОКОМОТИВА ПРИ СТОЛКНОВЕНИИ В СОСТАВЕ ПОЕЗДА.....	42
2.1 Предварительная оценка нагруженности кузова локомотива и проектных параметров системы пассивной безопасности.....	42
2.1.1 <i>Основные положения методики предварительной оценки</i>	42
2.1.2 <i>Результаты предварительной оценки</i>	47
2.2 Уточненная оценка нагруженности кузова локомотива и проектных параметров системы пассивной безопасности.....	57
2.2.1 <i>Основные положения и допущения при уточненной оценке</i>	58
2.2.2 <i>Методика моделирования аварийного столкновения с учетом продольной динамики поезда</i>	59
2.2.3 <i>Пример моделирования аварийного столкновения с учетом продольной динамики поезда</i>	62
Выводы по разделу 2	87
3 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КАБИНЫ МАШИНИСТА	88
3.1 Упрощенная методика расчета нагруженности кабины.....	89
3.1.1 <i>Расчет кабины машиниста электровоза 2ЭС6К</i>	92

3.1.2 Расчет кабины машиниста тепловоза 2ТЭ25К(А).....	100
3.3 Уточненная методика оценки эффективности конструкционной защиты кабины машиниста.....	108
Выводы по разделу 3	113
4 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ УДАРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА КАБИНЫ МАШИНИСТА.....	114
4.1 Методика предварительной оценки проектных параметров ударозащитного устройства кабины.....	114
4.2 Методика уточненной оценки проектных параметров ударозащитного устройства кабины.....	119
Выводы по разделу 4	131
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	132
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	134

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Железнодорожный транспорт России выполняет исключительно важную роль в развитии экономики страны и реализации социальных услуг по перевозке пассажиров, обеспечивая более 75 % грузооборота и 40 % пассажирооборота, приходящегося на транспорт общего пользования.

В ряду важнейших задач, стоящих перед железнодорожным транспортом, главная из них состоит в обеспечении безопасности движения поездов и поддержании на этой основе бесперебойного процесса перевозки, при котором гарантируется сохранность жизни и здоровья пассажиров и обслуживающего персонала, перевозимых грузов, а также технических средств подвижного состава и инфраструктуры [91, 102].

Путем поставок более совершенной техники в ближайшее время планируется произвести поэтапное обновление существующего и постепенно физически и морально устаревающего парка железнодорожного подвижного состава. Сейчас по отдельным его типам (электровозы, тепловозы, электропоезда) отмечается острая нехватка. Комплексное восполнение дефицита планируется осуществлять на основе широкого привлечения научно обоснованных прикладных подходов к созданию нового, технически более совершенного, ударостойкого и безопасного подвижного состава.

Наиболее важные направления развития железнодорожной техники нового поколения на ближайший период (2020-2030 г.г.) изложены в научной концепции - «Белой книге» ОАО «РЖД» [125]. В ряду перспективных фундаментальных и поисковых научно-исследовательских направлений указаны работы по формированию технических требований к локомотивам нового поколения, выбору материалов, обеспечивающих повышение прочности и снижение массы тягового подвижного состава, внедрению модульного проектирования локомотивов и моторвагонного подвижного состава,

обеспечению ресурса и ремонтпригодности, совершенствованию системы обслуживания и ремонта подвижного состава.

Целевая задача, отражающая комплекс требований к подвижному составу нового поколения, направлена, прежде всего, на минимизацию эксплуатационных расходов, в том числе, сокращение стоимости ремонтно-восстановительных работ за счет снижения повреждаемости несущих конструкций подвижных единиц в аварийных ситуациях.

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

Современные технологии компьютерного моделирования и численного исследования напряженно-деформированного состояния конструкций при сверхнормативных интенсивных ударных нагружениях позволяют с приемлемой для практики точностью прогнозировать последствия лобовых столкновений локомотивов с препятствием и судить об их стойкости к повреждениям [43, 44, 48, 100, 113, 141]. При проектировании локомотивов нового поколения с улучшенными показателями ударостойкости и безопасности предполагается широкое внедрение технологий компьютерного моделирования. Эти технологии, в отличие от постановки натуральных экспериментов (крэш-тестов), оказываются менее затратными экономически, способны учитывать многие

важные особенности поведения самой конструкции и ее материала при ударном нагружении, позволяют судить об эффективности принимаемых технических решений уже на ранних стадиях работы с проектом. В результате сокращаются сроки проектирования, повышается его качество. Таким образом, 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

Развитие железнодорожного транспорта связано с обеспечением безопасности движения и снижением повреждаемости единиц подвижного состава в аварийных ситуациях. 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.

Данное диссертационное исследование является продолжением ранее выполненных научно-практических исследований по ударостойкости и безопасности локомотивов и вагонов с привлечением современных подходов нелинейного расчета и 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 исследования –

повышение ударостойкости конструкции локомотива и снижение тяжести последствий лобовых столкновений с препятствием на основе исследования динамического поведения системы конструкционной защиты.

Основные задачи исследования:

- анализ результатов исследования механической нагруженности несущих элементов конструкции локомотива (головного вагона) при столкновениях;
- анализ нормативной базы по конструкционной защите железнодорожного подвижного состава;
- выбор факторов, определяющих нагруженность конструкции локомотива при лобовых столкновениях, обоснование безопасного уровня этих факторов;
- разработка методик расчета и оценки эффективности устройств поглощения энергии, устанавливаемых на головной единице состава поезда;
- разработка рациональных конечно-элементных моделей для расчетного исследования нагруженности конструкции кабины машиниста при наиболее вероятных сценариях столкновения;
- разработка предложений по конструкционной защите кабины машиниста с целью повышения безопасности работы локомотивной бригады.

Научная новизна работы:

- обоснованы тестовые сценарии столкновения головных единиц подвижного состава с препятствием на железнодорожном пути;
- определены критерии оценки конструкционной защиты (пассивной безопасности) и ударостойкости конструкций локомотивов (головных вагонов);
- представлены методики расчета систем конструкционной защиты с учетом начальной скорости сближения и массы соударяемых объектов;
- 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 в аварийной ситуации.

Теоретическая и практическая значимость работы

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

- при модернизации электровозов серии ЧС2К и ВЛ10К [106, 111, 112], разработке электровоза 2ЭС6К [98], дизельных тепловозов 2ТЭ25К(А) [57], 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 [132];

- при подготовке отраслевых нормативных документов «Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм» [107];

- при подготовке национального стандарта «ГОСТ Р 55513-2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам» [21];

- при подготовке межгосударственного стандарта «ГОСТ 32410-2013. Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля» [20].

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 переходный динамический процесс, разрешающие уравнения интегрировались неявными и явными методами.

Основные научно-методические положения и результаты диссертации использованы при подготовке нормативно-технических документов по конструкционной защите локомотивов, внедрены в практику проектирования и расчетов систем пассивной безопасности кабин машиниста новых и модернизируемых локомотивов, опубликованы в научно-технических изданиях.

Положения, выносимые на защиту:

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

- методики моделирования и расчета нагруженности конструкции кабины машиниста, оборудованного энергопоглощающим ударозащитным устройством;

- 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;

- результаты моделирования и расчета напряженно-деформированного состояния 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 (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 4 работы, опубликованы в научных изданиях, входящих в рекомендованный ВАК Минобрнауки России перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Состояние вопроса

Наиболее нагруженными элементами конструкции локомотива в эксплуатации оказываются его главная рама (несущий кузов), шкворневые устройства (узлы механической связи тележек с кузовом) и сцепные устройства (стяжные ящики). Перечисленные элементы воспринимают различные по величине и характеру изменения во времени горизонтальные силы, в том числе: квазистатические, переменные и динамические (ударные). Последние возникают вследствие инерции кузова и тележек при ударах в автосцепку в маневровой работе, от толчков и подергиваний при ведении поезда, а также при столкновении с препятствием на пути движения. В случае аварийного столкновения помимо шкворневых и сцепных устройств значительные нагрузки воспринимает лобовая часть кузова и кабина машиниста, что нередко приводит к смятию и разрушению кабины (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Вид лобовой части кузова после аварийного столкновения

Не смотря на строгий регламент технической эксплуатации и движения, изложенный в Правилах технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [101] и других документах, в реальных условиях повторяются случаи столкновения поездов с мобильными транспортными средствами на железнодорожных переездах, а также с отдельными грузовыми вагонами на станциях, подъездных путях и перегонах. Приказом МПС «О мерах по обеспечению безопасности движения на ж.-д. транспорте» № 1Ц от 08.01.94 г.

подобные случаи классифицируются как крушения [117], аварии, особые случаи, случаи брака в работе. Устранение их причин считается одним из резервов для развития экономики железнодорожного транспорта и улучшения организации перевозок.

Согласно европейским данным (отчет В 205.1/DT 357, ERRI, рисунок 1.2) из 304 аварийных ситуаций, случившихся с пассажирским подвижным составом за 5 лет (с 1991 по 1995 г.г., примерно 60 случаев в год) чаще всего аварийные столкновения происходят с железнодорожным вагоном (39 %) и препятствием на железнодорожных переездах (37 %), гораздо реже – с тупиковым упором (11 %) и с препятствием за пределами железнодорожных переездов (8 %). По аварийным ситуациям с грузовым подвижным составом информация не собиралась.

По данным ЦНИИТЭИ МПС [24] «на российских железных дорогах число столкновений локомотива с транспортными средствами на железнодорожных переездах в среднем за год составляет 2 ... 4 на каждые 100 переездов и около 90 % таких случаев происходит при скоростях 15 ... 20 км/ч [24, 30, 31]. При этом выходит из строя до 90 секций локомотивов. Значительно повреждаются и разрушаются элементы конструкций, наносится ущерб пассажирам и перевозимым грузам, возникают перерывы в движении поездов».

По информации служб мониторинга ОАО «РЖД» «за 90 месяцев (с января 2001 г. по июнь 2008 г., таблица 1.1) и за 67 месяцев (с января 2003 г. по июль 2008 г., таблица 1.2) на российских железных дорогах регистрировалось в среднем 332 столкновения в год». Большинство из них происходило с транспортными средствами на железнодорожных переездах (82 %, в среднем 274 случая в год), меньшее их число – с железнодорожными вагонами при выполнении маневровых работ (17 %) и сравнительно небольшое (около 1 %) – с путевыми тупиковыми упорами и иными препятствиями (рисунок 1.3). Данные касаются как пассажирского, так и грузового подвижного состава

Таблица 1.1 – Количество ДТП на ж.-д. переездах

2001 г.	2002 г.	2003 г.	2004 г.	2005 г.	2006 г.	2007 г.	6 месяцев 2008 г.
312	316	322	284	237	232	232	119

Таблица 1.2 – Количество столкновений на ж.-д. станциях и вне ж.-д. переездов

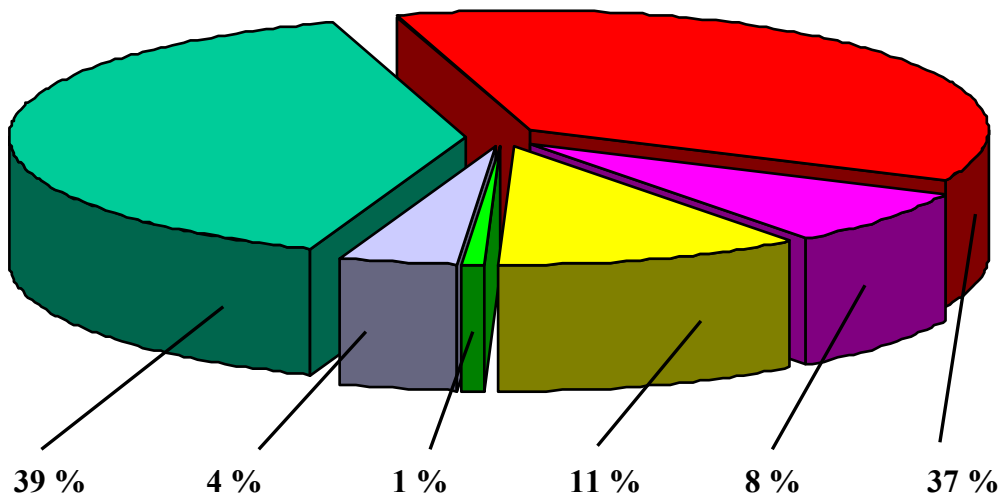
характер столкновения	2003 г.	2004 г.	2005 г.	2006 г.	2007 г.	7 месяцев 2008 г.
с вагонами в маневровой работе	60	72	52	45	54	29
другие случаи	1	-	2	6	3	2

Результаты анализа статистических данных МПС России и европейских железных дорог [14, 22, 23, 25, 35, 36 42, 103, 133, 134, 136, 137 140, 142-149] показываю:

- при столкновении на скорости около 20 км/ч лобовая часть кабины тепловоза сминается до переднего края бокового окна, схода тележек с рельсов не происходит;

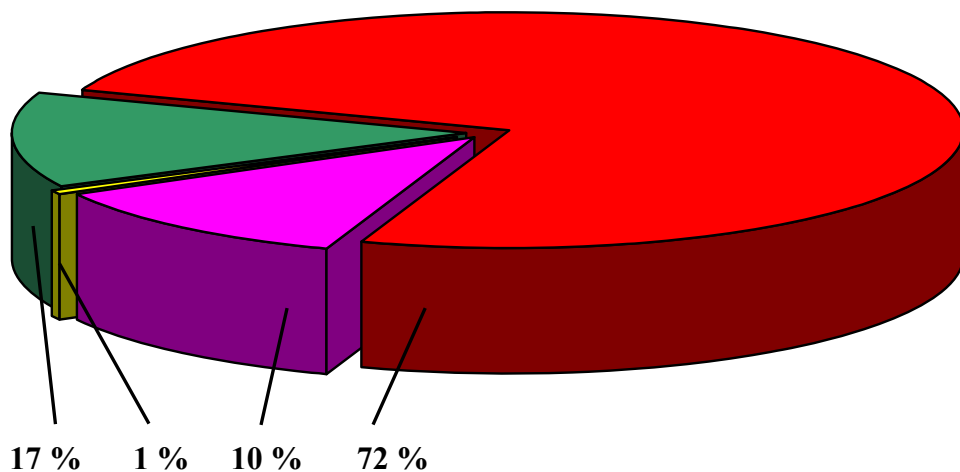
- при столкновении на скорости около 40 км/ч зона смятия кабины заходит в пределы бокового окна, существенно сокращается внутреннее пространство кабины и особенно рабочая зона машиниста, что нередко приводит к его защемлению между пультом управления и креслом, повреждению частей тела при ударах об элементы пульта управления и интерьера кабины, возможен сход локомотива с рельсов.

В целях предупреждения аварийных столкновений на железнодорожных переездах утверждена концепция повышения безопасности движения на них [14, 24] и техническими условиями на новые мощные локомотивы установлены требования по обеспечению безопасности машинистов при соударениях на скорости до 20 км/ч с препятствием на пути движения локомотива.



39 % – с ж.-д. вагоном (скорость столкновения 30...70 км/ч); 37 % – с препятствием на ж.-д. переезде (скорость столкновения до 100 км/ч); 11 % – с путевым тупиковым упором; 8 % – наезд на препятствие за пределами ж.-д. переезда; 4 % – сход с рельсов без столкновения; 1 % – сход с рельсов после столкновения

Рисунок 1.2 – Статистика аварийных столкновений головных единиц пассажирских поездов на европейских железных дорогах



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

Рисунок 1.3 – Статистика аварийных столкновений головных единиц поездов на железных дорогах Российской Федерации

Отсутствие надежных сведений о нагруженности и поведении элементов экипажа при аварийных столкновениях послужило основанием в выборе направлений поисковых работ по данной проблеме. Наиболее актуальными оказались следующие направления:

- разработка теоретических и экспериментальных методов исследования локомотивов и вагонов на удар в служебных и аварийных режимах;
- влияние ударных воздействий на людей и транспортируемые грузы;
- разработка мер по защите пассажиров, обслуживающего персонала и конструкций подвижного состава.

Теоретические и экспериментальные работы по указанным направлениям с локомотивами и вагонами выполнялись во ВНИИВ, ВНИТИ, МИИТ, СПГУ ПС, ВНИИЖТ, ВЭлНИИ [9, 29-34, 40, 54, 62, 72, 73, 81, 85, 87, 88, 92, 93]. Их результаты отражены в трудах В.Д. Хусидова [71], А.А. Битюцкого [5, 6], С.В. Беспалько [4], В.Н. Филиппова [130], Н.Н. Овечникова [80, 94], Э.С. Оганьяна [85, 91] и других ученых. В результате специально спланированных экспериментов выявлялись характеристики силы удара в автосцепку (пиковое значение и длительность импульса), продольные и вертикальные перегрузки в узлах экипажа, напряжения в различных зонах главной рамы и кузова локомотива (вагона) при разной скорости соударения, разным типе поглощающих аппаратов (ПА) и разной конструкции экипажной части.

1.2 Обзор исследований ударостойкости подвижного состава

Тяжелые режимы нагружения главной рамы (несущего кузова), рам тележек, шкворневых и других несущих узлов конструкции локомотива в маневровой работе возникают при столкновении его с составом, в грузовом и пассажирском движении – при ударах и рывках, но крайне тяжелым режимом оказывается аварийное столкновение с препятствием на пути движения. Повышенные продольные динамические нагрузки и ускорения, возникающие при этом в поезде, травмируют пассажиров, обслуживающий персонал и

машинистов, повреждают конструкции подвижного состава и транспортируемые грузы, наносят экономический ущерб.

Испытания и расчеты по исследованию нагруженности экипажных частей локомотивов и вагонов под воздействием динамических и вибрационных нагрузок, возникающих при ударах в автосцепку, на протяжении многих лет проводились С.В. Вершинским, Н.А. Костенко, С.П. Солодковым и др. [10-12, 37, 50-52, 109, 118-124] во ВНИИЖТ, под руководством Н.Н. Овечникова [41, 72, 73, 80, 94] – во ВНИТИ, вагонов и секций электроподвижного состава А.В. Ивановым [29-32] – во ВНИИВ.

Изменения напряжений в несущих конструкциях подвижного состава и их особенности для различных типов ПА сцепных устройств изучались в БИТМ, РИИЖТ под руководством Д.Э. Карминского, Б.Г. Кеглина, Н.А. Костенко, Л.Н. Никольского [27, 36, 45-46, 50-52, 75-79]. Проводились исследования и эксперименты на математических моделях в МИИТ, СПГУ ПС С.В. Беспалько, А.А. Битюцким, И.П. Исаевым, В.Н. Котурановым, Н.А. Панькиным, А.Д. Пузанковым, А.Н. Савоськиным, П.А. Устичем, В.Д. Хусидовым и др. [4-6, 28, 49, 71, 104, 105, 108, 116, 129, 130], в ДИИТ – Е.П. Блохиным, В.А. Лазаряном, Л.А. Манашкиным, Е.Л. Стамблером [7, 8, 63-66].

Возникающие в эксплуатации при столкновениях локомотива с составом динамические нагрузки передаются на кузов (раму) локомотива через ПА его сцепных устройств. Законы изменения сил и напряжений в несущих конструкциях вагонов и локомотивов при ударах в автосцепку при различных типах ПА обсуждались в работах [45, 46, 75-78]. Форма изменения силы удара по времени для всех рассмотренных ПА (с клиновым и пружинным распором, с резиновыми элементами) отличается от синусоидальной, свойственной упругим линейным системам. Только в случае «жесткого» (при отсутствии ПА) удара в автосцепку порожнего вагона приближенно можно принять синусоидальную форму импульса, амплитуда и длительность которого зависят от скорости сближения соударяемых единиц. Сравнительный анализ сил при «жестких» ударах и через ПА показывает, что амплитуда силы удара существенно зависит

от свойств ПА и продольной жесткости конструкции вагона, при этом зависимость амплитуды силы удара от скорости сближения почти пропорциональны. По результатам исследований делается вывод о необходимости совершенствования амортизирующих устройств и критериев оценки их эффективности, отвечающих возросшим требованиям эксплуатации.

При соударении амплитуда и характер изменения напряжений в элементах конструкции локомотивов и вагонов определяются характером изменения силы удара по времени, спектром частот продольных и поперечных свободных механических колебаний [1-3, 8, 80] и свойствами конструкционного демпфирования.

В работе [36] обсуждаются математические модели, разработанные для «теоретического исследования взаимодействия кузова с тележками» через шкворневые узлы. Получена «зависимость силы, действующей на шкворень, от силы удара в автосцепку при разных соотношениях жесткости удара и шкворневых связей». Эти сведения учтены автором диссертации при разработке динамических моделей для расчета нагруженности несущих узлов локомотива (головного вагона) при продольном ударе, вызванном аварийным столкновением с препятствием.

В работе [121] исследовалось нагружение буферных брусьев рамы локомотива при ударах. Для выяснения зависимости динамического эффекта от длительности силы удара определялись характерные частоты свободных колебаний буферных брусьев и соответствующие им периоды колебаний. Последние сопоставлялись с длительностью действия силы удара, составлявшей 2,7 ... 4,2 и 0,6 ... 2,1 периода колебаний до и после закрытия ПА автосцепок соответственно. В первом случае величины деформации буферных брусьев практически соответствовали величинам, получаемым при статическом приложении нагрузки. Во втором – деформации увеличивались. По результатам опытов расчеты буферных брусьев на ударную нагрузку рекомендовано производить при действии эквивалентной статической силы, увеличенной в 1,2 ... 1,5 раза. Аналогичные выводы сделаны в работах [83, 84, 86].

Согласно результатам испытаний кузовов тепловозов 2ТЭ116, 2ТЭ109 при ударах в автосцепку с ПА Ш-1-ТМ [82, 83], выполненных во ВНИТИ Э.С. Оганьяном, максимальные, в том числе и выше предела текучести материала, напряжения при нормативной силе удара (2,5 МН) были зарегистрированы «в сечениях хребтовой балки за стяжным ящиком, а также в углах проемов окон кабины машиниста». Амплитуды продольных ускорений в разных точках по длине главной рамы составляли 1,5...2,0 g.

Проанализированы результаты других испытаний на продольный удар в автосцепку локомотивов, отдельных вагонов и сцепов [37, 53, 62, 70, 81, 82, 86, 89, 90, 92, 96, 118-124, 130], которые показали:

- время действия продольной ударной силы составляет около 0,06 с, а время действия упругих деформаций растяжения-сжатия, соответствующих напряжениям не менее 200 МПа, – 0,01 ... 0,02 с;

- хребтовая балка на участке от буферного бруса до заднего упора стяжного ящика (место приложения силы) испытывает растяжение;

- участок от заднего упорного кронштейна до шкворневой балки сжат и является самым нагруженным, далее по длине рамы напряжения уменьшаются.

В 70-х годах во ВНИИВ проводились испытания нагруженности вагонов электропоездов при скоростях столкновения до 20 км/ч [29-32]. Так в испытаниях кузова вагона ЭР-23, изготовленного из алюминиевого сплава АМгб, продольная сила удара в головной автосцепке достигала 4,4 МН, отдельные элементы конструкции получали различные остаточные деформации, обе розетки на 50 мм продавливались головками автосцепок. При силе до 3 МН средние значения ускорений в элементах вагона оставались в пределах 5,0g и почти пропорционально менялись от скорости столкновения. При силе удара более 3 МН пластические деформации возникали в первую очередь в продольных балках рамы.

Испытаниями установлено:

- в кузовных конструкциях вагонов электропоездов не образуется остаточных деформаций пока сила удара, передаваемая через автосцепку,

остается в пределах 2,0 ... 2,7 МН, это соответствует скоростям столкновения 1,7 ... 2,0 м/с (6,1 ... 7,2 км/ч);

- чтобы конструкция кузова не получала остаточных деформаций также и после аварийного столкновения со скоростью 5,55 м/с, (20 км/ч) деформации ее должны оставаться упругими при силе удара до 5,0 ... 7,0 МН, что в 2 ... 3 раза выше установленного расчетного значения.

При проектировании такого кузова потребуется кратно увеличить площадь поперечного сечения несущих элементов. В результате повысится продольная жесткость кузова, при столкновениях увеличится перегрузка и возрастет ее отрицательное воздействие на пассажиров и обслуживающий персонал, транспортируемые грузы и работу оборудования. Поэтому, в столкновениях при повышенной скорости и силе удара целесообразно допустить появление в элементах конструкции некоторой доли пластических деформаций.

Столкновения тепловоза ТЭМ7-0003 при скоростях до 21,6 км/ч, выполненные во ВНИТИ, в том числе с использованием специальных ударозащитных средств, закрепляемых на лобовом бруске, позволили выяснить возможные повреждения конструкции тепловоза, установить количество поглощаемой ударозащитными средствами механической энергии, а также определить максимальные инерционные нагрузки на узлы и агрегаты локомотива. Полученные сведения согласуются с приведенными выше и подтверждают необходимость оценки остаточных деформаций несущих элементов конструкции после соударений с повышенными скоростями.

1.3 Обзор нормативной базы по конструкционной защите

1.3.1 Соединенные Штаты Америки

Минимальные стандарты безопасности пассажирского подвижного состава, обязательные для всех штатов и административных территорий США, устанавливаются частью 238 раздела 49 Кодекса федеральных правил США (Code of federal regulations) [47]. Указанные правила направлены на предотвращение столкновений, сходов с рельсов и иных нештатных ситуаций с

участием пассажирского железнодорожного подвижного состава, которые могли бы повлечь за собой гибель или травмы работников или пассажиров железной дороги, а равно и иных граждан, а также смягчить последствия такого рода ситуаций в той мере, в какой они не могут быть предотвращены полностью. Требования дифференцированы для пассажирских вагонов стандарта Tier I (конструкционная скорость до 200 км/ч) и Tier II (выше 200 до 240 км/ч). Одна из особенностей стандарта заключается в высоких требованиях к прочности кресел и оборудования вагонов:

- «кресла для сидения в пассажирском вагоне должны быть надежно прикреплены к кузову вагона так, чтобы выдерживать перегрузку 4g в боковом и вертикальном (снизу вверх) направлениях, действующую на собственную массу кресла, и 8g в продольном направлении, действующее на собственную массу кресла, и силу, одновременно действующую на спинку кресла со стороны сидящего сзади непристегнутого пассажира, соответствующего 95-му мужскому перцентиллю, при воздействии на его массу треугольного импульса продольного ускорения 8g длительностью 250 мс»;

- «багажные полки с размещенным на них багажом (допустимая масса багажа устанавливается железной дорогой) должны выдерживать действующее на их массу и массу багажа ускорение 8g в продольном и 4g в боковом и вертикальном направлениях»;

- «прочие комплектующие элементы салона пассажирского вагона должны выдерживать действующее на их массу ускорение 8g в продольном и 4g в поперечном (боковом и вертикальном) направлениях».

Для сравнения, нормами ЕС EN 15227-2011 установлена величина продольной перегрузки 7,5g [138], а действующим на территории РФ ГОСТ 32410-2013 – величина продольного ускорения 50 м/с по абсолютной величине, т.е. ~5g.

1.3.2 Европейский Союз

Технические требования к системе конструкционной защиты, как составной части общей системы безопасности на железнодорожном транспорте, направленной на уменьшение повреждаемости, улучшение защиты локомотивных бригад и пассажиров при столкновениях железнодорожного подвижного состава, в странах ЕС регламентируются общеевропейским стандартом EN 15227 [138].

При разработке стандарта EN 15227 учитывались данные по аварийным случаям на основных европейских железных дорогах: британских (BR), люксембургских (CFL), германских (DB), датских (DSB), норвежских (NSB), шведских (SJ), бельгийских (SNCB) и французских (SNCF) – отчет В 205.1/DT 357, ERRI, рисунок 1.2. Значительный вклад в подготовку стандарта внесли европейские научно-исследовательские проекты SAFETRAIN и TRAINSAFE [139, 147], в которых важную роль сыграло участие компаний Bombardier Transportation и DB Systemtechnik. Накопленные ими знания и опыт, а также выработанные на их основе требования к конструкционной защите (пассивной безопасности), вошли в общеевропейский стандарт. В настоящее время эти требования в обязательном порядке должны учитываться при создании фактически любого нового европейского рельсового подвижного состава – от локомотивов до трамваев, кроме грузовых вагонов. При этом требования EN 15227 касаются как подвижного состава для традиционных пассажирских перевозок, так и мотор-вагонных поездов высокоскоростного сообщения (HGV).

В стандарте EN 15227 приняты следующие принципы нормирования:

1 Пассажирский рельсовый подвижной состав разделен на 4 категории: локомотивы, несамоходные пассажирские вагоны, моторвагонный подвижной состав; подвижной состав метро; городские трамваи, которые одновременно могут эксплуатироваться на путях магистральных железных дорог; городские трамваи без возможности эксплуатации на путях магистральных железных дорог;

2 Введено понятие сценария столкновений, как одного из наиболее тяжелых случаев аварийного столкновения, при котором системой пассивной безопасности должна обеспечиваться определенная степень защиты пассажиров, обслуживающего персонала и конструкции подвижного состава. Определены сценарии, соответствующие наиболее вероятным аварийным столкновениям. Каждой категории подвижного состава установлены параметры столкновения: скорость столкновения; тип препятствия, его масса и характеристики жесткости. Для сценария столкновения с мобильным транспортным средством на перегоне магистральной железной дороги введено эталонное деформируемое препятствие массой 15 т заданной формы и установленной диаграммы деформирования. Введено понятие эталонного состава поезда, участвующего в столкновениях по принятым сценариям;

3 Сформулированы меры, предусмотренные для защиты пассажиров и обслуживающего персонала: снижение динамических вибрационных и ударных нагрузок; ограничение уровня ускорений; обеспечение пространства выживания для пассажиров и обслуживающего персонала за счет контролируемого поглощения энергии удара; снижение риска наездов вагонов и схода вагонов с рельсов;

4 Установлены критерии контроля принятого уровня ускорений, а также эффективности мер от наездов вагонов при столкновении и мер по сохранению пространства выживания, в том числе в кабине машиниста. Сформулированы требования к путеочистителю;

5 Регламентированы методы подтверждения соответствия системы пассивной безопасности нормативным требованиям. Ключевая роль при этом отводится методам численного моделирования процесса столкновения с препятствием. Для подтверждения ударозащитных характеристик устройств поглощения энергии предусматриваются их автономные разрушающие испытания. Экспериментально полученная информация о свойствах и параметрах энергопоглощающих устройств используется для уточнения расчетных моделей. Для этого приведена процедура сопоставления расчетных и

экспериментальных результатов. Подтверждение соответствия конструкции подвижного состава нормативным требованиям безопасности осуществляется на основании расчетов процесса столкновения эталонного состава, оснащенного устройствами поглощения энергии, с регламентируемым препятствием при установленной скорости столкновения;

6 Допускаются другие виды сценариев аварийных ситуаций, не представленные в документе, если с высоким риском существует опасность подобных ситуаций.

1.3.3 Российская Федерация

Основания, по которым стандарт EN 15227 без существенной переработки не мог быть принят в Российской Федерации, следующие.

1 Различия в сценариях столкновений:

- сценарий 1 по EN 15227 (лобовое столкновение идентичных составов со скоростью 36 км/час) по данным статистики (рисунок 1.3) на Российских железных дорогах реализуется чрезвычайно редко;

- сценарий 2 по EN 15227 (соударение на скорости 36 км/час с оборудованным буферами грузовым вагоном массой 80 т) отклоняется вследствие отсутствия на отечественных грузовых вагонах буферов, что существенно меняет протекание процесса соударения. Возникает необходимость предъявлять иные требования к конструктивному исполнению устройств поглощения энергии и местам их установки на подвижном составе;

- сценарий 3 по EN 15227 (столкновение на скорости до 110 км/час с деформируемым препятствием массой 15,0 т с нормируемыми характеристиками жесткости препятствия) является вероятным на Российских железных дорогах и относится к наиболее массовому сценарию столкновения с мобильным транспортным средством (автомобиль, трактор, автоцистерна и т.п.), оказавшимся на железнодорожном переезде перед движущимся поездом. Однако методику подтверждения критериев безопасности по данному сценарию, предполагающую выполнение сложных нелинейных расчетов, целесообразно

упростить введением жесткого препятствия меньшей массы при аналогичном уровне поглощения энергии, что позволит уменьшить вероятность ошибок расчета.

2 В документе EN 15227 отсутствуют требования:

- к энергоемкости и предельным нагрузкам разрушения устройств поглощения энергии, которыми комплектуются системы пассивной безопасности (кроме буферов и сцепных устройств);

- к характеристикам энергопоглощающих устройств, размещаемых между вагонами подвижного состава;

- к расположению энергопоглощающих устройств на кузове подвижной единицы (локомотив, вагон МВПС);

- к узлам крепления энергопоглощающих устройств на кузове.

Таким образом, представленные выше результаты рассмотрения стандарта EN 15227, регламентирующего показатели безопасности железнодорожного подвижного состава в странах ЕС, подтверждают, что в отечественных нормативных документах должны дополнительно учитываться отличия в конструкции, в технологиях изготовления, испытания и эксплуатации подвижного состава, а также отличия в статистике аварийных случаев на Российских железных дорогах.

В соответствии с результатами мониторинга (рисунок 1.3) при разработке отечественных нормативных требований к системе конструкционной защиты (пассивной безопасности) особое внимание уделялось защите подвижного состава от повреждений при столкновении с мобильными транспортными средствами на железнодорожных переездах. Прежде всего, это касалось защиты лобовой части кузова головных единиц подвижного состава и кабины машиниста.

В связи с запланированным ОАО «РЖД» расширением объемов скоростных пассажирских перевозок при разработке проекта отечественных нормативных документов по конструкционной защите пассажирских локомотивов и головных вагонов МВПС учитывался европейский опыт развития

нормативной базы, а также ряд конкретных требований стандарта EN 15227 к подвижному составу для скоростных пассажирских перевозок. Это позволило максимально гармонизировать отечественные и европейские требования по обеспечению пассивной безопасности и ударостойкости отечественного подвижного состава нового поколения.

1.4 Обзор методов математического моделирования столкновений

В ранних расчетных исследованиях ударных процессов [8, 73, 80] тепловоз рассматривается как механическая система, учитывающая физические, геометрические и кинематические параметры экипажа и состоящая из трех основных узлов:

- автосцепное устройство с ПА;
- кузов (рама) с оборудованием;
- тележки и их связи с кузовом.

При этом делаются выводы, что главным источником распространения напряжений и деформаций в материале кузова являются его упругие колебания [67, 80], а понижение жесткости конструкции (например, за счет применения алюминиевых сплавов вместо стального проката) способствует уменьшению внутренних сил в несущих элементах кузова.

В работе [73] задача определения сил, возникающих в элементах экипажной части тепловоза при столкновениях, решается в два этапа:

- на первом определяются продольные силы в автосцепках в зависимости от силовых характеристик ПА;
- на втором – вычисляются внутренние силы и напряжения в элементах конструкции кузова и рамы.

При расчетах используется схема соударения, в которой тепловоз массой m_1 накатывается со скоростью V на тепловоз массой m_2 , стоящий неподвижно (рисунок 1.4).

На первом этапе кузов считается абсолютно жестким исходя из того, что его продольная жесткость значительно превышает жесткость ПА. При определении напряжений (на втором этапе) несущий кузов (тепловоз ТЭ109) или главная рама (тепловоз ТЭМ7) рассматриваются в виде упругих стержневых систем с сосредоточенными массами. Задача решается в области упругих деформаций при условии сохранения устойчивости стержней. При этом используется методика, построенная на основе теории свободных колебаний при заданных начальных условиях.

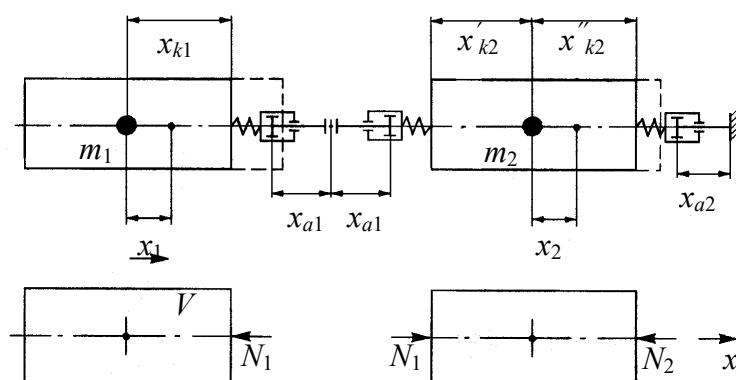


Рисунок 1.4 – Схема соударения двух единиц подвижного состава

В результате решения системы однородных дифференциальных уравнений

$$\mathbf{X} + \Delta \cdot \mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{X}} = \mathbf{0},$$

где \mathbf{X} , $\ddot{\mathbf{X}}$ – матрицы-столбцы перемещений и ускорений сосредоточенных масс, Δ – матрица податливости и \mathbf{M} – матрица инерции, находятся инерционные силы от сосредоточенных масс, по которым для заданных моментов времени вычисляются напряжения в элементах конструкции.

С учетом конструкционного демпфирования экипажей массой m_1 , m_2 и жесткости кузова дифференциальные уравнения для расчетной схемы (рисунок 1.4) записывается в виде:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + n_1 \dot{x}_1 + N_1 = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + n_2 \dot{x}_2 + N_1 - N_2 = 0; \end{cases} \quad (1.1)$$

где $n_i \dot{x}_i, i = \overline{1,2}$ – конструкционное трение i -того экипажа, пропорциональное продольной скорости движения его центра масс $\dot{x}_i, i = \overline{1,2}$ с коэффициентом трения $n_i, i = \overline{1,2}$; $x_i, i = \overline{1,2}$ – продольные перемещения центров масс экипажей (обобщенные координаты).

Первый и второй экипажи связаны между собой через два одинаковых ПА, такая связь соответствует удвоенной податливости одного аппарата, а связь второго экипажа с подпорной стенкой – податливости одного ПА. Между обобщенными координатами $x_i, i = \overline{1,2}$ и компонентами деформаций имеют место соотношения:

$$\begin{cases} x_1 = x_{k1} + x'_{k2} + 2x_{a1} + x_{a2} + x''_{k2}; \\ x_2 = x''_{k2} + x_{a2}. \end{cases} \quad (1.2)$$

где x_{k1} – деформация первого экипажа на участке от центра масс m_1 до правого торца; x'_{k2}, x''_{k2} – деформация второго экипажа на участках от центра масс m_2 до левого и правого торцов соответственно; x_{a1}, x_{a2} – перемещения ПА.

Продольные силы в автосцепках N_1, N_2 и деформации кузова связаны соотношениями

$$\begin{cases} N_1 = C_{k1}x_{k1} = C_{k2}x'_{k2}; \\ N_2 = C_{k2}x''_{k2}. \end{cases} \quad (1.3)$$

Продольные силы и деформации ПА x_{a1}, x_{a2} определяются по их силовым характеристикам (рисунок 1.5).

На основании соотношений (1.1) и (1.3) значения сил N_1, N_2 записываются через обобщенные координаты x_1, x_2 и коэффициенты, соответствующие разным участкам силовой характеристики. Зависимости x_a, x_k по участкам силовой характеристики системы указаны в таблице 1.3, где C_k – жесткость кузова; c – жесткость ПА; x_{\max} – полный ход ПА; δ – зазор в ПА.

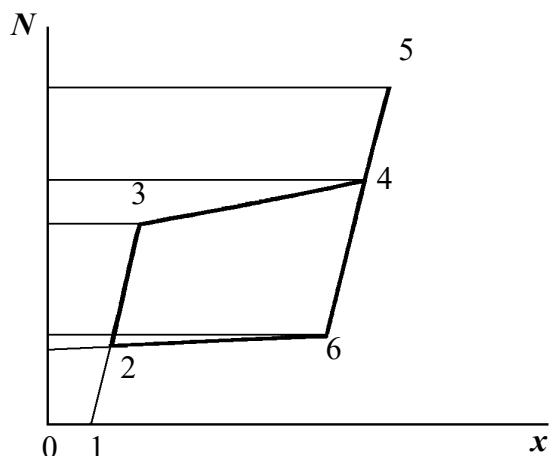


Рисунок 1.5 – Упрощенная силовая характеристика системы «ПА - кузов».

Учитывая, что в общем виде $x_k = \alpha_i + \beta_i x$, $\dot{x}_k = \beta_i \dot{x}$,

где β_i – коэффициент, постоянный для каждого участка силовой характеристики, записывается система уравнений

$$\mathbf{m} \cdot \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{n} \cdot \beta_i \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{N} = \mathbf{0} \quad (1.4)$$

Решение системы уравнений (1.4) выполняется, например, подходящим методом Рунге–Кутты.

При рассмотрении многомассовых систем с выделением масс тележек, частей кузова или рамы (кабины машиниста, буферного бруса со стяжным ящиком и др.), оборудования (дизеля, тягового генератора, компрессора и др.) в рамках представленного двухэтапного подхода представляется возможным учитывать инерционные свойства отдельных узлов конструкции, а также податливость связей между ними, зазоры и силы трения.

В последующих исследованиях [33] на примере расчета кузова крытого грузового вагона, предлагаются два подхода к решению задачи определения напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции при ударном приложении силы:

- квазистатический подход, предполагающий решение задачи в статической постановке, т.е. когда внутренние силы в элементах конструкции и в связях уравниваются силами инерции и внешними силами;

- динамический подход, при котором ударное нагружение сводится к задаче пространственных колебаний системы со многими степенями свободы.

Рассмотрено как в каждом из этих подходов вычисляются напряжения в элементах конструкции вагона по внешним силам, действующим на вагон через автосцепку.

Таблица 1.3 – Показатели перемещений центров масс экипажей

Участок силовой характеристики	x_a	x_k
1 – 3	0	$\frac{N}{C_k} = x - \delta$
3 – 4	$\frac{N - N_{(3)}}{c_1} = \frac{C_k(x - x_{(3)})}{C_k + c_1}$	$\frac{N}{C_k} = \frac{N_{(3)}}{C_k} + \frac{c_1(x - x_{(3)})}{C_k + c_1}$
4 – 5	x_{\max}	$\frac{N}{C_k} = \frac{N_{(4)}}{C_k} + (x - x_{(4)})$
5 – 6	x_{\max}	$\frac{N}{C_k} = \frac{N_{(4)}}{C_k} + \frac{c_2(x - x_{(2)})}{C_k + c_2}$
6 – 2	$\frac{N - N_{(2)}}{c_2} = \frac{C_k(x - x_{(2)})}{C_k + c_2}$	$\frac{N}{C_k} = \frac{N_{(2)}}{C_k} + \frac{c_2(x - x_{(2)})}{C_k + c_2}$
2 – 1	0	$\frac{N}{C_k} = x - \delta$

Задачу расчета НДС от воздействия силы удара в автосцепку при этом также рекомендуется решать в два этапа: на первом, с помощью двухмассовой модели вагона определяются внешние продольные силы, а затем, по полученным силам с использованием детальной расчетной модели, выполненной с применением МКЭ, определяется НДС исследуемой конструкции. При оценке нагруженности вагона от однократного удара в автосцепку квазистатический подход при введении соответствующих повышающих коэффициентов дает вполне приемлемые результаты.

При продольном столкновении вагонов напряжения в несущих элементах конструкции определяются не только величиной и характером внешнего силового воздействия, передаваемого на кузов через автосцепное устройство, но также волновыми и колебательными процессами, возникающими при этом в несущих элементах.

Исследованию явлений, возникающих при ударном нагружении конструкций, установлению закономерностей происходящего при этом изменения внутренних сил, деформаций и напряжений в элементах конструкции посвящены работы А.Д. Пузанкова [104, 105]. На физических и математических моделях изучается распространение ударных волн в стержнях сложной геометрии, аналогичной геометрии элементов конструкции рамы вагона. С учетом потерь на отражение и преломление волн за счет изменения размеров и формы элементов конструкции, а также образования в них упругопластических деформаций, предлагается считать, что за время, необходимое на закрытие ПА, волновые процессы в рамах вагонов затухают. Особое внимание уделяется выбору амплитудно-частотных характеристик средств измерения и регистрации параметров удара. На основании полученных результатов делается вывод, что «в целях дальнейшего уточнения напряженного состояния рамы вагона необходимо проведение натурных ударных испытаний. Очевидно в сложных высоконагруженных конструкциях, состоящих из элементов различной формы и размеров, сопротивление для прохождения ударной волны напряжений гораздо выше, чем в стержнях или балках». В реальных конструкциях несущих элементов упругопластическими деформациями, возникающими в зонах концентрации напряжений, высокие частоты колебаний подавляться. Учитывая этот факт, в данной диссертационной работе ударные воздействия на конструкцию локомотива, помимо компьютерного моделирования, дополнительно проверялись в натурных условиях: тепловоз главной рамой сталкивался с отдельным и несколькими сцепленными гружеными вагонами.

Для изучения вибрационного нагружения вагонов В.Д. Хусидовым [71] применяются аналитические решения, основанные на вариационных принципах

механики. Перемещения и деформации элементов конструкции под влиянием динамических (ударных) нагрузок, действующих на вагон через автосцепные устройства и рессорное подвешивание, описываются дифференциальными уравнениями в соответствии с принципом Даламбера и уравнениями Лагранжа второго рода. В результате численного интегрирования уравнений рассчитываются частоты и формы колебаний, а также внутренние силы и напряжения в элементах конструкции вагона. При этом в зависимости от целей расчета используется соответствующая детализация расчетной схемы. Однако при таком подходе не удастся подробно исследовать НДС в отдельных зонах конструкции (например, в зонах концентрации напряжений), учитывать форму и размеры этих зон, свойства материалов и другие особенности. Используемые для этих целей математические модели не позволяют учитывать наличие остаточных (неупругих) деформаций в материале элементов или это делается приближенно, путем введения внутреннего трения или через специальные граничные и начальные условия.

В работе А.И. Гореленкова [15] предлагаются разработанные на основе методов математического моделирования и теории вероятности имитационные статистические модели динамического нагружения грузового вагона продольными силами соударения при формировании поезда. В данной диссертации при моделировании нагруженности локомотивов и головных вагонов предполагается, что при определенных скоростях столкновения с препятствием рамы и кузова испытывают ударные и вибрационные воздействия аналогичные тем, которые возникают в рамах и кузовах вагонов при роспуске с горки.

В работах Е.П. Блохина, Л.А. Манашкина [8, 110] и других авторов рассматривается возможность использования квазистатической процедуры МКЭ для расчетов на продольный удар. Конечно-элементная модель конструкции кузова вагона строится из пластинчатых и стержневых конечных элементов с массами, сосредоточенными в узлах модели (рисунок 1.6).

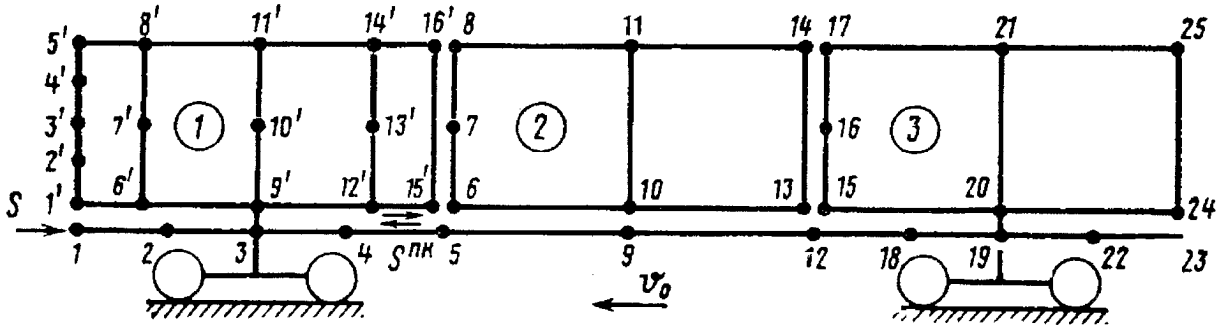


Рисунок 1.6 – Конечно-элементная расчетная схема контейнерной платформы

Для изучения силового взаимодействия вагонов при ударах в автосцепку с учетом продольной жесткости поглощающих аппаратов и кузовов принимается механическая модель, в которой соударяющиеся вагоны представляются материальными точками с массами m_1 и m_2 движущимися со скоростями V_1 и V_2 соответственно. Возникающая при ударах сила $P = k_a \cdot q$ зависит от деформации q связи, соединяющей эти материальные точки, где k_a – продольная жесткость вагонов, включая оба ПА. Уравнения движения

$$\begin{cases} \dot{V}_1 = -P/m_1; \\ \dot{V}_2 = -P/m_2; \\ \dot{q} = V_1 - V_2, \end{cases} \quad (1.5)$$

интегрируются при начальных условиях

$$\begin{cases} V_1(0) = V_{10}; \\ V_2(0) = V_{20}; \\ q(0) = q_0. \end{cases} \quad (1.6)$$

Из решения уравнений (1.5) определяется наибольшее значение силы соударения P_m и ускорений a_j , $j = \overline{1,2}$ вагонов:

$$\begin{cases} P_m = V_0 \sqrt{k_a \mu}; \\ a_j = V_0 \sqrt{k_a \mu} / m_j, j = \overline{1,2}, \end{cases} \quad (1.7)$$

где $\mu = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$;

V_0 – относительная скорость вагонов к началу удара.

