

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Уральский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО УрГУПС)

На правах рукописи

БЕЛЬСКИЙ АЛЕКСАНДР ОЛЕГОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ БОКОВОЙ РАМЫ
ДВУХОСНОЙ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Смолянинов Александр Васильевич

Екатеринбург – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫПОЛНЕННЫХ НАУЧНЫХ РАБОТ И ПУБЛИКАЦИИ ПО ВОПРОСАМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ БОКОВОЙ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕЁ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ.....	18
1.1 Анализ общих особенностей конструкций боковых рам	18
1.2 Анализ конструкции боковой рамы тележки модели 18-100 и её аналогов. 21	
1.3 Анализ конструкций боковых рам наиболее распространенных моделей тележек	29
1.4 Совершенствование конструкции боковой рамы путем изменения формы буксового проема	38
1.5 Анализ патентов по совершенствованию конструкций боковых рам.....	40
1.6 Обзор выполненных работ по исследованию напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы	54
Выводы по главе 1	62
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ БОКОВОЙ РАМЫ С УЧЕТОМ ВВОДА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ, ВЫЗВАННЫХ СПЕЦИФИКОЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БОКОВОЙ РАМЫ В ЗОНЕ БУКСОВОГО ПРОЕМА С КОРПУСАМИ БУКСОВЫХ УЗЛОВ	64
2.1 Разработка расчетной модели конструкции боковой рамы для определения напряженно-деформируемого состояния	64
2.2 Теоретические исследования напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы	98
Выводы по главе 2.....	107

3 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ БОКОВОЙ РАМЫ ДВУХОСНОЙ ТРЕХ-ЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА, ОБЛАДАЮЩЕЙ УЛУЧШЕННЫМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ СВОЙСТВАМИ.....	108
3.1 Описание разработанной конструкции.....	108
3.2 Теоретические исследования напряженно-деформированного состояния предлагаемой конструкции боковой рамы.....	118
Выводы по главе 3.....	136
4 ВЕРИФИКАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ.	137
4.1 Общие сведения по верификации результатов теоретических исследований.....	137
4.2 Верификация разработанной методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы.....	149
4.3 Верификация разработанной конструкции боковой рамы.....	152
Выводы по главе 4.....	155
5 ИССЛЕДОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ НАТЯГА БУКСОВОГО ПРОЕМА, СОЗДАВАЕМОГО РАЗРАБОТАННЫМ ТЕХНИЧЕСКИМ СРЕДСТВОМ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ КОНСТРУКЦИИ БУКСОВОГО ПРОЕМА БОКОВОЙ РАМЫ.....	156
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	165
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	168
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Параметры и коэффициенты, используемые при вычислении сил для теоретических исследований напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы.....	185
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Расчет сил, действующих на конструкцию боковой рамы, в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...».....	188
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Расчет сил, действующих на конструкцию боковой рамы, в соответствии с требованиями ГОСТ 33211-2014.....	193
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Карты напряжений, полученные с применением традиционной и предлагаемых методик расчетной оценки, для типовой конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014.....	198

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Патенты на изобретение	205
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Проектный расчет крепежных элементов	207
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Карты напряжений модернизированной конструкции боковой рамы, сроков службы стандартной и модернизированной конструкций боковой рамы, полученные с применением предлагаемой методики расчетной оценки по требованиям ГОСТ 33211-2014	209
ПРИЛОЖЕНИЕ З. Свидетельство о поверке партии тензорезисторов.....	221

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Железнодорожный транспорт в Российской Федерации является важным звеном в транспортной системе страны, выполняющим в среднем 45,54 % грузооборота и 21,94 % пассажирооборота в период 2015 – 2019 гг. [1, 2]. Это объясняется тем, что железнодорожный транспорт способен справляться с большими объёмами пассажиро- и грузопотоков на территориях большой протяженности при относительно низкой себестоимости и относительно высокой степени безопасности, что способствует созданию условий для устойчивого развития национальной экономики.

Крупнейшей железнодорожной компанией в Российской Федерации является Открытое акционерное общество «Российские железные дороги» (далее – ОАО «РЖД»), созданная в 2003 г. на базе Министерства путей сообщения Российской Федерации в процессе реализации реформы железнодорожного транспорта и имеющая в своей структуре все необходимые хозяйства для выполнения пассажиро- и грузоперевозок. ОАО «РЖД», как и любая компания в Российской Федерации, является звеном рыночной экономики, деятельность которой направлена на получение прибыли [3].

Одной из ведущих отраслей железнодорожного транспорта является вагонное хозяйство, призванное обеспечить содержание всего парка грузовых и пассажирских вагонов в технически исправном состоянии и безопасность движения поездов. Благодаря реализации дорожной карты по обеспечению функциональной безопасности движения в ОАО «РЖД» в период 2015 – 2019 гг. удалось снизить количество транспортных происшествий на 66 %, в том числе по ответственности ОАО «РЖД» на 58 % [4].

Количество нарушений безопасности движения поездов по вине вагонной службы на инфраструктуре ОАО «РЖД» зависит в значительной мере от технико-экономических параметров и технического состояния вагонного парка, со-

стояния рынка услуг в сфере ремонта вагонного парка. Анализ количества транспортных происшествий по причине излома боковых рам в период 1996 – 2019 гг. (рисунок 1) показывает, что среднее количество изломов в период 2010 – 2019 гг. составляет 16,8 шт./год, что в 3,65 раза больше аналогичного показателя за период 2000 – 2009 гг., т. е. произошло значительное увеличение их количества.