Обозначив через P_δ силу закрытия поглощающих аппаратов (исчерпания их хода) при скорости

$$V_0 \leq P_\delta / \sqrt{k_a \mu} = V_{0a} \quad (1.8)$$

наибольшая сила определяется из соотношения (1.7). Если скорость соударения больше величины V_{0a} , но меньше, чем

$$V_{0b} = \sqrt{2P_\delta \cdot \delta / \mu}, \quad (1.9)$$

где δ – полный ход поглощающего аппарата, считается, что наибольшая сила P_m примерно равна силе P_δ .

При скоростях соударения $V_0 > V_{0b}$ поглощающие аппараты закрываются и избыточная кинетическая энергия накапливается на упругих деформациях кузовов, обладающих суммарной продольной жесткостью k_b , при наибольшей силе

$$P_m = \sqrt{k_b (\mu \cdot V_0^2 - 2\delta \cdot P_\delta)} \quad (1.10)$$

Если сила соударения превышает значение P_s , при котором появляются пластические деформации в несущих элементах кузовов, то кузова рассматриваются как упругопластические тела, а наибольшая сила определяется по формуле:

$$P_m = P_s \left[1 + \sqrt{\left(\frac{k_{bs}}{k_b} (\tilde{V}_1 - 1) \right)} \right] \quad (1.11)$$

где k_{bs} – жесткость при упругопластическом деформировании кузовов вагонов,

$$\begin{cases} \tilde{V}_1 = V_1 \sqrt{k_b \cdot \mu / P_s}; \\ V_1 = 0,5 \sqrt{V_0^2 - 2P_\delta \cdot \delta / \mu}, \end{cases} \quad (1.12)$$

при этом

$$\begin{cases} V_0 > V_{0s} = \sqrt{(P_s^2 / k_b + 2P_\delta \cdot \delta) / \mu}; \\ \tilde{V}_1 > 1. \end{cases}$$

Значение силы P_s в соответствии с действующими Нормами [95] предлагается принимать равным 3,0 МН, $k_{bs}/k_b \approx 1/20$, а при оценке силы соударения сцепов величину, полученную с помощью приведенных выше формул, рекомендуется увеличивать на 10 ... 15 % [110].

Для решения задачи в динамической постановке составляются матрицы масс (\mathbf{M}_k), демпфирования (\mathbf{C}_k) и жесткости (\mathbf{K}_k). Дифференциальные уравнения движения соударяемых вагонов (1.13) совместно с уравнениями связи между вагонами (1.14) представляют в виде

$$\mathbf{M}_k \cdot \ddot{\bar{z}}_{ki} + \mathbf{C}_k \cdot \dot{\bar{z}}_{ki} + \mathbf{K}_k \cdot \bar{z}_{ki} = \bar{q}_k, \quad (1.13)$$

$$F(\bar{z}_k, \dot{\bar{z}}_k) = 0, \quad (1.14)$$

где векторы \bar{z}_{ki} , $\dot{\bar{z}}_{ki}$, $\ddot{\bar{z}}_{ki}$ представляют собой узловые перемещения, скорости и ускорения соответственно; k – количество соударяемых тел; i – число узловых перемещений, \bar{q}_k – вектор обобщенных сил.

Система уравнений движения (1.13), (1.14) решается с применением одного из методов интегрирования разрешающих уравнений МКЭ:

- разложением по формам свободных колебаний (методом главных координат, модальный метод);

- одним из методов прямого интегрирования, например метод Ньюмарка [131], который особенно эффективен для изучения кратковременных процессов.

Из решения уравнений определяются динамические силы и ускорения в зависимости от времени, по ним рассчитываются силы инерции, которые согласно принципу Даламбера добавляются к действующим на систему

внешним силам. Затем для выбранных моментов времени помощью МКЭ методами кинестатики выполняется расчет, из которого определяются перемещения узлов КЭ модели, а по ним – внутренние силы (\bar{n}) и напряжения ($\bar{\sigma}$) в конструкции:

$$\bar{n}^{(i)} = \mathbf{K}^{(i)} \cdot \bar{z}^{(i)} + \bar{r}_p^{(i)}, \quad (1.15)$$

где i – номер конечного элемента;

$$\bar{\sigma} = \mathbf{D} \cdot \bar{\varepsilon} = \mathbf{D} \cdot \mathbf{V} \cdot \bar{z}, \quad (1.16)$$

при этом

$$\mathbf{D} = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0,5(1-\mu) \end{bmatrix} \quad (1.17)$$

матрица, полученная из выражений для $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ на основе закона Гука,

$$\bar{\varepsilon} = \mathbf{V} \cdot \bar{z},$$

где \mathbf{V} – матрица координат узлов КЭ модели, выраженных с помощью интерполирующих полиномов, $\bar{\varepsilon}$ – вектор относительных деформаций, μ – коэффициент Пуассона.

Матрицу жесткости вычисляют из уравнения потенциальной энергии деформации конечного элемента:

$$\text{стержень} - \Pi^{(i)} = \frac{1}{2} \bar{z}^{\text{T}(i)} \cdot \mathbf{K}^{(i)} \cdot \bar{z}^{(i)}; \quad (1.18)$$

$$\text{пластина} - \Pi = \frac{1}{2} \iint \bar{\varepsilon}^{\text{T}} \cdot \bar{\sigma} \cdot dF. \quad (1.19)$$

Отсюда с учетом (1.16) и (1.17) следует

$$\Pi = \frac{1}{2} \iint_F (\bar{z}^{\text{T}} \cdot \mathbf{V}^{\text{T}} \cdot \mathbf{D} \cdot \mathbf{V} \cdot \bar{z}) \cdot dF. \quad (1.20)$$

Из сравнения выражений (1.20) и (1.18), матрица жесткости конечного элемента имеет вид

$$\mathbf{K} = \iint_F \mathbf{B}^T \cdot \mathbf{D} \cdot \mathbf{B} \cdot dF \quad (1.21)$$

Вектор \bar{r}_p реакций от внешней нагрузки определяется на основе теоремы о взаимности работ

$$\bar{r}_p = - \iint_F \Phi^T \cdot \bar{q} \cdot dF - \int_S \Phi^T \cdot \bar{p} \cdot dS \quad (1.22)$$

Первый интеграл вычисляется по площади F элемента, второй – по его контуру S . Матрица Φ состоит из коэффициентов уравнений узловых перемещений. Векторы \bar{q} и \bar{p} содержат компоненты объемных и поверхностных сил соответственно. Такой подход к расчету напряженного состояния при ударах, в отличие от расчета напряжений путем решения задачи в квазистатической постановке с введением динамических коэффициентов, позволяет учитывать, в том числе, и волновые процессы в конструкции. Такой подход может использоваться при расчетах конструкций локомотивов и головных вагонов на лобовой удар. При этом представляется уместным вместо параметров, имитирующих деформации несущих конструкций, оперировать фактическими (или близкими к ним) значениями продольной жесткости этих конструкций, например, как это показано в работе [91]. Помимо этого, также желательно в полной мере использовать широкие возможности современных вычислительных средств и программных комплексов, позволяющих создавать максимально детализированные объемные модели реальных конструкций из КЭ разной формы и типа.

Следует отметить, что используемые в сцепных устройствах поглощающие аппараты по характеру силовых диаграмм и энергетическим показателям, а также в зависимости от применяемых в них материалов подразделяются на три основных типа [8, 37, 45, 46, 52, 74, 76, 78, 105, 123]:

- с резиновыми элементами – обладают жесткой нелинейной характеристикой сжатия и отдачи, при соударении локомотива на скорости до 2,0 м/с (7,2 км/ч) реализуют силу до 1,5 МН, вызывают сравнительно высокие амплитуды ускорений несущих конструкций и агрегатов, что свидетельствует о недостаточном рассеянии энергии;

- пружинно-фрикционные – обладают диаграммой линейной формы и высокой рассеивающей способностью (до 60%), при соударении локомотива на скорости 2,0 м/с реализуемая сила не превышает нормативного значения (2,5 МН);

- абсорбционные (гидравлические, гидрогазовые и с применением жидких материалов) – обладают мягкой характеристикой и высокой рассеивающей способностью (до 90 %), обеспечивают защиту без повреждений конструкции при соударения локомотива на скорости до 4,0 м/с (14,4 км/ч), вызывают небольшие перегрузки (не более 1,7g при соударении на скорости 2,0 м/с с преобладанием знакопостоянного характера перегрузки).

Из диссертационных работ, посвященных совершенствованию конструкционной защиты кузовов подвижного состава, кабины машиниста, расчетных методов оценки работоспособности крэш-систем, заметно выделяются работы Н.М. Журавлева [26], И.Б. Теличко [126], Э.М. Рязанова [115].

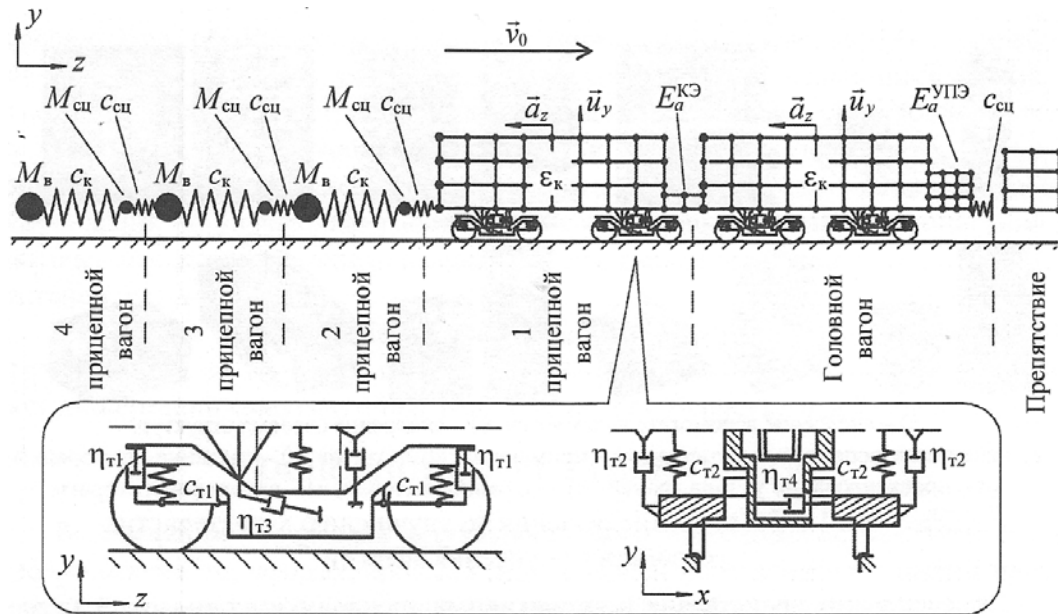
В работе Э.М. Рязанова на основе численного моделирования процессов аварийного столкновения с применением явной схемы интегрирования разрешающих уравнений МКЭ исследуется работоспособность конструкционной защиты электропоезда «Ласточка» (Siemens Desiro RUS).

В этой работе конечно-элементные модели головного и первого прицепного вагонов в расчетной схеме имеют трехмерное представление, остальные – одномерное, как показано на рисунке 1.7.

В соответствии с расчетной схемой уравнения движения механической системы записываются в виде

$$[M]\{\ddot{u}\} = -\int_{\Omega} [B]^T \{\sigma\} d\Omega \quad (1.23)$$

где $[M]$ – матрица масс системы КЭ; $\{\ddot{u}\}$ – вектор узловых ускорений; $[B]$ – матрица, связывающая деформации с перемещениями; $\{\sigma\}$ – вектор напряжений; Ω – область конечных элементов.



$c_{\tau 1}, c_{\tau 2}, \eta_{\tau 1}, \dots, \eta_{\tau 4}$ – коэффициенты жесткости и демпфирования силовых связей тележек; c_k, c_{sc} – коэффициенты жесткости кузова вагона и сцепного устройства; M_v, M_{sc} – массы вагона и двух сцепок; \vec{v}_0 – скорость электропоезда в начальный момент столкновения с неподвижным препятствием

Рисунок 1.7 – Расчетная схема аварийного столкновения электропоезда «Ласточка»

Левая часть уравнений (1.23) представляет собой узловые силы инерции, возникающие при взаимодействии объектов столкновения, а правая – внутренние силы, обусловленные сопротивлением материала деформированию. Матрица масс КЭ модели определяется из соотношения

$$[M] = \int_{\Omega} \rho [N]^T [N] d\Omega \quad (1.24)$$

где ρ – плотность материала; $[N]$ – матрица функции формы системы конечных элементов.

Разрешающие уравнения интегрируются по времени методом центральных разностей, время моделируемого процесса $0 \leq t \leq t_E$ в этом методе делится на временные шаги Δt^n , n – номер временного шага, t_E – время завершения процесса. При этом узловые ускорения на текущем шаге t^n определяются из соотношения

$$\ddot{u}^n = [M]^{-1} \{f\}^n, \quad (1.25)$$

где $\{f\}^n$ – вектор узловых сил, а узловые скорости на полушаге $t^{n+1/2}$ и узловые перемещения на шаге t^{n+1} – по формулам

$$\dot{u}^{n+1/2} = \dot{u}^{n-1/2} + \ddot{u}^n \cdot \Delta t^n, \quad (1.26)$$

$$u^{n+1} = u^n + \dot{u}^{n+1/2} \cdot \Delta t^{n+1/2}, \quad (1.27)$$

Вектор узловых сил определяется в результате выполнения следующих вычислительных шагов:

- обновление вектора скорости деформаций элемента

$$\{\dot{\varepsilon}\}^{n-1/2} = [B] \dot{u}^{n-1/2}; \quad (1.28)$$

- обновление вектора напряжений $\{\sigma\}^n$ элемента с использованием модели материала, связывающей вектор напряжения с вектор скорости деформации

$$\{\sigma\}^n = \Phi(\{\dot{\varepsilon}\}^{n-1/2}); \quad (1.29)$$

- обновление вектора внутренних узловых сил элемента

$$\{f_e\}^n = \int_{\Omega^e} [B]^T \{\sigma\}^n d\Omega. \quad (1.30)$$

Результатами моделирования являются поля перемещений u_{ij} , скоростей \dot{u}_{ij} , ускорений \ddot{u}_{ij} , деформаций ε_{ij} и напряжений σ_{ij} системы конечных элементов на каждом шаге интегрирования.

Анализ нагруженности несущих конструкций локомотивов и вагонов в эксплуатации, проведенный с привлечением многочисленных публикаций по

материалам теоретических и экспериментальных исследований, выполненных отечественными и зарубежными авторами в различных организациях, показывает следующее.

1 Экстремальные (сверхнормативные) режимы нагружения несущих конструкций локомотивов и вагонов возникают главным образом при аварийных столкновениях с препятствием на пути движения, когда фактическая величина продольной силы удара оказывается выше допустимых значений 2,0...2,5 МН.

2 В поездной работе аварийные столкновения случаются чаще всего (82 %) на железнодорожных переездах с мобильными транспортными средствами массой около 10 т при скоростях до 20 м/с (72 км/ч), реже (17 %) – на подъездных и станционных путях с грузовыми вагонами массой около 80 т при скоростях до 10 м/с (36 км/ч) и совсем редко (менее 1 %) – с иными препятствиями. При этом характер изменения и амплитуда напряжений в элементах конструкции локомотива и вагонов зависят от характера изменения силы удара во времени, спектра частот свободных механических колебаний и конструкционного демпфирования.

3 В маневровой работе сила удара в автосцепку превращается в сверхнормативную на скоростях столкновения свыше 1,7 ... 2,0 м/с (6,1 ... 7,2 км/ч) при использовании ПА с резиновыми элементами или пружинно-фрикционных и свыше 4,0 м/с (14,4 км/ч) в случае адсорбционных ПА. Напряжения в передней концевой части рамы и кузова локомотива при ударе в автосцепку оказываются до 1,5 раз выше, чем при статическом сжатии такой же силой по осям автосцепок.

4 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. Предлагаемые в диссертации конечно-элементные модели позволяют адекватно учитывать механические свойства применяемых конструкционных сталей, а также

изменения этих свойств под влиянием характера ударного нагружения, в том числе скорости деформаций.

1.5 Постановка цели и задач исследования

Данное диссертационное исследование представляется логическим продолжением в условиях современного состояния технологий компьютерного моделирования ранее выполненных научно-практических исследований по ударостойкости и безопасности локомотивов и вагонов.

Цель исследования –

повышение ударостойкости конструкции локомотива и снижение тяжести последствий лобовых столкновений с препятствием на основе исследования динамического поведения системы конструкционной защиты.

Основные задачи исследования:

- анализ результатов исследования механической нагруженности несущих элементов конструкции локомотива (головного вагона) при столкновениях;
- анализ нормативной базы по конструкционной защите железнодорожного подвижного состава;
- выбор факторов, определяющих нагруженность конструкции локомотива при лобовых столкновениях, обоснование безопасного уровня этих факторов;
- разработка методик расчета и оценки эффективности устройств поглощения энергии, устанавливаемых на головной единице состава поезда;
- разработка рациональных конечно-элементных моделей для расчетного исследования нагруженности конструкции кабины машиниста при наиболее вероятных сценариях столкновения;
- разработка предложений по конструкционной защите кабины машиниста с целью повышения безопасности работы локомотивной бригады.

2 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ЛОКОМОТИВА ПРИ СТОЛКНОВЕНИИ В СОСТАВЕ ПОЕЗДА

2.1 Предварительная оценка нагруженности кузова локомотива и проектных параметров системы пассивной безопасности

Согласно требованиям отечественных нормативных документов [20, 107] в случае аварийного лобового столкновения пассажирского подвижного состава с препятствием на пути движения система пассивной безопасности (СПБ) должна за счет необратимой управляемой деформации ее жертвенных элементов (элементов конструкционной защиты) поглощать механическую энергию удара в таком количестве, при котором бы обеспечивалось:

- снижение до безопасного уровня продольной ударной перегрузки в населенных зонах подвижного состава (до 5g) и сохранение пространств выживания в этих зонах с целью сохранения жизни и здоровья пассажиров и обслуживающего персонала, для машинистов пространство выживания должно составлять не менее 0,75 м в глубину кабины;

- уменьшение продольной силы удара (до 1,5 ... 2,5 МН) с целью исключения критических повреждений несущих элементов конструкции, схода с рельсов и напользания подвижных единиц.

2.1.1 Основные положения методики предварительной оценки

Для предварительной (приближенной) оценки нагруженности кузова локомотива и эффективности устройства поглощения энергии (УПЭ) предлагается упрощенная методика расчетов, построенная на основе законов механики твердого тела и рассматривающая головную единицу (локомотив, головной вагон) и препятствие как твердые. В указанной методике приняты следующие допущения:

- головная единица и препятствие считаются недеформируемыми, энергия удара поглощается за счет пластической деформации специального УПЭ (сминаемого буфера), закрепленного в передней части головной единицы;

- головная единица и препятствие в процессе соударения сохраняют прямолинейность движения;

- помимо опорных реакций, другие силы со стороны опорной поверхности отсутствуют;

- до момента столкновения головная единица 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 головная единица и препятствие движутся с одинаковой скоростью v_{sum} ;

- устройство поглощения энергии, закрепленное на лобовой части головной единицы состава имеет идеальную жесткопластическую характеристику с началом пластического деформирования при некотором предельном значении силы удара $f = f_{\text{max}}$, которая остается постоянной на всей длине $0 \leq l \leq l_{\text{min}}$ рабочей части диаграммы деформирования.

Схема столкновения в соответствии с перечисленными допущениями представлена на рисунке 2.1.

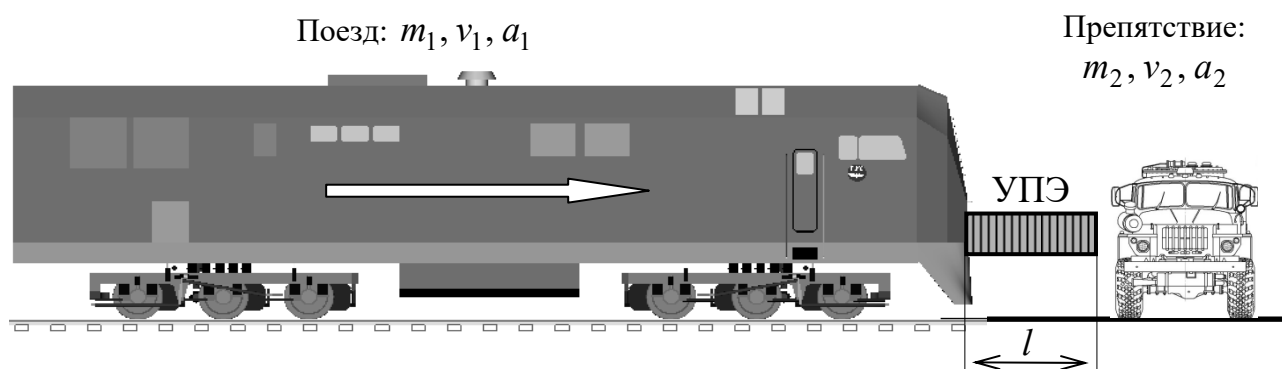


Рисунок 2.1 – Схема столкновения состава с препятствием (мобильным транспортным средством)

Диаграмма жесткопластического деформирования устройства поглощения энергии, схематично изображенная на рисунке 2.2, представляется практически идеальной зависимостью силы от деформации сжатия, принята для получения приближенных оценок характеристик поглощения энергии.

Диаграмма деформирования реального энергопоглощающего устройства зависит от его конструктивного исполнения и может быть получена испытаниями или расчетами, например, методом конечных элементов. При разработке конструкции УПЭ приведенная диаграмма может служить образцом, определяющим наилучшую зависимость силы пластического деформирования (силы смятия) от глубины деформации. Реальные диаграммы УПЭ, имеющие негоризонтальный рабочий участок, обладают меньшей энергоемкостью при одинаковой с идеальным устройством длине рабочего участка (глубине деформации).



Рисунок 2.2 – Диаграмма жесткопластического деформирования устройства поглощения энергии

Энергия W , поглощаемая устройством с представленной на рисунке 2.2. диаграммой при его полном сжатии, может быть рассчитана по формуле:

$$W = f \cdot l. \quad (2.1)$$

Предварительная оценка необходимых проектных параметров устройств конструкционной защиты выполняется с учетом ограничений на продольное ускорение (замедление) подвижных единиц состава a_1 и продольную силу удара f . Указанные ограничения вводятся в методику расчета в соответствии со сформулированными задачами, которые решаются за счет применения систем пассивной безопасности (конструкционной защиты).

В соответствии с принятой схемой (рисунок 2.1), диаграммой деформирования (рисунок 2.2), ограничениями на ускорение подвижных единиц a_1 ¹⁾ и силу удара f ²⁾ предварительная оценка требуемых параметров УПЭ и ожидаемых параметров поведения головной единицы состава при столкновении с препятствием предлагается выполнять в следующем порядке:

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

$$v_{\text{sum}} = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2}. \quad (2.2)$$

2 Замедление головной единицы dv в результате соударения

$$dv = \frac{m_2 \cdot (v_2 - v_1)}{m_1 + m_2}. \quad (2.3)$$

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

$$dt = \frac{|dv|}{|a_1|}. \quad (2.4)$$

4 Суммарная продольная сила удара на кузов головной единицы со стороны УПЭ

$$f = m_1 \cdot |a_1|. \quad (2.5)$$

5 Продольное ускорение препятствия (абсолютное значение)

$$|a_2| = \frac{f}{m_2}. \quad (2.6)$$

¹⁾ $|a_1| \leq |a_{\text{max}}| = 5,0 g$ 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 сила удара на кузов по условиям его прочности и устойчивости.

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

$$l_{\min} = v_1 \cdot dt - \frac{|a_1| \cdot dt^2}{2} - \frac{|a_2| \cdot dt^2}{2}. \quad (2.7)$$

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 головной единицы и препятствия (абсолютные значения)

$$|a_1| = \frac{f}{m_1}, \quad |a_2| = \frac{f}{m_2}. \quad (2.8)$$

8 Длительность соударения

$$dt = \frac{dv}{|a_1|}. \quad (2.9)$$

9 Минимальная рабочая длина устройств поглощения энергии

$$l_{\min} = v_1 \cdot dt - \frac{|a_1| \cdot dt^2}{2} - \frac{|a_2| \cdot dt^2}{2}. \quad (2.10)$$

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

$$W = f \cdot l_{\min}. \quad (2.11)$$

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

$$W = \frac{m_1 \cdot v_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot v_2^2}{2} - \frac{(m_1 + m_2) \cdot v_{\text{sum}}^2}{2}, \quad (2.12)$$

отражающего изменение кинетической энергии механической системы в процессе удара.

2.1.2 Результаты предварительной оценки

С целью демонстрации возможностей изложенной методики на рисунках 2.3 ... 2.13 представлены характерные зависимости, полученные с использованием математической теории планирования эксперимента и предназначенные для проведения предварительных оценок проектных параметров устройств поглощения энергии в системах пассивной безопасности пассажирских локомотивов и головных вагонов МВПС:

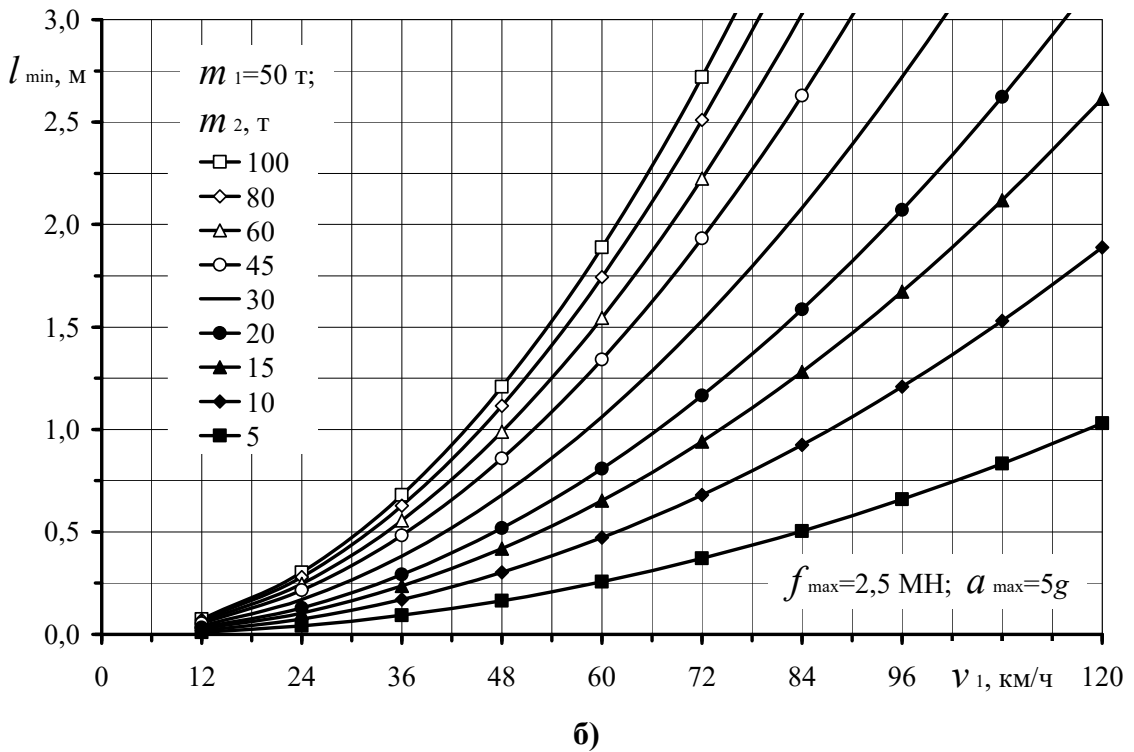
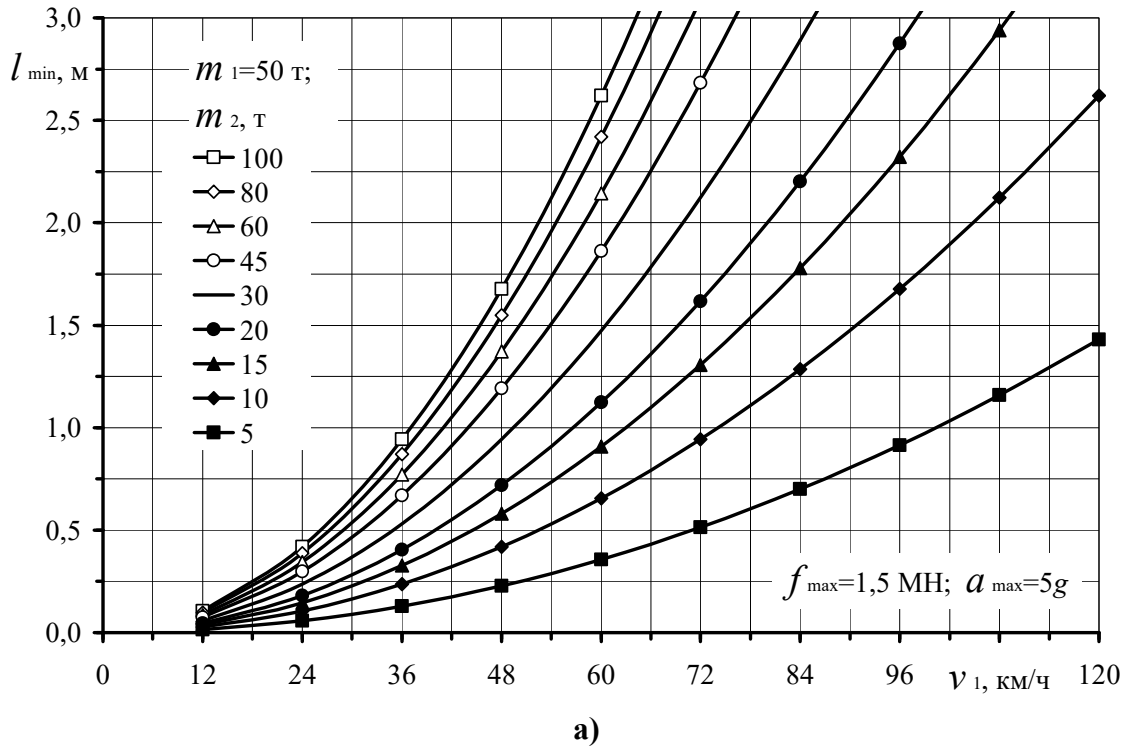
- на рисунках 2.3, 2.4 показаны зависимости минимальной рабочей длины УПЭ l_{\min} от скорости соударения v_1 (3,33 ... 33,3 м/с или 12 ... 120 км/ч), массы препятствия m_2 (5 ... 100 т) и массы головной единицы m_1 (50 и 80 т) при ограничениях на силу удара f_{\max} (1,5 и 2,5 МН) и перегрузку a_{\max} (5g);

- на рисунках 2.5, 2.6 – зависимости замедления головной единицы dv и длительности соударения dt от скорости соударения v_1 , массы препятствия m_2 и массы головной единицы m_1 ;

- на рисунках 2.7 ... 2.10 – зависимости минимальной рабочей длины УПЭ l_{\min} , замедления состава dv , длительности соударения dt и суммарной скорости v_{sum} от массы головной единицы (состава) m_1 (80 ... 780 т), массы препятствия m_2 (10 и 80 т) и скорости соударения v_1 (10 и 20 м/с или 36 и 72 км/ч) при ограничениях на силу удара f_{\max} (2,0 МН) и перегрузку a_{\max} (5g);

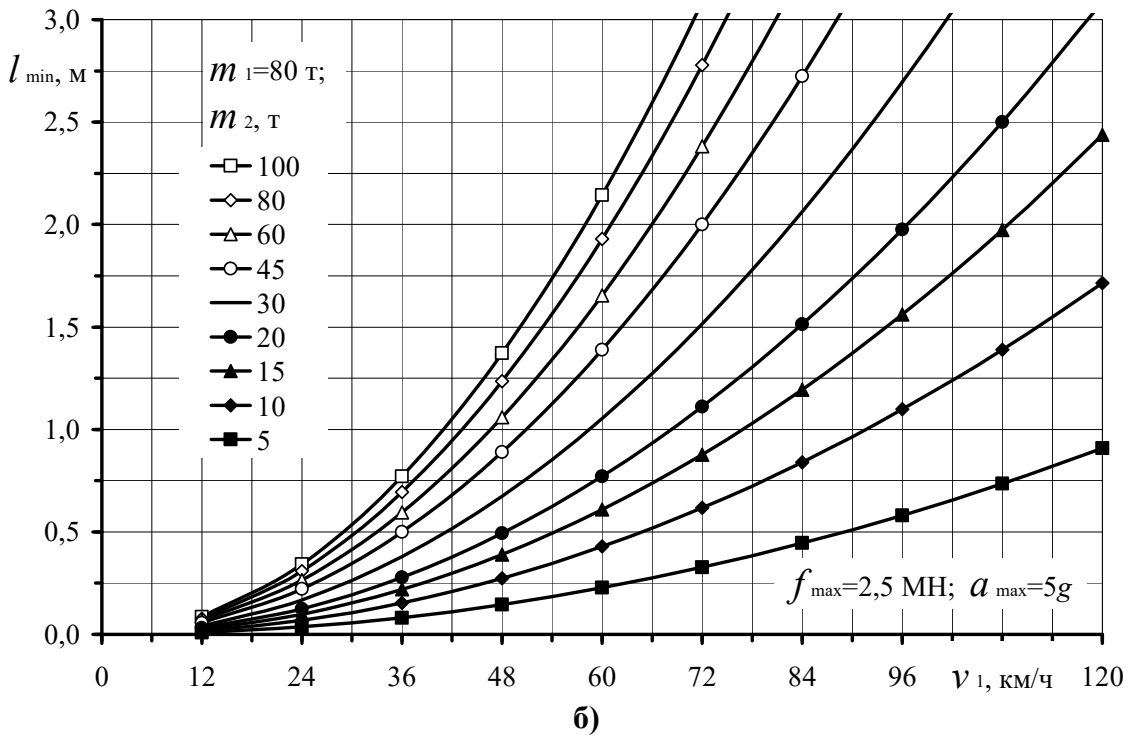
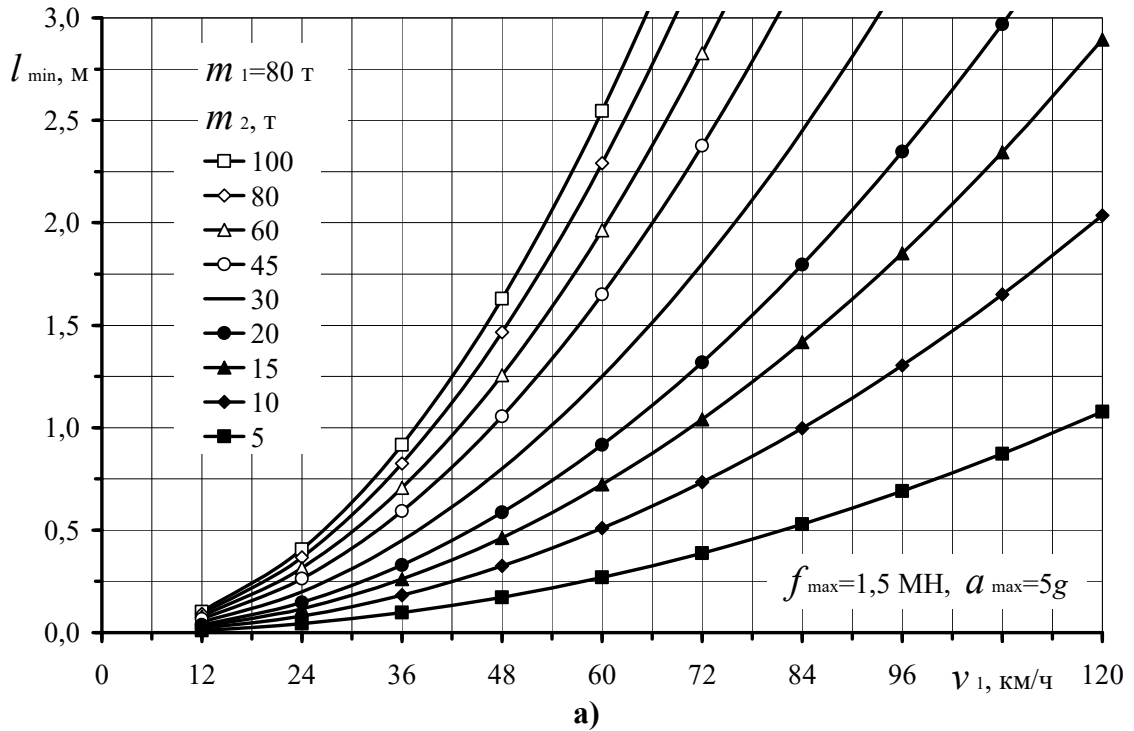
- на рисунке 2.11 – зависимости поглощаемой энергии W от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2 (от 5 до 100 т) при массе головной единицы m_1 (50 и 80 т);

- на рисунках 2.12, 2.13 – зависимости минимальной рабочей длины УПЭ l_{\min} от скорости соударения v_1 , массы препятствия m_2 (5 ... 100 т) и массы головной единицы m_1 (50 и 80 т) при ограничениях на силу удара f_{\max} (1,5 и 2,5 МН).



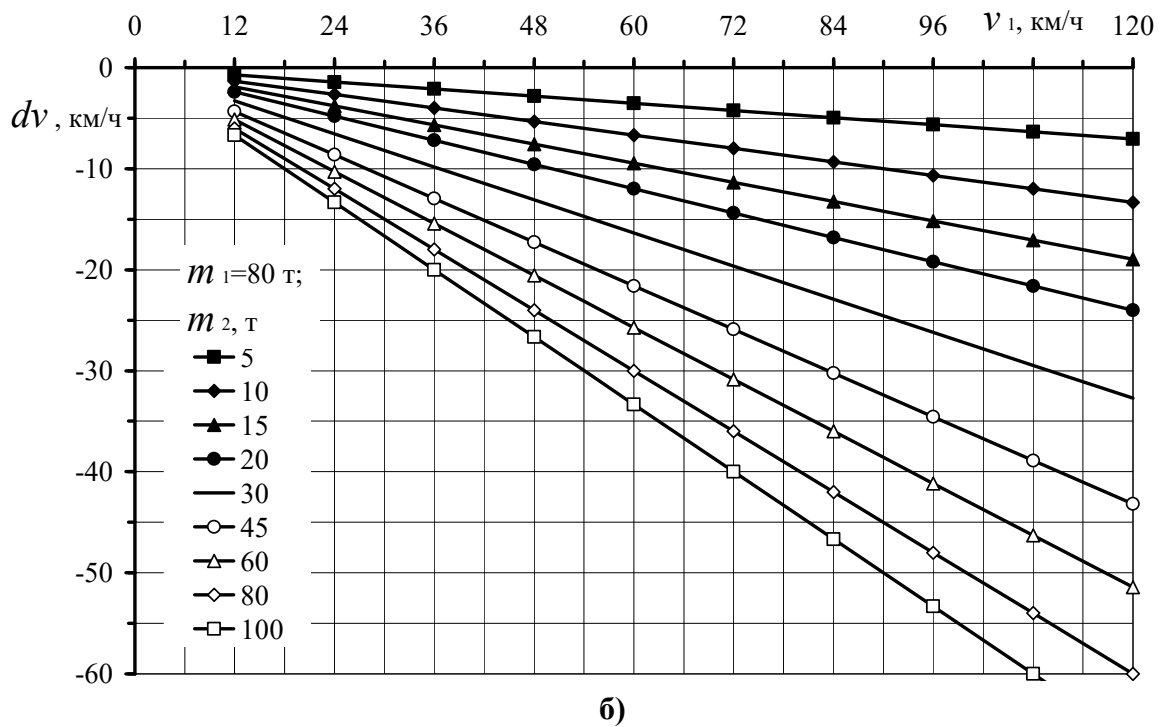
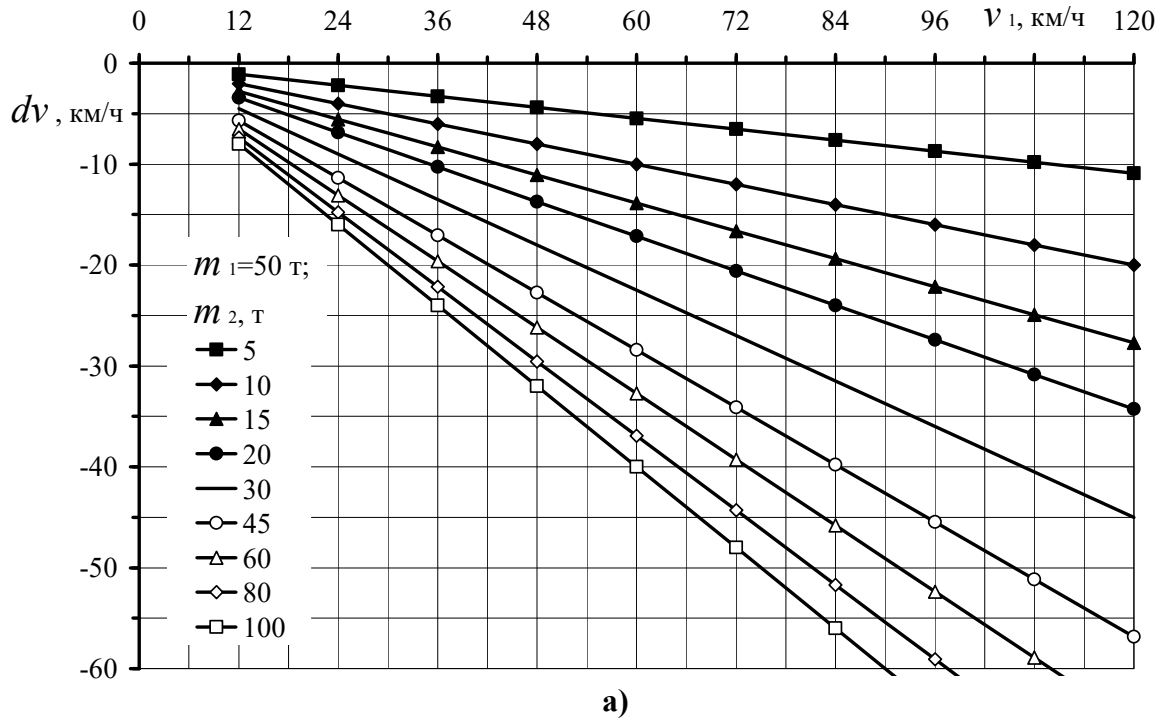
а) – сила удара 1,5 МН; б) – сила удара 2,5 МН

Рисунок 2.3 – Рабочая длина УПЭ l_{\min} в зависимости от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2 при массе головной единицы m_1 50 т



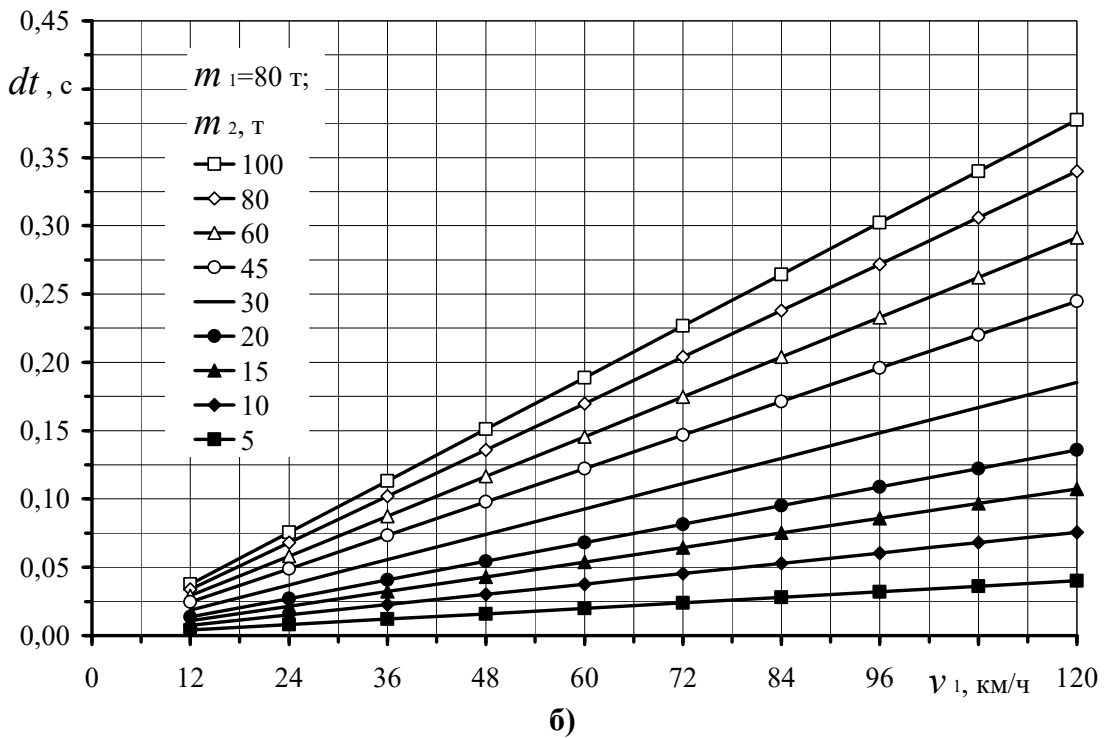
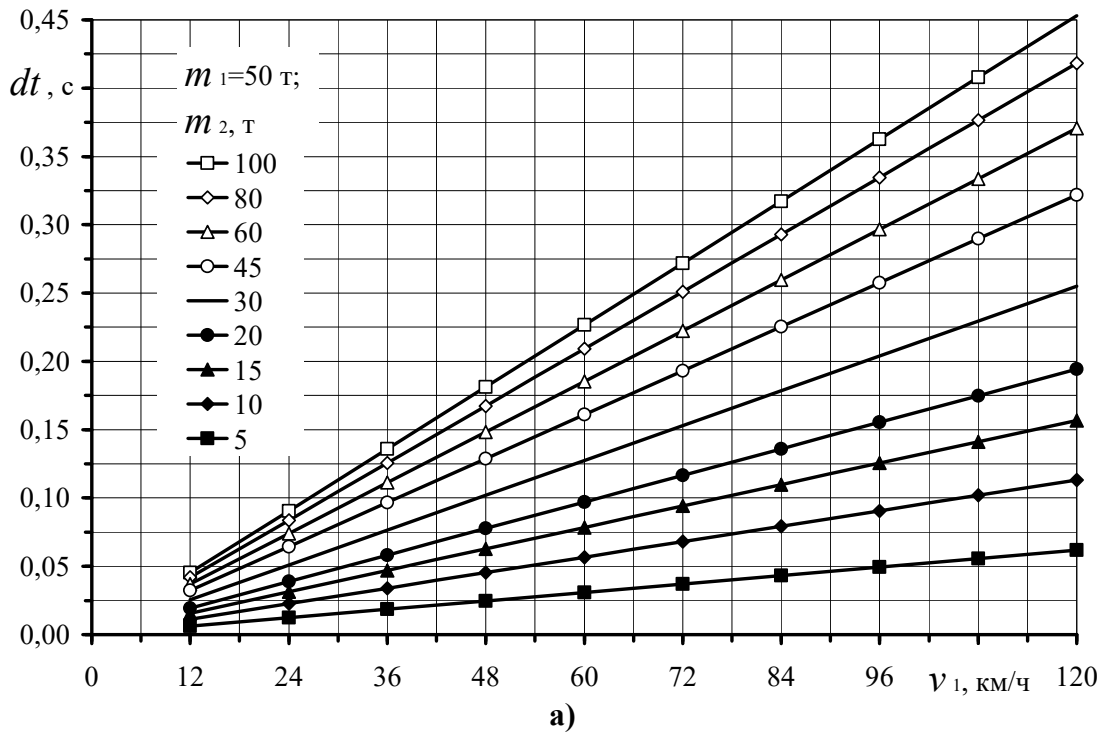
а) – сила удара 1,5 МН; б) – сила удара 2,5 МН