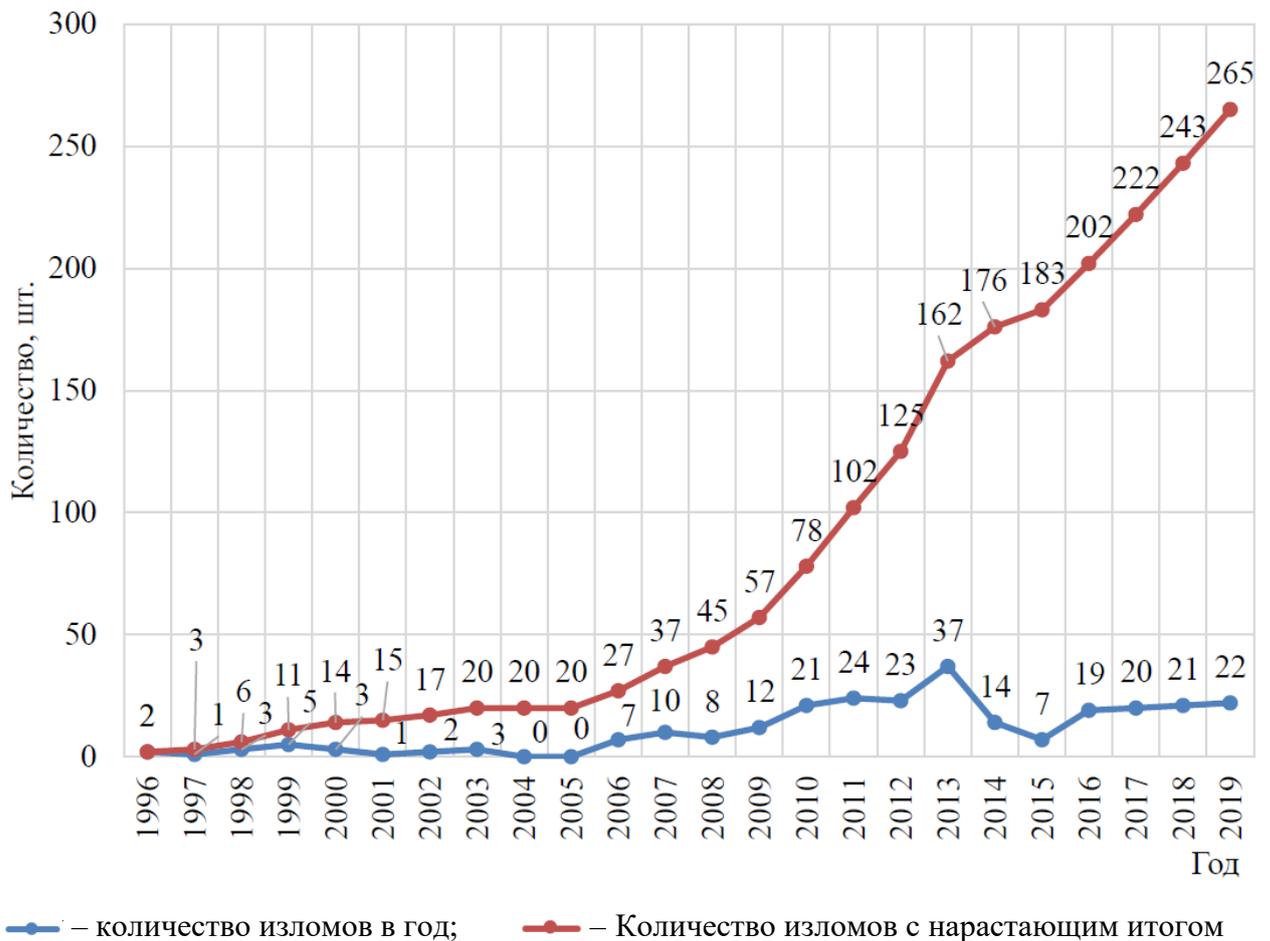
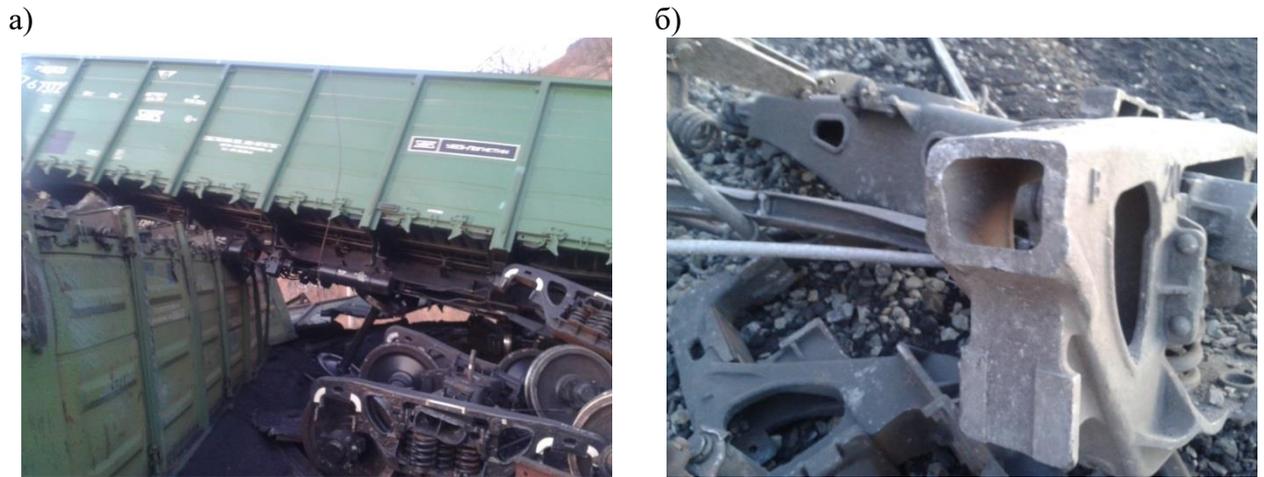


Рисунок 1 – Количество транспортных происшествий по причине излома боковых рам в период 1996 – 2019 гг.

Анализ мест изломов боковых рам (рисунок 2) показывает, что изломы происходят во внутреннем углу буксового проема. В результате таких происшествий наносятся повреждения железнодорожному транспорту, железнодорожной инфраструктуре, гибнут и получают вред здоровью люди. Убытки ОАО «РЖД», связанные с устранением последствий одного крушения по причине излома боковой рамы, составляют десятки миллионов рублей.