Рисунок 2.4 – Рабочая длина УПЭ l_{\min} в зависимости от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2 при массе головной единицы m_1 80 т



а) – масса головной единицы 50 т; б) – масса головной единицы 80 т

Рисунок 2.5 – Замедление состава dv в зависимости от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2



а) – масса головной единицы 50 т; б) – масса головной единицы 80 т

Рисунок 2.6 – Длительность соударения dt в зависимости от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2

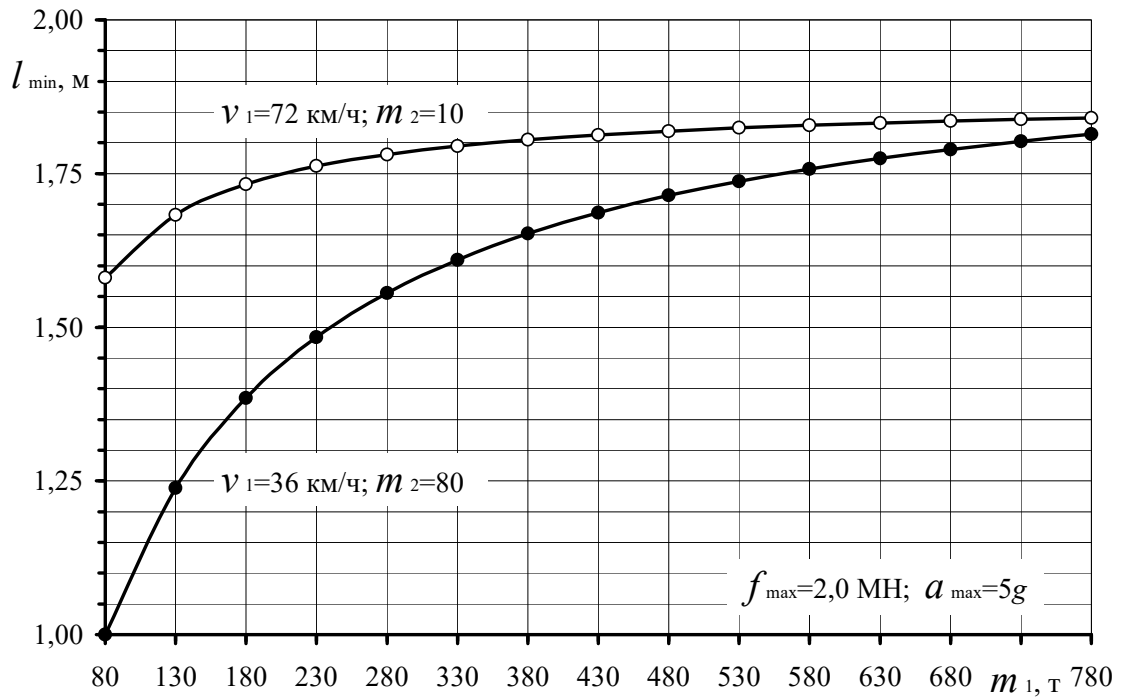


Рисунок 2.7 – Рабочая длина УПЭ l_{\min} в зависимости от массы состава m_1 , массы препятствия m_2 и скорости соударения v_1 при силе удара f_{\max} 2,0 МН

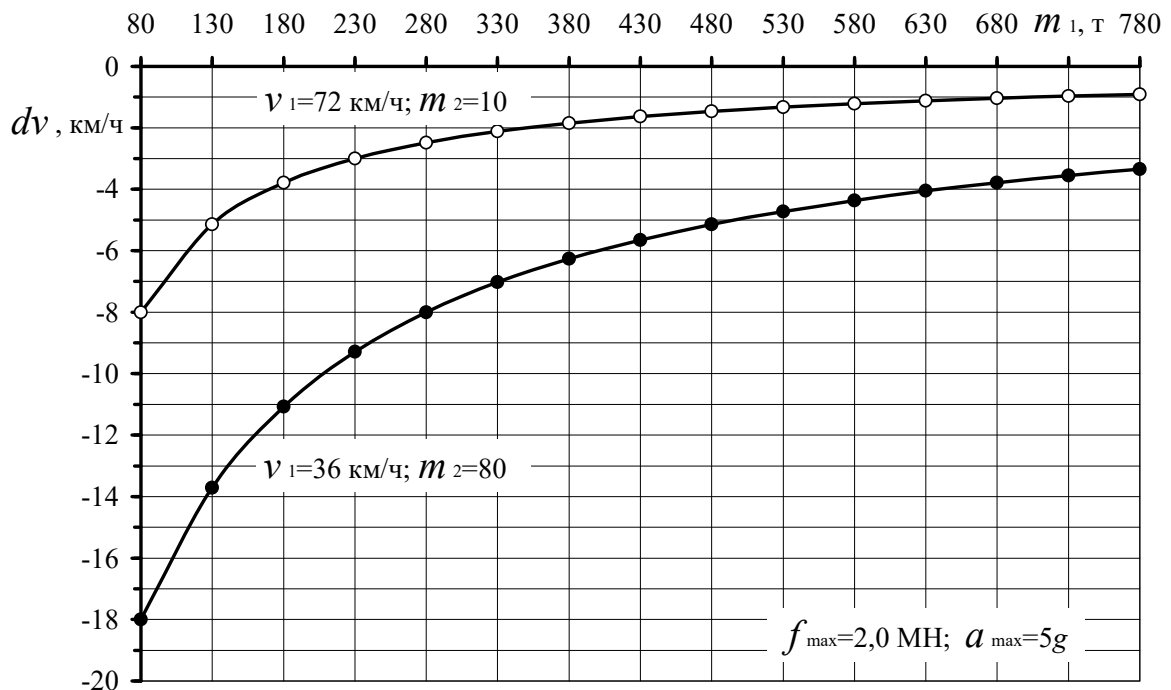


Рисунок 2.8 – Замедление состава dv в зависимости от его массы m_1 , массы препятствия m_2 и скорости соударения v_1 при силе удара f_{\max} 2,0 МН

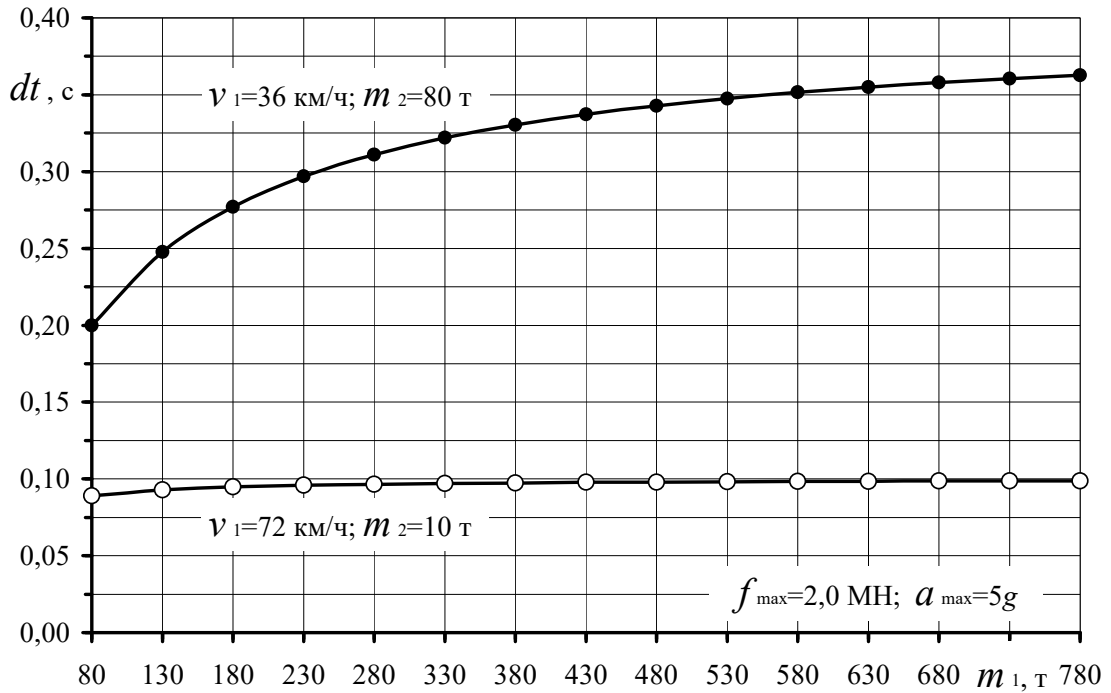


Рисунок 2.9 – Длительность соударения dt в зависимости от массы состава m_1 , массы препятствия m_2 и скорости соударения v_1 при силе удара f_{\max} 2,0 МН

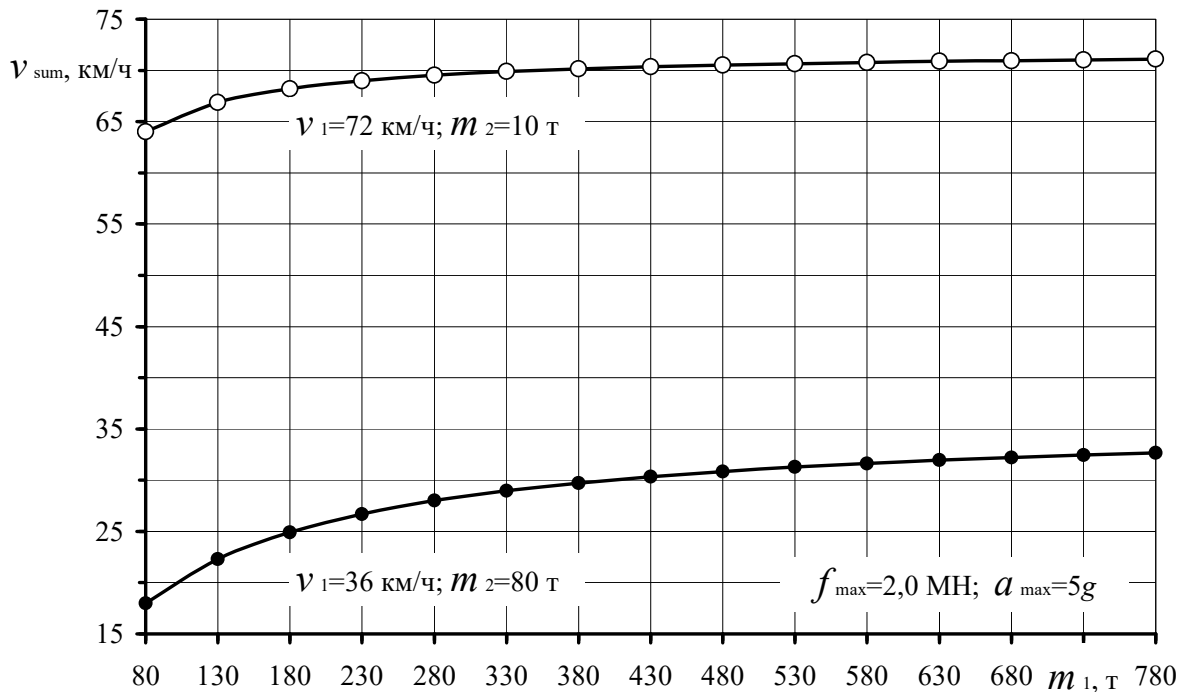
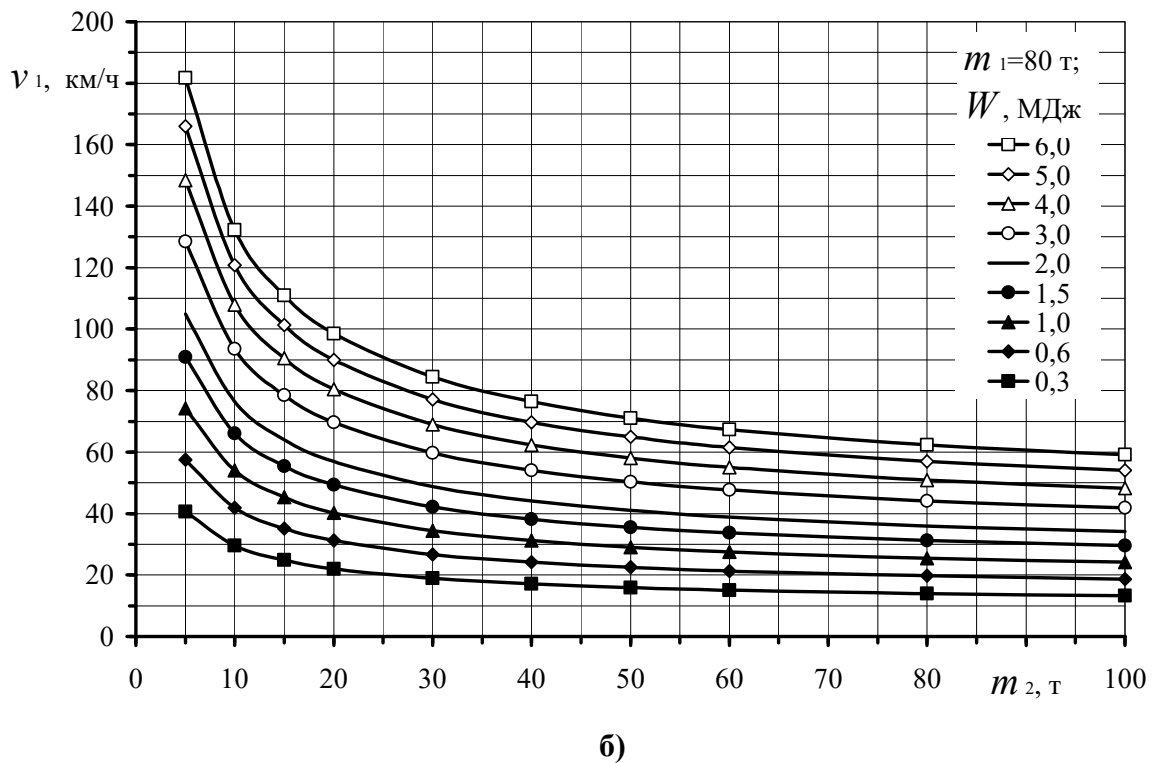
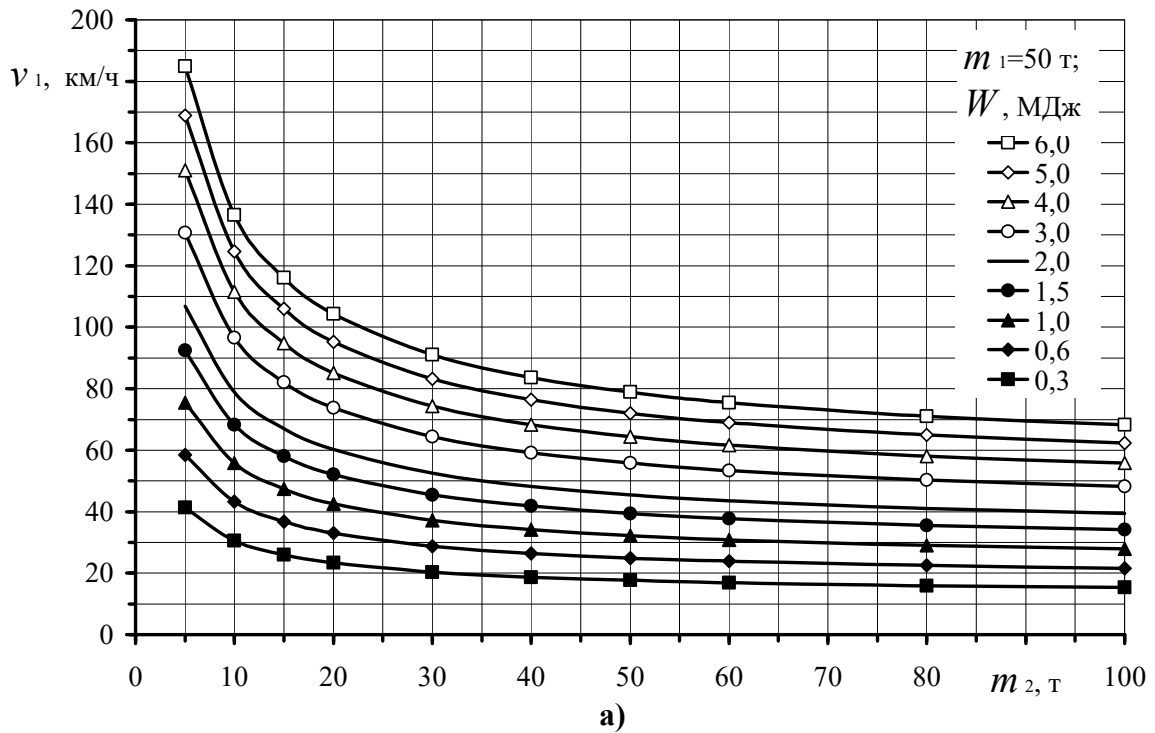
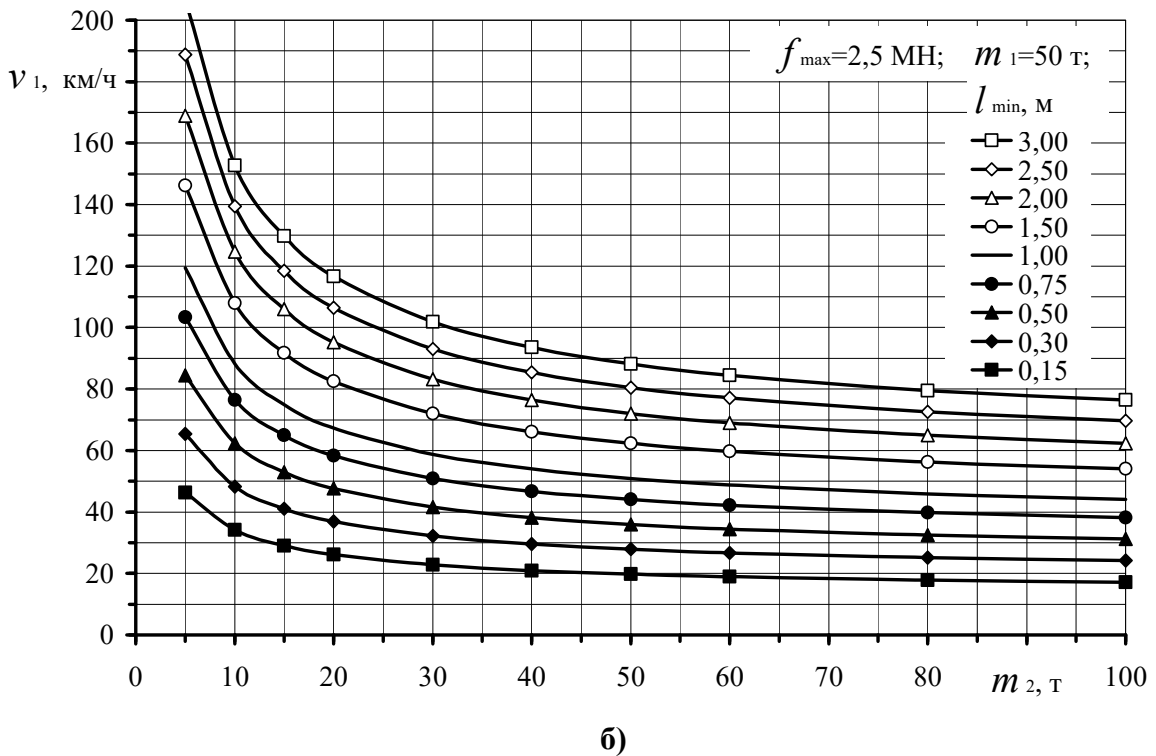
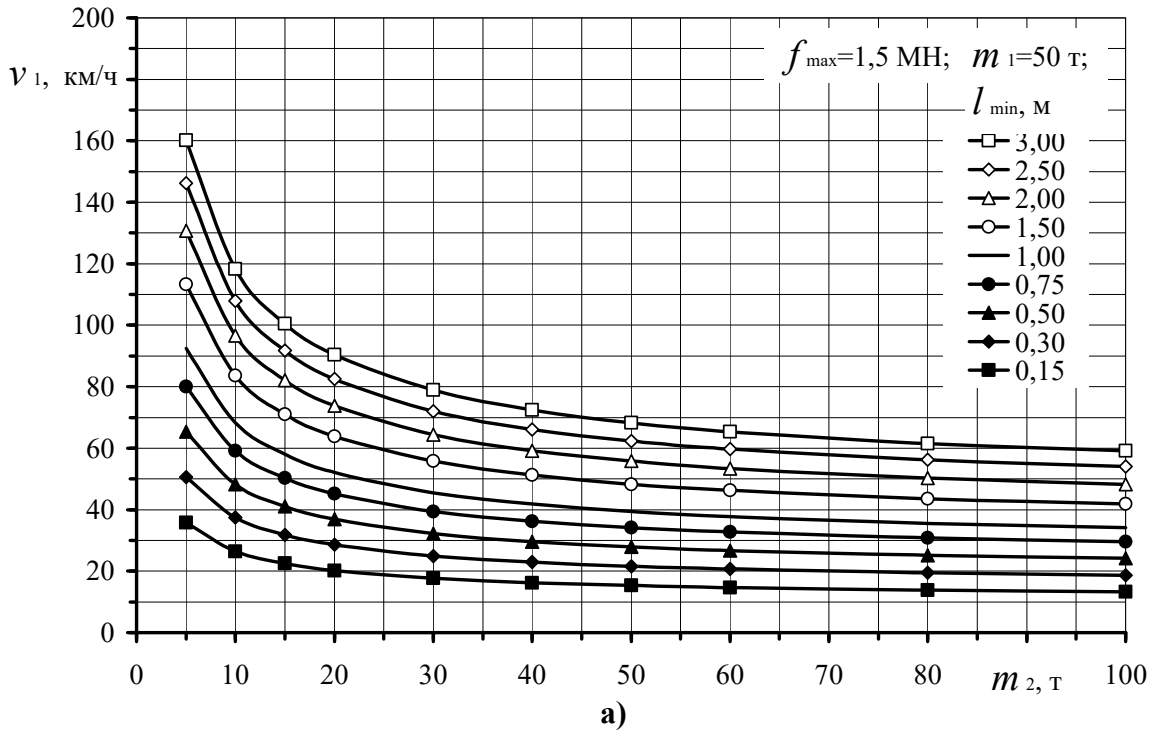


Рисунок 2.10 – Суммарная скорость v_{sum} в зависимости от массы состава m_1 , массы препятствия m_2 и скорости соударения v_1 при силе удара f_{\max} 2,0 МН



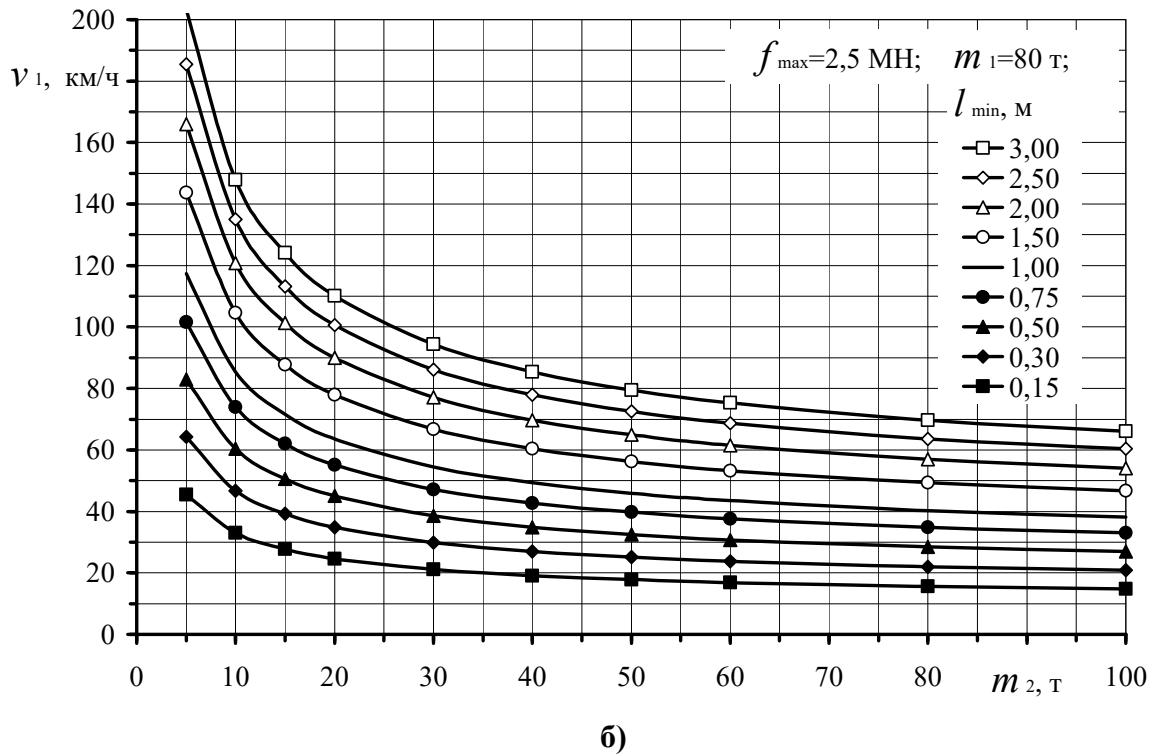
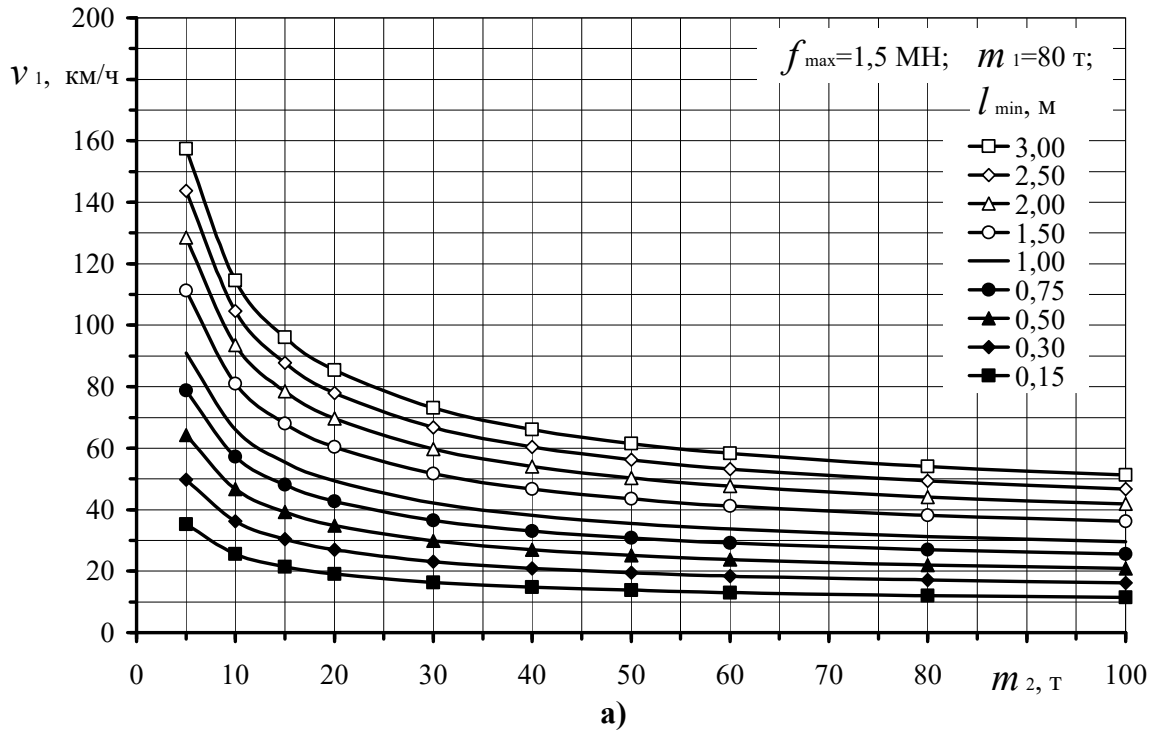
а) – масса головной единицы 50 т; б) – масса головной единицы 80 т

Рисунок 2.11 – Номограммы поглощаемой энергии W в зависимости от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2



а) – сила удара 1,5 МН; б) – сила удара 2,5 МН

Рисунок 2.12 – Номограммы рабочей длины УПЭ l_{\min} в зависимости от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2 при массе головной единицы m_1 50 т



а) – сила удара 1,5 МН; б) – сила удара 2,5 МН

Рисунок 2.13 – Номограммы рабочей длины УПЭ l_{\min} в зависимости от скорости соударения v_1 и массы препятствия m_2 при массе головной единицы m_1 80 т

Из представленных на рисунках 2.3, 2.4, 2.7, 2.11 ... 2.13 графических зависимостей видно, что с увеличением массы головной единицы m_1 или уменьшением массы препятствия m_2 уменьшается необходимая рабочая длины устройства поглощения энергии l_{\min} и количество поглощаемой при соударении механической энергии W .

Если при расчете соударения с препятствием массу головной единицы принять равной массе всего состава поезда, т.е. рассматривать состав в виде единого твердого тела, пренебрегая податливостью поглощающих аппаратов межвагонных сцепных устройств, тогда все подвижные единицы состава будут замедляться с одинаковым ускорением. Такой расчет даст заниженное значение продольной перегрузки и завышенное значение силы удара.

На самом деле в начальный момент соударения на удар первой отзывается головная единица (локомотив, головной вагон) и замедляется более интенсивно, чем следующие за ней подвижные единицы. До них волна продольной силы сжатия доходит с задержкой во времени.

Если при расчете соударения в качестве массы состава принять массу одной головной единицы, то такой расчет даст значения продольной перегрузки и силы удара близкие реальным в начальной фазе соударения, т.е. до начала реагирования на удар остальных подвижных единиц состава. Это подтверждается уточненными расчетами, учитывающими продольную динамику поезда, представленными в подразделе 2.2.

2.2 Уточненная оценка нагруженности кузова локомотива и проектных параметров системы пассивной безопасности

Уточненная оценка нагруженности кузовов подвижных единиц состава, межвагонных сцепных устройств и проектных параметров устройства поглощения энергии производится с учетом продольной динамики состава поезда.

2.2.1 Основные положения и допущения при уточненной оценке

Моделирование продольной динамики состава поезда в механической системе поезд-препятствие производится методом конечных элементов (МКЭ), что позволяет исследовать влияние характеристик податливости кузовов и поглощающих аппаратов междвагонных соединений на поведение системы. При этом вводятся следующие предположения и допущения:

- в динамической модели столкновения состава поезда с препятствием учитываются жесткость и конструкционное демпфирование кузовов вагонов, гистерезис динамических диаграмм сжатия-отдачи поглощающих аппаратов сцепных устройств, продольная сила удара на лобовую часть головного вагона (локомотива) и на препятствие от срабатывания (деформации) устройства поглощения энергии;

- жесткости кузовов головных и промежуточных вагонов определяются по результатам квазистатических расчетов на трехмерных КЭ моделях этих вагонов;

- трехмерные КЭ модели вагонов строятся из оболочечных элементов с учетом всех основных несущих узлов кузова (балки рамы, вертикальные стойки и обшивка боковых стен, дуги и обшивка крыши, силовые элементы торцевых стен, каркас кабины машиниста), размещенного на кузове оборудования и присоединенных к кузову тележек (бегунковых и моторных);

- препятствие считается недеформируемым (твердое тело);

- движение поезда и препятствия в процессе соударения остается прямолинейным горизонтальным;

- помимо опорных реакций, другие силы со стороны опорной поверхности отсутствуют;

- до момента столкновения все подвижные единицы поезда движутся с одинаковой скоростью v_1 , поглощающие аппараты междвагонных сцепных устройств находятся в нейтральном положении, препятствие массой m_2 стоит на пути движения поезда неподвижно ($v_2 = 0$);

- в процессе соударения скорости головной единицы состава и препятствия уравниваются;

- устройство поглощения энергии, размещенное в передней части головного вагона, в общем случае имеет нелинейную характеристику с началом пластического течения материала при силе сжатия между головным вагоном и препятствием $f(l) = f_1$ с последующим ростом этой силы по мере увеличения деформации l устройства.

2.2.2 Методика моделирования аварийного столкновения с учетом продольной динамики поезда

В конечно-элементной модели поезд-препятствие отдельные вагоны представляются несколькими способами: например из одномерных стержневых элементов с продольной жесткостью, соответствующей жесткости вагона на растяжение-сжатие по осям автосцепок (размерность модели в этом случае минимальная); из трехмерных оболочечных элементов (размерность модели – максимальная); часть вагонов – из трехмерных оболочечных, а остальная часть – из одномерных стержневых элементов (размерность модели – рациональная). Способ представления и тип конечных элементов принимается исходя из целей расчетных исследований, производительности вычислительной системы, точности результатов моделирования и других условий.

Задача расчета нагруженности и поведения системы поезд-препятствие в процессе соударения сводится к численному интегрированию по времени уравнений ее динамического равновесия. При любой размерности КЭ модели (минимальной, рациональной, максимальной) уравнения динамического равновесия записываются в следующей аддитивной форме:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\bar{u}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\bar{u}} + \mathbf{K} \cdot \bar{u} = \bar{r}, \quad (2.13)$$

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

Линейный дифференциальный оператор в уравнении (2.13) можно представить и в мультипликативной форме [58].

Нестационарные нелинейные силовые факторы задачи, а именно, реакции связей между вагонами при сжатии-отдаче ПА сцепных устройств, а также реакции между головным вагоном и препятствием при деформации (смятии) УПЭ, учитываются переменными компонентами вектора \bar{r} .

Для приближенной оценки спектра частот и форм свободных колебаний состава поезда используется линеаризованное уравнение

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{Q} = \mathbf{M} \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{L}, \quad (2.14)$$

где \mathbf{Q}, \mathbf{L} – матрица собственных векторов и диагональная матрица собственных чисел (квадратов круговых частот свободных колебаний системы) соответственно.

Расчеты по уравнению (2.14) выполняются с применением алгоритма Ланцоша [13].

Интегрирование по времени уравнений динамического равновесия производится с помощью двух альтернативных алгоритмов: методом Хоболта (Houbolt) и методом Ньюмарка (Newmark), результаты по которым сравниваются с целью выбора рациональных параметров управления вычислительной процедурой. Каждый из алгоритмов осуществляет шаги Δt по времени и определяет параметры системы на последующем шаге через параметры на предыдущих шагах. Оба метода являются неявными методами, использующими условия динамического равновесия системы в момент времени $t + \Delta t$, для которого состояние системы еще неизвестно, при этом считается, что в более ранние моменты времени состояние системы полностью определено:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{C} \cdot \dot{\bar{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{K} \cdot \bar{u}_{t+\Delta t} = \bar{r}_{t+\Delta t} \quad (2.15)$$

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:

$$\begin{aligned}\ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t} &= \frac{1}{\Delta t^2} (2\bar{u}_{t+\Delta t} - 5\bar{u}_t + 4\bar{u}_{t-\Delta t} - \bar{u}_{t-2\Delta t}), \\ \dot{\bar{u}}_{t+\Delta t} &= \frac{1}{6\Delta t^2} (11\bar{u}_{t+\Delta t} - 18\bar{u}_t + 9\bar{u}_{t-\Delta t} - 2\bar{u}_{t-2\Delta t}).\end{aligned}\quad (2.16)$$

Разностная схема позволяет свести систему дифференциальных уравнений второго порядка с производными по времени к совокупности линейных алгебраических уравнений для каждого шага интегрирования.

Метод Ньюмарка использует следующие разностные формулы:

$$\begin{aligned}\dot{\bar{u}}_{t+\Delta t} &= \dot{\bar{u}}_t + [(1 - \beta) \cdot \ddot{\bar{u}}_t + \beta \cdot \ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t}] \cdot \Delta t, \\ \bar{u}_{t+\Delta t} &= \bar{u}_t + \dot{\bar{u}}_t \cdot \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \delta \right) \cdot \ddot{\bar{u}}_t + \delta \cdot \ddot{\bar{u}}_{t+\Delta t} \right] \cdot \Delta t^2.\end{aligned}\quad (2.17)$$

При значениях $\beta = 1/2$, $\delta = 1/4$ метод имеет безусловную (не зависящую от шага интегрирования) сходимость и при этом не возникает искажения амплитуд динамических процессов.

Разностные формулы (2.16), (2.17) в методах Хоболта и Ньюмарка позволяют преобразовать дифференциальное уравнение (2.15) для шага интегрирования $t + \Delta t$ к системе линейных алгебраических уравнений

$$\tilde{\mathbf{K}} \cdot \bar{u}_{t+\Delta t} = \tilde{\mathbf{r}}_{t+\Delta t}, \quad (2.18)$$

где $\tilde{\mathbf{K}}$, $\tilde{\mathbf{r}}_{t+\Delta t}$ – 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 (2.18) вычисляются, например, методом треугольно-диагональной триангуляции матрицы

$$\tilde{\mathbf{K}} = \mathbf{L} \cdot \mathbf{D} \cdot \mathbf{L}^T \quad (2.19)$$

с последующей циклической подстановкой ранее вычисленных компонент перемещений.

Для уменьшения профиля треугольной матрицы \mathbf{L} с целью сокращения времени счета и затрат памяти компьютера используется алгоритм Коллинза перестановки ее строк и столбцов (перенумерации узлов КЭ модели) в сочетании с обратным преобразованием Катхилла-Макки.

Таким образом, уточненные расчеты проектных параметров системы конструкционной защиты поезда сводятся к решению уравнений динамического равновесия (2.15) в приращениях по перемещениям, при этом на каждом шаге интегрирования этих уравнений по времени нелинейные перемещения уточняются методом Ньютона.

В соответствии с изложенной методикой расчеты могут выполняться с применением широко распространенных сертифицированных программных комплексов метода конечных элементов, предназначенных для решения нелинейных задач статики, динамики, устойчивости, контактного взаимодействия (Abaqus, Ansys, MSC.Patran/Nastran/Marc и других), а также с помощью специализированных вычислительных программ [114].

2.2.3 Пример моделирования аварийного столкновения с учетом продольной динамики поезда

Методика уточненной оценки нагруженности головного вагона и проектных параметров системы пассивной безопасности демонстрируется на примере аварийного столкновения с препятствием состава электропоезда ЭД4М-0500 из десяти вагонов, как показано на расчетной схеме рисунок 2.14.

Масса головных и промежуточных прицепных вагонов (с учетом массы пассажиров и персонала) составляет 72 т, моторных промежуточных – 84 т,

общая масса состава – 780 т. Масса неподвижного препятствия в виде жесткой стенки – 10 т.

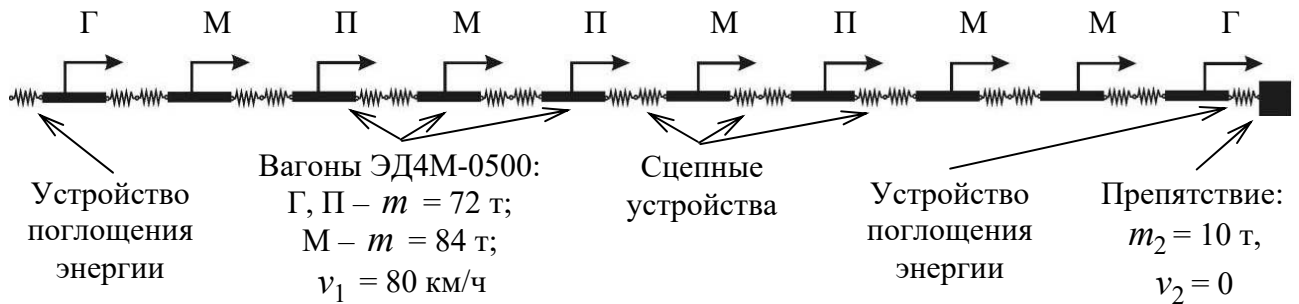


Рисунок 2.14 – Расчетная схема столкновения с препятствием электропоезда ЭД4М-0500 в составе двух головных (Г), трех промежуточных (П) и пяти моторных (М) вагонов

Начальная скорость движения электропоезда на момент аварийного столкновения определяется из соотношения

$$v_1 = v_k - \Delta v = 80 \text{ км/ч} (22,2 \text{ м/с}) \quad (2.20)$$

где $v_k = 130 \text{ км/ч} (36,1 \text{ м/с})$ – конструкционная скорость состава электропоезда ЭД4М-0500; $\Delta v = 50 \text{ км/ч} (13,9 \text{ м/с})$ – наиболее вероятная разница между максимальной (конструкционной) скоростью и фактической скоростью движения поезда на момент аварийного столкновения.

Головные вагоны оборудованы одноразовыми (жертвенными) устройствами поглощения энергии удара с диаграммой деформирования, представленной на рисунке 2.15. Диаграмма содержит левый и правый участки с высокой жесткостью деформирования и средний податливый участок, обеспечивающий большие необратимые деформации. Начало среднего участка (начало образования необратимых деформаций) соответствует силе сжатия $f_1 \approx 1,5 \text{ МН}$, при достижении которой в процессе соударения с препятствием переднее сцепное устройство головного вагона убирается внутрь кузова и в контакт с препятствием вступает УПЭ. Разгрузка в точках на среднем участке происходит упруго, то есть по наклонной линии параллельной крайним ветвям с высокими значениями жесткости. С учетом ограничения величины силы сжатия

$f_2 = f_{\max} \approx 2,0$ МН энергоемкость УПЭ на длине деформации $l = (l_2 - l_1) \approx 1$ м приближенно составляет $W \approx 2$ МДж.

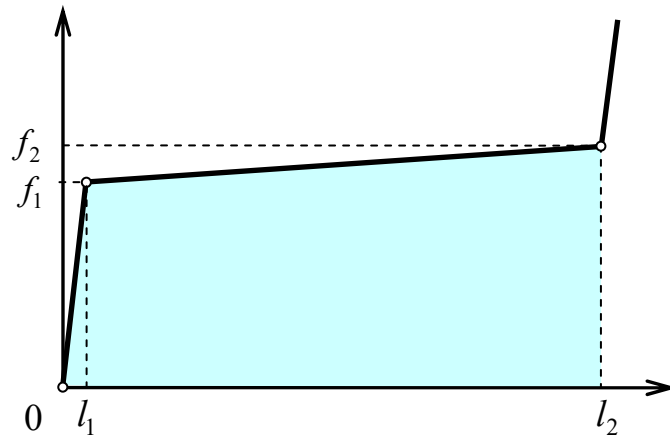
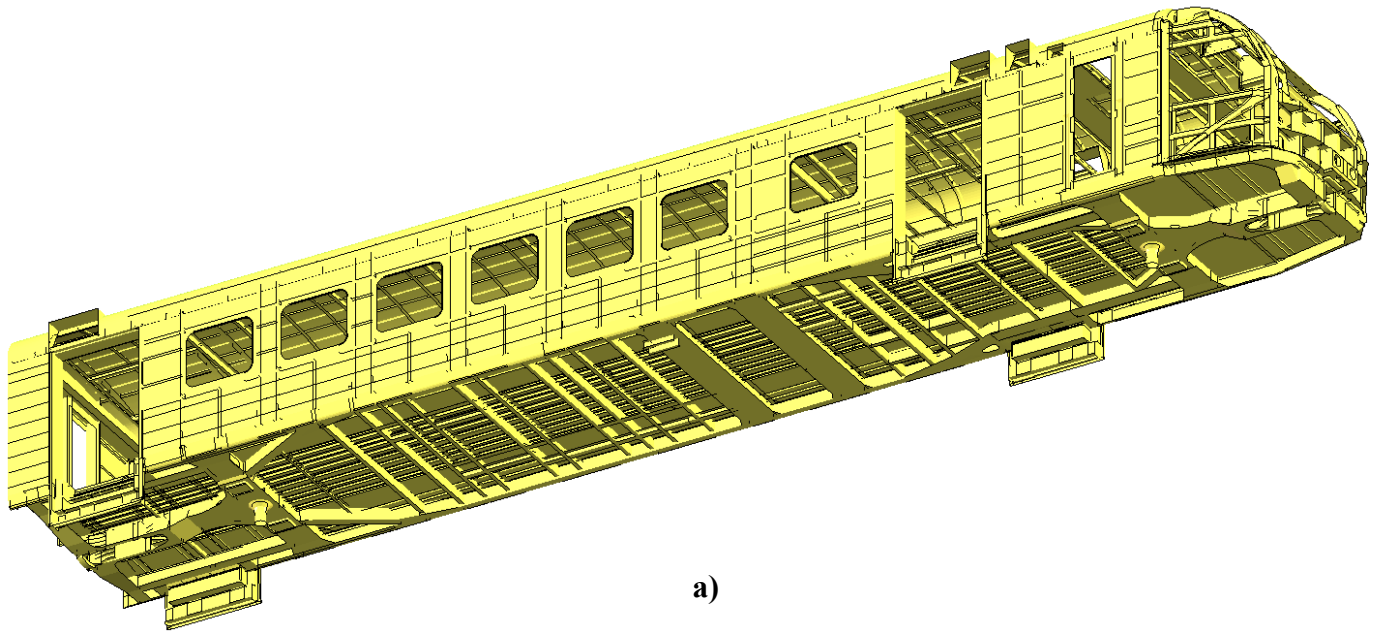


Рисунок 2.15 – Диаграмма деформирования устройства поглощения энергии, установленного на головных вагонах

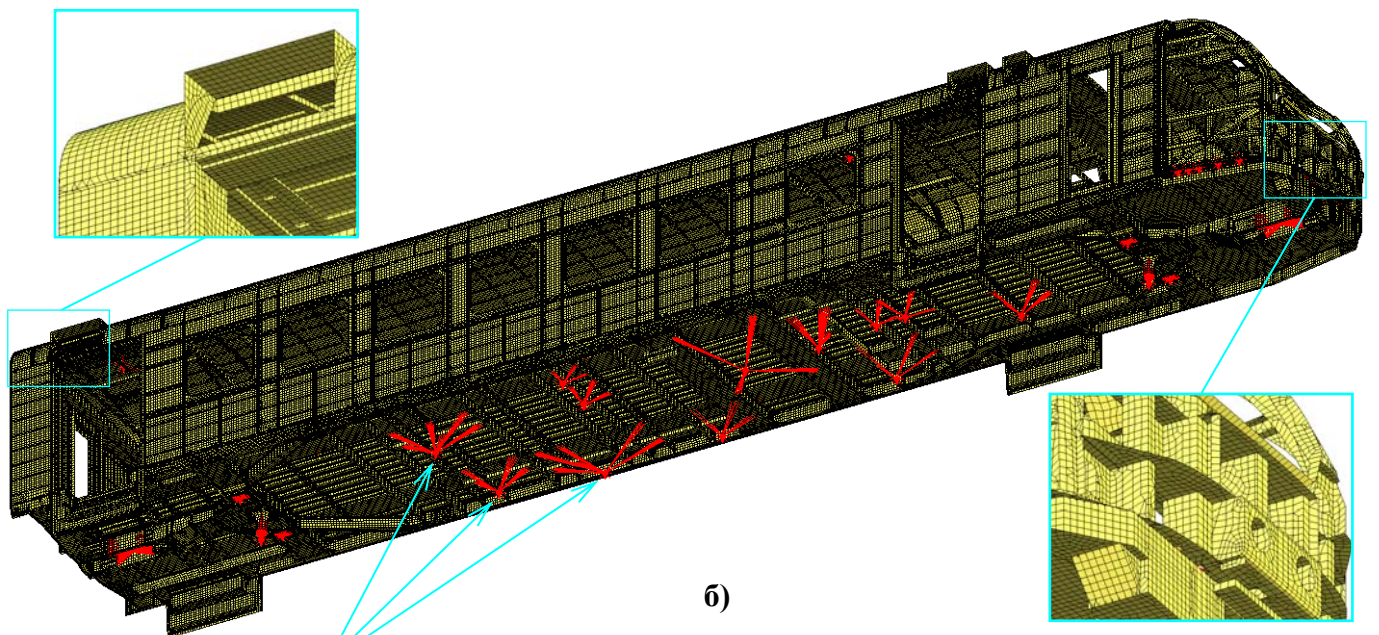
Близкая к представленной на рисунке 2.15 диаграмма реализована в устройстве «Модуль для гашения энергии при соударении транспортных средств», защищенном патентом РФ [99].

Для определения продольной жесткости кузовов головного и промежуточного вагонов использовались их КЭ модели (рисунки 2.16 и 2.17), разработанные в препроцессорах MCS.Patran и MSC.Mentat. Модель кузова головного вагона состоит из 317645 узлов и 331786 линейных оболочечных четырехузловых класса quad4 (~96,4 %) и трехузловых класса tria3 (~3,6 %) элементов, а модель кузова промежуточного вагона – из 325246 узлов и 341811 таких же quad4 (~96,3 %) и tria3 (~3,7 %) элементов.

Результатами квазистатических расчетных нагружений КЭ моделей кузовов продольной силой растяжения-сжатия в пределах $\pm 2,0$ МН установлено, что продольная жесткость кузова головного вагона составляет $210,8 \cdot 10^6$ Н/м, а промежуточного – $265,0 \cdot 10^6$ Н/м.



а)

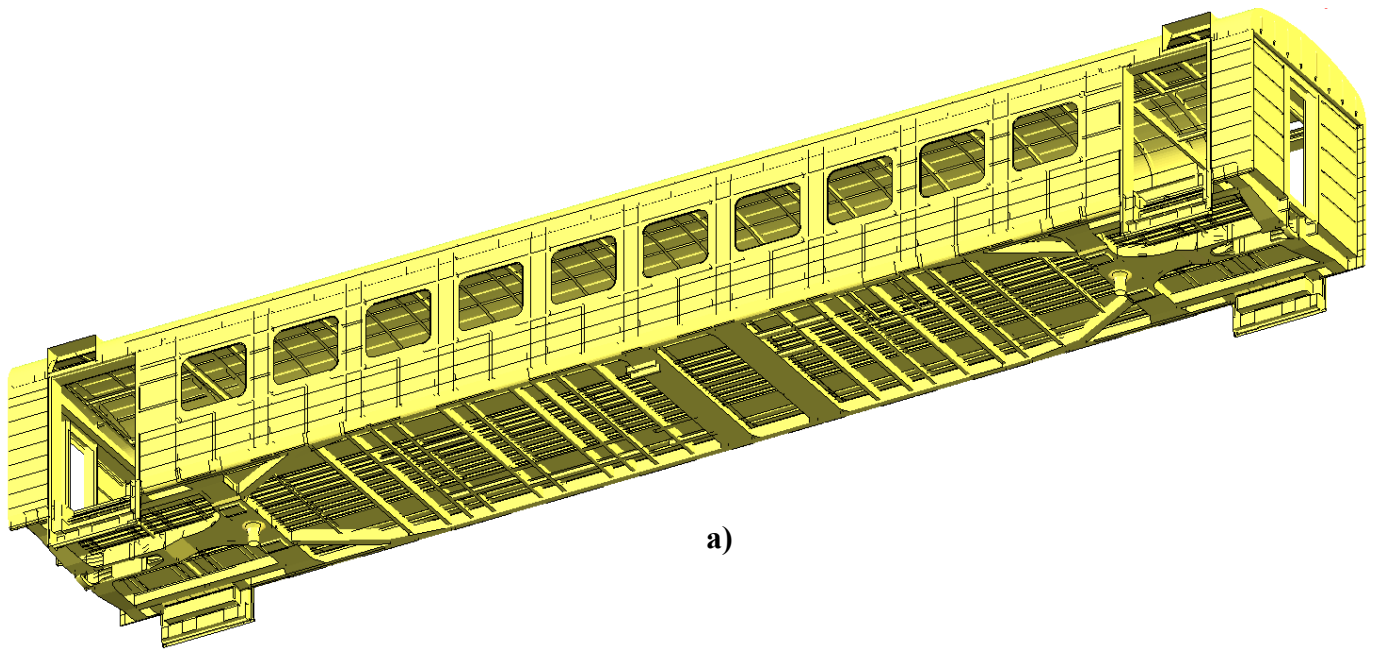


б)

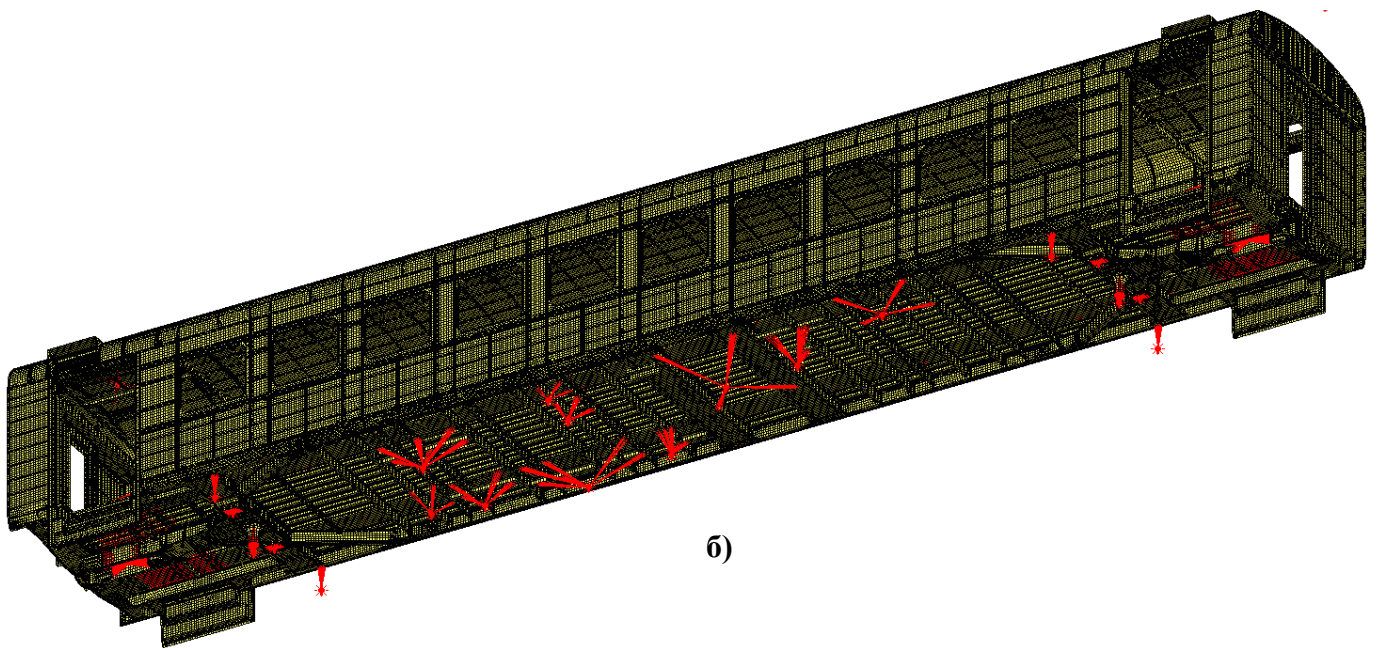
Элементы крепления оборудования

а) – геометрическая модель; б) – конечно-элементная модель

Рисунок 2.16 – Модели кузова головного вагона ЭД4М-0500



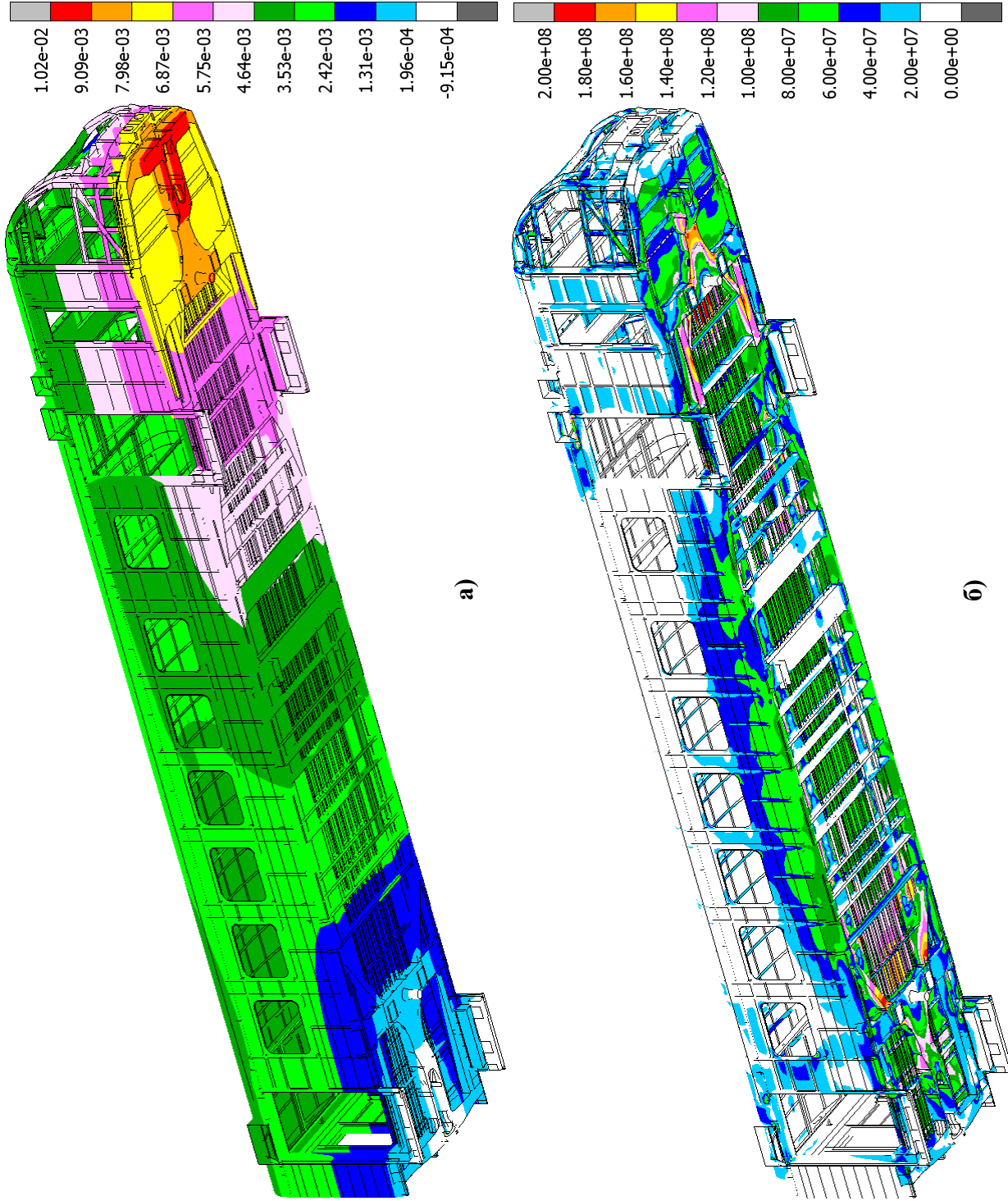
а)



б)

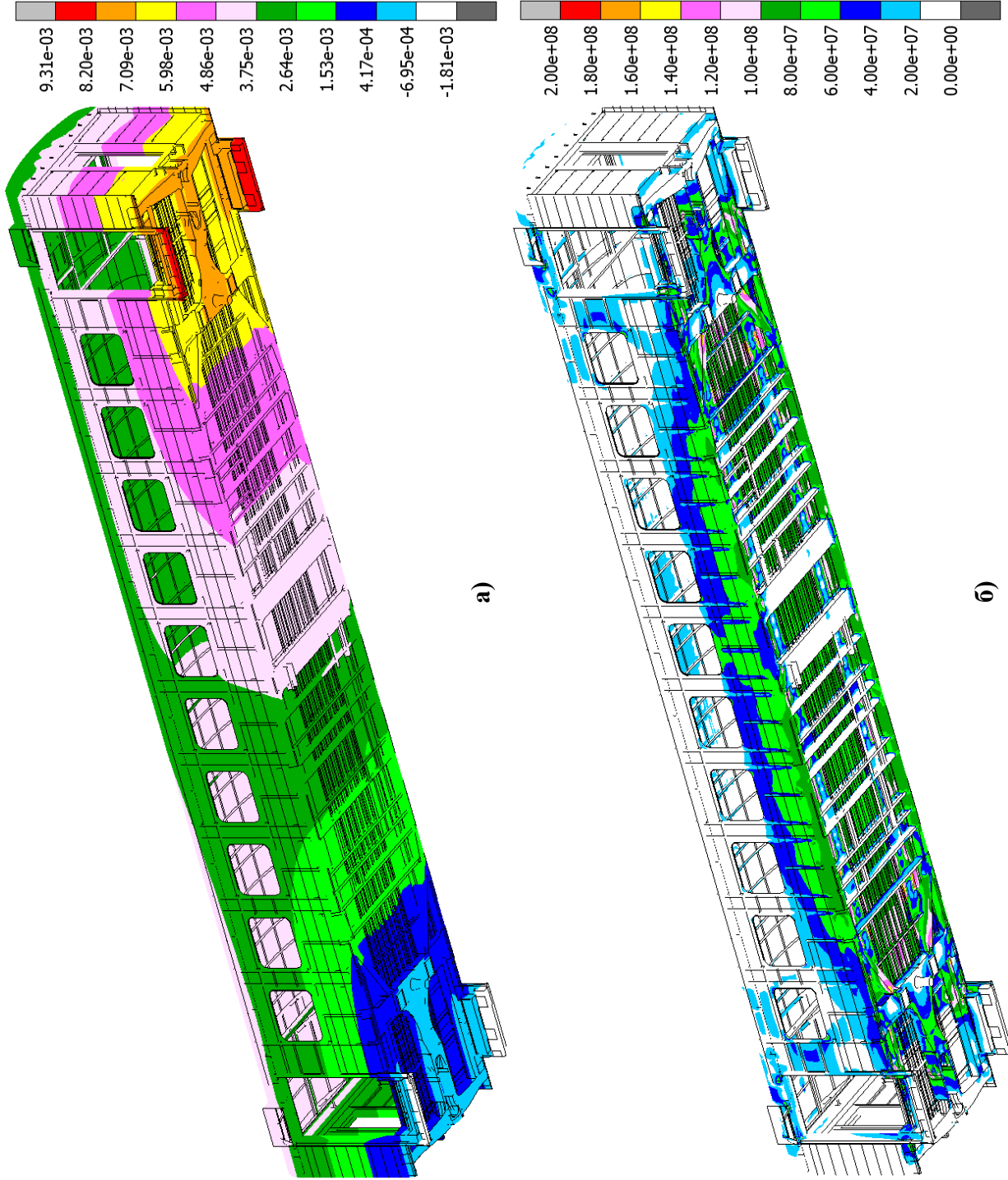
а) – геометрическая модель; б) – конечно-элементная модель

Рисунок 2.17 – Модели кузова промежуточного вагона ЭД4М-0500



а) — распределение продольных перемещений; б) — распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений

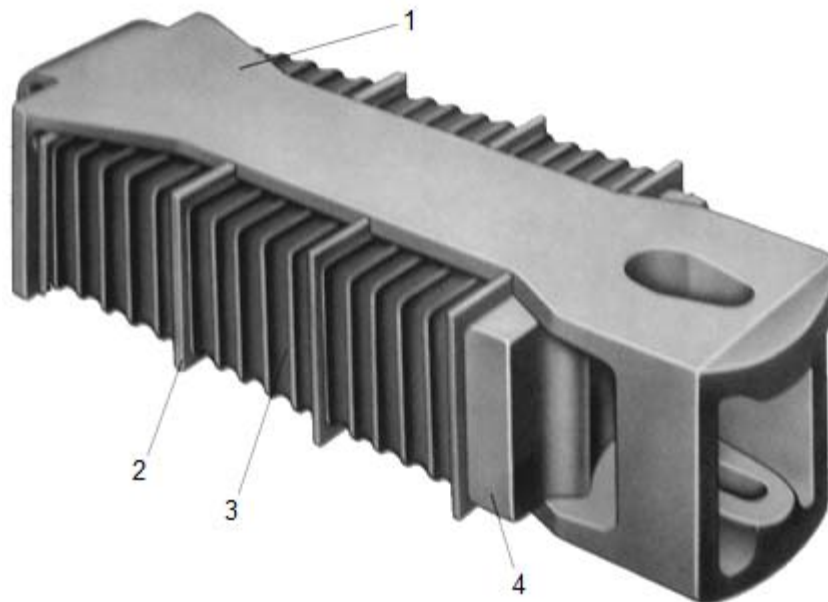
Рисунок 2.18 – Конечно-элементная модель кузова головного вагона ЭД4М-0500 при сжатии по осям автосцепок силой 2,0 МН



а) – распределение продольных перемещений; б) – распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений

Рисунок 2.19 – Конечно-элементная модель кузова промежуточного вагона ЭД4М-0500 при сжатии по осям автосцепок силой

Поглощающие аппараты (ПА) сцепных устройств имеют разные силовые характеристики при их нагружении (сжатии) и разгрузке (отдаче), что учитывается при оценке их работы и прочности деталей автосцепки. [39] В расчетах используется динамическая силовая характеристика резинометаллического поглощающего аппарата Р-5П (рисунок 2.20), показанная на рисунке 2.21. Верхняя ветвь диаграммы соответствует изменению силы (P) в зависимости от изменения линейных размеров ПА (x) при его сжатии, нижняя ветвь – при отдаче. Для сжимающей кузов вагона нагрузки и для растягивающей диаграмма деформирования поглощающего аппарата аналогична приведенной.



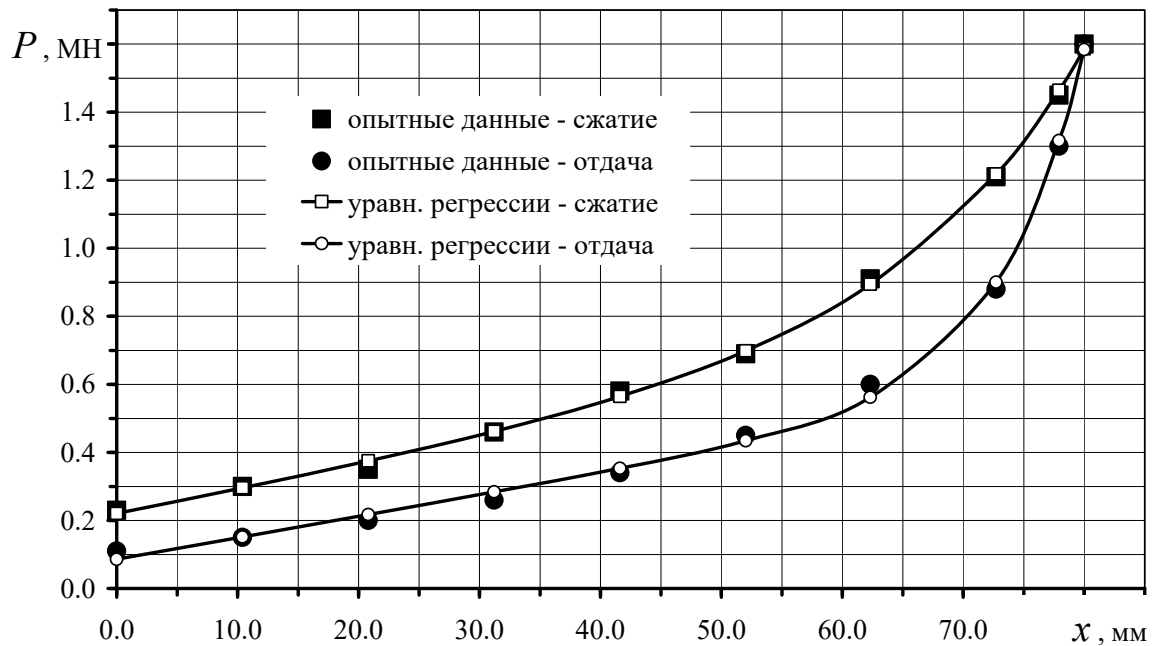
ПА Р-5П состоит из корпуса хомута 1, упорной 4 и двух промежуточных 2 плит и комплекта (16 шт.) резинометаллических элементов 3 с поперечными размерами 310×220 мм и толщиной 33 мм

Рисунок 2.20 – Конструкция поглощающего аппарата Р-5П

В расчетах продольной динамики состава поезда продольные силы при работе поглощающих аппаратах сцепных устройств вычисляются по уравнениям регрессии, которые найдены из условия наилучшей аппроксимации экспериментального ряда точек, полученных при динамических испытаниях аппаратов Р-5П:

$$P_{сж} = a_0 + a_1x + a_2 \exp(a_3x), \quad P_{отд} = b_0 + b_1x + b_2 \exp(b_3x), \quad (2.21)$$

где $P_{сж}$, $P_{отд}$ – значения силы, приложенной к ПА при его сжатии и отдаче соответственно; x – изменение линейных размеров деформируемых элементов ПА; $a_0, a_1, a_2, a_3, b_0, b_1, b_2, b_3$ – эмпирические коэффициенты, подбором которых по МНК обеспечивается наилучшее совпадение значений силы, вычисленной по уравнениям (2.21), с опытными данными.



Сила закрытия $P_{\max} = 1,6$ МН при полном ходе $x = 80$ мм, динамическая энергоёмкость $W_a = 51,8$ кДж, энергия отдачи $W_r = 34,7$ кДж, коэффициент поглощения энергии $\eta = 0,33$, коэффициент полноты 0,41

Рисунок 2.21 – Диаграмма деформирования ПА Р-5П сцепного устройства

Конечно-элементная модель состава поезда из стержневых элементов, выполненная в соответствии с принятой расчетной схемой (рисунок 2.14), показана на рисунке 2.22.

Модель отдельного вагона состоит из восьми линейных стержневых двухузловых элементов класса line2. В модели состава поезда вагоны соединены между собой специальными податливыми элементами, имитирующими работу сцепных устройств, диаграмма деформирования этих элементов соответствует диаграмме деформирования ПА Р-5П. При расчете движения состава продольные силы сжатия и отдачи сцепных устройств рассчитываются по

соответствующим уравнениям регрессии с помощью специальной «подпрограммы пользователя». Узлы модели состава, соответствующие положению шкворневых устройств кузовов вагонов, ограничены в вертикальных и боковых перемещениях: на рисунке 2.22 наличие таких граничных условий отмечено вертикальными и горизонтальными стрелками. Кроме того, массы этих узлов дополнены присоединенной массой соответствующей тележки: масса бегунковой тележки составляет около 20 т, а моторной – 26 т. Первый (головной) вагон модели состава оборудован устройством поглощения энергии удара в виде параллелепипеда длиной 2,1 м и сечением 1х1 м. Модель устройства поглощения энергии удара состоит из 28 нелинейных объемных двадцатиузловых элементов класса hex20, при этом механические характеристики материала устройства выбирались из расчета, чтобы диаграмма статического сжатия приближалась к представленной на рисунке 2.15.

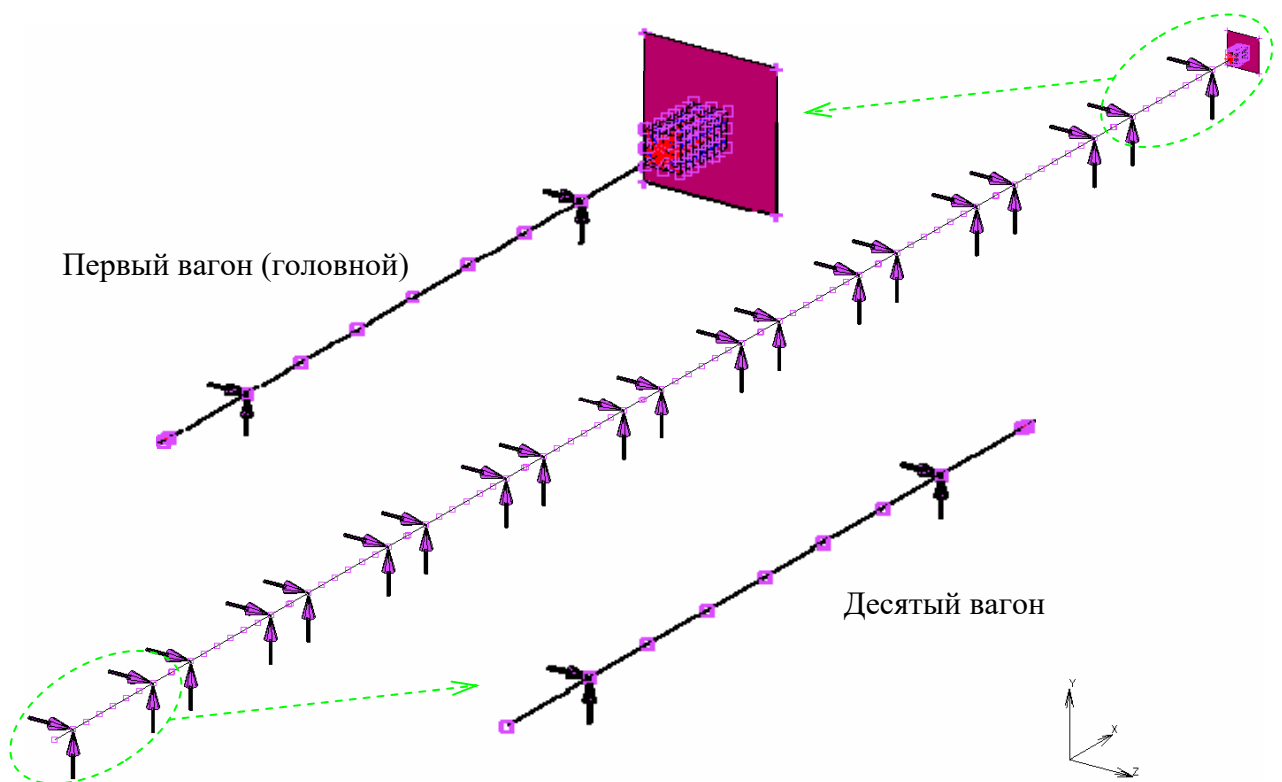


Рисунок 2.22 – Конечно-элементная модель состава поезда

В результате численного моделирования аварийных столкновений с неподвижным препятствием массой 10 т отдельного головного вагона электропоезда ЭД4М-0500 массой 72 т и состава из десяти вагонов массой 780 т

на скорости 80 км/ч (22,22 м/с) определены значения нормируемых параметров – продольных ударных перегрузок, сил сжатия-растяжения вагонов по осям автосцепок, а также ряд важных сведений о поведении сталкивающихся объектов, в том числе:

- продольная перегрузка (центра масс) и скорость движения (лобовой части) вагонов и препятствия (рисунки 2.23 ... 2.25);

- продольная деформация и реакция (продольная сила на кузов вагона) межвагонных сцепных устройств (рисунок 2.26);

- силовые и энергетические характеристики устройства поглощения энергии (рисунок 2.27);

- энергия деформаций электропоезда, оборудованного устройством поглощения энергии, (рисунок 2.28).

Параметры движения вагонов, полученные с учетом моделирования продольной динамики состава поезда по МКЭ, целесообразно проанализировать в сравнении с результатами из раздела 2.1, вычисленными по упрощенной методике, использующей представление состава и препятствия в виде твердых тел.

В упрощенной методике рассматривалось два подхода к учету массы состава. При одном подходе в качестве массы состава принималась только масса головной единицы, предполагая, что из-за невысокой жесткости межвагонных связей в начальной фазе столкновения силы со стороны препятствия уравниваются в основном силами инерции головного вагона. При другом – учитывалась полная масса состава, включая массу всех вагонов.

Какой из этих подходов дает более реалистичные данные можно установить путем сравнения их результатов с данными, полученными с учетом продольной динамики состава поезда.

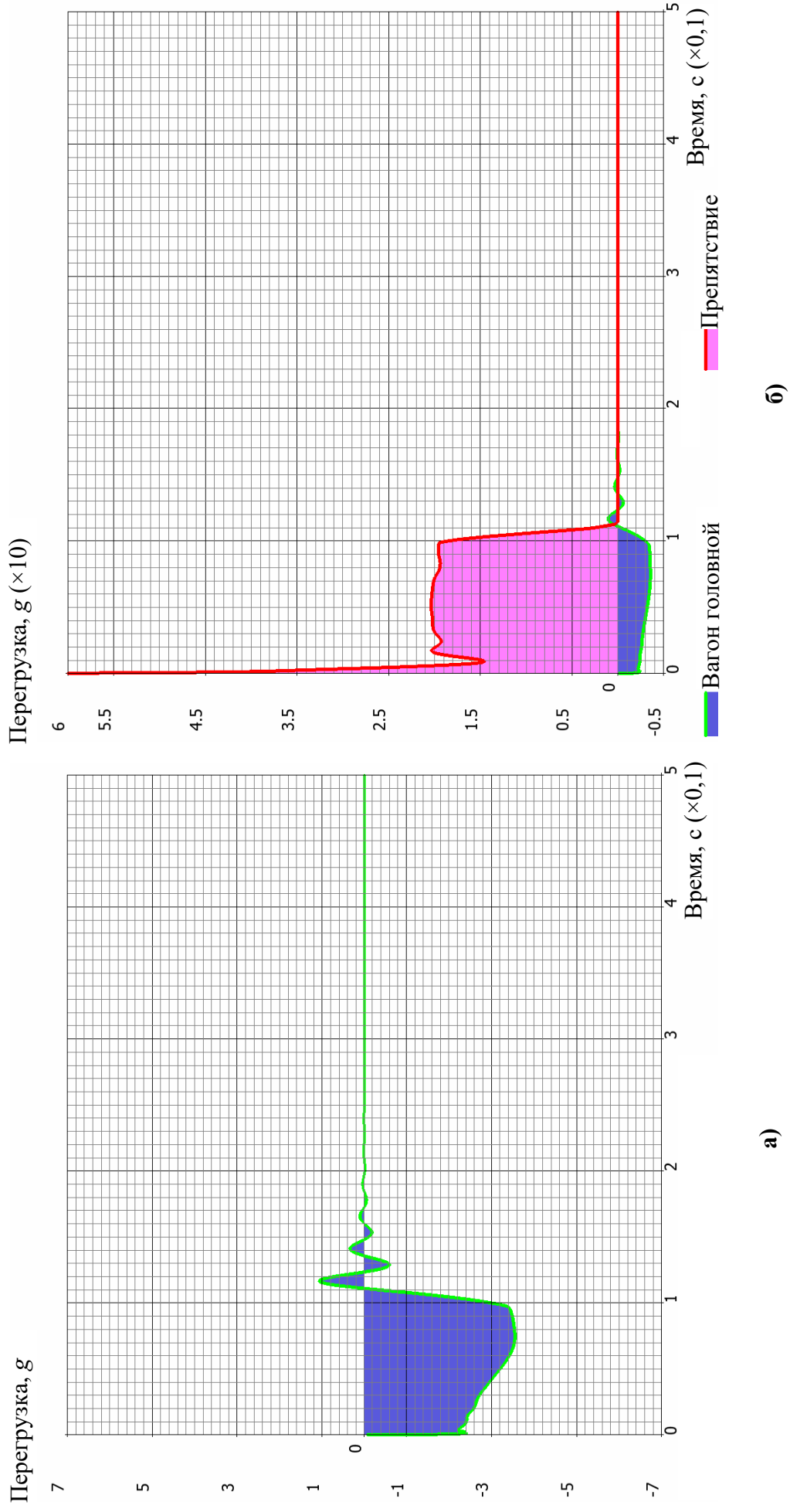


Рисунок 2.23 – Продольная перегрузка при столкновении с препятствием массой 10 т отдельного вагона массой 72 т

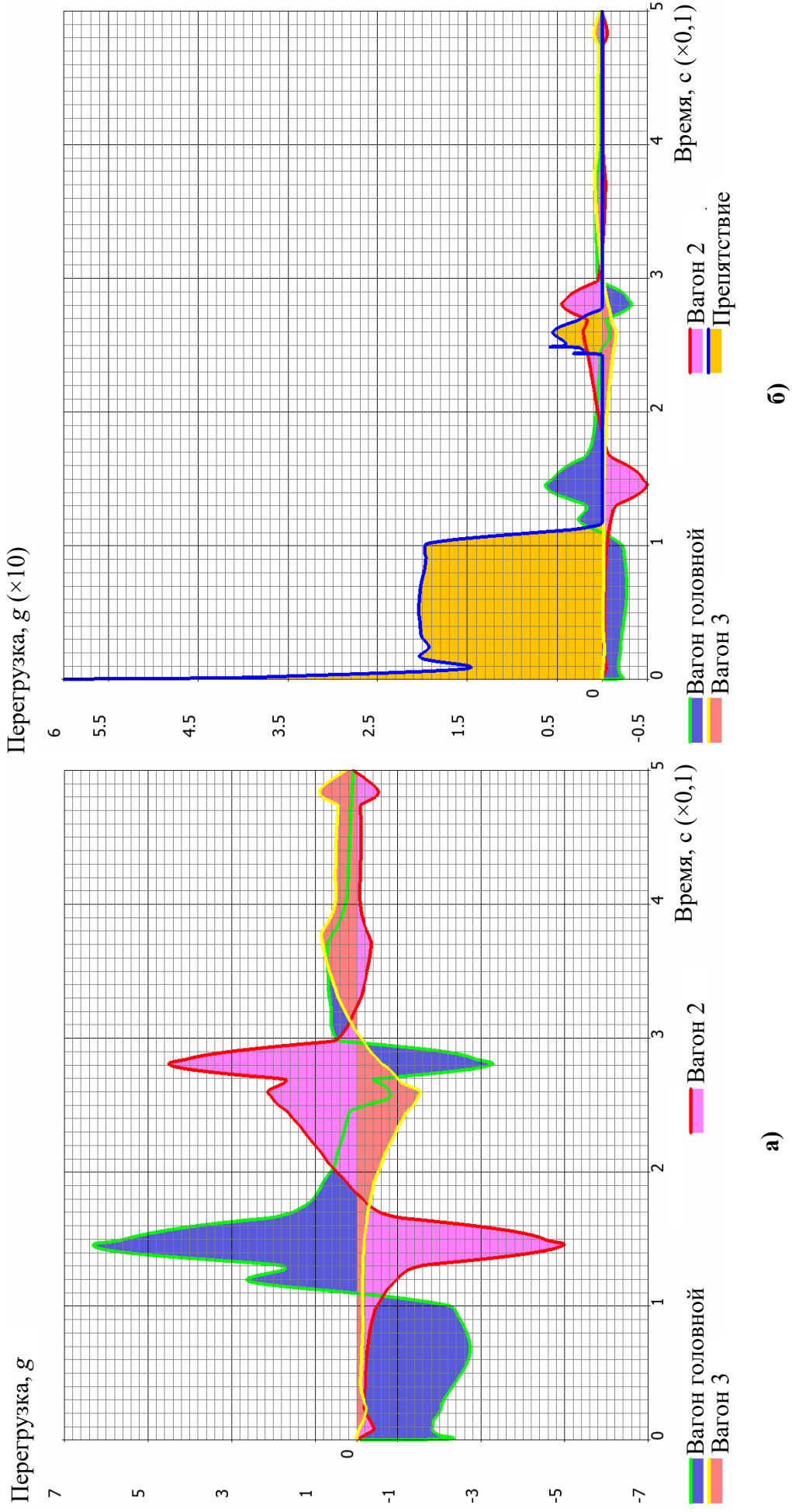
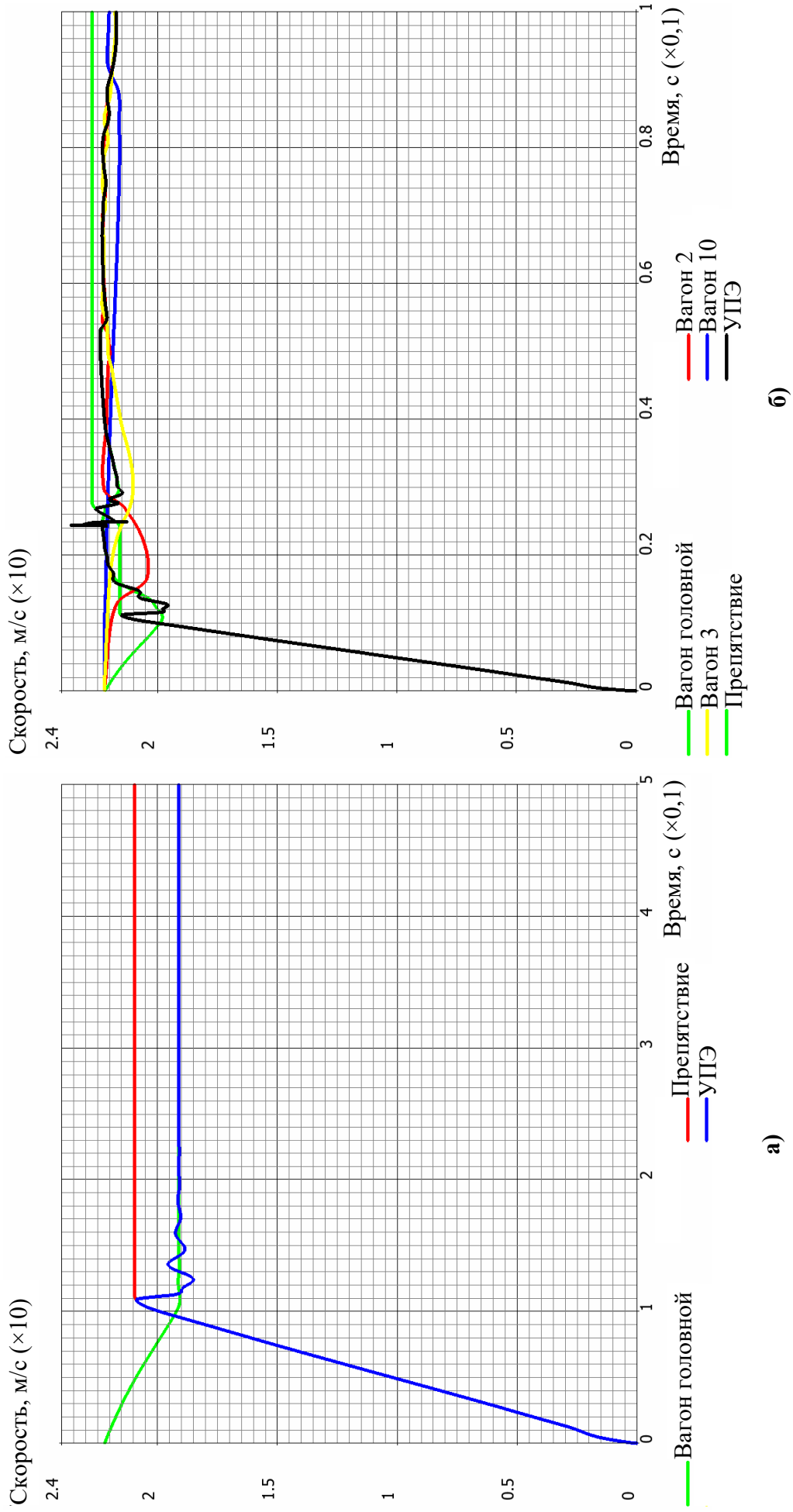
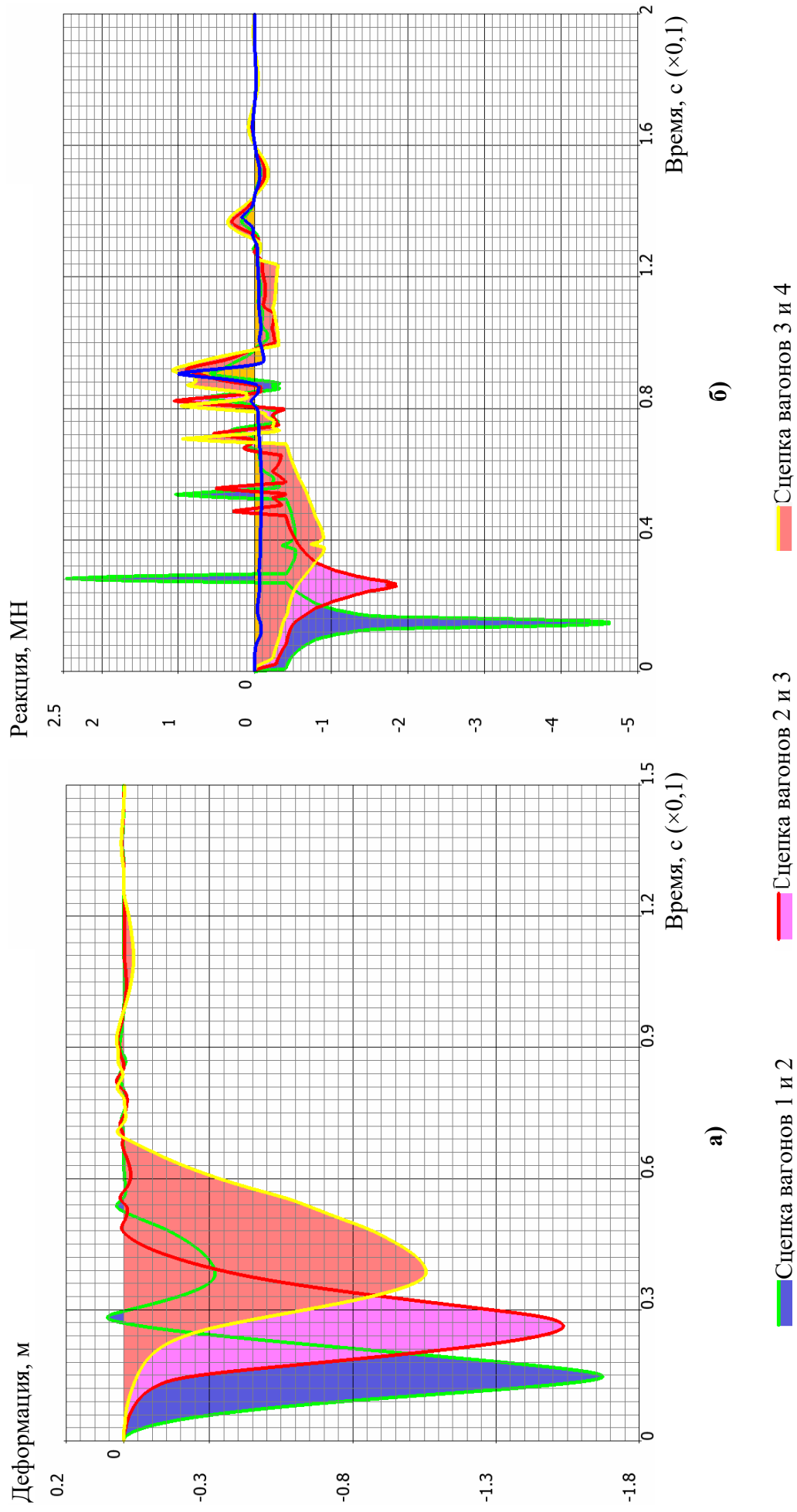


Рисунок 2.24 – Продольная перегрузка при столкновении с препятствием массой 10 т состава из десяти вагонов массой 780 т



а) – столкновение вагона; б) – столкновение состава

Рисунок 2.25 – Продольная скорость при столкновении с препятствием отдельного вагона и состава из десяти вагонов



а) – продольная деформация; б) – продольная реакция

Рисунок 2.26 – Нагруженность сцепных устройств при столкновении с препятствием состава из десяти вагонов

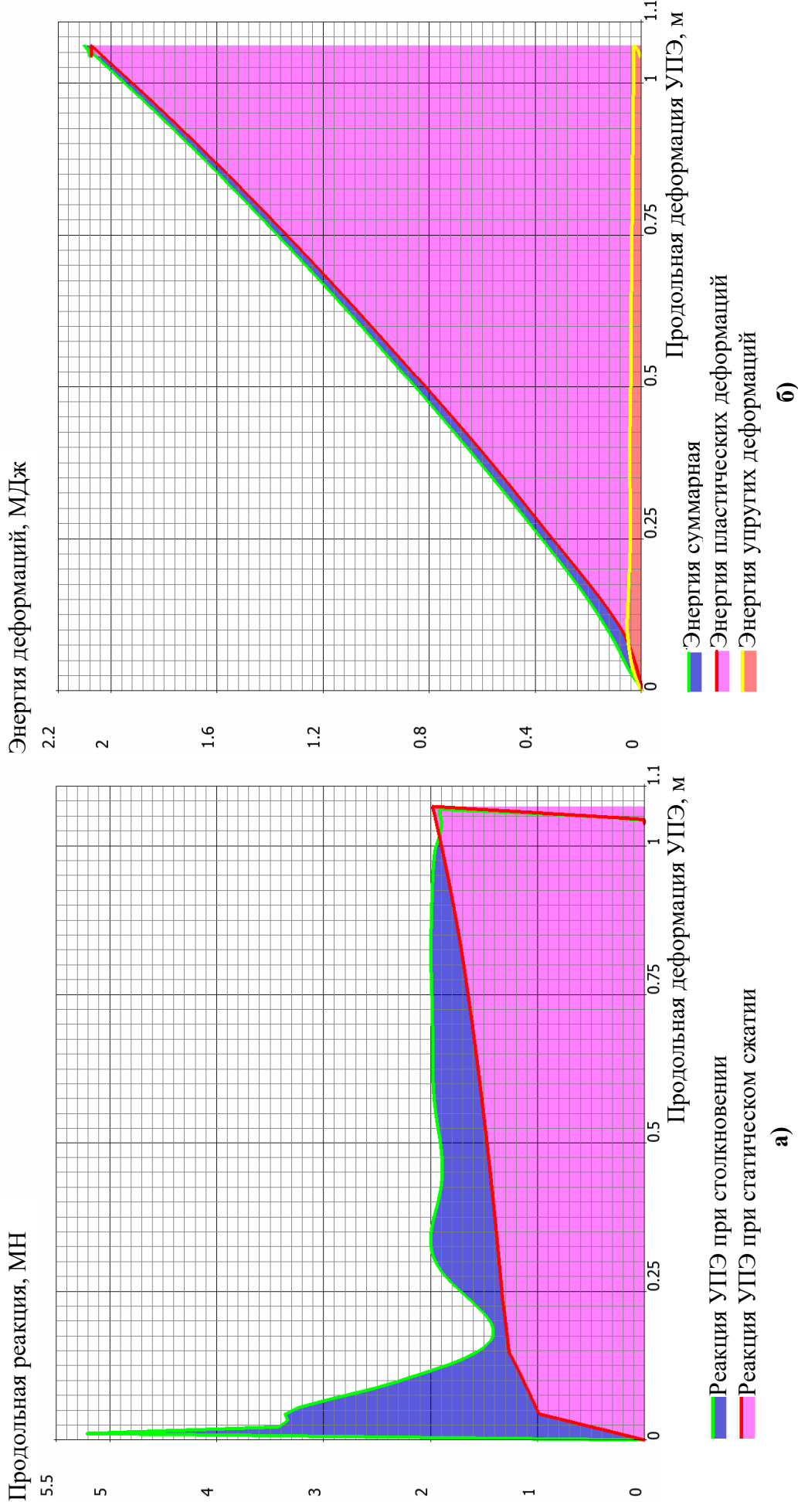
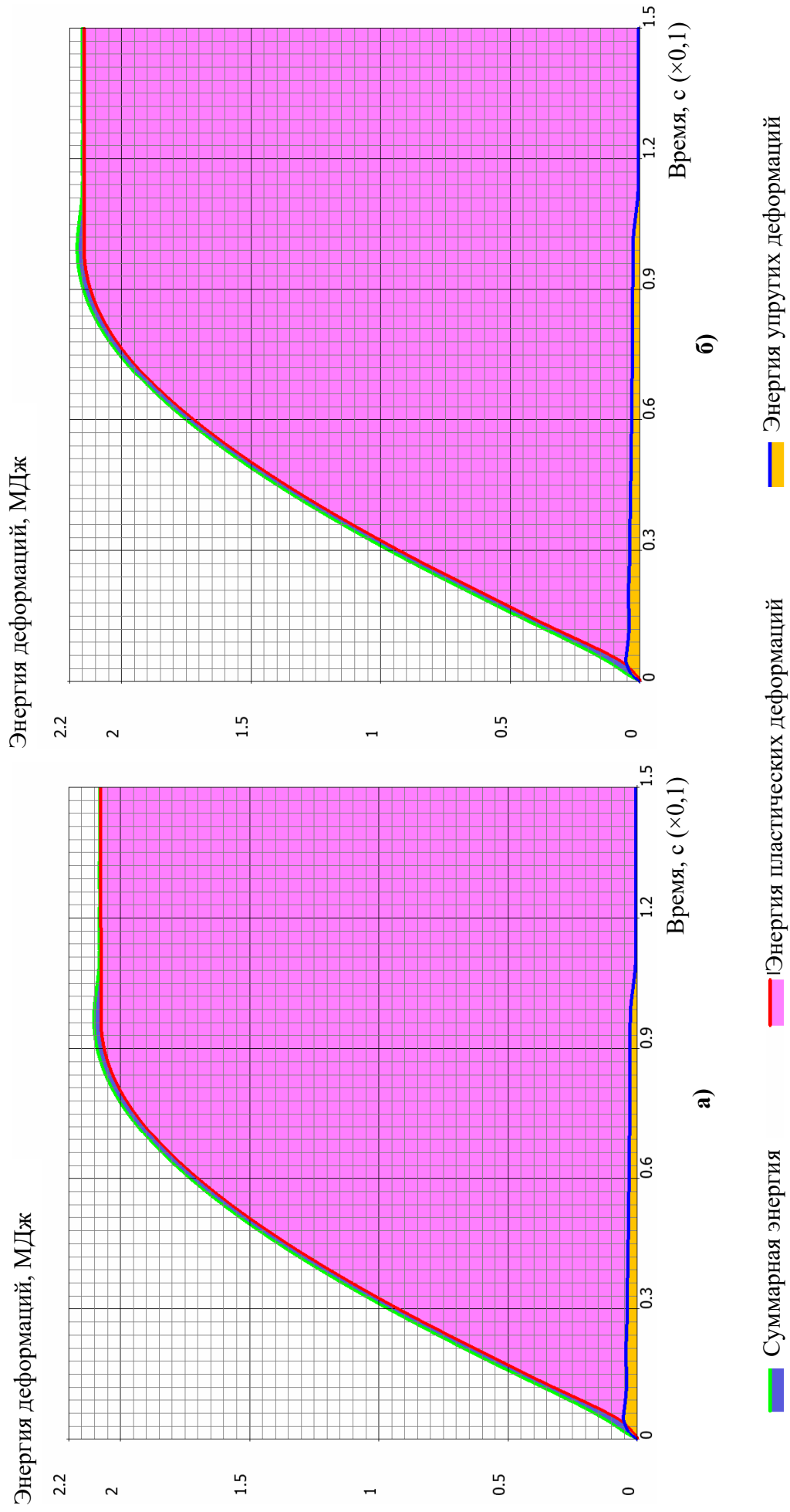


Рисунок 2.27 – Характеристики устройства поглощения энергии при столкновении с препятствием отдельного вагона



а) – столкновение вагона; б) – столкновение состава

Рисунок 2.28 – Энергия деформаций при столкновении с препятствием отдельного вагона и состава из десяти вагонов

Результаты расчета по упрощенной методике (2.1 ... 2.12) при массе состава, равной массе головной единицы:

$m_1 = 72$ т – масса головной единицы;

$m_2 = 10$ т – масса препятствия;

$v_1 = 22,2$ м/с (80 км/ч) – скорость соударения;

$f = 2,0$ МН – сила удара в кузов головной единицы;

$l = 1,08$ м – требуемая длина рабочей характеристики УПЭ;

$W = 2,16$ МДж – энергия, поглощаемая при соударении;

$dv = -2,71$ м/с (-9,76 км/ч) – изменение скорости головной единицы;

$dt = 97,6$ мс – время замедления;

$a_1 = -27,8$ м/с² (-2,83g) – ускорение головной единицы.