а – последствия транспортного происшествия; б – место излома боковой рамы

Рисунок 2 – Транспортное происшествие по причине излома боковой рамы

При этом следует учесть, что средний возраст грузового вагона (рисунок 3) уменьшился с 15,3 лет в 2012 г. до 12,1 лет в 2019 г. [5], количество отремонтированных грузовых вагонов плановыми видами в период 2012 – 2019 гг. (рисунок 4) остается практически постоянным при изменении баланса между частными депо и депо, входящими в структуру ОАО «РЖД» [5], количество отцепок грузовых вагонов в текущие ремонты ТР-1, ТР-2 в период 2012 – 2019 гг. (рисунок 5) возросло с 1124 тыс. шт. в 2012 г. до 1324 тыс. шт. в 2019 г. [6].

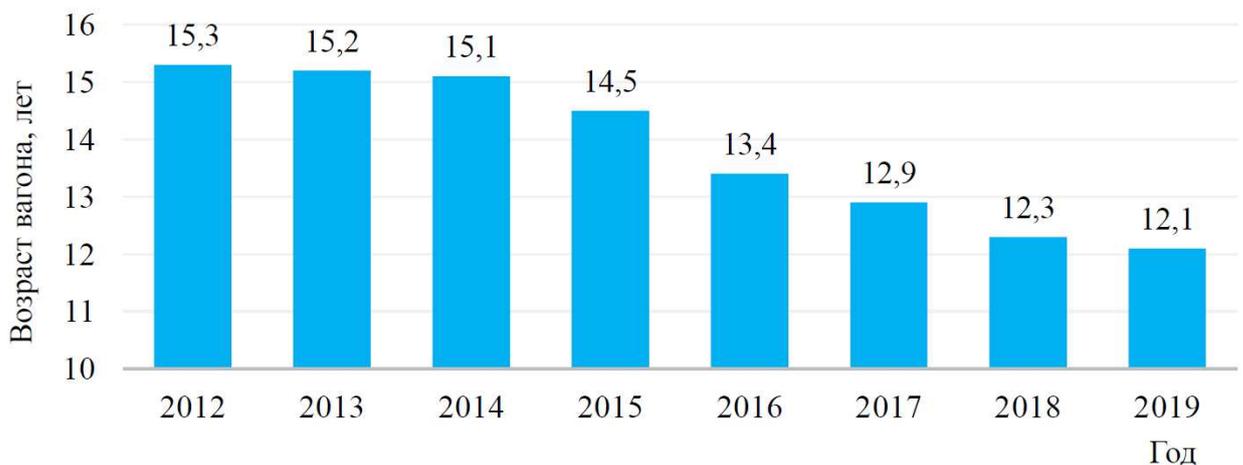


Рисунок 3 – Средний возврат грузового вагона в период 2012 – 2019 гг.

Учитывая общее количество грузовых вагонов рабочего парка [2], можно сделать вывод, что каждый грузовой вагон подвергается неплановым ремонтам в среднем один – два раза в год, и это, не смотря на омоложение парка грузовых

вагонов и увеличение в 2019 г. доли до 13 % (150 тыс.) инновационных вагонов от общего парка вагонов [5]. Основными причинами большого количества неплановых ремонтов грузовых вагонов являются низкое качество проведения плановых видов ремонта, несоответствие конструкции вагона современным требованиям эксплуатации.



Рисунок 4 – Структура рынка в сфере ремонта грузовых вагонов в Российской Федерации в период 2012 – 2019 гг.



Рисунок 5 – Количество отцепок вагонов в ТР-1 и ТР-2 в период 2012 – 2019 гг.

Анализ причин отцепок грузовых вагонов в неплановые виды ремонта ТР-1 и ТР-2 в 2019 г. показывает, что на неисправности тележек приходится 12,1 % и 21,5 % соответственно [6]. В период 2012 – 2019 гг. в пунктах технического обслуживания (далее – ПТО) ежегодно в среднем выявляется осмотровщиками-ремонтниками вагонов при выполнении технического обслуживания 50 тыс. технологических неисправностей в боковых рамах. В этот же период в среднем в год средствами неразрушающего контроля на вагонных ремонтных предприятиях при выполнении плановых видов ремонта выявлено наличие дефектов в 11 тыс. боковых рамах [7].