Результаты расчета при массе головной единицы, равной массе всего состава:

$m_1 = 780$ т – масса состава;

$m_2 = 10$ т – масса препятствия;

$v_1 = 22,2$ м/с (80 км/ч) – скорость соударения;

$f = 2,0$ МН – сила удара в кузов головной единицы;

$l = 1,22$ м – требуемая длина рабочей характеристики УПЭ;

$W = 2,43$ МДж – энергия, поглощаемая при соударении;

$dv = -0,281$ м/с (-1,01 км/ч) – изменение скорости состава;

$dt = 110$ мс – время замедления;

$a_1 = -2,56$ м/с² (-0,261g) – ускорение состава.

Как следует из графиков на рисунках 2.25, представляющих результаты расчета с учетом продольной динамики поезда, скорости головной единицы и препятствия сравнивались в момент времени около 100 мс от начала процесса соударения. К этому моменту изменение скорости dv головной единицы составляет приблизительно $-3,20$ м/с при столкновении отдельного вагона и $-2,24$ м/с при столкновении состава. Изменение скорости dv вагона 2 состава –

незначительно (около $-0,20$ м/с). Следующие вагоны в этот момент времени еще не восприняли ударную волну и практически не изменили скорость своего движения. Таким образом, в упрощенном методе расчета первый способ учета массы состава (в виде массы только головного вагона) дает наилучшее приближение скорости головного вагона к результатам расчета по МКЭ. По времени замедления (около 100 мс), при котором скорости первого вагона и препятствия сравнялись, также получены хорошо согласующиеся результаты. Анализ графиков изменений продольных перегрузок на рисунках 2.23 и 2.24 по расчетам МКЭ показал, что максимальные значения ускорений головного вагона составляют около $-35,3$ м/с² ($-3,6g$) при столкновении отдельного вагона и $-27,5$ м/с² ($-2,8g$) при столкновении состава. По данным упрощенного расчета при первом способе учета массы состава $a_1 = -27,8$ м/с² ($-2,8g$), что практически совпадает с максимальным ускорением головного вагона в составе поезда, а при втором способе учета массы состава $a_1 = -2,56$ м/с² ($-0,26g$), что значительно меньше результата, полученного по МКЭ.

Различия в ускорениях объясняются продольными колебаниями в упругой системе состава поезда при ударном нагружении, которые отсутствуют при твердотельном представлении состава. Из сказанного следует, что упрощенная методика расчета дает заниженные значения ускорений по сравнению с более точным расчетом, учитывающим продольную динамику состава при соударении. Увеличение продольной перегрузки головного вагона в составе поезда (рисунок 2.24) с $-2,8g$ (замедление) примерно до $6,4g$ (ускорение) за счет продольной динамики в составе должно учитываться при разработке систем пассивной безопасности и нормативной базы для их проектирования.

Особенностью графиков ускорений препятствия на рисунках 2.23б и 2.24б является кратковременный пик большой амплитуды на первом шаге интегрирования, соответствующий высокочастотным колебаниям звукового диапазона, когда устройство поглощения энергии (рисунок 2.27а) еще находится в упругом состоянии (на крайней левой ветви диаграммы динамического

деформирования до фазы необратимого накопления деформаций). При анализе уровня продольного ударного ускорения эти высокочастотные составляющие должны быть отфильтрованы, так как они не связаны со значительными ударными нагрузками на элементы конструкции кузова и оборудование из-за их кратковременного характера и естественной фильтрации в узлах подвески УПЭ к кузову.

Из графика изменения по времени силы, действующей на препятствие со стороны УПЭ (рисунок 2.29), видно, что на начальном интервале времени (до 110 мс) сила находится в области положительных значений, УПЭ при этом испытывает такой же величины сжимающую нагрузку, которая передается на кузов головного вагона. Далее на интервале времени от 240 до 280 мс происходит повторное соударение УПЭ с препятствием. При столкновении одиночного головного вагона повторного соударения не происходит, скорость отскока препятствия составляет около 21,0 м/с, что ниже начальной скорости вагона (22,2 м/с). А при столкновении состава результирующая скорость отскока препятствия составляет около 22,8 м/с, что на 0,6 м/с выше начальной скорости состава (рисунок 2.25).

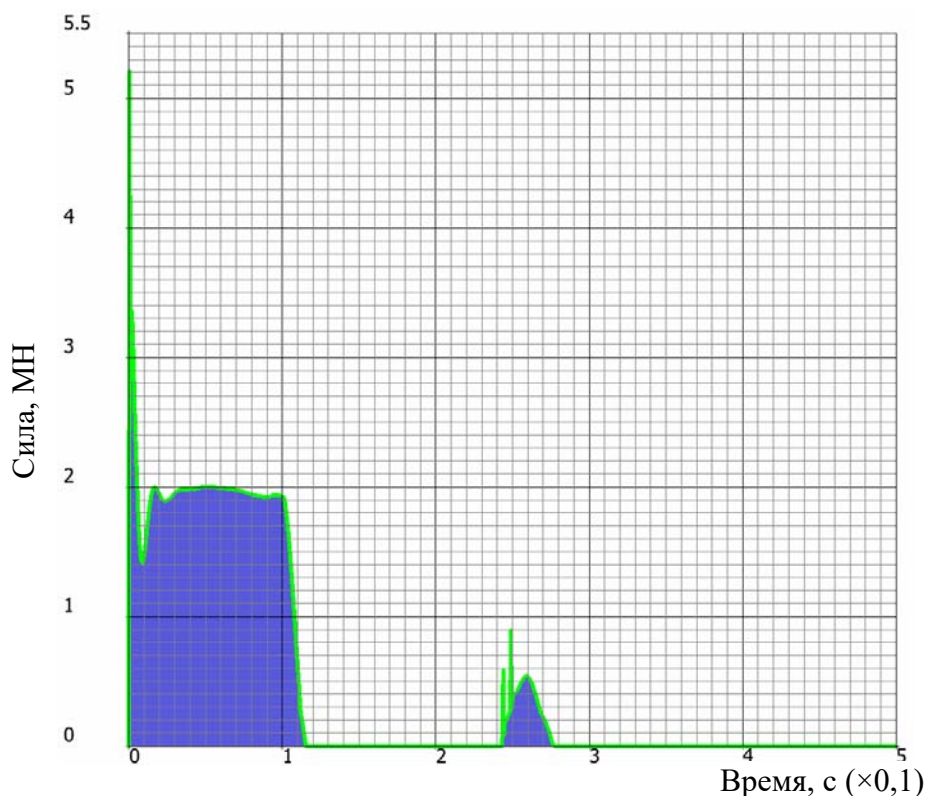
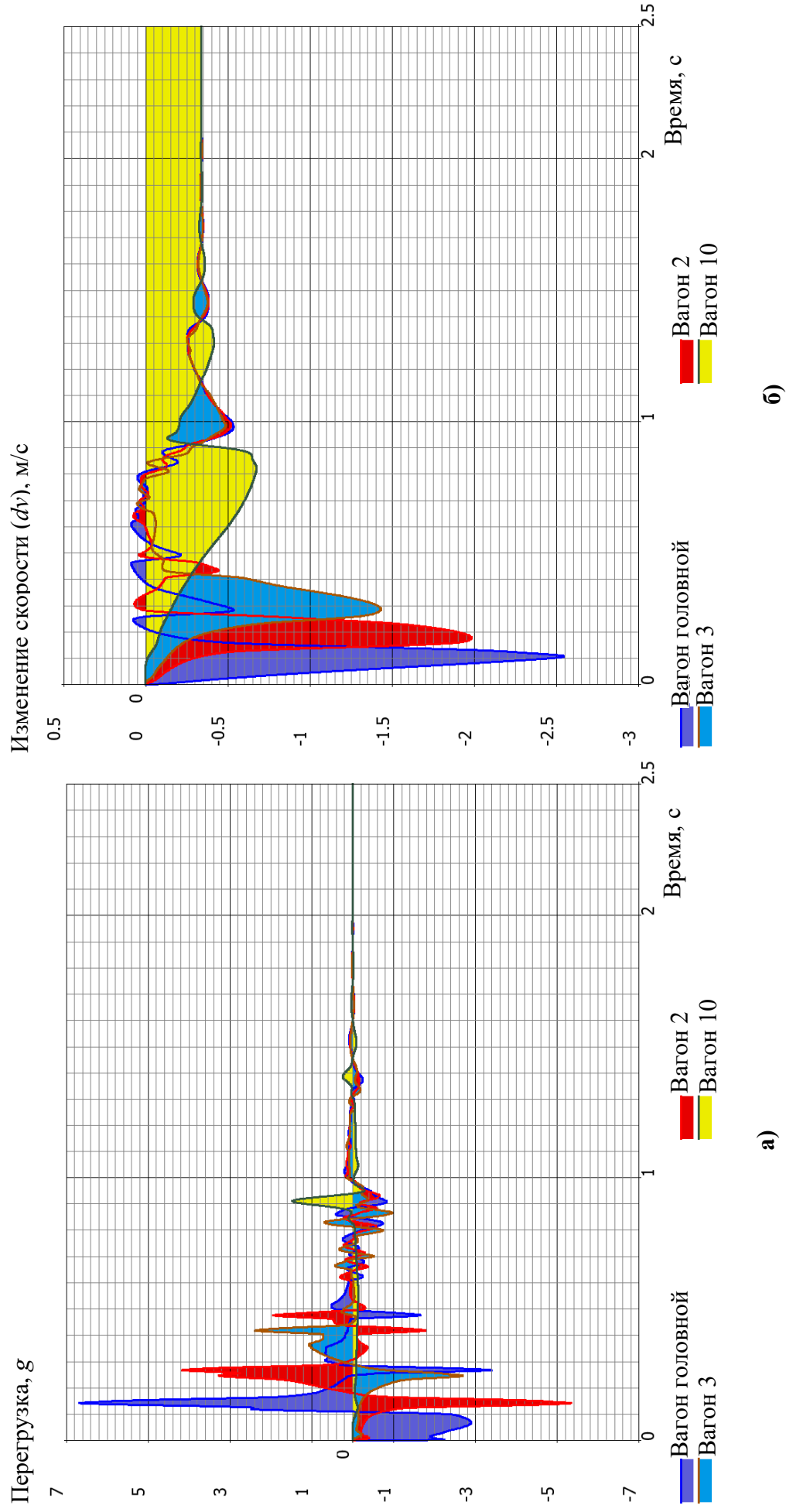


Рисунок 2.29 – Изменение продольной силы на препятствие со стороны УПЭ

При исследовании динамических процессов в составе поезда на более длительном интервале времени зафиксировано 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, обусловленный рассеиванием энергии в поглощающих аппаратах сцепных устройств и конструкционным демпфированием. Используемые для оценки параметров системы пассивной безопасности максимумы процессов реализуются в начальный период столкновения и для их выявления достаточно выполнить исследования динамики состава только на начальной фазе, когда существенные инерционные нагрузки возникли только на первых единицах в голове подвижного состава.

По мере затухания продольных колебаний параметры движения вагонов состава устанавливаются в соответствии со значениями, полученными по упрощенной методике, использующей второй способ учета массы состава (как суммы масс всех единиц состава). Для подтверждения данного положения выполнены исследования продольной динамики поезда на интервале времени до 250 мс с увеличенным до 2,0 мс шагом интегрирования. Графики изменения по времени продольной перегрузки и скорости вагонов представлены на рисунке 2.30. Охватывая более длительный интервал времени интегрирования по сравнению с предыдущими расчетами эти графики менее подробно отражают поведение вагонов в начальные моменты соударения, когда параметры движения интенсивно меняются с высокой частотой. В последующие моменты (после затухания высокочастотных составляющих) выбранный шаг интегрирования позволяет с приемлемой точностью получить параметры движения состава. Приведенные данные свидетельствуют о том, что наибольшие перегрузки имеют место на головной единице и только в начальной фазе соударения.



а) – изменение перегрузки; б) – изменение скорости

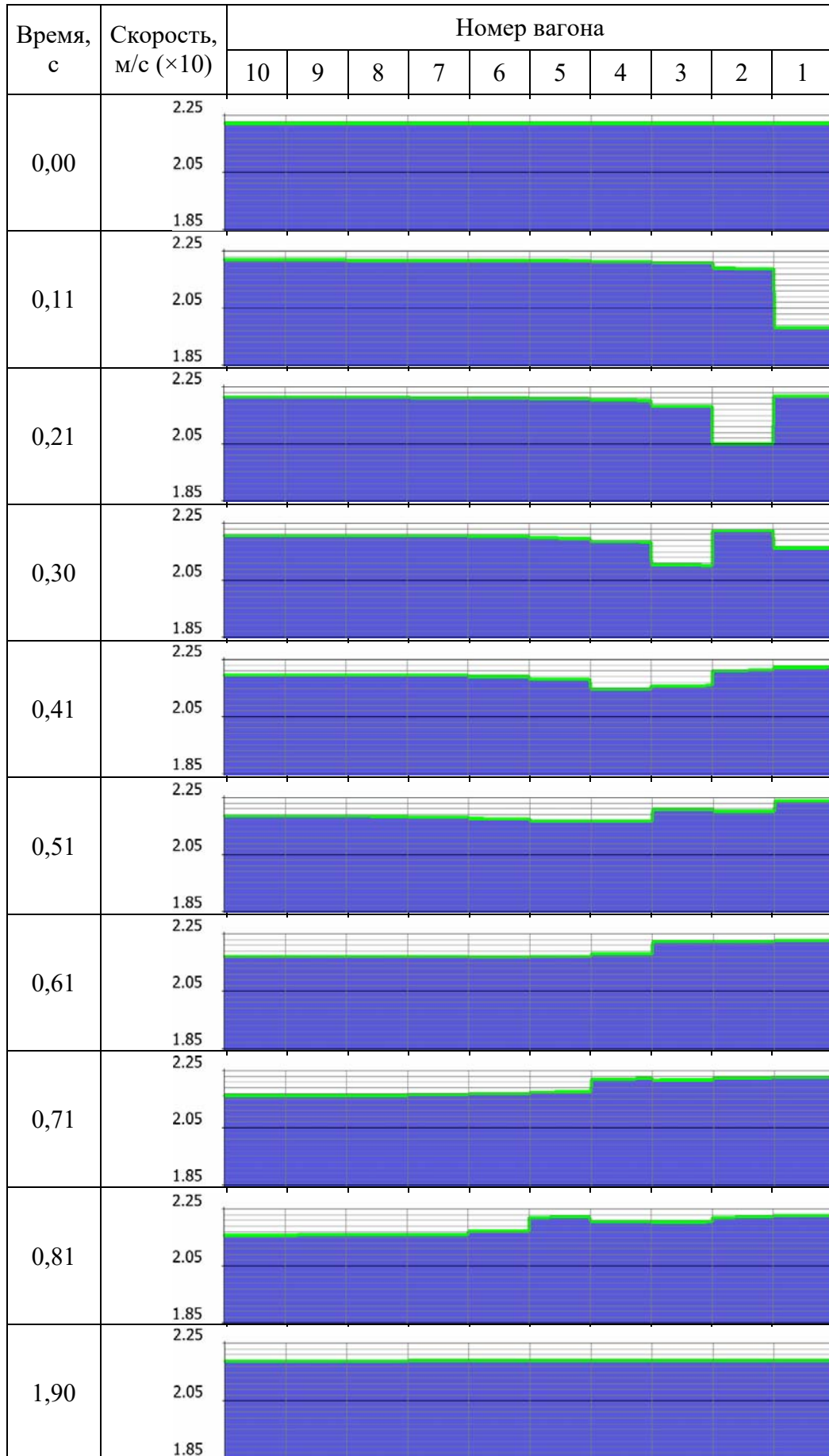
Рисунок 2.30 – Изменение продольной перегрузки и скорости вагонов состава на интервале времени 2,5 с

Распространение вдоль состава волны изменения продольной скорости вагонов после столкновения поезда с препятствием показано в таблице 2.1, где приведены эпюры скорости каждого из 10-ти вагонов в характерные (соответствующие максимальному снижению скорости отдельных вагонов) последовательные моменты времени. Из представленных эпюр видна одновременность реагирования вагонов на ударное воздействие и последовательность включения их в динамический процесс. В начальной фазе процесса столкновения (с момента 0,00 с соприкосновения УПЭ с препятствием и до момента 0,11 с когда скорость головной единицы и препятствия уравнивается) нагруженными оказываются только два вагона в голове состава, остальные вагоны удар воспринимают позже. По истечении примерно 2,00 с от начала столкновения продольная скорость всех вагонов уравнивается и составляет приблизительно 21,9 м/с, что на 0,30 м/с меньше скорости состава до столкновения (22,2 м/с).

Линеаризация уравнений динамического равновесия позволяет оценить частоты и формы свободных продольных колебаний состава. На рисунке 2.31 представлены первые три формы колебаний, соответствующие частотам 0,497 Гц, 0,988 Гц и 1,458 Гц, то есть приблизительно 0,5 Гц, 1,0 Гц и 1,5 Гц. По оси ординат положение горизонтальных участков соответствует амплитуде перемещений отдельных вагонов, практически как твердых тел, отвечающей отображаемой форме колебаний состава, а длина вертикальных – амплитуде деформаций поглощающих аппаратов сцепных устройств. При расчетах частот и форм свободных колебаний состава масса препятствия не учитывается.

Частоты свободных колебаний нелинейной системы, какой является разработанная модель состава, зависят от амплитуды колебаний, а также способа линеаризации уравнений динамического равновесия. В данном случае принято допущение о максимально возможной амплитуде продольных колебаний состава, допускаемых конструкцией поглощающих аппаратов Р-5П.

Таблица 2.1 – Изменение скорости вагонов после столкновения состава с препятствием



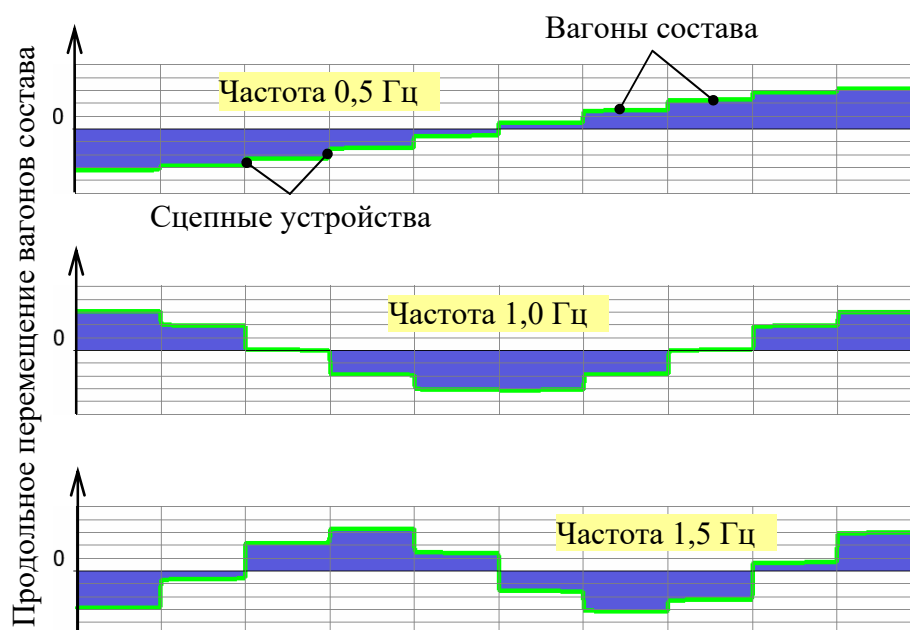


Рисунок 2.31 – Первые три формы свободных продольных колебаний состава электропоезда ЭД4М-0500 из десяти вагонов

Аналогичные результаты получены в исследованиях продольной динамики при соударении с препятствием электропоездов ЭД4МКМАэро ОАО "ДМЗ", ЭТ-2М ОАО "ТорВЗ" [38].

Разработанная методика расчета продольных колебаний поезда позволяет моделировать динамические процессы в составе, оценивать скорости, ускорения его единиц, внутренние силы в межвагонных нелинейных связях. Методика использована в уточненных расчетах продольной динамики поезда при столкновении с препятствием. Возможен учет реальных диаграмм деформирования устройств поглощения энергии, замеренных экспериментально при разрушающих испытаниях. Уточняются могут жесткостные характеристики межвагонных связей для других типов межвагонных соединений. Методика позволяет анализировать параметры динамических процессов в составе с разрушаемыми устройствами поглощения энергии, размещенными между вагонами. Упругие характеристики поглощающих аппаратов сцепных устройств и буферов, а также жесткость кузовов единиц подвижного состава могут быть смоделированы с высокой точностью. При необходимости в динамической модели могут быть отражены особенности нагружения состава в режимах тяги,

разгона, торможения, учтены условия движения по пути с уклонами и неровностями.

Устройство поглощения энергии относится к устройствам постоянной готовности, поэтому расчеты его должны выполняться не только по условиям пассивной безопасности, но также прочности и ресурса с учетом интенсивности воздействия переменных перегрузок в поездных условиях [60, 61, 68, 69].

Выводы по разделу 2

1 Разработаны методики расчетной оценки проектных параметров энергопоглощающих устройств конструкционной защиты (системы пассивной безопасности) локомотива.

2 Разработаны модели, позволяющие выполнять расчетные исследования нагруженности кузова локомотива в составе поезда, оборудованного системой конструкционной защиты, при его столкновении с препятствием. Приведены примеры расчетов столкновения с препятствием отдельных головных единиц и в составе поезда.

3 Установлено, что максимум нагруженности кузова головного вагона (локомотива) от действия продольной сжимающей силы удара имеет место только в начальной фазе столкновения: с момента касания с препятствием до момента уравнивания продольных скоростей движения локомотива и препятствия с определением длительности фаз процесса.

4 По результатам выполненных исследований предложены защищенные патентами РФ конструкции узлов локомотива («Кузов локомотива» [97], «Модуль для гашения энергии при соударении транспортных средств» [99]), направленные на повышение его ударостойкости и безопасности.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КАБИНЫ МАШИНИСТА

Для защиты машинистов подоконная часть кабины локомотива оборудуется энергопоглощающей зоной с контролируемой деформацией, причем между этой зоной и пультом управления устанавливается противоударная антипенетрационная стенка, предохраняющая внутреннее пространство кабины от проникновения в него обломков препятствия в виде стержней, балок и других колющих предметов. За креслом машиниста оборудуется пространство выживания размером не менее 0,75 м вглубь кабины, по периметру которого устанавливается жесткий контур, устойчивый к возникновению в нем значительных пластических деформаций. Дополнительные элементы каркаса (специальные жесткие балки), расположенные вокруг проемов входных дверей, сдерживают распространение пластических деформаций в дверные проемы, обеспечивая возможность открывания дверей и входа-выхода после столкновения даже в случае тяжелой аварии.

Проблема проектирования удароустойчивых локомотивов заключается в нахождении рационального соотношения между достигаемыми техническими показателями конструкции и экономической целесообразностью применения тех или иных проектных решений. При этом технические показатели конструкционной защиты, основные из которых – величина продольной нагрузки, глубина деформации, энергопоглощающая способность и др., сами по себе являются результатом определенного компромисса. Так с уменьшением допускаемой глубины деформации для получения необходимого энергопоглощения требуется обеспечить более высокий уровень средней нагрузки, что ведет к увеличению перегрузки и силовых воздействий на узлы крепления тяжелого оборудования. Проектирование удароустойчивых и, следовательно, более безопасных локомотивов сегодня затрудняется не только отсутствием развитой нормативной базы, но и тем, что использование в

конструкции дополнительных энергопоглощающих устройств сопряжено с ломкой сложившихся подходов и методов решения задач проектирования. Уровень развития технологий виртуального моделирования уже позволяет с приемлемой точностью прогнозировать последствия аварийных столкновений и выполнять сравнительную оценку стойкости конструкций к повреждениям.

Моделирование процесса столкновения с препятствием и расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) кузова и кабины машиниста могут выполняться различными по точности методами. При выборе метода рекомендуется исходить из условий столкновения, среди которых одним из определяющих представляется начальная скорость сближения соударяемых объектов. При относительно небольшой начальной скорости сближения приемлемая точность расчетов обеспечивается применением упрощенных подходов, не требующих значительных вычислительных затрат. С увеличением начальной скорости, напротив, для получения адекватных моделей требуется учитывать влияние дополнительных факторов, таких как волновой характер распространения деформаций, зависимость предела текучести стальных материалов от скорости деформации и других условий нагружения.

3.1 Упрощенная методика расчета нагруженности кабины

На ранних стадиях проектирования расчеты НДС каркаса кабины и ударозащитных устройств пассивной безопасности рекомендуется выполнять в упругопластической постановке. По результатам таких расчетов удается выяснить: стойкость конструкции кабины к воздействию внешней ударной нагрузки (ударной продольной силы); максимальное перемещение подоконного пояса вглубь кабины; количество поглощаемой механической энергии удара W (3.1), эквивалентное работе распределенной по подоконной части кабины продольной силы на перемещениях точек ее приложения.

$$W = \int_0^{x_a} f(x) dx, \quad (3.1)$$

где $f(x)$ - суммарная продольная сила в функции продольного перемещения;
 x_a – усредненное продольное перемещение точек приложения силы.

Эффективность системы конструкционной защиты кабины машиниста при столкновении локомотива с препятствием предлагается оценивать по следующим критериям:

- лобовая часть кузова (кабина машиниста) должна рассчитываться на воздействие равномерно распределенной по ширине подоконной части кабины продольной нагрузки не менее 290 кН [18] без разрушения несущих элементов конструкции, пластические деформации силового каркаса при этом допускаются. Этот критерий принят в соответствии с Правилами технической эксплуатации (ПТЭ), по которым допускается 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 [101];

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

- на пластических деформациях силового каркаса должно обеспечиваться поглощение механической энергии в количестве не менее 35 кДж. К моменту достижения энергопоглощения в указанном количестве скорости локомотива и препятствия обычно уравниваются, после чего дальнейший рост внешней ударной нагрузки и смещение подоконной части кабины прекращаются.

Перечисленные выше условия сохраняются и для случаев столкновения на скорости более 20 км/ч. При этом лобовая часть головной единицы в соответствии с требованиями обеспечения пассивной безопасности должна оборудоваться специальными крэш-элементами [20, 107]

В соответствии с перечисленными критериями общая задача оценки эффективности конструкционной защиты складывается из нескольких подзадач, которые могут решаться по отдельности путем последовательных расчетов или совместно в процессе одного расчета:

- расчет НДС внешней лобовой части каркаса кабины с целью определения силы ее смятия и поглощаемой при этом механической энергии;
- расчет НДС противоударной стенки с целью оценки ее продольного перемещения вглубь кабины под воздействием силы 290 кН (не менее);
- расчет НДС ударозащитного устройства с целью выбора формы сминаемых элементов, при которой достигается наибольшее поглощение механической энергии удара.

Расчет нагруженности конструкции кабины при столкновении с препятствием в общем случае представляется сложной физически и геометрически нелинейной динамической задачей, в связи с этим для упрощения расчетов принимаются некоторые допущения:

- нарастание ударной нагрузки во времени моделируется ступенчатым приложением распределенной статической силы;
- повышение предела текучести материала за счет увеличения скорости деформации не учитывается;
- материал за пределом текучести считается идеально пластичным, не подверженным упрочнению (рисунок 3.1).

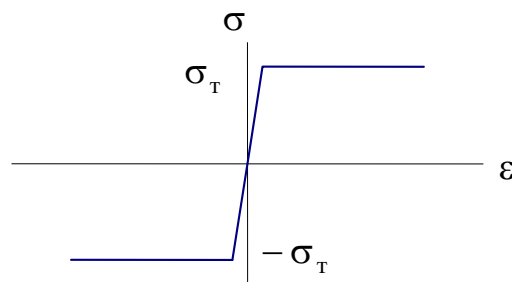


Рисунок 3.1 – Диаграмма $\sigma(\epsilon)$ идеального упругопластического материала

Представленная методика с 2003 г внедрена в Лаборатории прочностных расчетов ВНИКТИ в практику моделирования и оценки нагруженности кабин машиниста и апробирована на расчетах ударостойкости и пассивной безопасности кабин при модернизации электровозов серии ЧС2К и ВЛ10К [106, 111, 112], разработке электровоза 2ЭС6К [98], дизельных тепловозов 2ТЭ25К(А) [57], газопоршневого тепловоза ТЭМ19, газотурбовозов ГТ1 и ГТ1h и других локомотивов. [55-56]

3.1.1 Расчет кабины машиниста электровоза 2ЭС6К

Моделирование и расчеты НДС кабины машиниста электровоза 2ЭС6К (рисунок 3.2 [135]) выполнялись с целью доработки конструкции на соответствие следующим требованиям (критериям оценки) пассивной безопасности:



Рисунок 3.2 – Внешний вид кабины машиниста электровоза 2ЭС6-001

- продольная сила на подоконную часть кабины 290 кН;
- перемещение противоударной стенки, не более 200 мм;
- количество поглощаемой энергии, не менее 35 кДж.

Материал каркаса - сталь Ст3 ГОСТ 380-2005 [19]: модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$; предел текучести $\sigma_T = 245$ МПа.

Ввиду симметрии несущего каркаса кабины (рисунок 3.3) и его граничных условий относительно продольной вертикальной плоскости, при моделировании рассматривалась плоскосимметричная половина конструкции. Пространственная КЭ модель каркаса строилась из четырех- и трехузловых оболочечных элементов в препроцессоре MSC.Patran.

В результате сравнительного анализа НДС исходного и доработанных вариантов конструкции по принятым требованиям пассивной безопасности для дальнейшей проработки был выбран вариант с усиленными упорной балкой и

стойками противоударной стенки в зонах их приварки к главной раме. КЭ модель выбранного варианта представлена на рисунке 3.4.

Расчеты НДС элементов конструкционной защиты кабины выполнялись как отдельные подзадачи при следующих граничных условиях:

- по нижнему горизонтальному поясу каркас, согласно конструкторской документации, приваривается к главной раме, в местах приварки перемещения узлов модели по всем направлениям запрещены;

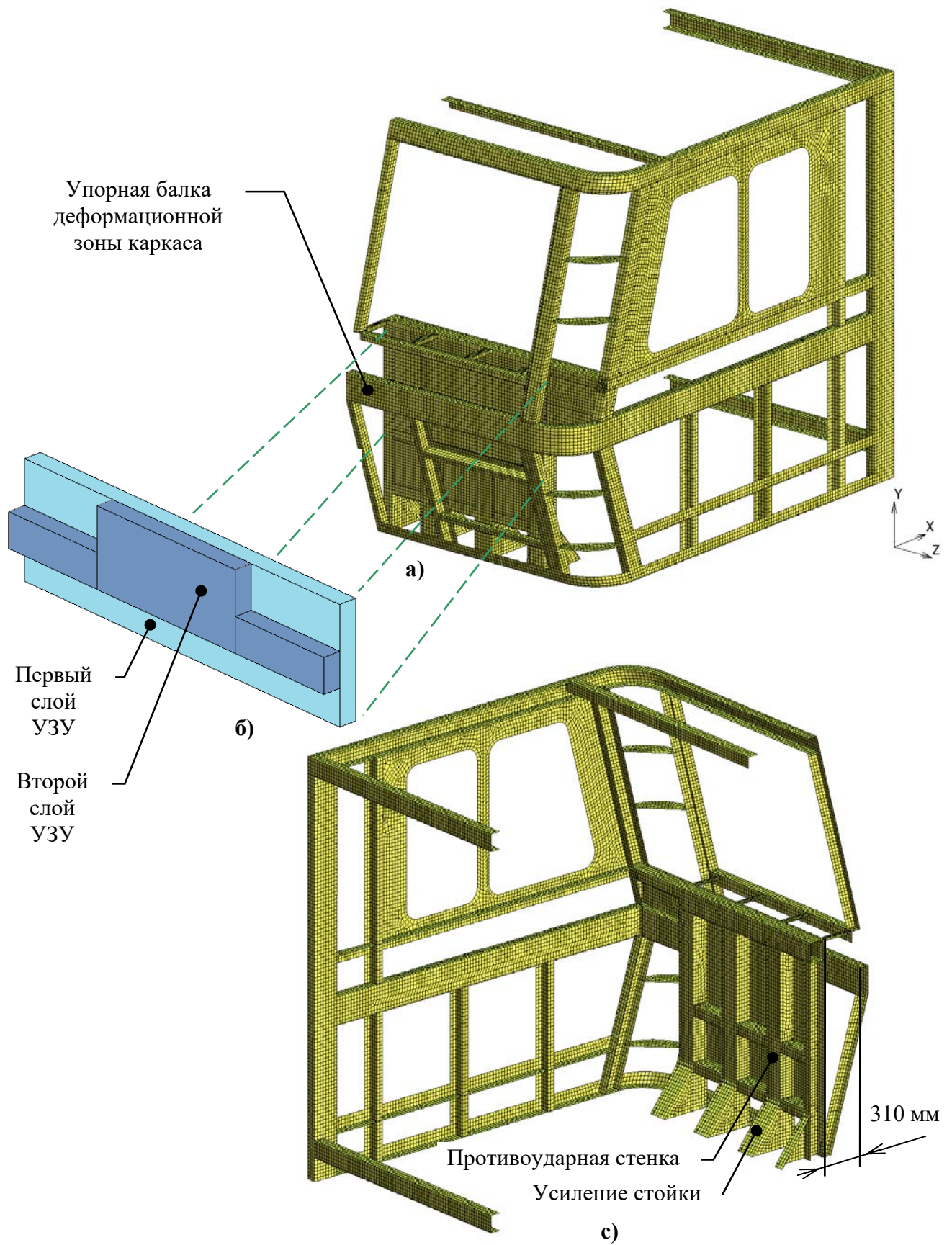
- по заднему вертикальному поясу каркас соединяется с кузовом, в местах соединения продольные перемещения узлов модели запрещены;

- в плоскости симметрии узлы модели закреплены по условиям симметрии.

- в начальный период соударения кабины с препятствием продольная сила воспринимается ее лобовой частью, преимущественно упорной балкой деформационной зоны каркаса. В этом случае продольная сила распределяется по выступающим вперед элементам подоконного пояса. Граничные условия начального периода представлены расчетной схемой 1 (рисунок 3.5а);

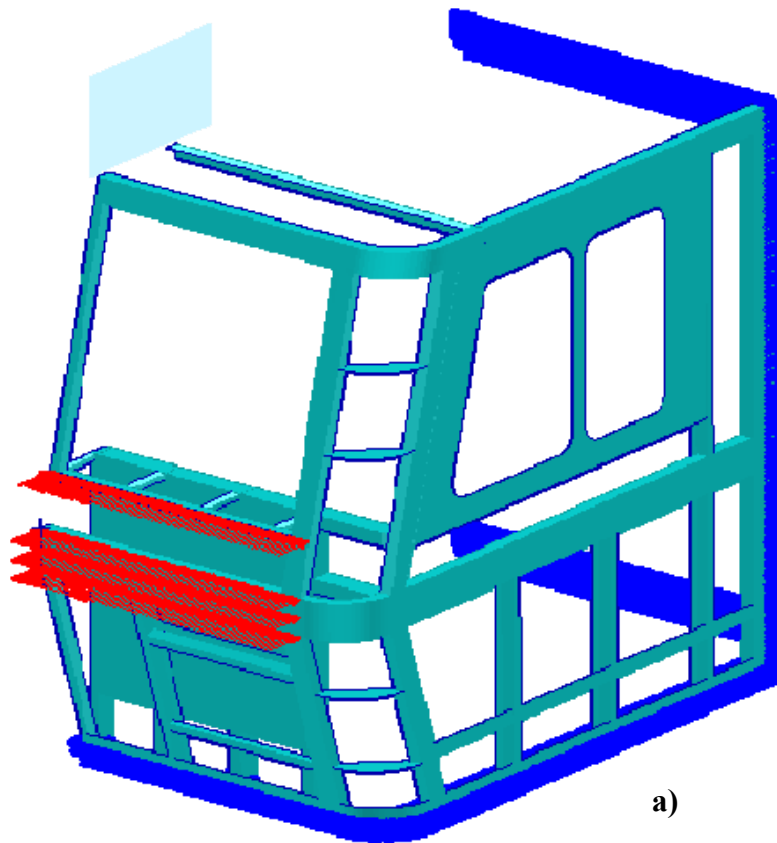
- в конечный период соударения, то есть после смятия деформационной зоны, ударная нагрузка через УЗУ передается на противоударную стенку, находящуюся на расстоянии 310 мм от внутреннего контура упорной балки. Продольная сила при этом распределяется по противоударной стенке. Граничные условия конечного периода представлены расчетной схемой 2 (рисунок 3.5б);

Между начальным и конечным периодом происходит смятие двухслойного УЗУ кабины (рисунки 3.3 и 3.4б). Моделирование и расчеты НДС ударозащитных устройств, в том числе УЗУ кабины электровоза 2ЭС6К, а также выбор профилей сминаемых элементов представлены в разделе 4.






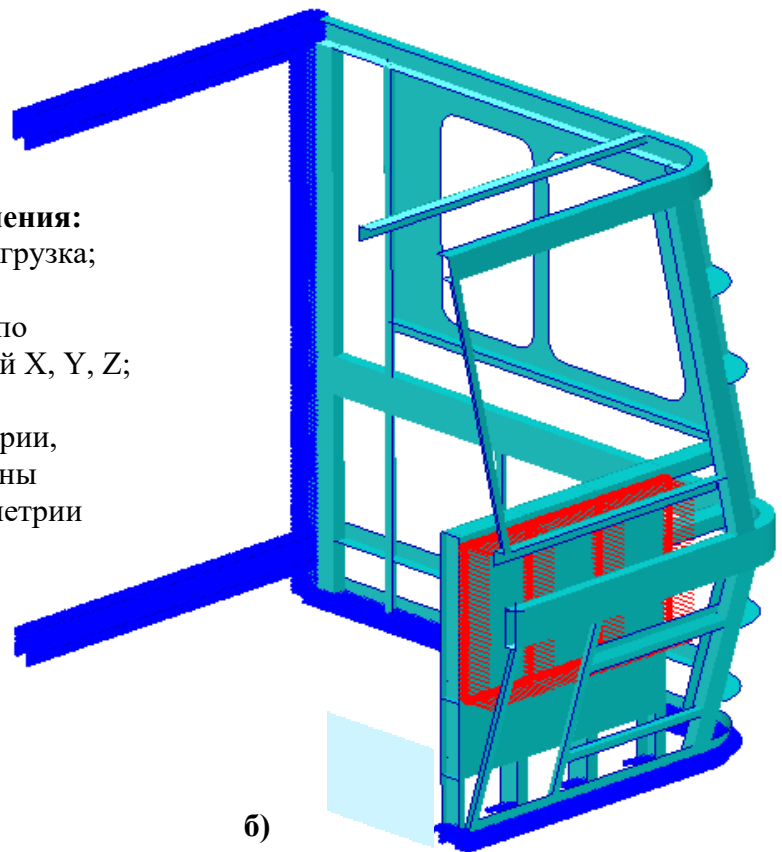
а) – каркас, вид снаружи; б) – макет УЗУ; в) – каркас, вид изнутри

Рисунок 3.4 – КЭ модель каркаса кабины электровоза 2ЭС6К



а)

- Условные обозначения:**
-  – распределенная нагрузка;
 -  – узлы закреплены по направлениям осей X, Y, Z;
 -  – плоскость симметрии, КЭ узлы закреплены по условиям симметрии



б)

а) – расчетная схема 1; б) – расчетная схема 2

Рисунок 3.5 – Граничные условия для расчета НДС каркаса кабины

Расчеты исходного варианта конструкции показали, что в начальный период соударения упорная балка деформационной зоны при силе 83 кН смещается на 310 мм и входит в контакт с противоударной стенкой.

В конечный период противоударная стенка при силе 185 кН смещается внутрь кабины на 232 мм, то есть более чем на 200 мм при силе менее 190 кН, что не отвечает принятым критериям эффективности конструкционной защиты.

После доработки конструкции, направленной на увеличение продольной жесткости упорной балки и противоударной стенки каркаса, в начальный период соударения (расчетная схема 1) глубина смятия деформационной зоны составила 264 мм, поглощаемая энергия – 15,8 кДж. При нагрузке 290 кН максимальное перемещение противоударной стенки кабины (расчетная схема 2) составляет 11 мм, поглощаемая энергия – 1,6 кДж. При полном смятии двух слоев ударозащитного устройства поглощается 26,2 кДж энергии. Результаты расчетов представлены на рисунках 3.6, 3.7 и в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Эффективность вариантов исполнения конструкционной защиты

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

Согласно данным таблицы 3.1 кабина с двухслойным ударозащитным устройством наилучшим образом удовлетворяет принятым критериям оценки эффективности конструкционной защиты.

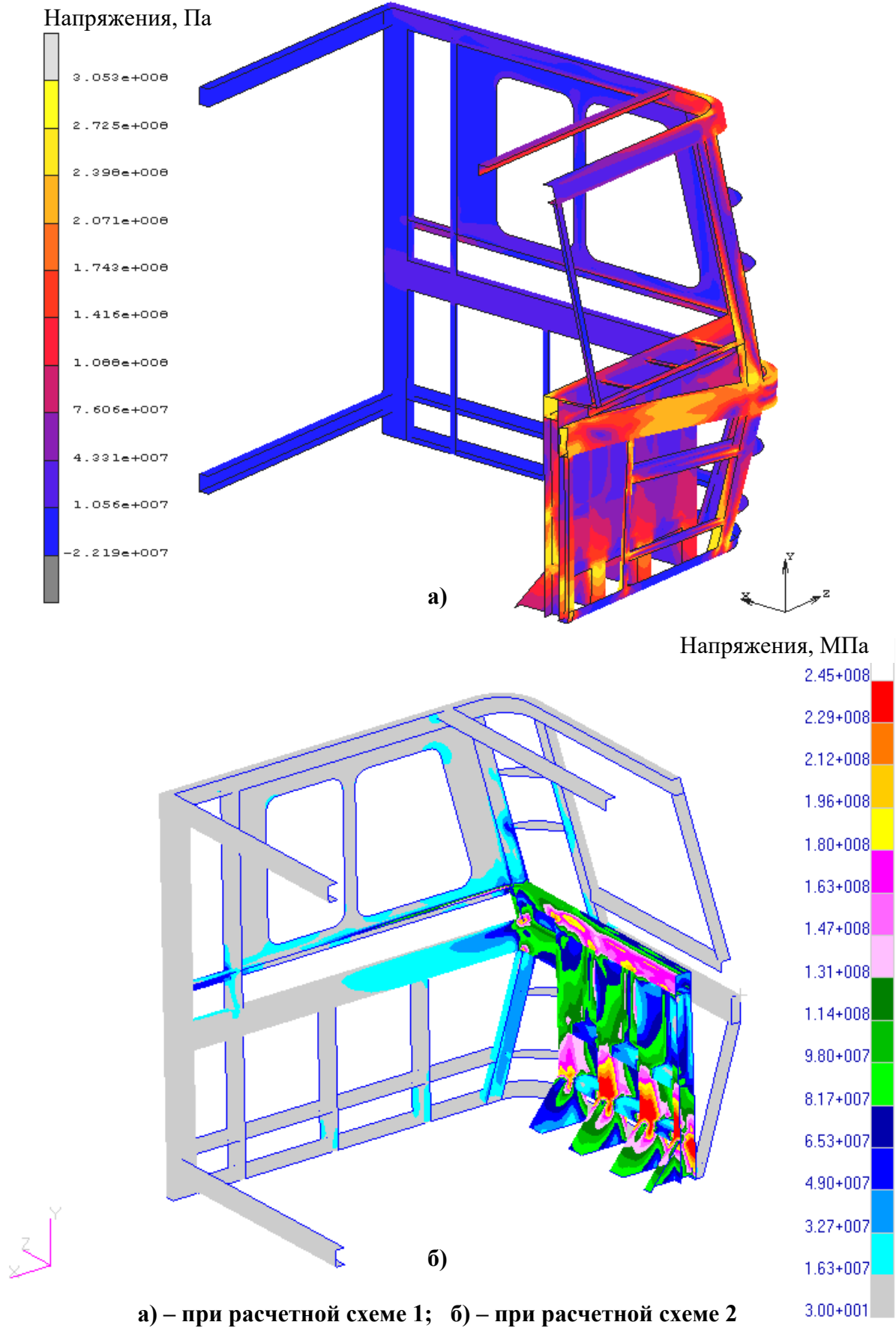


Рисунок 3.6 – Распределение эквивалентных напряжений в элементах доработанной конструкции каркаса кабины

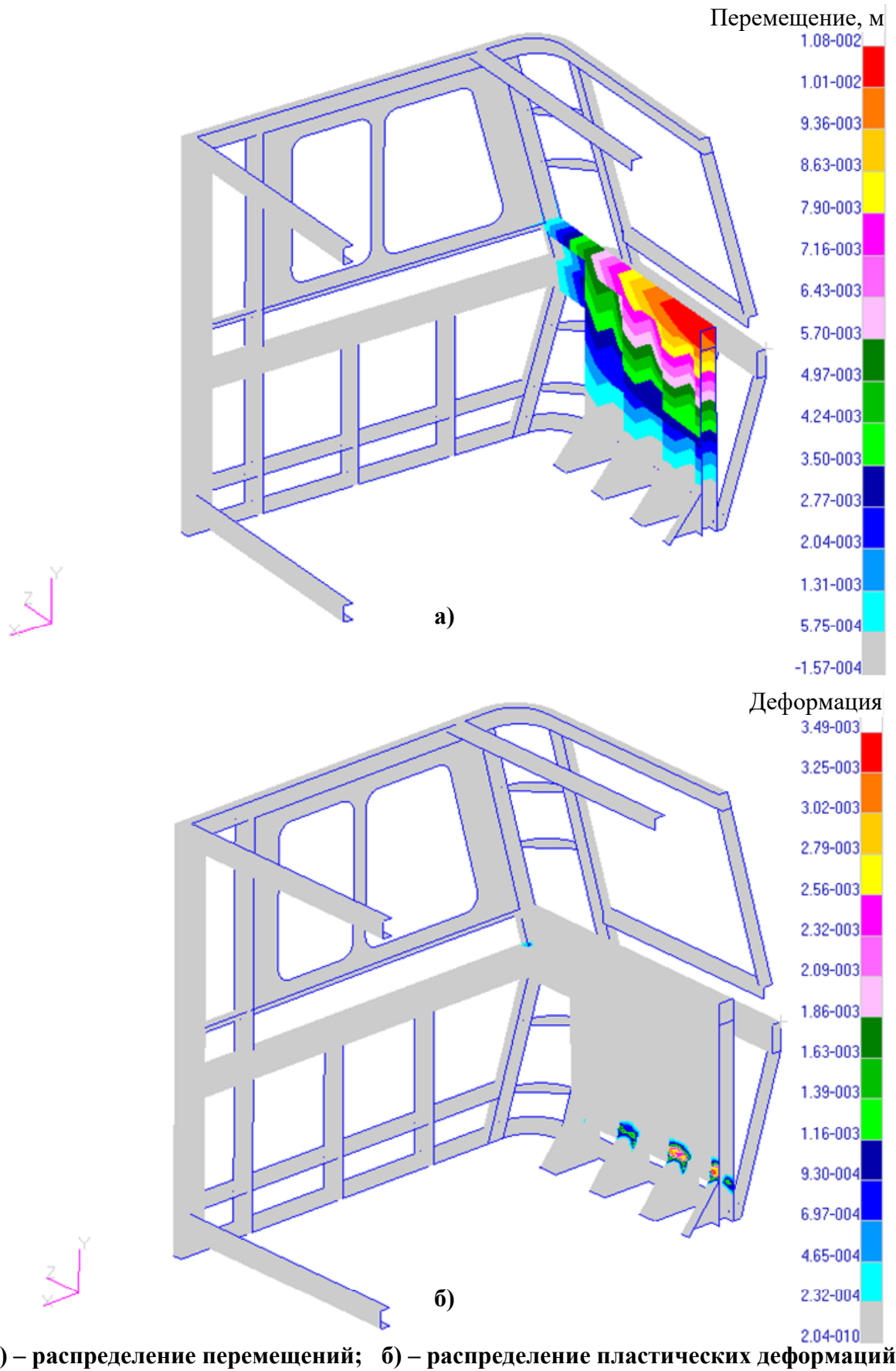


Рисунок 3.7 – Деформированное состояние доработанной конструкции противоударной стенки под нагрузкой 290 кН при расчетной схеме 2

Представленные результаты расчетов подтверждают, что доработанный вариант конструкции кабины с двухслойным УЗУ при нагрузке 290 кН по показателям энергопоглощения и смещения противоударной стенки внутрь кабины полностью отвечает принятым требованиям пассивной безопасности.

Из рассмотренных в разделе 4 геометрических конфигураций энергопоглощающих элементов, потенциально пригодных для использования в ударозащитном устройстве, наибольшее энергопоглощение при смятии обеспечивают элементы в виде профилированного желоба. Их рекомендуется изготавливать из материала с выраженной площадкой текучести на уровне $\sigma_T = 180$ МПа (отожженная сталь 09Г2С).

Конструкция кабины с двухслойным ударозащитным устройством внедрена в производство на электровозах серии 2ЭС6К.

3.1.2 Расчет кабины машиниста тепловоза 2ТЭ25К(А)

Моделирование и расчеты НДС кабины тепловоза 2ТЭ25К(А) (рисунок 3.8 [127, 128]) выполнялись с целью доработки конструкции в соответствии с требованиями пассивной безопасности, принятыми при расчете кабины электровоза 2ЭС6К (подраздел 3.1.1).



2ТЭ25К-0001 Пересвет



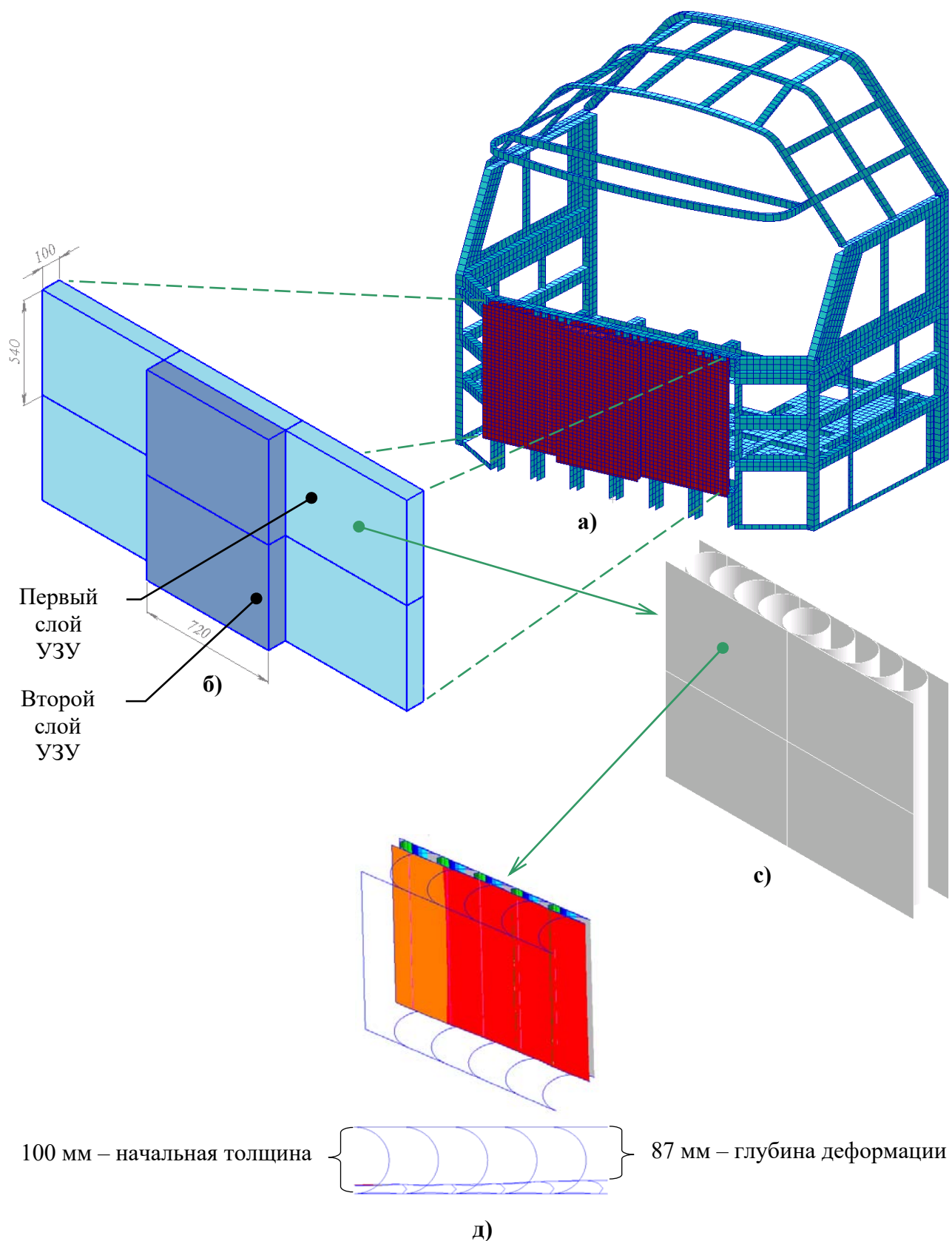
2ТЭ25А-001 Витязь

Рисунок 3.8 – Внешний вид кабины машиниста тепловоза 2ТЭ25К(А)

Трехмерная конечно-элементная модель доработанного варианта каркаса кабины тепловоза 2ТЭ25 с ударозащитным устройством и противоударной (антипенетрационной) стенкой приведена на рисунке 3.9. Материал каркаса – сталь с пределом текучести 240 МПа, материал УЗУ – термообработанная (пластичная) сталь с пределом текучести 180 МПа. Модель выполнена из четырехузловых элементов «толстая оболочка» (thick shell) с использованием препроцессоров MSC.Patran и MSC.Mentat. При расчете НДС за пределами текучести материала изменение напряжений по толщине оболочки контролировалось на пяти эквидистантных поверхностях: двух граничных, нейтральной и двух промежуточных.

Помимо оценки НДС от воздействия распределенной нагрузки 290 кН, конструкция кабины тепловоза 2ТЭ25К(А) проверялась на соударение с котлом автоцистерны массой 10 т в аварийной ситуации, представленной на рисунке 3.10. По статистическим данным ЦНИИ ТЭИ МПС [24, 42], около 90 % аварийных столкновений с препятствием на пути происходит при скоростях локомотива до 20 км/ч, а остальные – на более высоких скоростях. Проверка кабины выполнялась при двух значениях скорости соударения – 20 и 40 км/ч (5,56 и 11,1 м/с), котел автоцистерны до соударения находился в покое. Выбор формы препятствия обусловлен тем, что соударение с котлом автоцистерны по глубине деформации лобовой части локомотива (кабины машиниста) относится к наиболее тяжелому аварийному случаю.

Ввиду симметрии конструкции и граничных условий модель строилась как плоскосимметричная. Котел представлялся в виде абсолютно жесткого цилиндра диаметром 1,75 м. Его взаимодействие с УЗУ и элементами каркаса рассматривалось как контактное. Задача решалась в геометрически и физически нелинейной постановке как квазистатическая и как переходный динамический процесс, с использованием программы-решателя MSC.Marc. По количеству поглощаемой энергии и глубине деформации при скоростях соударения до 40 км/ч обе постановки показали близкие результаты.



а) – каркас кабины с УЗУ; б) – макет УЗУ, собранный из восьми панелей; с) – отдельная панель; д) – фрагмент панели под распределенной нагрузкой

Рисунок 3.9 – КЭ модель каркаса кабины тепловоза 2ТЭ25К(А)

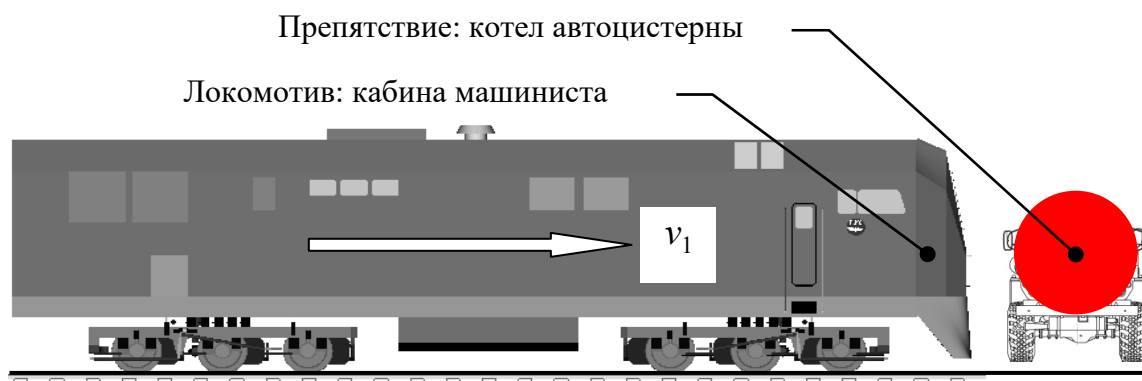


Рисунок 3.10 – Схема аварийной ситуации

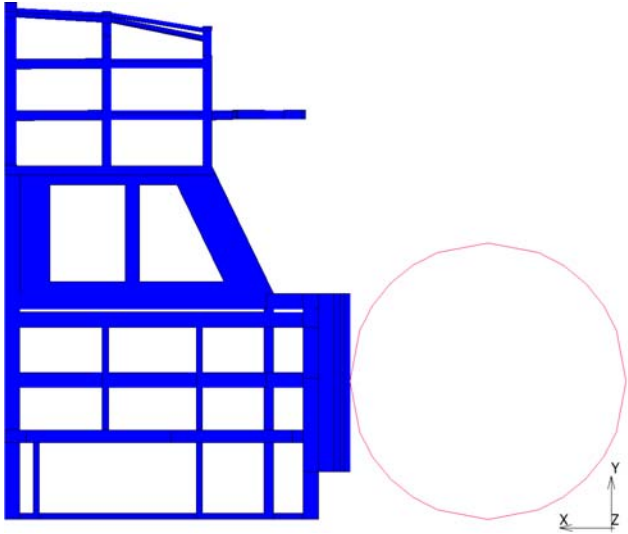
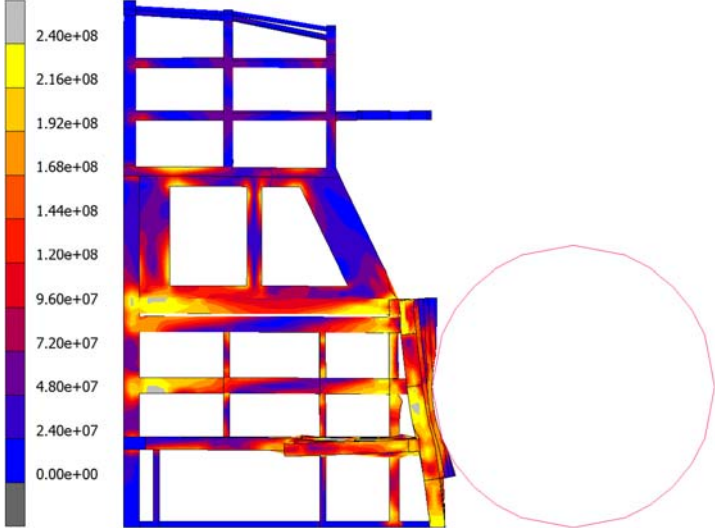
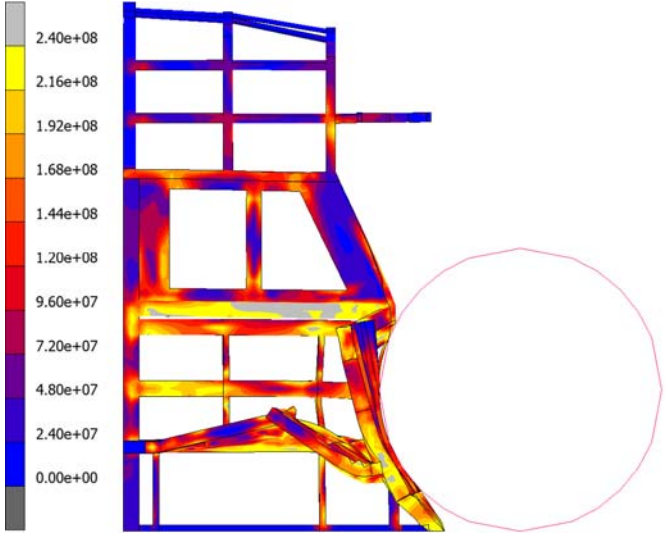
Расчеты напряженно-деформированного состояния кабины выполнялись в предположении, что вся энергия удара поглощается элементами конструкции кабины, т.е. ее ударозащитным устройством и каркасом. При этом другие устройства (автосцепка, путеочиститель) в контакт с препятствием не вступают.

Согласно соотношению (2.2) для расчета скорости при пластическом ударе механическая энергия, поглощаемая конструкцией кабины, при соударении локомотива массой 126 т с недеформируемым препятствием массой 10 т на скорости 20 км/ч составляет 132 кДж, а на скорости 40 км/ч – 530 кДж.

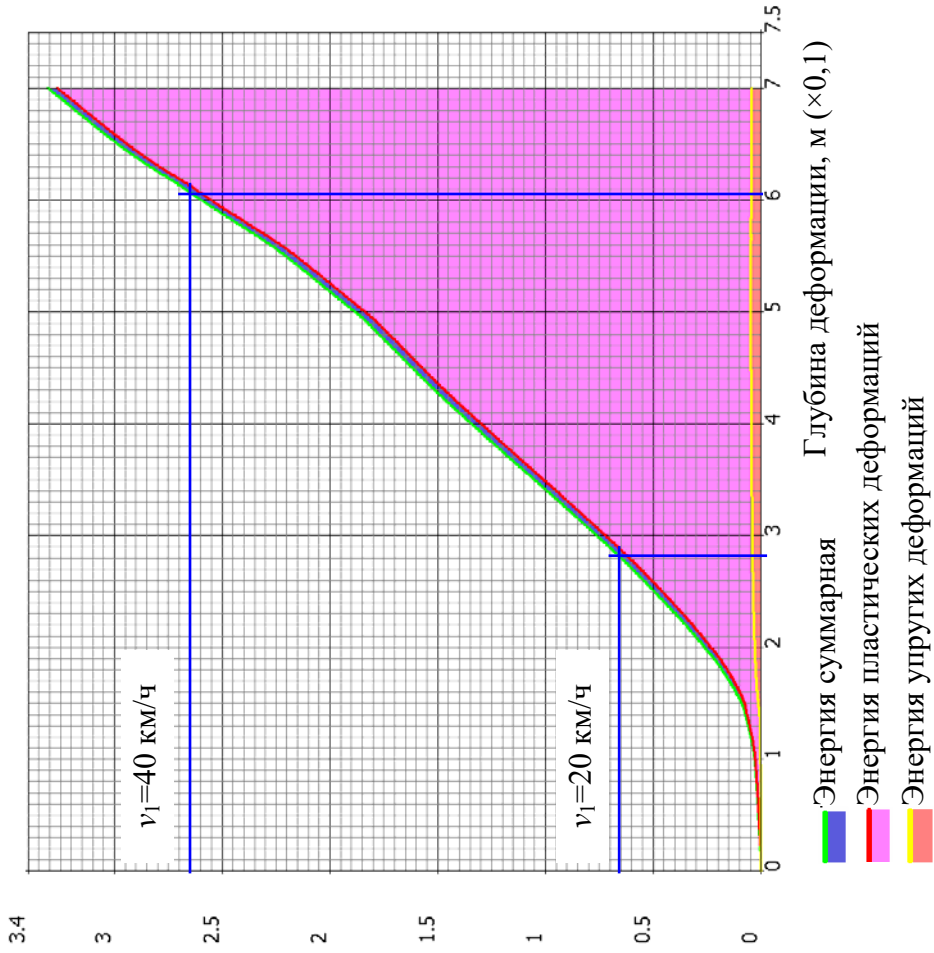
Картины напряженно-деформированного состояния каркаса при соударении на указанных скоростях представлены в таблице 3.2. Там же приведены значения продольного перемещения противоударной стенки и глубина деформации лобовой части кабины.

Полученные в процессе итерационного расчета графики поглощаемой энергии и суммарной продольной силы в зависимости от глубины деформации приведены на рисунке 3.11. Из графиков следует, что энергия упругих деформаций по сравнению с энергией пластических деформаций незначительна (не более 3,5 %), т.е. процесс столкновения действительно носит характер пластического удара. На графике величина энергии 66 кДж, поглощаемая половиной кабины, т.е. 132 кДж – всей конструкцией, соответствует глубине деформации 0,280 м (на рисунке 3.11а помечено линиями), при этом продольная сила на половину кабины (рисунок 3.11б) составляет 510 кН, т.е. на всю кабину 1,02 МН (около 102 тс).

Таблица 3.2 – НДС кабины машиниста при соударении с котлом автоцистерны

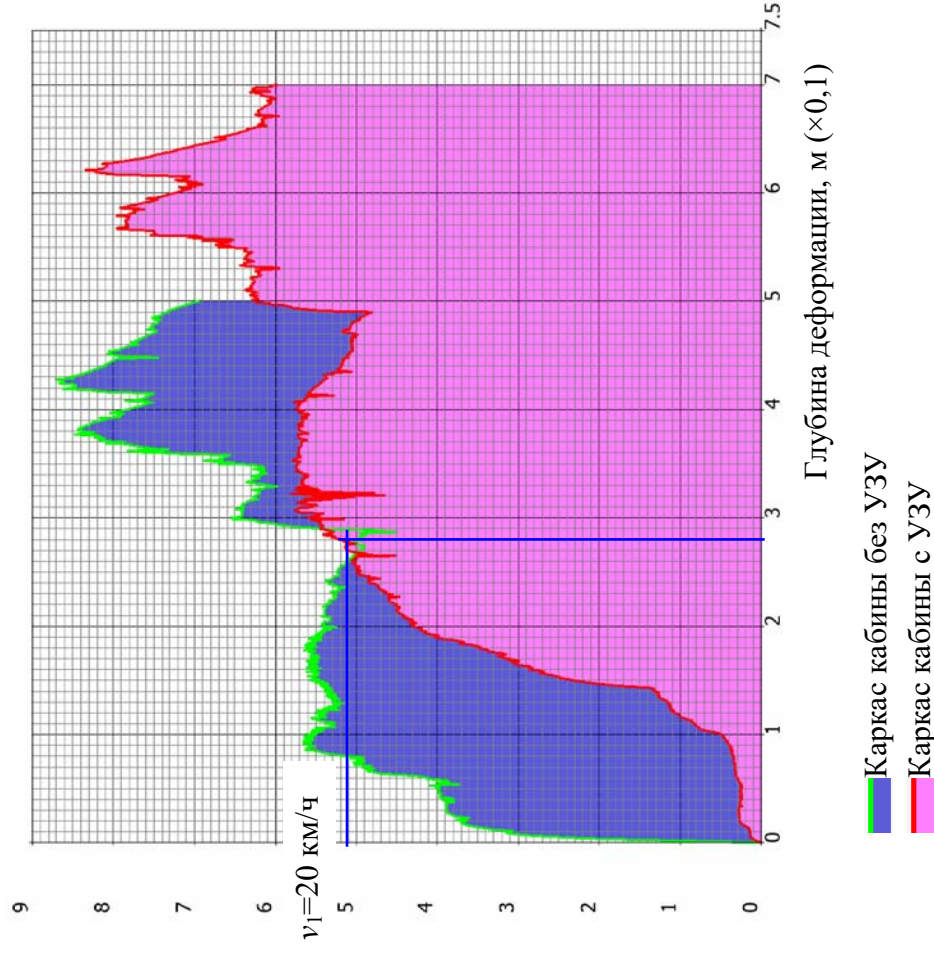
Описание ситуации	Вид сбоку на каркас кабины и котел
<p style="text-align: center;">Начальное положение КЭ модели</p>	
<p style="text-align: center;">Скорость соударения 20 км/ч:</p> <ul style="list-style-type: none"> - глубина деформации 280 мм; - перемещение стенки 190 мм; - поглощаемая энергия 132 кДж 	
<p style="text-align: center;">Скорость соударения 40 км/ч:</p> <ul style="list-style-type: none"> - глубина деформации 605 мм; - перемещение стенки 575 мм; - поглощаемая энергия 530 кДж 	

Энергия деформаций, МДж ($\times 0,1$)



а)

Продольная сила, МН ($\times 0,1$)



б)

а) – энергетические зависимости; б) – силовые зависимости

Рисунок 3.11 – Расчетные энергетические и силовые зависимости при соударении кабины с котлом автоцистерны

На рисунке 3.12 показан график перемещения противоударной стенки УЗУ в зависимости от глубины деформации, из которого следует, что при глубине деформации 0,280 м перемещение стенки составляет 0,190 м, т.е. не превышает величины 0,200 м, принятой по условиям пассивной безопасности.

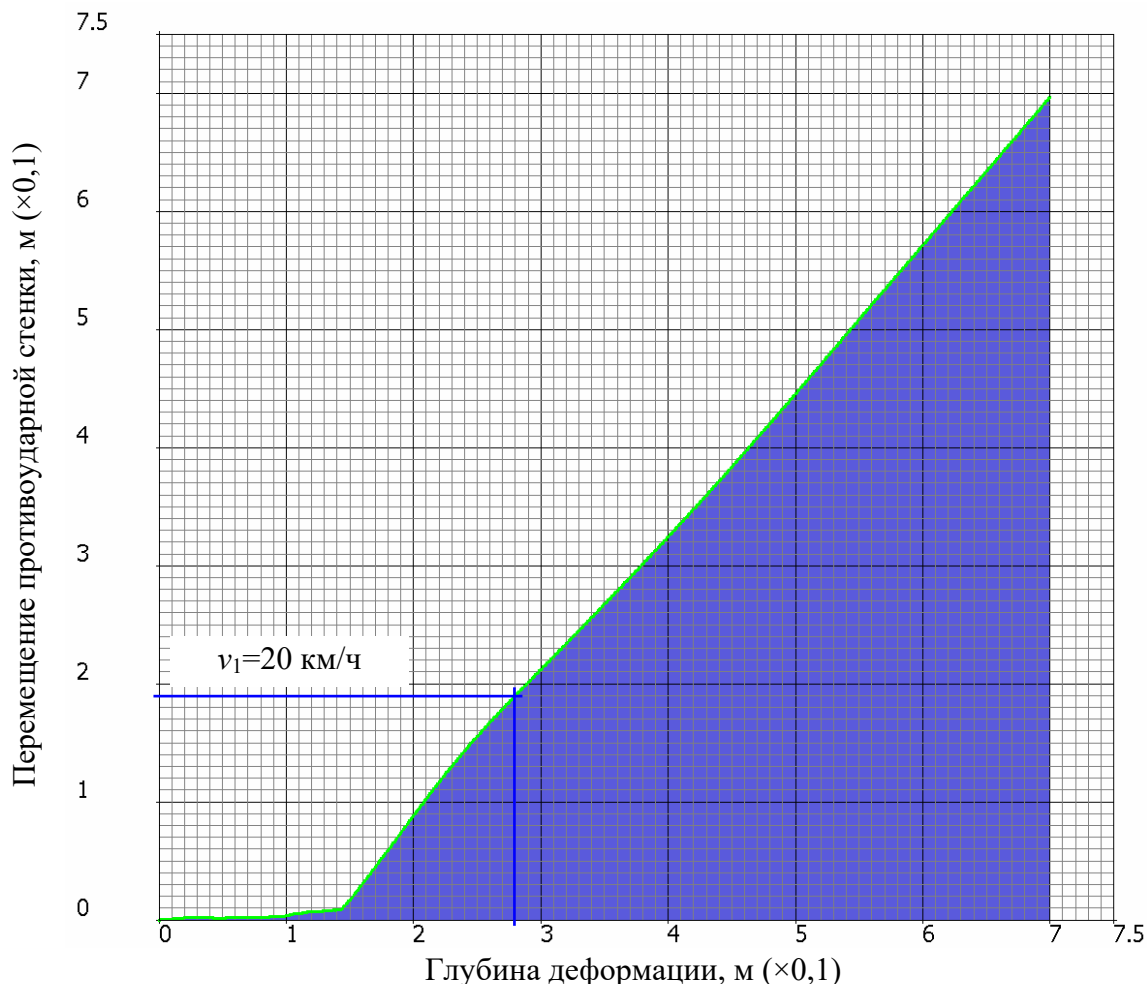


Рисунок 3.12 – Перемещение противоударной стенки УЗУ в зависимости от глубины деформации

Из графиков, приведенных на рисунке 3.11б, видно, что при отсутствии ударозащитного устройства нарастание продольной нагрузки на лобовую часть кабины происходит более резко. При этом значению поглощаемой энергии 132 кДж соответствует глубина деформации 0,160 м. При такой глубине деформации продольная сила на лобовую часть кабины достигает 1,12 МН (рисунок 3.11б), что примерно на 10 тс больше, чем при наличии УЗУ.

На рисунке 3.13 показано напряженно-деформированное состояние каркаса кабины, оборудованного УЗУ, при соударении с котлом автоцистерны на скорости 40 км/ч.

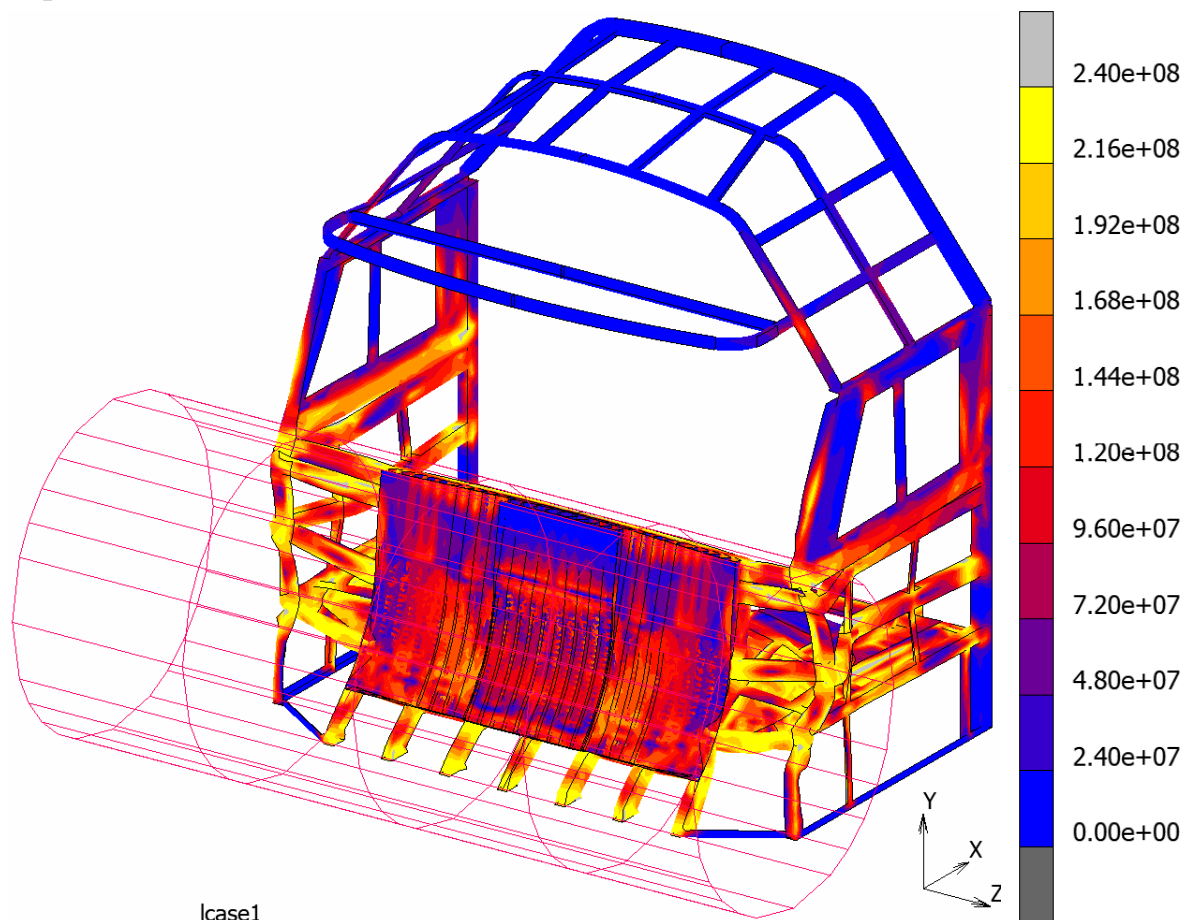


Рисунок 3.13 – НДС элементов конструкции кабины при соударении на скорости 40 км/ч автоцистерны

Таким образом, полученные расчетные данные показывают, что кабина машиниста тепловоза 2ТЭ25К(А) на скорости соударения с препятствием до 20 км/ч по перемещению противоударной стенки 0,190 м (не более 0,200 м), величине продольной силы 1,02 МН (не менее 290 кН) и количеству поглощаемой энергии 132 кДж (не менее 35 кДж) полностью отвечает принятым требованиям пассивной безопасности, что подтверждает эффективность ее конструкционной защиты.

3.3 Уточненная методика оценки эффективности конструкционной защиты кабины машиниста

Уточненная методика выполнения расчетных исследований НДС элементов конструкции каркаса кабины машиниста при статических и динамических (ударных) нагрузках на лобовую часть локомотива предусматривает:

- построение с использованием пакета прикладных программ (ППП) для автоматизированного проектирования трехмерной геометрической модели с необходимым уровнем детализации конструкции;

- импортирование геометрической модели в ППП для решения методом конечных элементов нелинейных задач механики деформируемого твердого тела;

- построение конечно-элементной модели с заданием граничных и начальных условий нагружения;

- решение динамической задачи упругопластического контактного взаимодействия кузова с препятствием;

- сравнительный анализ полученных результатов и оценка ударостойкости конструкции по условиям пассивной безопасности.

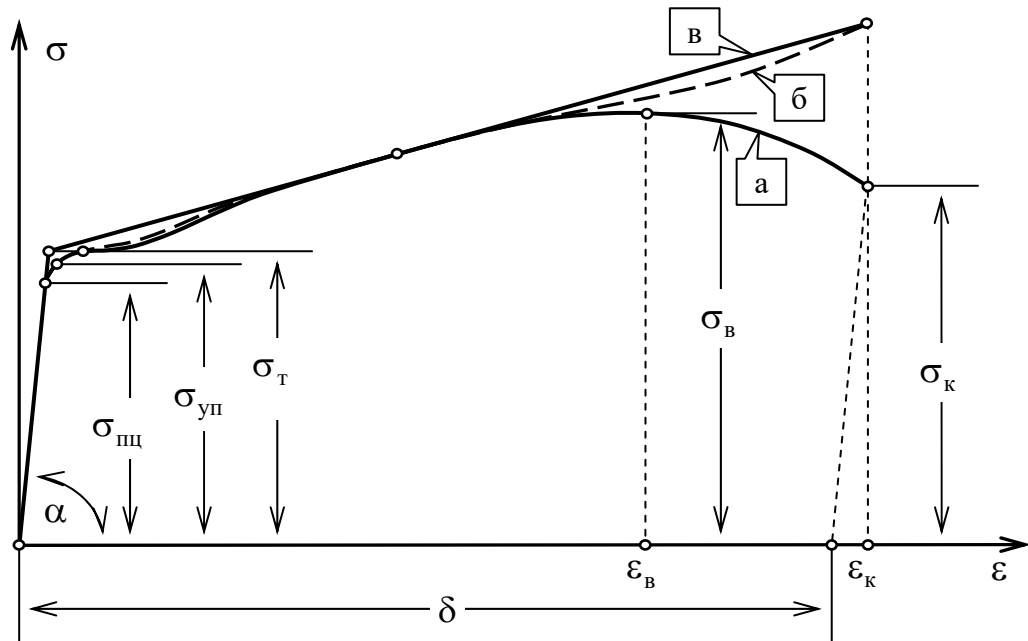
Расчет НДС стальной конструкции кабины машиниста при сверхнормативных нагружениях выполняется на основе законов теории пластичности с учетом нелинейных соотношений между деформациями и перемещениями (геометрическая нелинейность), между напряжениями и деформациями (физическая нелинейность), а также нелинейной зависимости предела текучести конструкционных сталей от скорости их деформации, нестационарного контактного взаимодействия между препятствием на пути движения локомотива и сминаемыми зонами конструкции кабины.

В общем случае НДС стальной конструкции кабины машиниста при ударном нагружении описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений вида

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{D}(\boldsymbol{\sigma}, \mathbf{U}) = \mathbf{Q} \quad (3.2)$$

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 \mathbf{U} ; \mathbf{Q} – вектор эквивалентных узловых нагрузок, вызванных контактным взаимодействием соударяющихся тел.

Начало появления пластических деформаций в расчетной модели определяется по критерию Мизеса. Для описания упругопластического поведения материала (стали) использована инкрементальная модель пластичности, основанная на билинейном представлении истинной диаграммы растяжения (рисунок 314.) с учетом кинематического упрочнения.



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

а – условная диаграмма; б – истинная диаграмма; в – билинейная аппроксимация

Рисунок 3. 14– Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

Первая ветвь билинейной аппроксимирующей диаграммы вплоть до предела пропорциональности повторяет условную диаграмму растяжения и

продлевается до точки перелома, точка перелома при этом соответствует динамическому пределу текучести, который зависит от скорости деформации, а конечная точка второй ветви соответствует истинному напряжению разрушения конструкционной стали (обычно это стали марок Ст3, 09Г2). В соответствии с гипотезой о неизменности объема при пластическом деформировании материала, истинные напряжение и относительное удлинение определяются соотношениями

$$s = \frac{F}{A} = \sigma \cdot (1 + \varepsilon); \quad e = \int_{l_0}^{l_0 + \Delta l} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} = \ln(1 + \varepsilon); \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}, \quad (3.3)$$

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.

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

$$s = s_d + E_p e_p; \quad e_p = \int de_p; \quad de_p = de - de_y; \quad (3.4)$$

$$E_p = \frac{E \cdot E_T}{E - E_T}; \quad E_T = \frac{E_h \cdot E}{E_h - E}; \quad E_h = \frac{s_B - s_T}{e_B - s_T/E}; \quad (3.5)$$

$$e_B = \ln(1 + \varepsilon_B); \quad s_T \approx \sigma_T; \quad s_B = \sigma_B \cdot (1 + \varepsilon_B), \quad (3.6)$$

где s_d – истинный динамический предел текучести, который определяется с учетом 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

$$s_d = s_T \left(1 + (\dot{\varepsilon}/c)^{1/p} \right) = k \cdot s_T; \quad k = 1 + (\dot{\varepsilon}/c)^{1/p}, \quad (3.7)$$

где c и p – коэффициенты упрочнения стали; $\dot{\varepsilon}$ – 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, этот эффект более выражен с уменьшением статического предела текучести стали. Так, для углеродистых сталей марки Ст3 ($s_T \approx \sigma_T = 250 \dots 280$ МПа) при скоростях деформации до $\dot{\varepsilon} = (0,44 \dots 0,67) \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ отношение пределов текучести при динамическом и статическом нагружении $s_d/s_T = k$ составляет 2,3 ... 2,4.

На рисунке 3.15 представлены результаты испытаний на растяжение круглых стандартных образцов из сталей марок St37 (институт металлургии и металловедения Германии), Ст3 и 09Г2 по ГОСТ 19281 [17] (ВНИКТИ).

Полученные данные показывают, что при скоростях нагружения $\dot{\varepsilon} = 10^{-5} \dots 10^{-2} \text{ с}^{-1}$ пределы текучести указанных марок сталей возрастают: при амортизированных ударах (эксплуатационные соударения) приблизительно на 16 ... 19%; при «жестких» ударах (аварийные соударения) – на 25 ... 27%. При скоростях нагружения менее 10^{-5} с^{-1} предел текучести сталей марок Ст3 и 09Г2 мало зависит от скорости деформации.

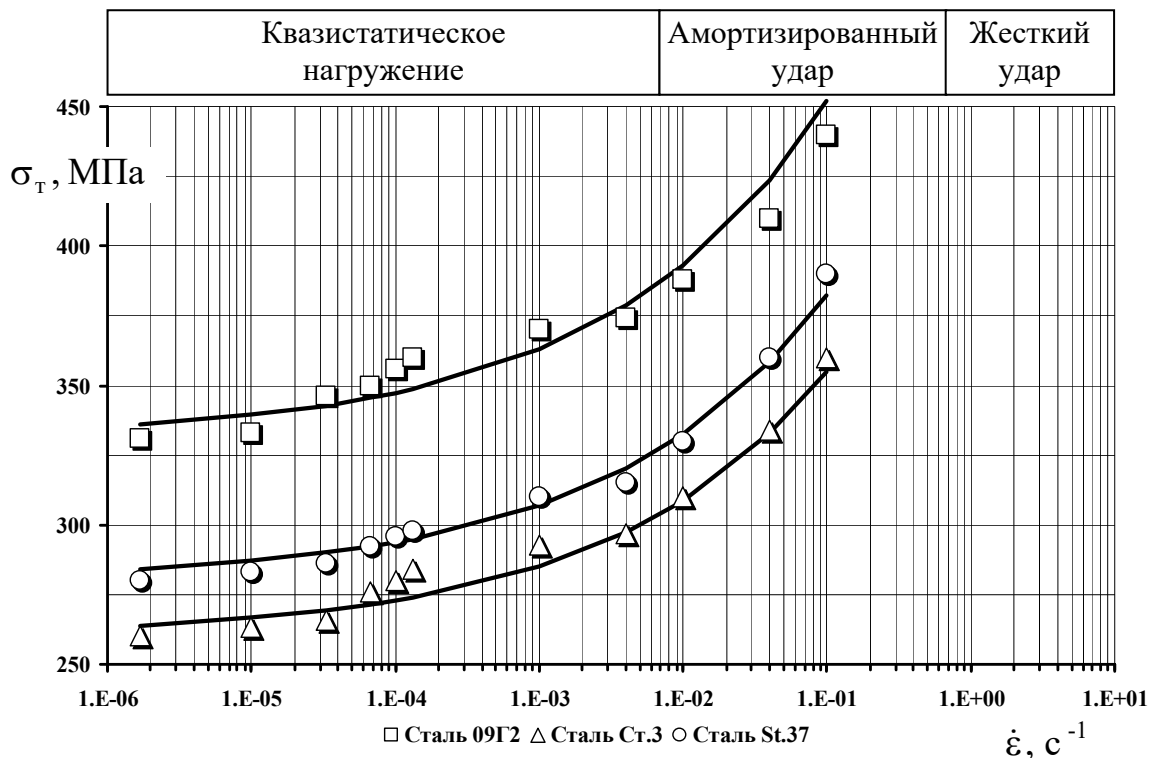


Рисунок 3.15 – Зависимость предела текучести материала от скорости деформации

При разработке конечно-элементной модели для проведения расчетных исследований НДС конструкции кабины машиниста при лобовом ударе используются 3-х и 4-х узловые оболочечные конечные элементы, каждый узел которых содержит три поступательных и два вращательных перемещения, скорости и ускорения относительно осей связанной с конструкцией глобальной системы координат. Оболочечные конечные элементы позволяют учитывать мембранные и изгибные упругопластические деформации. Контактное взаимодействие между сталкивающимися телами задается в форме «поверхность в поверхность».

При практическом решении задачи система уравнений (3.2) приводится к линеаризованной форме относительно малых приращений, накладываемых на текущее равновесное состояние динамической системы. Линеаризованные уравнения в приращениях представляются в виде

$$\mathbf{M}\ddot{\Delta}_U + (\mathbf{K}_C + \mathbf{G}(\sigma) + \mathbf{R}(\sigma))\Delta_U = \Delta_Q, \quad (3.8)$$

где \mathbf{K}_C – матрица жесткости; $\mathbf{G}(\sigma)$ – матрица геометрической жесткости; $\mathbf{R}(\sigma)$ – матрица пластической жесткости; Δ_U – вектор приращения узловых перемещений; Δ_Q – вектор приращения узловых нагрузок.

Система линеаризованных дифференциальных уравнений (3.8) обычно имеет сравнительно высокую размерность и решается методом последовательных нагружений, сочетающим численное интегрирование с итерационной корректировкой результатов после каждого шага по времени. Для уменьшения невязки в уравнениях равновесия узлов до приемлемой величины применяется итерационная процедура Ньютона-Рафсона.

Таким образом, НДС исследуемой конструкции кабины машинистов при ударе определяется в результате численного решения уравнений (3.8), описывающих динамическое поведение ее нестационарной конечно-элементной модели.

Выводы по разделу 3

1 Предложены критерии оценки эффективности конструкционной защиты кабины машиниста, направленные на повышение безопасности работы обслуживающего персонала локомотива (головного вагона).

2 Разработаны методики моделирования и оценки нагруженности кабины машиниста при аварийном столкновении с мобильным транспортным средством на железнодорожном переезде. Приведены примеры расчета.

3 Разработаны рациональные конечно-элементные модели кабины машиниста, оборудованной ударозащитным устройством, предназначенные для оценки эффективности ее конструкционной защиты.

4 По результатам исследований предложена защищенная патентом РФ [98] конструкция кабины машиниста («Модуль кабины транспортного средства»), обладающая повышенной ударостойкостью и безопасностью. Конструкция кабины по указанному патенту с двухслойным УЗУ внедрена в производство на электровозах серии 2ЭС6К.

4 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ УДАРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА КАБИНЫ МАШИНИСТА

Ударозащитное устройство при аварийном соударении с препятствием служит для смягчения динамической нагрузки на лобовую часть кабины машиниста за счет поглощения части выделяемой при ударе механической энергии, а также для защиты обитаемого пространства кабины от проникновения в него травмоопасных обломков препятствия (стержней, балок и т.п.). Ударозащитное устройство относится к устройствам постоянной готовности, поэтому расчеты его должны выполняться не только по условиям пассивной безопасности, но также прочности и ресурса с учетом интенсивности воздействия переменных перегрузок в поездных условиях [60, 61, 68, 69].

4.1 Методика предварительной оценки проектных параметров ударозащитного устройства кабины

Предварительную оценку проектных параметров УЗУ рекомендуется проводить на основе квазистатических расчетов его НДС. В качестве примера рассматривается ударозащитное устройство кабины машиниста электровоза 2ЭС6К, состоящее из двух слоев энергопоглощающих элементов (рисунок 4.1).

При выборе наилучшей формы поперечного сечения энергопоглощающего элемента сравниваются две варианта: полукруг диаметром 96 мм и желоб (рисунок 4.2).

Шаг следования элементов в слое УЗУ выбирается с таким расчетом, чтобы при смятии УЗУ элементы не накладывались друг на друга. В рассматриваемой конструкции УЗУ по его ширине при шаге следования 77,5 мм умещается 28 энергопоглощающих элементов.

В качестве материала для энергопоглощающих элементов используется сталь 09Г2С, специально обработанная для понижения предела текучести (отжиг при температуре 500°С). Такая сталь обладает выраженной площадкой текучести при значении предела текучести $\sigma_T = 180$ МПа.