Анализ мест выявления технологических неисправностей в боковых рамах показывает, что 87 % бракуются по неисправностям буксового проема боковой рамы, в том числе 40 % – неисправности в зоне опорной поверхности буксового проема, 32 % – в наружном углу буксового проема; 15 % – во внутреннем углу буксового проема.

Большинство неисправностей, выявленных в боковых рамах двухосных трех элементных тележек грузовых вагонов, являются неремонтопригодными и требуют в соответствии с руководящими документами её полной замены [8 – 17].

К основным причинам возникновения трещин и изломов в боковых рамах относятся:

- несовершенство оборудования и технологии для выявления трещин в боковых рамах при выполнении технического обслуживания, плановых и неплановых видов ремонта;

- несовершенство конструкции боковой рамы.

Выявление трещин в боковых рамах в настоящее время производится при помощи визуального и неразрушающего контролей.

Визуальный контроль применяют при техническом обслуживании в ПТО и пунктах подготовки вагонов (далее – ППВ), при плановом и неплановом ремонтах на входном контроле в ремонтных предприятиях [18]. К основным ин-

струментам, применяемым при визуальном контроле боковых рам, относятся металлическая щетка, фонарик, молоток, лупа и т. п. Визуальный контроль имеет следующие недостатки, влияющие на достоверность результатов:

- низкая вероятность выявления мелких поверхностных дефектов;
- зависимость выявляемости дефектов от субъективных факторов человека (остроты зрения, усталости, опыта работы) и условий контроля (погодные условия, доступность и т. д.);
- зависимость выявляемости дефектов от качества удаления с контролируемой поверхности защитных покрытий (смазок, окалины и других загрязнений).

Кроме того, часть зоны боковой рамы, в которой происходят изломы, закрыта сменной износостойкой накладкой, что осложняет выполнение визуального контроля боковой рамы при техническом обслуживании. Для улучшения качества визуального осмотра при техническом обслуживании в ПТО и ППВ в ОАО «РЖД» применяется материальное стимулирование работников за каждый выявленный дефект в литых деталях.

Неразрушающий контроль конструкций боковых рам в ремонтных предприятиях и заводах при плановых и неплановых ремонтах выполняли до 2013 г. с применением магнитопорошкового, магнитоферрозондового и вихретокового методов [19 – 22], а с 2013 г. – только лишь магнитопорошковым методом [23, 24]. Незарушающий контроль имеет следующие недостатки [25, 26]:

- выполняет косвенные измерения свойств детали, влияющих косвенно на эксплуатационные характеристики;
- не позволяет прогнозировать сроки службы до разрушения;
- требует проведения дополнительных исследований для интерпретации полученных результатов.

К перспективным методам выявления трещин в боковых рамах можно отнести интеллектуальный молоток контроля ИМК-01 (разработка компании СТГ) [27] и комплекс для определения наличия трещин при прохождении по-

движного состава (разработка «Проектно-конструкторского бюро» – филиала открытого акционерного общества «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (ПКБ ОАО «ВНИИЖТ»)) [28].

Интеллектуальный молоток контроля ИМК-01 разработан для выявления дефектах в боковых рамах на ПТО и ППВ. Внедрение молотка ИМК-01, по мнению разработчиков, позволяет выявлять подповерхностные дефекты с их локализацией. В основу работы молотка ИМК-01 положен следующий принцип работы: в катушке индуктивности возбуждаются вихревые токи, а сигнальная катушка фиксирует искажения токов в трещине. Молоток ИМК-01 состоит из ударного устройства, ограничителя, двух кнопок запуска диагностирования, кнопки выключения/включения подсветки. Одна из кнопок запуска диагностирования предназначена для контроля обода колеса, вторая – для боковой рамы. Питание молотка ИМК-01 осуществляют за счет аккумуляторов. Опыт эксплуатации первых образцов молотка ИМК-01 на Западно-Сибирской, Октябрьской и Восточно-Сибирской железных дорогах показал их достоинства и недостатки [27].