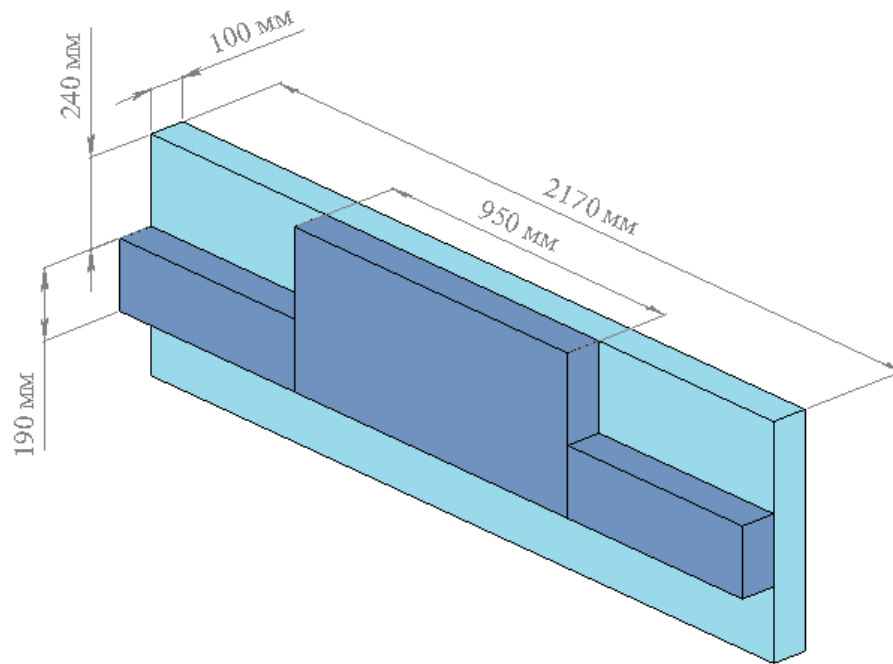


Рисунок 4.1 – Конструкция двухслойного ударозащитного устройства

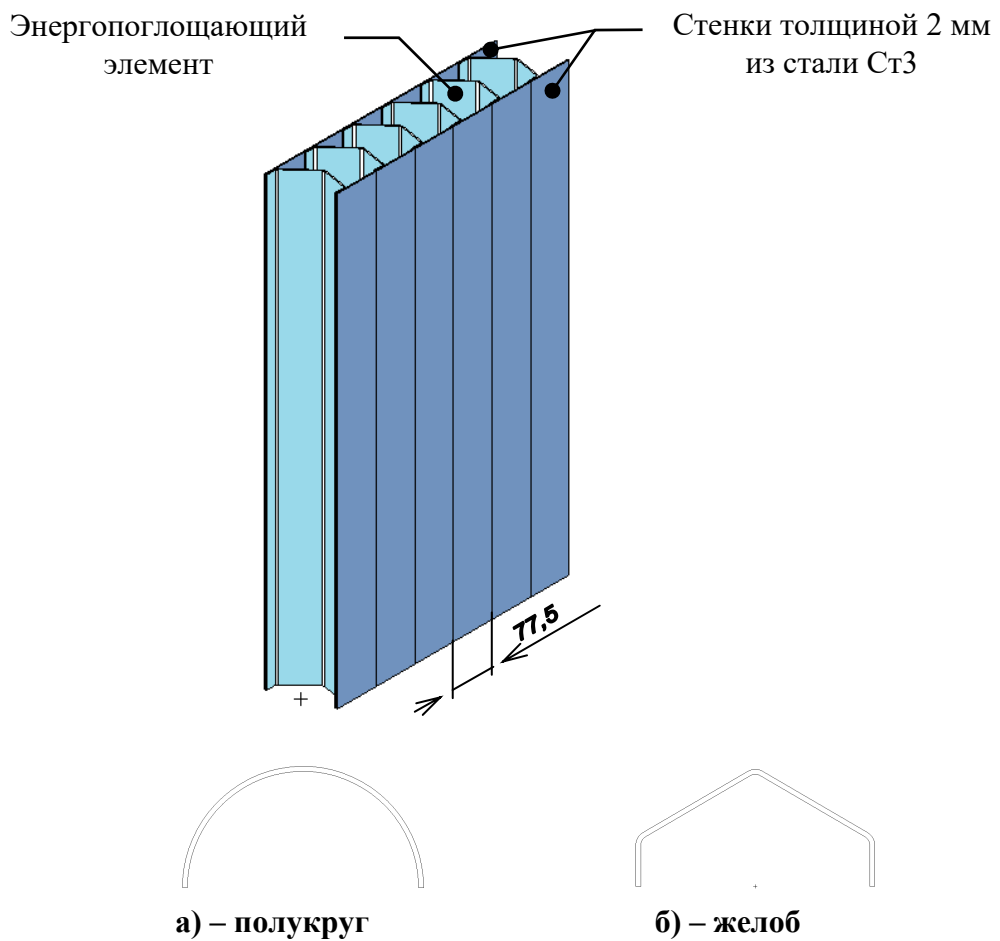


Рисунок 4.2 – Фрагмент конструкции УЗУ

Задача по выбору толщины и формы элемента решается в плоской постановке, расчеты выполняются для одного элемента по расчетной схеме, представленной на рисунке 4.3.

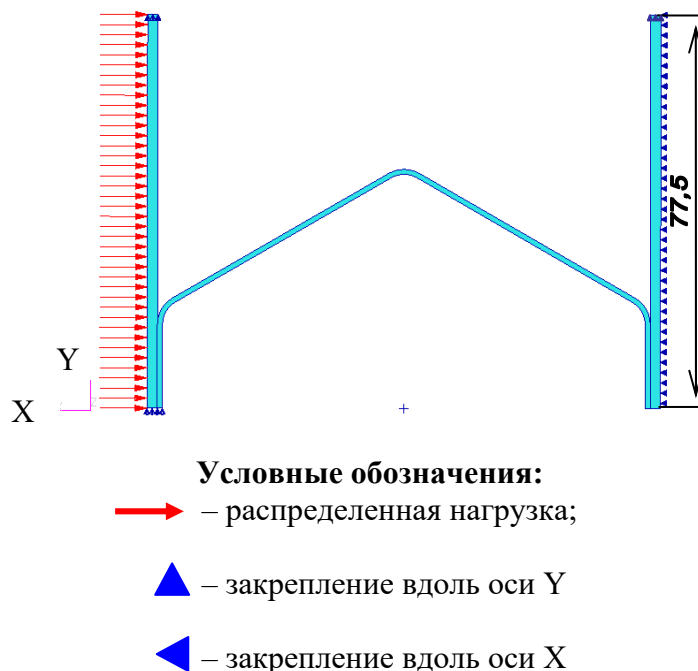
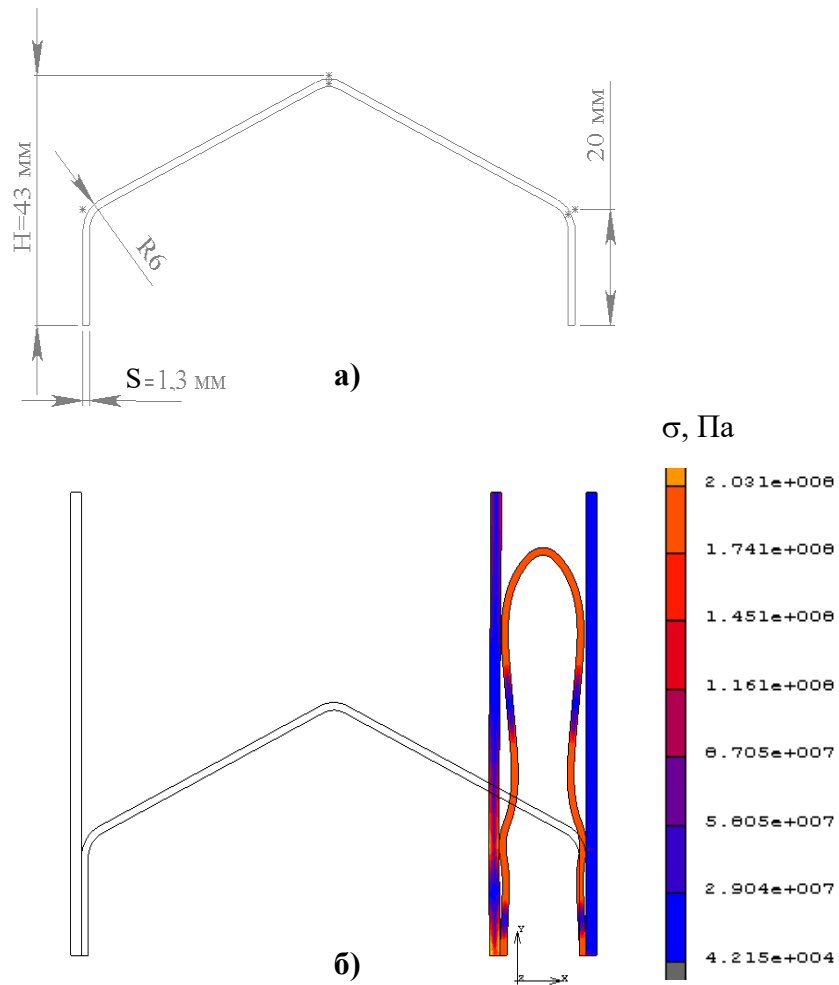


Рисунок 4.3 – Расчетная схема энергопоглощающего элемента

Результаты квазистатического нагружения показывают, что при одной и той же толщине у желоба энергопоглощение больше, чем у полукруга. Для дальнейшей проработки УЗУ в качестве поглощающего элемента выбирается профилированный желоб.

Расчеты по оптимизации сечения желоба за счет выбора углов его изгиба показали, что наибольшее энергопоглощение проявляется при размерах, указанных на рисунке 4.4а, в условиях напряженно-деформированного состояния, представленного на рисунке 4.4б. На рисунке 4.5 показан график зависимости силы сопротивления (реакции) со стороны желоба длиной 1 м от глубины деформации, коэффициент полноты этой зависимости составляет 0,78.

Сравнительные показатели энергопоглощения и глубины деформации ряда исследованных сечений сминаемых элементов УЗУ приведены в таблице 4.1.



а) размеры сечения, б) напряженно-деформированное состояние

Рисунок 4.4 – Элемент УЗУ с наибольшим энергопоглощением

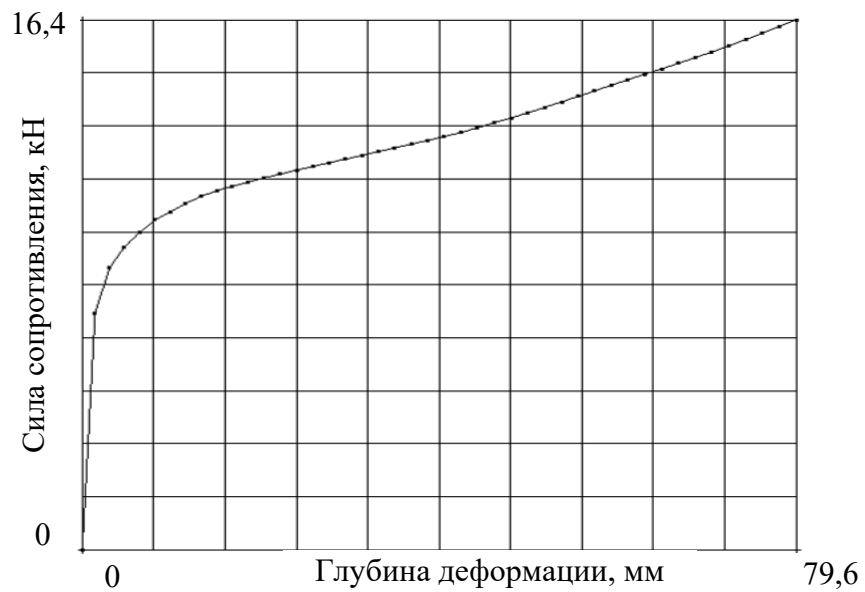


Рисунок 4.5 – Зависимость силы сопротивления (реакции) от глубины деформации желоба длиной 1 метр

Таблица 4.1 – Расчетные показатели нагруженности элементов УЗУ в зависимости от формы и размеров сечения

Форма элемента и размеры сечения	Энергия, поглощаемая элементом длиной 1 м, Дж	Предельная глубина деформации элемента, мм	Энергия, поглощаемая первым слоем УЗУ, кДж	Энергия, поглощаемая вторым слоем УЗУ, кДж	Энергия, поглощаемая двухслойным УЗУ, кДж
Полукруг	S = 1,5 мм	51,9	8,8	4,1	12,8
	S = 1,3 мм	492,1	8,7	4,0	12,7
Желоб	S = 1,0 мм, H = 48 мм	84,0	8,6	4,0	12,6
	S = 1,5 мм, H = 48 мм	546,2	9,6	4,5	14,1
	S = 1,3 мм, H = 48 мм	901,6	80,2	15,9	7,4
	S = 1,3 мм, H = 43 мм	1015,0	79,6	17,9	8,3
	S = 1,3 мм, H = 38 мм	859,2	62,5	15,2	7,0
					23,25
					26,2
					22,2

4.2 Методика уточненной оценки проектных параметров ударозащитного устройства кабины

Уточненная оценка выполняется с учетом влияния скорости деформации на величину предела текучести конструкционных сталей, на их упрочнение и разрушение. В этом случае интегрирование разрешающих уравнений выполняется явным методом.

В качестве примера рассматривается однослойное ударозащитное устройство кабины машиниста тепловоза 3ТМ25КМ, состоящее из шести ударозащитных пакетов размером $540 \times 690 \times 107$ мм. Каждый пакет выполнен из двух пластин толщиной 5 мм, между которыми сварены сминаемые элементы с профилем сечения полукруг - половинки трубы внешним диаметром 100 мм и толщиной стенки 1,5 мм (рисунок 4.6).

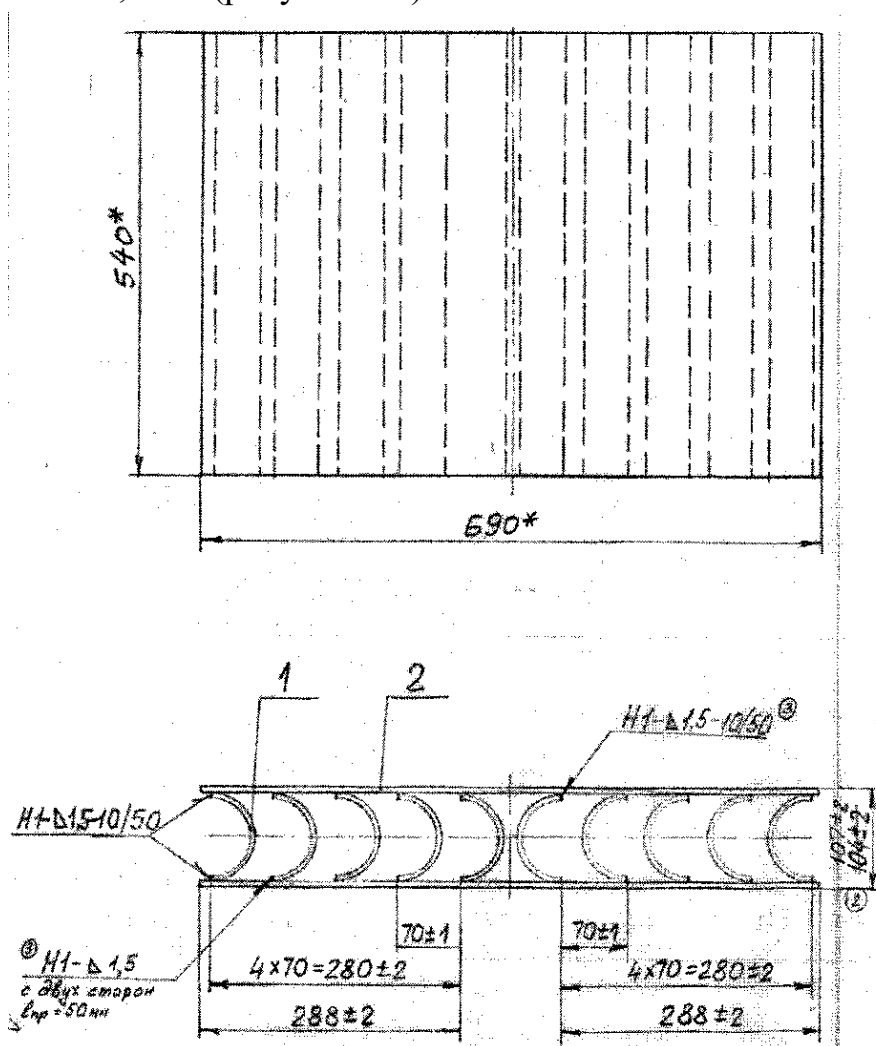


Рисунок 4.6 – Исходная конструкция ударозащитного пакета

Рассматриваются три исходных варианта конструкции УЗУ (рисунок 4.7) отличающихся шагом следования и ориентацией профиля сминаемых элементов: к1.1 – конструкция с 30-ю элементами, профили разнонаправлены; к1.2 – аналогичная к1.1, но с 16-ю элементами; к1.3 – с 30-ю элементами, профили направлены в одну сторону.

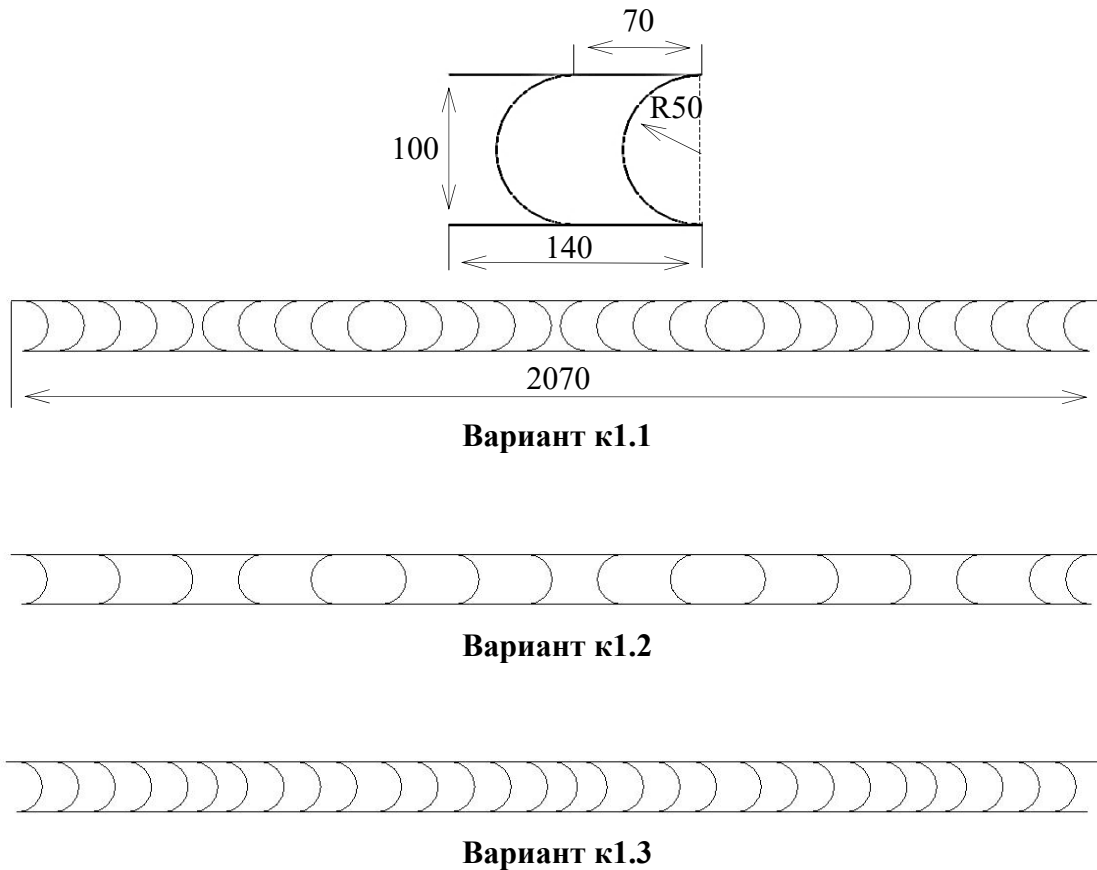


Рисунок 4.7 – Исходные варианты конструкции УЗУ

Для изготовления сминаемых элементов используется конструкционная сталь со следующими механическими характеристиками:

- | | |
|---------------------------|---------------------------|
| - модуль упругости | $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; |
| - предел текучести | $\sigma_T = 180$ МПа; |
| - предел прочности | $\sigma_B = 300$ МПа; |
| - относительное удлинение | $\delta = 27\%$; |
| - коэффициент Пуассона | $\nu = 0,3$. |

Близкими к указанным характеристикам обладает сталь 08кп, применяемая для изготовления труб по ГОСТ 10705-80 [16].

Ниже анализируется влияние на результаты расчетов напряженно-деформированного состояния таких факторов, как модель материала, форма профиля сминаемых элементов, шаг конечно-элементной сетки, величина приложенной распределенной нагрузки. К рассмотрению привлекаются три модели материала (рисунок 4.8): м1 – модель упруго-пластичного материала без упрочнения и разрушения; м2 – аналогичная модель, но с разрушением по предельным деформациям; м3 – модель с линейным упрочнением и разрушением.

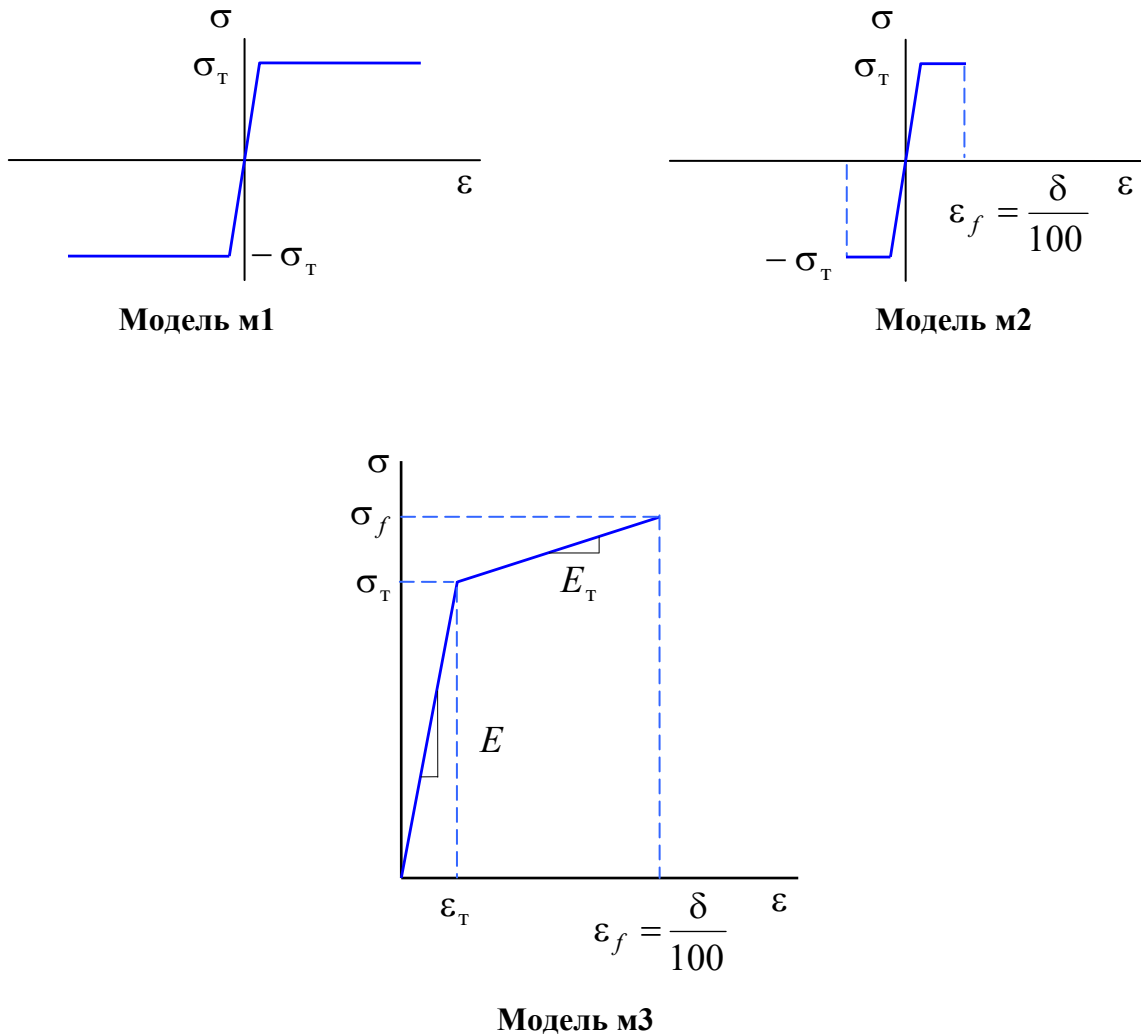


Рисунок 4.8 – Модели материала

Помимо трех исходных (рисунок 4.7) рассматриваются три дополнительных варианта конструкции (рисунок 4.9).

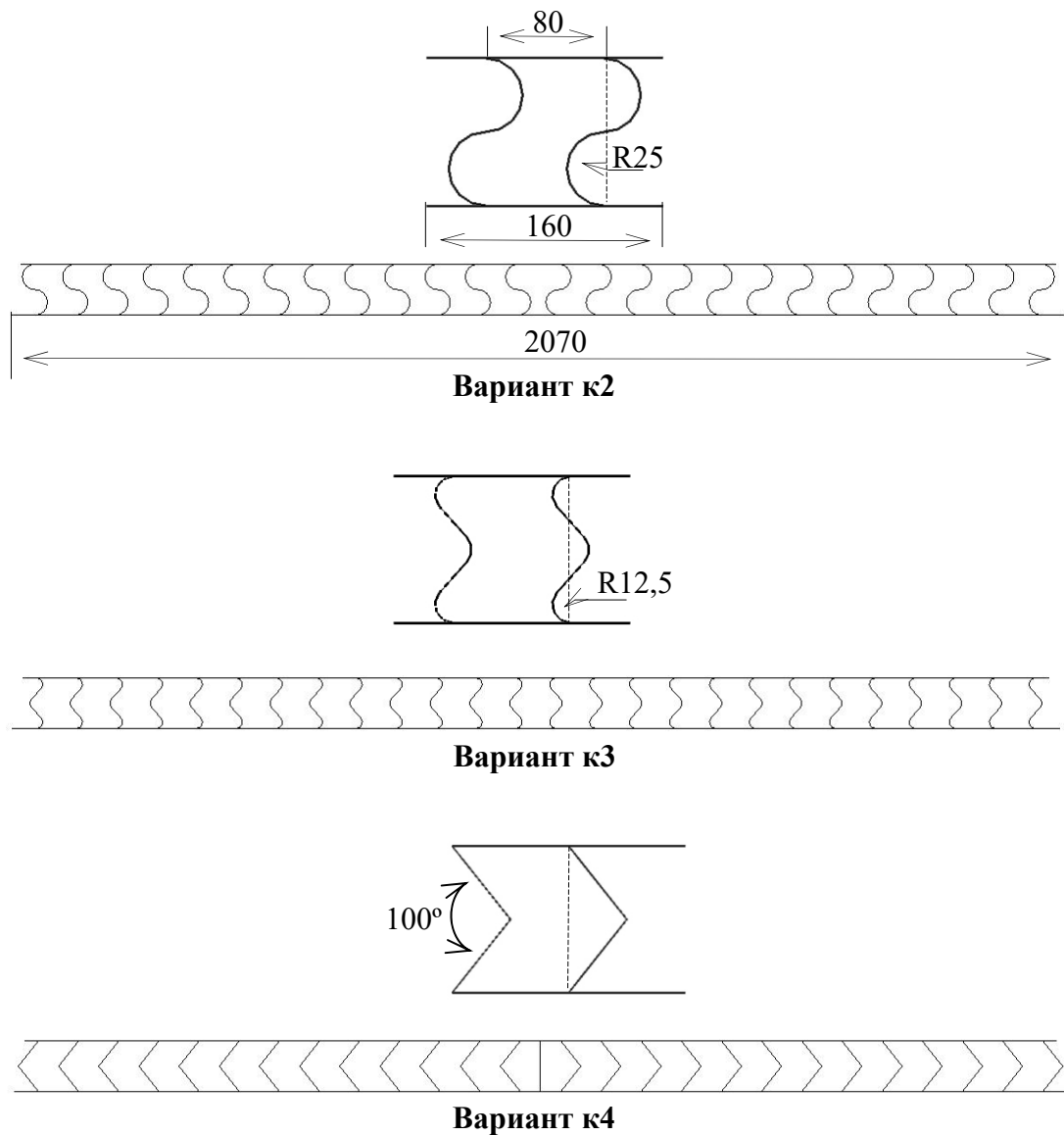


Рисунок 4.9 – Дополнительные варианты конструкции УЗУ

У дополнительных вариантов, как и у исходных, толщина передней и задней стенок - 5 мм, а сминаемых элементов – 1,5 мм.

Построение КЭ моделей УЗУ выполняется в графическом редакторе MSC.Patran, модели строятся из четырехузловых оболочечных элементов.

Для оценки влияния на результаты расчетов шага КЭ сетки (расстояния между узлами конечных элементов) рассматриваются сетки с шагом 20, 10 и 5 мм.

Расчетная схема УЗУ показана на рисунке 4.10, в ней используются следующие силовые и кинематические граничные условия:

- по нормали к передней стенке прикладывается равномерно распределенная нагрузка (сила) суммарной величиной 300 и 700 кН (два варианта величины нагрузки);

- для всех элементов конструкции УЗУ задается контроль самоконтакта поверхностей;

- для имитации упора в противоударную стенку кабины машиниста задняя стенка модели УЗУ фиксируется от перемещения по трем направлениям (продольному и двум поперечным).

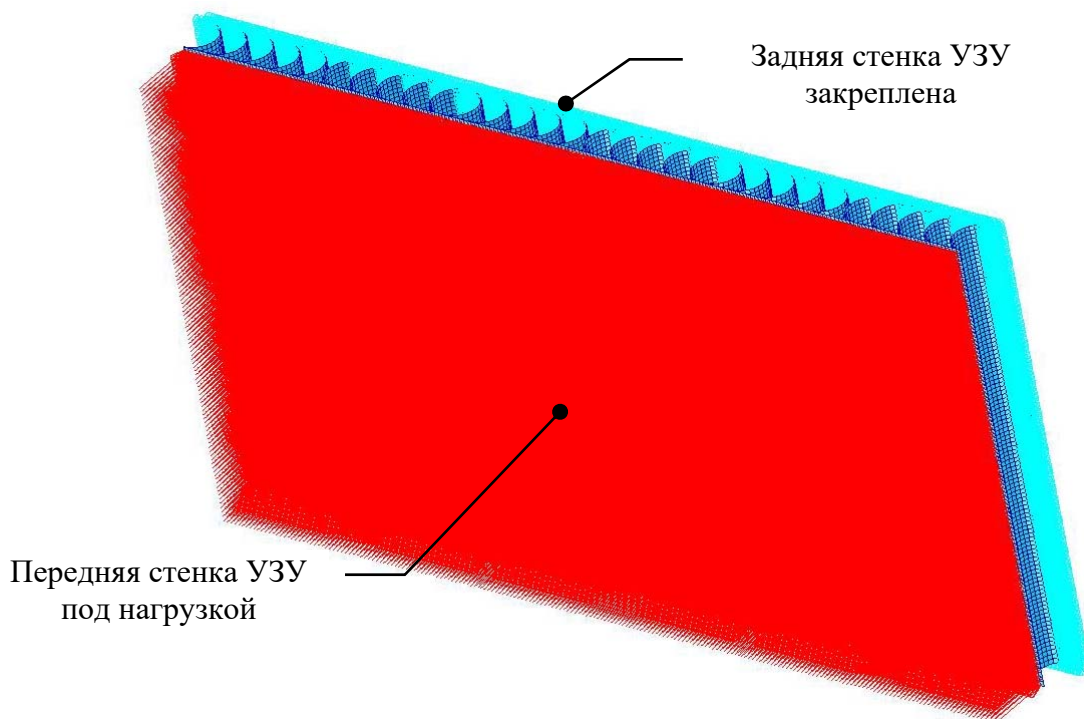


Рисунок 4.10 – Расчетная схема УЗУ

Расчеты напряженно-деформированного состояния УЗУ выполняются в программном комплексе MSC.Patran/Dytran, с использованием явного метода интегрирования, в данном случае – метода центральных разностей.

На рисунке 4.11 приведены картины деформированного состояния исходных вариантов конструкции УЗУ (рисунок 4.7) при внезапном приложении распределенной нагрузки 300 и 700 кН.

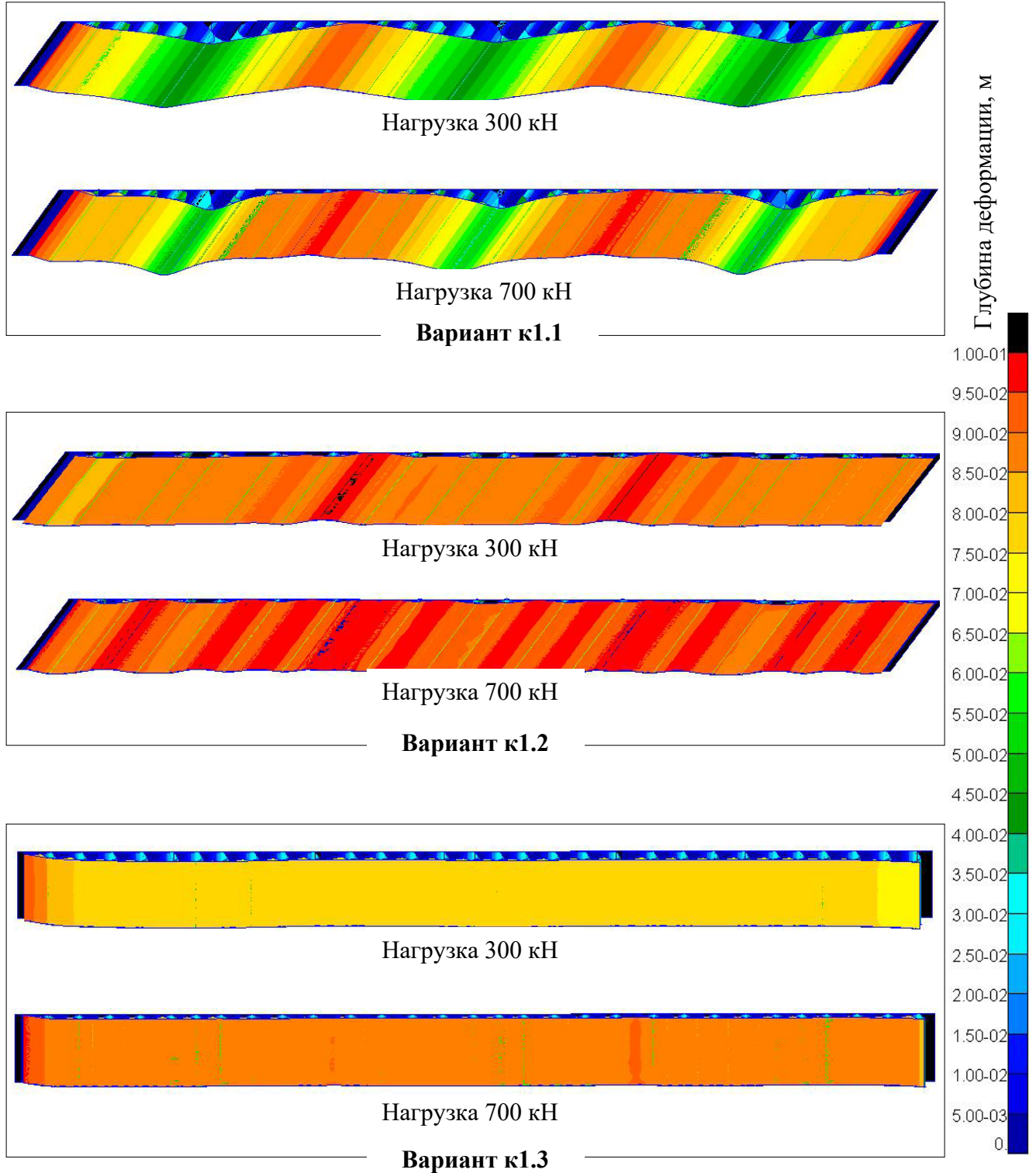


Рисунок 4.11 – Деформированное состояние исходных вариантов конструкции УЗУ

Результаты расчетов показывают, что у всех исходных вариантов конструкции картина деформирования разная. В варианте к1.1 смятие энергопоглощающих элементов происходит неравномерно и не на всю глубину из-за их близкого расположения в центре пакета. В вариантах к1.2 и к1.3 все элементы сминаются практически равномерно. Усредненное перемещение передней стенки пакета в варианте к1.1 меньше, чем в двух других вариантах: к1.2 и к1.3.

Следует заметить, что повышение нагрузки с 300 до 700 кН тоже не приводит к полному смятию энергопоглощающих элементов в варианте к1.1, зато в двух других вариантах при этой нагрузке они сминаются практически полностью.

Вариант конструкции к1.1 при нагрузке 300 кН не обладает необходимым (не менее 35,0 кДж) энергопоглощением, которое составляет 20,0 ... 22,6 кДж. Требуемое энергопоглощение обеспечивается лишь при увеличении нагрузки до 500 кН (рисунок 4.12). На рисунке также показана зависимость результатов расчета от шага КЭ сетки (20 и 10 мм).

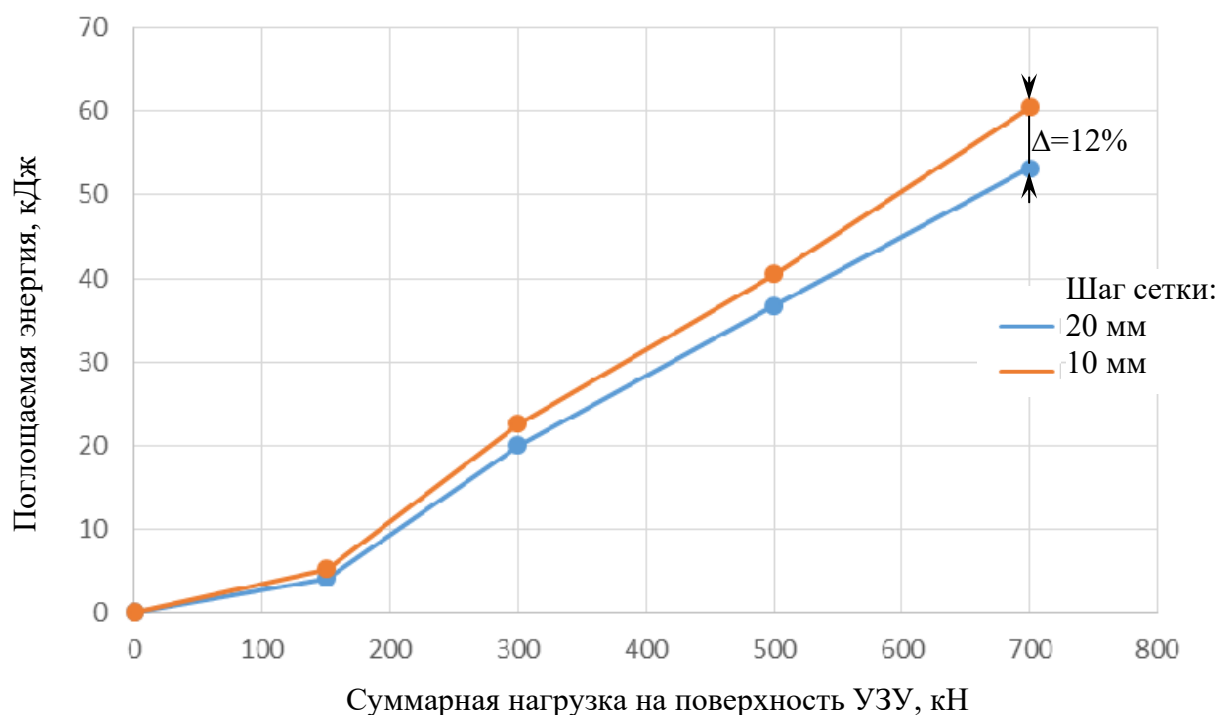
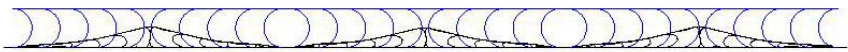









Рисунок 4.12 – Поглощаемая энергия для варианта конструкции к1.1 в зависимости от величины нагрузки при разном шаге КЭ сетки

В таблице 4.2 приведены результаты расчета деформированного состояния для четырех вариантов конструкции УЗУ (рисунки 4.7 и 4.9) под нагрузкой 300 и 700 кН.

Таблица 4.2 – Деформированное состояние ударозащитных устройств

Вариант конструкции УЗУ	Нагрузка, кН	Картина деформации при виде на торец УЗУ сверху
к1.1	300	
	700	
к2	300	
	700	
к3	300	
	700	
к4	300	
	700	

Результаты расчетов напряженно-деформированного состояния и энергии деформаций (ENERGY-EDIS) четырех вариантов конструкции УЗУ, полученные в программном комплексе MSC.Patran/Dytran (файлы результатов *.out) с использованием явной схемы интегрирования разрешающих уравнений показывают, что энергия «песочных часов» (HRG) составляет не более 0,1% от внутренней энергии пластических деформаций, следовательно, результаты получены корректно. Для модели к2 дополнительно исследовано влияние шага КЭ сетки, а для модели к1.1 – влияние модели материала, результаты приведены в таблице 4.3 и на рисунках 4.13 ... 4.15.

Таблица 4.3 – Расчетные значения энергии деформаций УЗУ

Вариант конструкции, модель материала, шаг КЭ сетки	Нагрузка 300 кН		Нагрузка 700 кН	
	Энергия деформаций (ENERGY-EDIS), кДж	Энергия «песочных часов» (HRG), кДж	Энергия деформаций (ENERGY-EDIS), кДж	Энергия «песочных часов» (HRG), кДж
к1.1, м1, 20 мм	20,0	$1,04 \cdot 10^{-3}$	53,2	$5,56 \cdot 10^{-3}$
к1.1, м1, 10 мм	(12 %) ³ 22,4	$7,44 \cdot 10^{-4}$	(13 %) 60,5	$5,56 \cdot 10^{-3}$
к1.1, м2, 10 мм	22,6	$7,44 \cdot 10^{-4}$	58,8	$6,08 \cdot 10^{-3}$
к1.1, м3, 10 мм	21,8	$9,27 \cdot 10^{-4}$	57,1	$4,03 \cdot 10^{-3}$
к1.2, м1, 10 мм	25,6	$1,17 \cdot 10^{-3}$	54,2	$3,42 \cdot 10^{-3}$
к1.3, м1, 10 мм	23,0	$7,64 \cdot 10^{-4}$	52,2	$8,19 \cdot 10^{-3}$
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	$4,93 \cdot 10^{-2}$

Из данных таблицы 4.3 для конструкции к2 следует, что сетки с шагом 5 ... 10 мм дают схожие результаты расчета, разница составляет 3 ... 6 %, а сетка с шагом 20 мм (конструкции к1.1 и к2) оказывается слишком грубой, разница в результатах расчета увеличивается до 12 ... 16 %. С целью сокращения времени счета и объема получаемой расчетной информации при моделировании

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

ударозащитных устройств кабины машиниста рекомендуется использовать оболочечные элементы и КЭ сетки строить с шагом примерно 10 мм.