Комплекс определения наличия трещин при прохождении подвижного состава позволяет выявлять дефекты в литых деталях тележек грузовых вагонов на ходу поезда с использованием аппаратуры, работающей на методе акустико-эмиссионного контроля. В основу работы комплекса положен следующий принцип работы: при прохождении состава по изгибу железнодорожного пути по сигналам датчиков определяется наличие и характер выявленных дефектов. Изгиб пути создается в вертикальном направлении. В местах изгиба пути устанавливаются датчики акустической эмиссии с системой регистрации. Точность системы регистрации комплекса обеспечивается наличием интеллектуальной системы распознавания данных и эффективным подавлением шумов.

Известные и вновь разрабатываемые методы контроля направлены только на выявление уже имеющихся дефектов в боковых рамах с целью недопущения транспортных происшествий на железнодорожном транспорте и не оказывают прямого влияния на технические характеристики боковых рам в эксплуатации.

Существующая конструкция боковой рамы применяется в грузовых вагонах с 1956 г. без существенных модернизаций при постоянно меняющихся условиях эксплуатации, при этом в 1976 г. проектная осевая нагрузка была увеличена с 21 до 22 тс, в 1977 г. – до 23, а позднее – до 23,5, благодаря заложенному конструкторскому запасу прочности. Но постоянно меняющиеся условия эксплуатации приводят к тому, что одни элементы конструкции боковой рамы воспринимают нагрузку более интенсивно, чем другие. Неравномерная нагрузка боковых рам в эксплуатации так же связана с неточностью и допущениями при расчетах на прочность боковых рам. Все это в конечном итоге приводит либо к транспортным происшествиям по причине излома боковых рам, либо к выбраковке при эксплуатации [29, 30].

Несовершенство конструкции боковой рамы, нетехнологичность и низкое качество изготовления боковых рам на заводах-изготовителях в соответствии с действующим нормативным документам [31, 32] приводят к образованию литейных дефектов в элементах конструкций боковых рам, которые являются очагами образования и развития усталостных трещин.

Становится очевидным, что существует ряд актуальных задач, связанных с боковыми рамами двухосных трехэлементных тележек грузовых вагонов, находящихся в эксплуатации: совершенствование конструкции, технологии их изготовления и методов неразрушающего контроля. Первостепенной из перечисленных является задача, связанная с совершенствованием конструкции боковой рамы.

Диссертационная работа выполнена с учетом стратегии научно-технического развития холдинга ОАО «РЖД» на период до 2025 г. (Белая книга), а также стратегии развития холдинга ОАО «РЖД» на период до 2030 г.

Цель диссертационной работы: улучшение эксплуатационных свойств конструкции боковой рамы двухосной трехэлементной тележки грузового вагона на основе разработки методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния, использующей современные универсальные программные комплексы инженерного анализа и учитывающей специфику эксплуатации боковой рамы при взаимодействии со смежными деталями тележки.

Задачи диссертационной работы:

– систематизация выполненных научных работ по вопросам совершенствования конструкций боковых рам двухосных трехэлементных тележек и определения их напряженно-деформированного состояния;

– разработка методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы методом конечных элементов, учитывающей специфику эксплуатации боковой рамы при взаимодействии со смежными деталями тележки по схемам нагружения, установленных «Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» и ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам»;

– разработка конструкции боковой рамы двухосной трехэлементной тележки грузового вагона с улучшенными эксплуатационными свойствами по сравнению с типовой конструкцией;

– теоретическое и экспериментальное исследования напряженно-деформированного состояния разработанной конструкции боковой рамы;

– сопоставление значений напряжений и сроков служб, полученных на основе разработанной методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния, предложенной и серийной конструкций боковых рам.

Предмет исследования. Разработка методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния с использованием современных универсальных программных комплексов инженерного анализа, учитывающей специфику эксплуатации боковой рамы при взаимодействии со смежными деталями тележки; оценка с использованием экспериментальных данных результатов расчетов напряженно-деформированного состояния по разработанной методике; повышение срока службы конструкции боковой рамы двухосной трехэлементной тележки грузового вагона, находящейся в эксплуатации, на основе разработанной методики.

Объект исследования – вагоны, в том числе боковая рама двухосной трехэлементной тележки грузового вагона.

Область исследования – эксплуатационные характеристики и параметры подвижного состава, повышение их эксплуатационной надежности и работоспособности.

Методы исследования. В работе проводились теоретические исследования с использованием разделов механики деформируемого твердого тела, требований нормативных документов к прочности и динамическим качествам подвижного состава железных дорог. Основным расчетный инструмент – метод конечных элементов с использованием лицензионного программного комплекса инженерного анализа SOLIDWORKS Simulation Solutions. Экспериментальные исследования выполнялись на разработанном стенде нагружения боковой рамы, снабженным тензометрическим оборудованием с применением прецизионных измерительных аналого-цифровых преобразователей.

Научная новизна. В процессе исследований получены следующие новые результаты:

– разработана методика расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы методом конечных элементов, учитывающая контактные взаимодействия боковой рамы с корпусами буксовых узлов по схемам нагружения, установленных «Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» и ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам»;

– разработана конечно-элементная модель для определения напряженно-деформированного состояния боковой рамы с граничными условиями, отражающими контактное взаимодействие боковой рамы с корпусами буксовых узлов, реализованная в программном комплексе SOLIDWORKS;

– разработано встроенное в конструкцию боковой рамы техническое средство, создающее замкнутый контур буксового проема, защищенное патентами на изобретения;

– разработана методика определения рационального значения натяга, создаваемого предложенным техническим средством между внутренней и наруж-

ной челюстями буксового проема, позволяющего повысить срок службы конструкции буксового проема боковой рамы за счет перераспределения напряжений в углах соответствующих буксовых проемов.

Достоверность полученных результатов определяется верификацией разработанной методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы и верификацией разработанной конструкции боковой рамы на метрологически аттестованной аппаратуре с основной погрешностью не превышающей 3,89 % и 3,87 % соответственно, отсутствием противоречий между полученными результатами и выводами в исследованиях, описанных в научной литературе, корректным использованием математического аппарата при построении моделей.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в следующем:

- получены уточненные значения напряжений в элементах боковой рамы при действии нагрузок согласно «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» и ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам»;

- разработаны два варианта встроенного в конструкцию боковой рамы технического средства, позволяющего повысить срок службы буксового проема за счет перераспределения напряжений в углах буксового проема, применяемого к конструкциям боковых рам, находящимся в эксплуатации, защищенного патентами на изобретение;

- разработаны методика и экспериментальный стенд для оценки напряженно-деформированного состояния боковой рамы;

- разработаны электрические структурная и принципиальная схемы прецизионных тензометрических измерительных преобразователей;

- получено рациональное значение натяга буксового проема, позволяющее за счет разработанного технического средства повысить срок службы конструкции буксового проема боковой рамы.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

– методика расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы с граничными условиями, отражающими реальные условия эксплуатации боковой рамы;

– техническое средство, встраиваемое в конструкцию находящихся в эксплуатации боковых рам, позволяющее повысить срок службы буксовых проемов за счет перераспределения напряжений в их углах;

– методика исследования натяга, создаваемого предложенным техническим средством между внутренней и наружной челюстями буксового проема, позволяющая повысить срок службы конструкции буксового проема боковой рамы за счет перераспределения напряжений в соответствующих углах буксовых проемов.