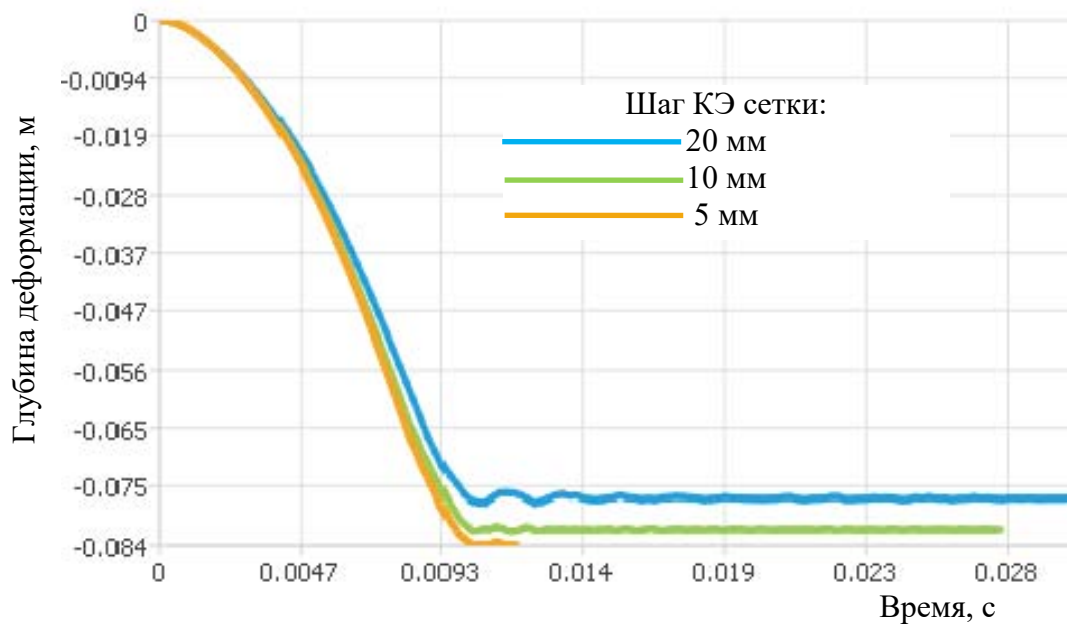
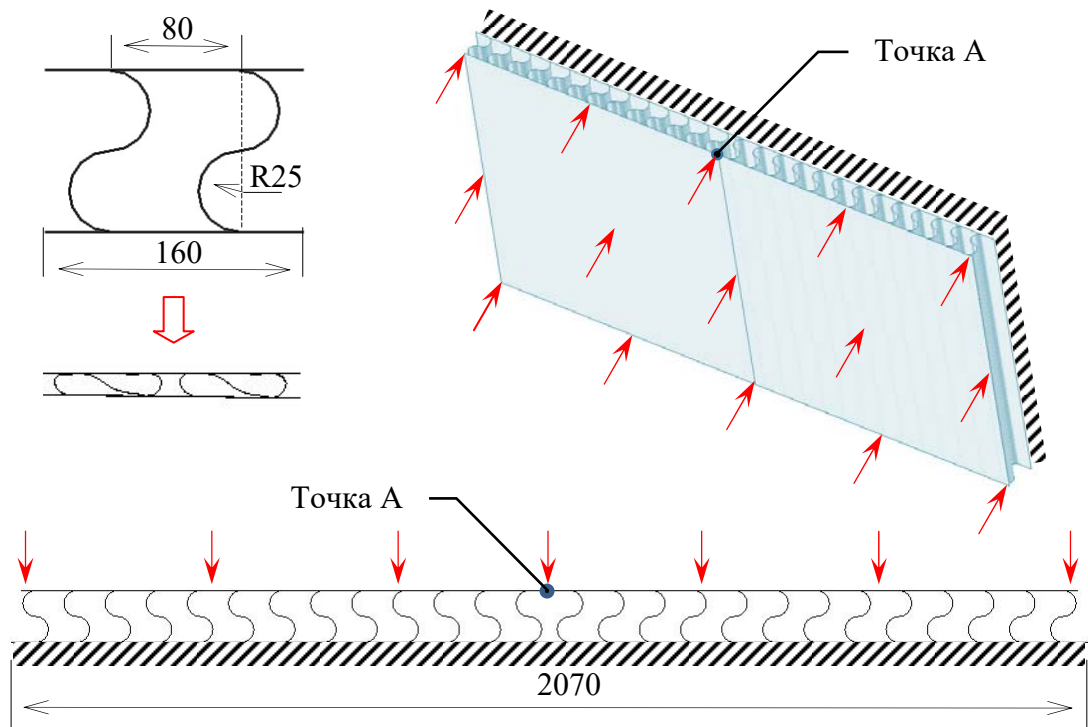


Рисунок 4.13 – Влияние шага КЭ сетки на глубину деформации (смещение точки А) при внезапном приложении нагрузки 300 кН на УЗУ варианта конструкции к2

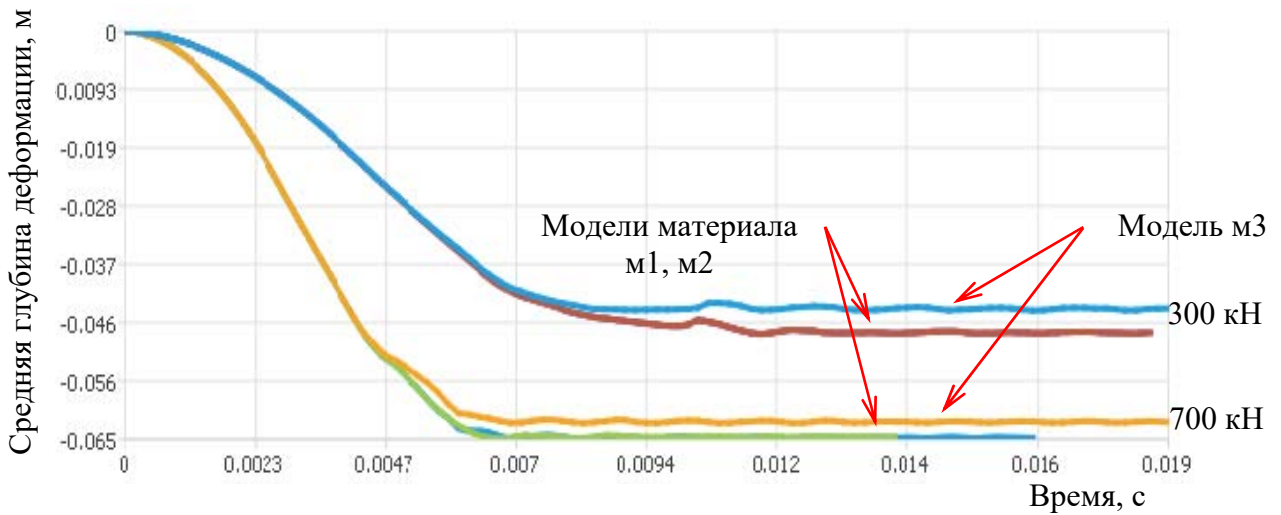


Рисунок 4.14 – Влияние модели материала на глубину деформации при внезапном приложении нагрузки 300 и 700 кН на УЗУ варианта к1.1

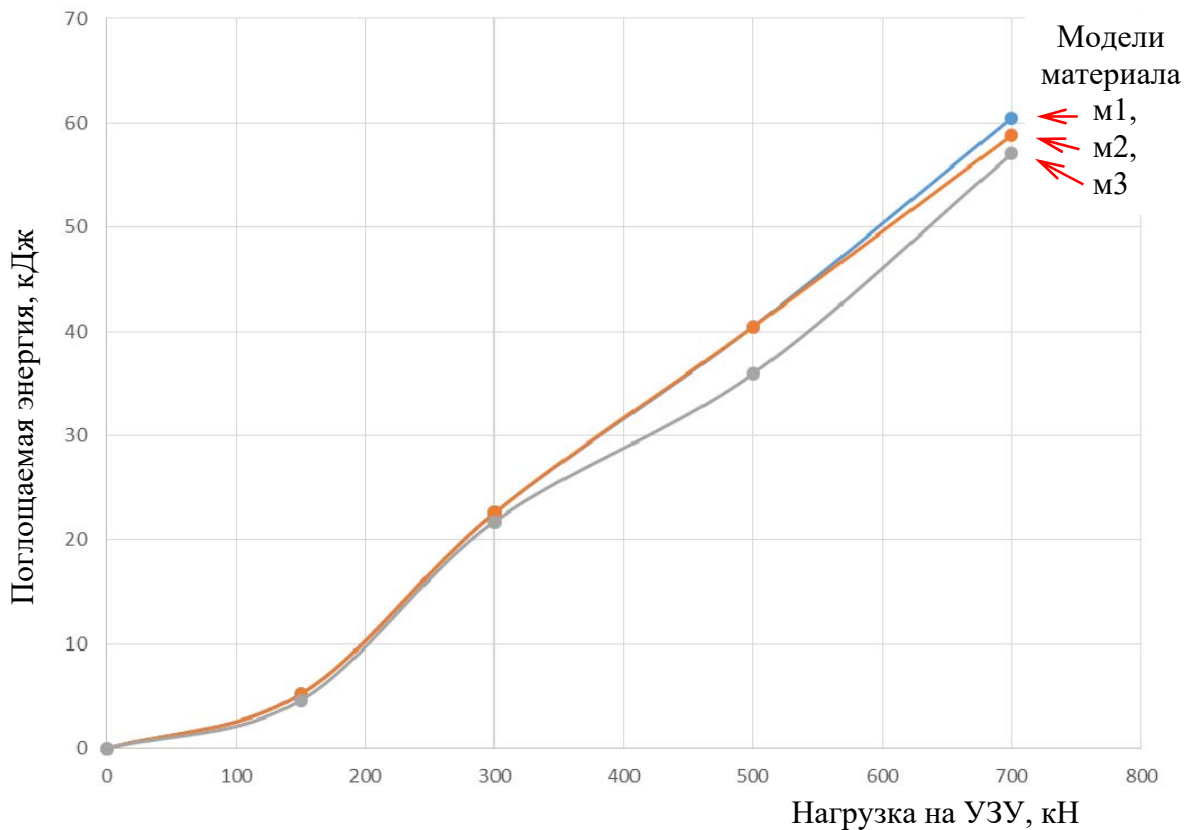


Рисунок 4.15 – Влияние модели материала на поглощение энергии при внезапном приложении нагрузки на УЗУ варианта к1.1

Длительность «складывания» сминаемых элементов у всех четырех вариантов конструкции УЗУ практически одинаково: при внезапном приложении нагрузки 300 и 700 кН она приблизительно составляет 0,010 с и 0,006 с соответственно (рисунки 4.14 и 4.16).

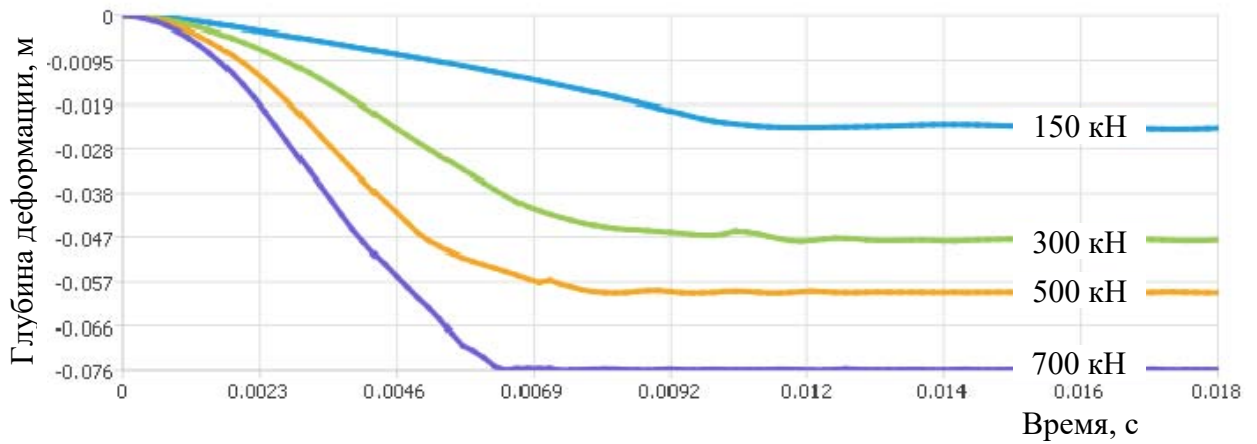


Рисунок 4.16 – Длительность «складывания» сминаемых элементов от величины внезапно приложенной нагрузки на УЗУ варианта к1.1

На рисунке 4.17 показана картина разрушения сминаемых элементов УЗУ варианта конструкции к1.1, выполненных из линейно упрочняемого и разрушаемого по предельным деформациям материала модели м3, под воздействием внезапно приложенной нагрузки 700 кН.

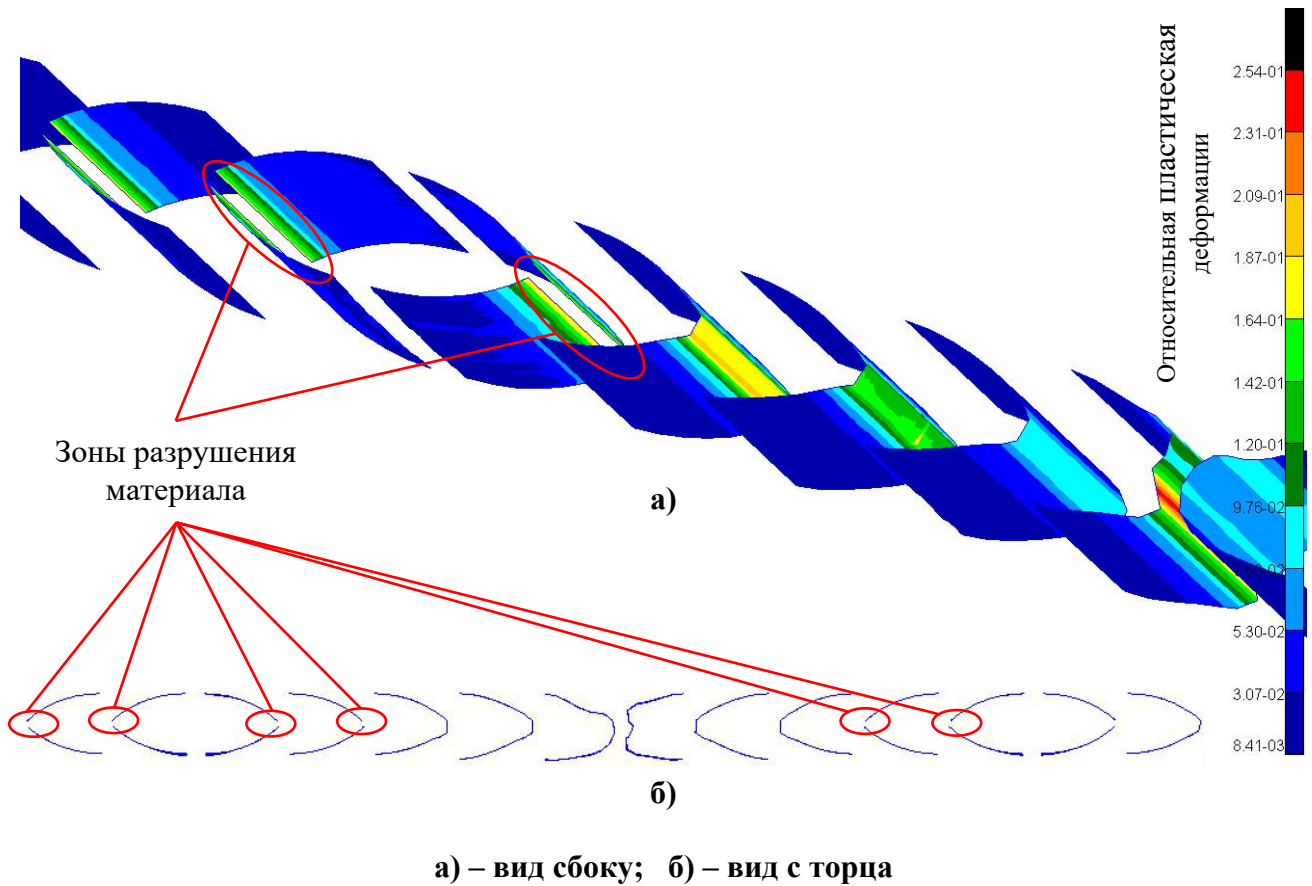


Рисунок 4.17 – Картина разрушения сминаемых элементов УЗУ

Из представленных результатов следует, что величина поглощаемой энергии при «складывании» сминаемых элементов УЗУ мало зависит от их профиля сечения и определяется работой приложенной распределенной силы на усредненном перемещении точек ее приложения.

В случае применения упруго-пластичного материала с разрушением по предельным деформациям (модель м2) при внезапном приложении значительной нагрузки (до 700 кН) возможно разрушение отдельных сминаемых элементов УЗУ.

Расчетная величина энергии, поглощаемой ударозащитным устройством, для всех четырех вариантов конструкции при нагрузке 300 кН составляет 22 ... 25 кДж, а при нагрузке 700 кН – 50 ... 64 кДж. В сочетании с поглощением энергии на деформациях каркаса кабины (15 ... 25 кДж) это позволяет обеспечить эффективную конструкционную защиту кабины машиниста с энергопоглощением на уровне не менее 35 кДж.

Выводы по разделу 4

1 Разработана методика оценки проектных параметров ударозащитного устройства кабины машиниста.

2 Разработаны рациональные конечно-элементные модели, позволяющие выполнять расчетные исследования и выбор параметров энергопоглощающих элементов ударозащитных устройств кабины машиниста.

3 Приведены примеры расчета и оценки влияния на напряженно-деформированное состояние ударозащитного устройства модели материала, профиля сечения сминаемых элементов, шага конечно-элементной сетки, величины внезапно прикладываемой (ударной) нагрузки.

4 Для расчетов нагруженности ударозащитного устройства кабины машиниста явным методом рекомендуется строить модель из оболочечных конечных элементов с шагом сетки около 10 мм.

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 кузова локомотива (головного вагона) в составе поезда от действия продольной сжимающей силы удара имеет место только в начальной фазе столкновения: с момента касания головной единицы с препятствием до момента уравнивания их продольных скоростей движения. В этот период (примерно до 0,3 с) нагруженными оказываются практически только 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 нагружениях выполнялись с учетом нелинейных соотношений между деформациями и перемещениями (геометрическая нелинейность), между напряжениями и деформациями (физическая нелинейность), а также нелинейной зависимости предела текучести сталей от скорости их деформации, нестационарного контактного взаимодействия между сминаемыми зонами кабины и недеформируемым препятствием на пути.

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 (УПЭ) 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 двухслойного ударозащитного устройства (УЗУ) обеспечивает допускаемое перемещение лобовой стенки внутрь кабина (не более 200 мм) и требуемое энергопоглощение (не менее 35 кДж) при воздействии распределенной по подоконной части кабины нагрузки величиной 290 кН.

7 По результатам выполненных исследований предложены, защищены патентами РФ и реализованы на локомотивах при их модернизации (электровозы ЧС2К, ВЛ10К), и разработке (тепловозы серий 2ТЭ25, ТЭМ19, газотурбовоз ГТ1h) конструктивные исполнения узлов, направленные на повышение ударостойкости и безопасности: «Кузов локомотива», «Модуль кабины транспортного средства», «Модуль для гашения энергии при соударении транспортных средств».

Перспективы дальнейшего развития темы конструкционной защиты железнодорожного транспорта могут быть связаны с решением задач:

- исследование на виртуальных моделях эффективности работы энергопоглощающих устройств с целью совершенствования тестовых сценариев аварийных ситуаций;

- определение эквивалентной массы состава поезда при моделировании столкновения с препятствием;

- моделирование динамических процессов в поезде с оценкой скорости и ускорения единиц состава, внутренних сил в межвагонных нелинейных связях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алимов О.Д. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах / Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. – М.: Наука, 1985. – 357 с.
2. Алоян Р.М. Динамические задачи механики конструкций и сплошных сред. – М.: Изд-во АСВ, 1999. – 225 с.
3. Арита М. Изучение конструкционной прочности соударяющихся судов. – Проблемы прочности. – 1976. – № 11. – С. 22–27.
4. Беспалько С.В. Метод оценки условий пробоя котла цистерны при аварийной ситуации / Беспалько С.В., Корниенко Н.А., Чугунов Г.Ф. // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2001. – № 2. – С. 31–36.
5. Битюцкий А.А. Создание конструкций «жертвенных» частей кузовов вагонов высокоскоростного электропоезда «Сокол» / Битюцкий А.А., Самсонов Г.Б., Зверев М.В. // Тезисы докладов IX международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность подвижного состава». – Днепропетровск, 1996. – С. 5–6.
6. Битюцкий А.А. Создание конструкции защитного экрана для вагона-цистерны / Битюцкий А.А., Смирнов А.Н., Хохлов С.В. // Тезисы докладов научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века (идеи, требования, проекты)». – СПб., 1999. – С. 14–15.
7. Блохин Е.П. Динамика поезда / Блохин Е.П., Манашкин Л.А. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
8. Блохин Е.П. Метод оценки динамических напряжений в конструкции вагона, возникающих при ударах через автосцепки / Блохин Е.П., Юрченко А.В., Янгулов Н.П. // Труды Днепровского национального

- университета железнодорожного транспорта. Вып. 210/27. – Днепропетровск, 1980. – С. 3–13.
9. Богданофф Дж. Вероятностные модели накопления повреждений / Богданофф Дж., Козин Ф.; пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 344 с.
10. Вершинский С.В. Динамика вагона: учебник для вузов железнодорожного транспорта / Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д.; под ред. С.В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
11. Вершинский С.В. Продольная динамика вагонов в грузовых поездах // Труды всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. Вып. 143. – М.: Трансжелдориздат, 1957. – 263 с.
12. Вершинский С.В. Усилия и ускорения, возникающие при соударениях вагонов / Вершинский С.В., Федосеев А.В. // Научные труды ЦНИИ МПС. Вып. 105. – М., 1955. – С. 93–99.
13. Вопросы исследования свободных колебаний колесных пар локомотивов на конечно-элементных моделях / Коссов В.С., Оганьян Э.С., Овечников М.Н., Волохов Г.М., Красюков Н.Ф., Протопопов А.Л. // Вестник научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. Вып. 95. – Коломна, 2013. – С. 13–20.
14. Герасимов Ю.М. О состоянии безопасности перевозок пассажиров и грузов на железнодорожном транспорте России // Труды II научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». – М.: МИИТ, 2000. – С. I-1–I-6.
15. Гореленков А.И. Разработка метода оценки нагруженности грузового вагона продольными силами в реальных условиях его эксплуатации: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.22.07. – Брянск, 1996. – 22 с.

- 16.ГОСТ 10705-80. Трубы стальные электросварные. Технические условия. – Введ. 01.01.1982. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/gost-10705-80>. (дата обращения: 12.01.2020).
- 17.ГОСТ 19281-2014 Прокат повышенной прочности. Общие технические условия. – Введ. 01.01.2015. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200113779>. (дата обращения: 12.01.2020).
- 18.ГОСТ 31187-2003. Тепловозы магистральные. Общие технические требования. – Введ. 01.07.2004. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 9 с.
- 19.ГОСТ 380-2005 Сталь углеродистая обыкновенного качества. – Введ. 01.07.2008. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200052847>. (дата обращения: 12.01.2020).
- 20.ГОСТ 32410-2013. Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля. – Введ. 01.07.2014. – М.: Стандартинформ, 2014. – 12 с.
- 21.ГОСТ Р 55513-2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 01.07.2014. – М.: Изд-во стандартов, 2014. – 42 с.
- 22.Допускаемые нагрузки и прочность пассажирских и моторных вагонов // Железнодорожный транспорт. – 1984. – № 2. – Реф. 2Б20.
- 23.Европейские электровозы нового поколения // Железные дороги мира. – 1997. № 10. – С. 9–25.
- 24.Железнодорожный транспорт. Сер. Безопасность движения. Вып. 3–4. – М.: ЦНИИ ТЭИ МПС, 1999.
- 25.Железопътни катастрофи по «поръчка» // Железопътен транспорт. – 1998. – № 1. – С. 39.
- 26.Журавлев Н.М. Пассивная защита кузова электроподвижного состава при аварийных ситуациях: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.22.07. – М., 2006. – 24 с.

27. Журавлев Е.Н. Натурные испытания электровозов на удар / Журавлев Е.Н., Кротов В.П., Сергиенко П.Е. // Труды Всесоюзного научно-исследовательского и проектно-конструкторского института электровозостроения. Т. 10. – Р.-н/Д., 1968. – С. 307–316.
28. Защита котлов железнодорожных цистерн при аварийных ударах в днище / Богомаз Г.И., Соболевская М.Б., Хрущ И.К., Бубнов В.М. // Тезисы докладов научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века (идеи, требования, проекты)». – СПб., 1999. – С. 99.
29. Иванов А.В. Исследование по выбору рациональных параметров конструкции вагонов электропоезда при восприятии аварийных ударных нагрузок // Труды Всесоюзного научно-исследовательского института вагоностроения. Вып. 11. – М., 1970. – С. 43–61.
30. Иванов А.В. К вопросу защиты кузовов железнодорожных экипажей от разрушения при действии аварийных продольных нагрузок // Межвузовский сборник научных трудов Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. Вып. 195/24. – Днепропетровск, 1978. – С. 21–24.
31. Иванов А.В. Применение антиаварийных амортизирующих устройств в электропоездах / Иванов А.В., Солодков С.П. // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1976. – № 1. – С. 31–35.
32. Иванов А.В. Совершенствование кузовов электровагонов / Иванов А.В., Солодков С.П., Манашкин Л.А. // М.: НИИинформтяжмаш. Сер. 5. Вып. 19. – 1978. – С. 20–23.
33. Израилев В.Я. Сравнительная оценка методов исследования напряженно-деформированного состояния элементов вагона при продольных динамических воздействиях: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.22.07. – Брянск, 1997. – 22 с.

- 34.Иноземцев В.Г. Концепция проектирования кузовов пассажирского подвижного состава повышенной безопасности / Иноземцев В.Г., Бирюков И.В., Бондаренко М.И. // Железнодорожный транспорт. – 1996. – № 3. – С. 32–33.
- 35.Испытания подвижного состава на разрушение // Железные дороги мира. – 1997. – № 3. – С. 40–42.
- 36.Испытания экипажной части электровоза под ударной нагрузкой / Карминский Д.Э., Евсюков В.П. // Труды Ростовского института инженеров железнодорожного транспорта. Вып. 51. – М.: Транспорт, 1965. – С. 53–65.
- 37.Исследование при ударе в автосцепку нагруженности кузовов вагонов, изготовленных из стали и алюминиевых сплавов / Солодков С.П., Кондрашев В.М. // Вопросы динамики и прочности тягового подвижного состава. – М., 1996. – С. 31–48.
- 38.Исследование проблемы правового и технического регулирования в области безопасности движения и эксплуатации пассажирского железнодорожного подвижного состава. Разработка методики оценки предельных нагрузок, в том числе динамических и ударных, для пассажирских вагонов, их конструктивных элементов и оборудования: Отчёт о НИР (заключ.) / ИЦ ПС ОАО «ВНИКТИ». Руковод. работы Э.С. Оганьян. – № И-54-10 – М.: Коломна, 2010. – 137 С.
- 39.Исследование прочности деталей автосцепки при эксплуатационных нагрузках / Кузьмин А.Б., Коссов В.С., Протопопов А.Л., Красюков Н.Ф., Бунин Б.Б., Оганьян Э.С. // Наука и прогресс транспорту. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2007. – № 19. – С. 170–175.
- 40.Исследование прочности кабины машиниста с поясом безопасности / Архангельский С.А., Думчус М.В., Фошкин В.В., Журавлев Е.Н. // Труды всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского

института электровозостроения. Т. 39. Электровозостроение. / Под ред. П.Е. Сергиенко. – Новочеркасск, 1998. – С. 77–81.

41. Исследование прочности металлоконструкций экипажных частей тепловозов / Бунин Б.Б., Овечников Н.Н., Оганьян Э.С., Пархонин В.А. // Труды всероссийского научно-исследовательского института тепловозов и путевых машин. Вып. 79. – Коломна, 1999. – С. 61–75.
42. Исследование ударной прочности подвижного состава при столкновениях // ЦНИИТЭИ МПС. Железнодорожный транспорт за рубежом. Сер. II. Вып. 1. – 2001. – С. 47–49.
43. К вопросу оценки прочности экипажных частей железнодорожного подвижного состава / Бунин Б.Б., Коссов В.С., Красюков Н.Ф., Оганьян Э.С., Пономарева Т.М., Шашкова Е.В. // Тезисы докладов 67 МНПК «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Днепропетровск, 2007. – С. 28.
44. К вопросу оценки ресурса и безопасной эксплуатации конструкций подвижного состава / Махутов Н.А., Коссов В.С., Оганьян Э.С., Огуенко В.Н., Красюков Н.Ф., Бунин Б.Б., Пономарева Т.М. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2007. – Т. 73. № 11. – С. 43–47.
45. Кеглин Б.Г. Научные принципы создания амортизаторов удара подвижного состава железных дорог // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2000. – № 1. – С. 13–16.
46. Кеглин Б.Г. Сравнительная оценка различных типов поглощающих аппаратов для восьмиосного полувагона // Конструирование и эксплуатация оборудования: экспресс-информация. Сер. 5. Вып. 3. – М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1988. – С. 1–3.
47. Кодекс федерального регулирования 49CFR «Требования к конструкции кузова подвижного состава» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://ru.appszoom.com/iphone_applications/reference/49-cfrtransportation-title-49-code-of-federal-regulations-digtg.html. (дата обращения: 12.01.2020).

48. Компьютерные технологии помогают совершенствовать подвижной состав / Коссов В.С., Оганьян Э.С., Красюков Н.Ф., Протопопов А.Л. // Локомотив. – 2014. – № 9. – С. 34–35.
49. Корниенко Н.А. К вопросу о моделировании маневрового соударения вагонов / Корниенко Н.А., Чугунов Г.Ф., Беспалько С.В. // Вестник всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2000. – № 4. – С. 27–31.
50. Костенко Н.А. О характере нагружения деталей вагонов продольными силами / Костенко Н.А., Миронова Т.А., Мишаков С.Л. // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1986. – № 7. – С. 43–44.
51. Костенко Н.А. Прогнозирование надежности транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
52. Костенко Н.А. Статистические распределения продольных сил, действующих на подвижной состав через автосцепки и методы их определения / Костенко Н.А., Никольский Л.Н. // Труды Брянского института транспортного машиностроения. Вып. 24. – Брянск, 1971. – С. 69–83.
53. Костина Н.А. Уточнение характеристик нагруженности вагона продольными силами через автосцепку // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1981. – № 4. – С. 36–39.
54. Кравченко А.И. О применении пояса безопасности в конструкции кабин / Кравченко А.И., Савинов К.Ю., Хараготян Р.К. // Труды II международной конференции «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». – Новочеркасск, 1997. – С. 180.
55. Красюков Н.Ф. Использование программ корпорации MSC Software для расчета деформации кабины машиниста при столкновении локомотива с препятствием / Красюков Н.Ф., Оганьян Э.С., Ноздрачева В.А. // Материалы Российской конференции пользователей систем MSC. – 2006. –

[Электронный ресурс] – Режим доступа:

http://www.mssoftware.ru/conf/conf_ru2006. (дата обращения: 12.01.2020).

56. Красюков Н.Ф. Как повысить пассивную безопасность подвижного состава // Локомотив. – 2014. – № 8. – С. 9–10.
57. Красюков Н.Ф. Моделирование нагруженности конструкции кабины машиниста при столкновении локомотива с препятствием / Красюков Н.Ф., Оганьян Э.С., Ноздрачева В.А. // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 8. – С. 34–35.
58. Красюков Н.Ф. О мультипликативной факторизации линейного дифференциального оператора в уравнениях динамики / Красюков Н.Ф., Климов И.А. // Труды всероссийского научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. Вып. 81. – Коломна, 2002. – С. 58–66.
59. Красюков Н.Ф. Расчет на прочность кузова электровоза 2ЭС6 / Красюков Н.Ф., Ноздрачева В.А. // Труды научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. Вып. 90. – 2008. – С. 66–72.
60. Красюков Н.Ф. Численное моделирование эксплуатационной нагруженности экипажных частей локомотивов / Красюков Н.Ф., Протопопов А.Л., Шашкова Е.В. // Вестник научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. Вып. 94. – Коломна, 2012. – С. 104–113.
61. Красюков Н.Ф. Численное моделирование эксплуатационной нагруженности экипажных частей локомотивов / Красюков Н.Ф., Протопопов А.Л., Шашкова Е.В. // Тезисы докладов XIII международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение». – Днепропетровск, 2012. – С. 116.
62. Кузьмич Л.Д. Исследование прочностных характеристик вагонов электропоездов / Кузьмич Л.Д., Иванов А.В. // Транспортное

- машиностроение: научно-технический реферативный сборник. Вып. 3. – М.: ЦИНТИАМ, 1964. – С. 25–29.
63. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств. Избранные труды. – Киев: Наукова думка, 1985. – 528 с.
64. Лазарян В.А. Моделирование силовых характеристик связей, имеющих упругопластическую область деформаций / Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Музыкин В.А. // Динамика и прочность машин. Вып. 6. – Харьков: ХГУ, 1967. – С. 136–141.
65. Лазарян В.А. О динамических усилиях, возникающих в упряжных приборах поезда при немонотонном изменении силы тяги / Лазарян В.А. // Труды ДИИТа. – Днепропетровск, 1948. – Вып. 19. – С. 63-82.
66. Лазарян В.А. Энергия деформации и перемещения линейных систем. – Киев: Наукова думка, 1972. – 140 с.
67. Манашкин Л.А. Моделирование продольно-изгибных колебаний кузовов вагонов при продольных ударах / Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Скалозуб В.В. // Труды Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. Вып. 143. – Днепропетровск, 1973. – С. 16–24.
68. Методы определения ресурса и циклической прочности конструкций экипажной части локомотивов / Махутов Н.А., Гапанович В.А., Коссов В.С., Оганьян Э.С., Красюков Н.Ф., Волохов Г.М. // Транспорт: наука, техника, управление. – 2016. – № 10. – С. 3-12.
69. Методы определения ресурса конструкций локомотивов / Махутов Н.А., Коссов В.С., Оганьян Э.С., Волохов Г.М., Гасюк А.С., Красюков Н.Ф., Протопопов А.Л. // Тр. междунар. конф. «Живучесть и конструкционное материаловедение» (М.: ФГБОУ ИМАШ РАН, 26-28 окт. 2016 г.). – С. 76-81.
70. Морозов С.И. Удар платформы с грузом о препятствие // Известия вузов. Лесной журнал. – 2000. – № 1. – С. 83–87.

71. Нагруженность элементов конструкции вагона: учебник для вузов железнодорожного транспорта / В.Н. Котуранов, В.Д. Хусидов, П.А. Устич, А.И. Быков; под ред. В.Н. Котуранова. – М.: Транспорт, 1991. – 238 с.
72. Наделюев В.Л. Испытания тепловоза на соударения со скоростью 20 км/ч / Наделюев В.Л., Оганьян Э.С., Солодков С.П. // Реф. сб. НИИинформтяжмаш. Вып. 9. Сер. 5. – М.: 1983. – С. 6–9.
73. Наделюев В.Л. Повышение прочности экипажей тепловозов при эксплуатационных и аварийных соударениях: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – М., 1987. – 196 с.
74. Наделюев В.Л. Результаты ударных испытаний поглощающих аппаратов ПГФ–8 на тепловозе ТЭМ7 / Наделюев В.Л., Прохоренков В.Д., Оганьян Э.С. // Труды всесоюзного научно-исследовательского института тепловозов и путевых машин. Вып. 63. – Коломна, 1986. – С. 176–181.
75. Никольский Л.Н. Исследование напряженного состояния вагона при ударных нагрузках // Техника железных дорог. – 1946. – № 8–9. – С. 19–22.
76. Никольский Л.Н. О силах удара вагонов и поглощающих свойствах фрикционных аппаратов автосцепки // Труды Бежицкого института транспортного машиностроения. – Бежица, 1949. – С. 54–64.
77. Никольский Л.Н. Об ударных нагрузках, воспринимаемых вагонами на сортировочных горках / Никольский Л.Н., Костенко Н.А. // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1967. – № 1. – С. 31–34.
78. Никольский Л.Н. Особенности изменения сил и напряжений в конструкции вагона при ударах в автосцепку / Никольский Л.Н., Озеров М.А., Дуденков В.Г. // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1962. – № 1. – С. 3–7.
79. Никольский Л.Н. Статистический метод расчета долговечности автосцепки с учетом малоциклового усталости / Никольский Л.Н.,

- Петрунина И.С., Петрунин В.С. // *Машиноведение*. – 1975. – № 1. – С. 75–80.
80. Овечников Н.Н. Расчет кузова локомотива при соударениях на ЭЦВМ // *Труды Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта*. Вып. 34. – Коломна, 1970. – С. 3–23.
81. Оганьян Э.С. Нагруженность конструкций ж.-д. подвижного состава в экстремальных условиях // *Тезисы докладов III международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава»*. – Новочеркасск, 2000. – С. 24.
82. Оганьян Э.С. Напряженно-деформированное состояние конструкций экипажной части тепловозов при соударениях и аварийных столкновениях // *Труды всероссийского научно-исследовательского института тепловозов и путевых машин*. Вып. 79. – Коломна, 1999. – С. 76–81.
83. Оганьян Э.С. Особенности нагружения конструкций локомотивов при соударениях // *ЦНИИТЭИ МПС*. – 1999. – № 7. – С. 52.
84. Оганьян Э.С. Параметры нагружения конструкций локомотивов при соударениях // *Динамика и прочность транспортных машин* / Под ред. В.И. Сакало. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2000. – С. 7–10.
85. Оганьян Э.С. Параметры удара для выбора энергопоглощающих устройств кабины машиниста локомотива // *Труды всероссийского научно-исследовательского института тепловозов и путевых машин*. Вып. 78. – Коломна, 1999. – С. 50–52.
86. Оганьян Э.С. Свойства процессов нагружения конструкций тепловозов при соударениях // *ЦНИИТЭИ МПС*. – 1999. – № 7. – С. 52.
87. Оганьян Э.С. Требования к несущей способности конструкций локомотивов при аварийных столкновениях // *Труды II научно-практической конференции «Безопасность движения поездов»*. – М., 2000. – С. 16.

- 88.Оганьян Э.С. Исследование несущей способности шкворневого узла рамы тепловоза / Оганьян Э.С., Ноздрачева В.А. // Транспорт. Наука. Техника. Управление. – 2000. – № 12. – С. 24–25.
- 89.Оганьян Э.С. Исследование прочности главной рамы тепловоза ТЭМ7 при действии ударной нагрузки / Оганьян Э.С., Солодков С.П., Наделюев В.Л. // Труды всесоюзного научно-исследовательского института тепловозов и путевых машин. Вып. 53. – Коломна, 1981. – С. 143–146.
- 90.Оганьян Э.С. Исследование прочности унифицированного кузова тепловоза 2ТЭ121 от сил соударений / Оганьян Э.С., Солодков С.П., Жук И.М // Труды всесоюзного научно-исследовательского института тепловозов и путевых машин. Вып. 62. – Коломна, 1985. – С. 151–156.
- 91.Оганьян Э.С. Критерии несущей способности конструкций локомотивов в экстремальных условиях нагружения: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.22.07 / Оганьян Эдуард Сергеевич. – М.: МИИТ, 2004. – 389 с.
- 92.Оганьян Э.С. Прочность рам тепловозов при соударениях с повышенными скоростями / Оганьян Э.С., Наделюев В.Л., Солодков С.П // Труды всесоюзного научно-исследовательского института тепловозов и путевых машин. Вып. 57. – Коломна, 1983. – С. 84–85.
- 93.Оганьян Э.С. Расчетная модель шкворневого узла рамы тепловоза типа ТЭ10 / Оганьян Э.С., Ноздрачева В.А. // Вестник всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2000. – № 3. – С. 33–35.
- 94.Определение динамической жесткости конструкции локомотивов по результатам их испытаний на соударения / Овечников Н.Н., Солодков С.П., Оганьян Э.С., Наделюев В.Л. // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1984. – № 1. – С. 26–28.
- 95.ОСТ 32.62-96. Нормы прочности металлоконструкций путевых машин. – М.: МПС: ВНИТИ, 1996. – 33 с.

- 96.Палий О.М. Испытания на прочность кузова вагона скоростного электропоезда «Сокол» / Палий О.М., Шапошников В.М., Никитин В.А. // Тезисы докладов научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века (идеи, требования, проекты)». – СПб., 1999. – С. 62.
- 97.Патент №2309068 Российская Федерация, МПК В61D 17/00, В61F 1/06. Кузов локомотива [Текст] / Авторы: Н.Ф. Красюков, Г.И. Михайлов, А.П. Шабeko, В.Ю Гусев. Патентообладатель: ФГУП ВНИКТИ МПС России. №2006114035/11; заявл. 26.04.2006; опубл. 27.10.2007, Бюл. №30. – 5 с.: ил.
- 98.Патент №2387557 Российская Федерация, МПК В61D 17/04. Модуль кабины транспортного средства [Текст] / Авторы: Н.Ф. Красюков, Г.И. Михайлов, В.Ю Гусев, Н.М. Кузина. Патентообладатель: ОАО «ВНИКТИ». №2009106228/11; заявл. 25.02.2009; опубл. 27.04.2010, Бюл. №12. – 6 с.: ил.
- 99.Патент №2476339 Российская Федерация, МПК В61G 11/16, F16F 7/12. Модуль для гашения энергии при соударении транспортных средств [Текст] / Авторы: Н.Ф. Красюков, Г.И. Михайлов, Э.С Оганьян, А.К. Кириков. Патентообладатель: ОАО «ВНИКТИ». №2011147164; заявл. 22.11.2011; опубл. 27.02.2013, Бюл. №6. – 6 с.: ил.
100. Повышение прочности, ресурса и безопасности эксплуатации несущих конструкций железнодорожного подвижного состава / Махутов Н.А., Коссов В.С., Оганьян Э.С., Красюков Н.Ф. // XII международная конференция «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение» (Днепропетровск, 28–30 мая 2008 г.). – С. 104.
101. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации. – М.: ООО «Техинформ», 2013. – С. 132-143.
102. Предупреждение техногенных катастроф / Махутов Н.А., Гаденин М.М., Земцов С.П., Коссов В.С., Красюков Н.Ф., Оганьян Э.С., Малышев Н.И.,

- Мельников В.И. // Транспорт: наука, техника, управление. – 2009. – № 11. – С. 31–34.
103. Прочность подвижного состава при соударении // Железные дороги мира. – 2000. – № 4. – С. 32–36.
104. Пузанков А.Д. Исследование напряженного состояния рамы макета кузова при ударе: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.22.07. – М., 1971. – 176 с.
105. Пузанков А.Д. Исследование характера распределения напряжений по элементам конструкции самоходных экипажей, вызванных ударом по автосцепке // Труды Московского института инженеров транспорта. Вып. 329. – М., 1970. – С. 66–87.
106. Разработка металлоконструкции модульных кабин электровозов ЧС2К, ВЛ10К / Гусев В.Ю., Красюков Н.Ф., Михайлов Г.И., Ноздрачева В.А., Оганьян Э.С. // Тезисы докладов IV МНПК «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». – Новочеркасск, 2003. – С. 165–166.
107. Распоряжение № 820р от 14.04.2010 года «Об утверждении технических требований к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://jd-doc.ru/2010/aprel-2010/6642-rasporyazhenie-oao-rzhd-ot-14-04-2010-n-820r>. (дата обращения: 12.01.2020).
108. Распределение продольных сил и ускорений в поезде при нелинейных упруго-вязких связях / Панькин Н.А., Гребенюк П.Т., Паршин В.Я., Тимощук А.И. // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1975. – № 2. – С. 21–24.
109. Расчет вагонов на прочность / Вершинский С.В. и др.; под ред. Л.А. Шадура – Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.
110. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах / Е.П. Блохин, И.Г. Барбас, Л.А. Манашкин и др. – М.: Транспорт, 1989. – 230 с.

111. Расчетная оценка напряженно-деформированного состояния кабины электровоза ЧС2К при столкновении с препятствием: отчет о НИР / ФГУП «ВНИКТИ». – Коломна, 2002. – 29 с.
112. Расчетная оценка напряженно-деформированного состояния кабины электровоза ВЛ10К при столкновении с препятствием: отчет о НИР / ФГУП «ВНИКТИ». – Коломна, 2003. – 41 с.
113. Роль науки в повышении качества подвижного состава / Коссов В.С., Грек В.И., Оганьян Э.С., Красюков Н.Ф. // Железнодорожный транспорт. – 2007. – № 10. – С. 44–45.
114. Русанов О.А. Обеспечение нормативных значений частоты изгибных колебаний кузовов вагонов электропоездов / Русанов О.А., Панкратова И.Г., Шур Я.И. // Вестник всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2005. – № 5. – С. 36–39.
115. Рязанов Э.М. Совершенствование расчетных методов оценки работоспособности аварийных креш-систем электропоездов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.22.07 / Рязанов Эльдар Михайлович. – Екатеринбург, 2017. – 149 с.
116. Самсонов Г.П. Эффективность систем аварийной амортизации скоростных поездов / Самсонов Г.П., Бороненко Ю.П., Орлова А.М. // Тезисы докладов научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века (идеи, требования, проекты)». – СПб., 1999. – С. 74.
117. Серенсен С.В. Критерии разрушения при циклическом упругопластическом деформировании / Серенсен С.В., Шнейдерович Р.М. // Прочность при малом числе циклов нагружения. – М.: Наука, 1969. – С. 80–87.
118. Солодков С.П. Динамико-прочностные испытания алюминиевого кузова моторного вагона скоростного электропоезда ЭР-200 // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1978. – № 6. – С. 36–39.

119. Солодков С.П. Защита кабины машиниста и оборудования локомотива от разрушений при соударениях // Бюллетень технико-экономической информации ЦНИИТЭИ МПС. – 1970. – № 6. – С. 32–34.
120. Солодков С.П. Определение сил, действующих на шкворневые узлы локомотивов при соударениях // М.: НИИинформтяжмаш. 5-71-4. – 1971. – С. 28–30.
121. Солодков С.П. Прочность боковин главной рамы кузова локомотива при продольном статическом сжатии и ударе // Вестник ВНИИЖТ. – 1969. – № 1. – С. 9–12.
122. Солодков С.П. Прочность буферных брусьев, шкворневых балок и боковин главной рамы кузова локомотива при продольном ударе // Тезисы докладов I республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников. – Днепропетровск: ДИИТ, 1969. – С. 296–298.
123. Солодков С.П. Прочность кузова локомотива при ударе в автосцепку // Научные труды ЦНИИ МПС. Вып. 393. – М., 1969. – С. 80–89.
124. Солодков С.П. Расчет элементов рам кузовов локомотивов на ударную нагрузку // М.: НИИинформтяжмаш. 5-74-10. – 1974. – С. 10–13.
125. Стратегия инновационного развития ОАО «Российские железные дороги» на период до 2015 года. Белая книга ОАО «РЖД» [Электронный ресурс] – Режим доступа:
https://doc.rzd.ru/doc/public/ru?STRUCTURE_ID=704&layer_id=5104&id=4038. (дата обращения: 12.01.2020).
126. Теличко И.Б. Совершенствование конструкции кабины машиниста для повышения пассивной безопасности локомотива при столкновениях: автореф. диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.22.07. – Днепропетровск, 2015. – 21 с.
127. Тепловоз 2ТЕ25А-001, фотография. [Электронный ресурс] – Режим доступа:
<https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f0/2TE25A-001.jpg>. (дата обращения: 12.01.2020).

128. Тепловоз 2ТЕ25К-0001, фотография. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/2/22/2ТЕ25К-0001.jpg>. (дата обращения: 12.01.2020).
129. Устич П.А. Надежность рельсового нетягового подвижного состава / Устич П.А., Карпычев В.А., Овечников М.Н. – М.: ИГ «Вариант», 1999. – 416 с.
130. Филиппов В.Н. Исследование поведения вагонов при аварийном соударении / Филиппов В.Н., Радзиховский Е.А. // Вестник всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1994. – № 3. – С. 9–12.
131. Численные метода анализа и метод конечных элементов / Бате К., Вилсон Р.; пер. с англ.; под ред. А.Ф. Смирнова. – М.: Стройиздат, 1982. – 447 с.
132. Экипажные части грузовых локомотивов нового поколения / Коссов В.С., Мещерин Ю.В., Березин В.В., Красюков Н.Ф. // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 8. – С. 26–28.
133. Экспериментальное столкновение двухэтажного высокоскоростного поезда ТЖВ с грузовым поездом // Железнодорожный транспорт за рубежом: экспресс-информация. Сер. 1. Вып. 6. – М., 1996. – С. 41-43.
134. Эксплуатационные нагрузки и требования конструктивной безопасности железнодорожных экипажей // Железные дороги мира. – 1973. – № 8. – С. 44–47.
135. Электровоз 2ЭС6-001, фотография. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://trainpix.org/photo/00/14/93/14936.jpg>. (дата обращения: 12.01.2020).
136. ASME. Boiler and Pressure Vessel Code. Section III. – 1968. – 392 p.
137. Crash tests enhance driver protection // International Railway Journal and Rapid Transit. – 1995. – № 2. – P. 32–33.

138. EN 15227-2011 Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies. = Железнодорожный транспорт. Требования к ударным нагрузкам кузовов вагонов / Европейский комитет по стандартизации (CEN). – Введ. 01.01.2011. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.gostinfo.ru/catalog/Details/id=4578557> (дата обращения: 12.01.2020).
139. Kollisionssichere Lokomotiven – spezifische Anforderungen und deren praktische Umsetzung am Beispiel der Lokomotivfamilie TRAXX von Bombardier Transportation = Удароустойчивые локомотивы: специфические требования и их реализация на примере серии TRAXX компании Bombardier Transportation / Carl F.B. u.a. // ZEV Rail Glasers Annalen. – 2004. – V. 128. № 9. – S. 398–415.
140. Lehrmann H. High-energy impact Windscreers // Railway Technology International. – 1994. – № 2. – P. 87–90.
141. Rationale for the design characteristics of fatigue resistance and service life of elements of railway rolling stock / Makhutov N.A., Kossov V.S., Oganyan E.S., Krasnyukov N.F., Bunin B.B., Ponomareva T.M. // Inorganic Materials. – 2010. – Vol. 46. Iss. 15. – P. 1674-1682.
142. Scasso Ch. Le choc du TGV // Le rail. – 1994. – № 43. – P. 30–31.
143. Schroeder M. Train crashworthiness. Validating analysis tools // Rail International. – 1999. – № 6. – P. 2–6.
144. Verhindert Crash-Norm Lokzulassungen? = Мешает ли стандарт по ударной устойчивости допуску локомотивов к эксплуатации? // El-Eisenbahningenier. – 2008. – März. – S. 56–58.
145. Voß G. Zusammenstoß von Fahrzeugen unterschiedlicher Festigkeit / Voß G., Füser S. // ZEV Rail Glasers Annalen. – 1997. – V. 121. № 10. – S. 538–548.
146. Weibull W.A. A statistical theory of the strength of materials / Royal Swedish Institute for Engineering Research. – V. 151. – Stockholm, 1939. – P. 45.
147. Wolter W. Kollisionssichere Schienenfahrzeuge – Empfehlungen für Hersteller und Betreiber = Удароустойчивый рельсовый подвижной состав:

- рекомендации для изготовителей и эксплуатационников // ZEV Rail
Glaser's Annalen. – 2004. – V. 128. № 9. – S. 196–206.
148. Wolter W. Kollisionssicherheit von Schienenfahrzeugen // Der
Eisenbahningenieur. – 2001. – № 5. – S. 63–68.
149. Wolter W. Kollisionssichere Schienenfahrzeuge Anforderungen,
Auslegungsgrundlagen und erste Ergebnisse // Eisenbahntechnische Rundschau.
– 2001. – № 4. – S. 192–200.