Апробация результатов. Материалы и основные результаты диссертационной работы обсуждались на Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Приборы и методы измерений, контроля качества и диагностики в промышленности и на транспорте» (г. Омск, 2013 г.), Всероссийской научно-технической конференции «Стандартизация, метрология и управление качеством», посвященной 90-летию Росстандарта и 170-летию метрологической службы России (г. Омск, 2015 г.), на третьей Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава» (г. Омск, 2015 г.), на Республиканской научно-технической конференции в Ташкентском институте инженеров железнодорожного транспорта АО «Ўзбекистонтемир йўллари» «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте» (г. Ташкент, 2016 г.), на XII Международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (г. Санкт-Петербург, 2017 г.), на кафедре «Вагоны» ФГБОУ ВО УрГУПС (г. Екатеринбург, 2017 г.), на XIII Международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (г. Санкт-Петербург, 2018 г.), на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» ФГБОУ ВО ОмГУПС

(г. Омск, 2019 г.), научной конференции, посвященной Дню Российской науки (г. Омск, 2020 г.), на Всероссийской научно-технической конференции «ТРАНС-ПОРТ УРАЛА - 2020» (г. Екатеринбург, 2020 г.). Результаты диссертационной работы в полном объеме заслушаны и одобрены на заседании кафедры «Вагоны» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Уральский государственный университет путей сообщения» (г. Екатеринбург, 2021 г.).

Публикации. По результатам диссертации опубликована 21 печатная работа, из них четыре в статьях рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Минобрнауки России, два методических учебных пособия, два патента на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 140 наименований, и 8 приложений. Текст диссертации содержит 184 страницы машинописного текста, 75 рисунков, 20 таблицы.

1 Обзорное исследование выполненных научных работ и публикации по вопросам совершенствования конструкции боковой рамы тележки грузового вагона и определения её напряженно-деформированного состояния

1.1 Анализ общих особенностей конструкций боковых рам

Боковая рама является одним из основных несущих элементов двухосной трехэлементной тележки грузового вагона и предназначена для восприятия и передачи нагрузок от кузова вагона на колесные пары посредством надрессорной балки и буксовых узлов колесных пар. Боковая рама работает в условиях повышенных циклических нагрузок и степень её эксплуатационной надежности определяет уровень безопасности движения, величину межремонтных пробегов, величину и стоимость жизненного цикла вагона.

В настоящее время на территории Российской Федерации эксплуатируется более 30 моделей двухосных трехэлементных тележек грузовых вагонов, разработанных различными научными, конструкторскими и производственными организациями [30]. Тележки, допущенные к эксплуатации на железных дорогах Российской Федерации, должны соответствовать широкому спектру нормативно-технических требований [33]. Например, ГОСТ 9246-2013 «Тележки двухосные трехэлементные грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия» [34] определяет основные требования к конструктивным решениям двухосных трехэлементных тележек, что обеспечивает взаимозаменяемость типов этих тележек под грузовыми вагонами, эксплуатируемыми на железнодорожных путях общего и необщего пользования колеи 1520 мм. ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» [35] устанавливает требования к прочности и динамическим качествам при расчетах и оценке результатов испытаний для несущих конструкций кузова вагона, тележек и других деталей. Выполнение требований нормативно-

технической документации должно позволять поддерживать на территории Российской Федерации существующий уровень безопасности при перевозке грузов по железным дорогам. В свою очередь, необходимость соблюдения действующих требований нормативно-технической документации в совокупности с правовыми и экономическими особенностями предпринимательства в Российской Федерации привела к созданию вагоностроительными заводами подобных друг другу конструкций двухосных трехэлементных тележек, имеющих схожие технические характеристики, непринципиальные конструкторские и технические отличия [35].

В связи с улучшением экономической ситуации в Российской Федерации в 1999 г. была начата программа по созданию подвижного состава нового поколения. Учитывая тенденции мирового вагоностроения 2000 гг. в направлении повышения, надежности межремонтных пробегов, а также анализа известных недостатков тележки модели 18-100, с 2003 г. начался рост количества разрабатываемых моделей тележек грузовых вагонов (рисунок 6). Среди разработанных моделей [30] имеются тележки, являющиеся практически полными конструктивными аналогами тележки модели 18-100, и тележки, спроектированные по руководствам Американской Ассоциации Железных Дорог (AAR).

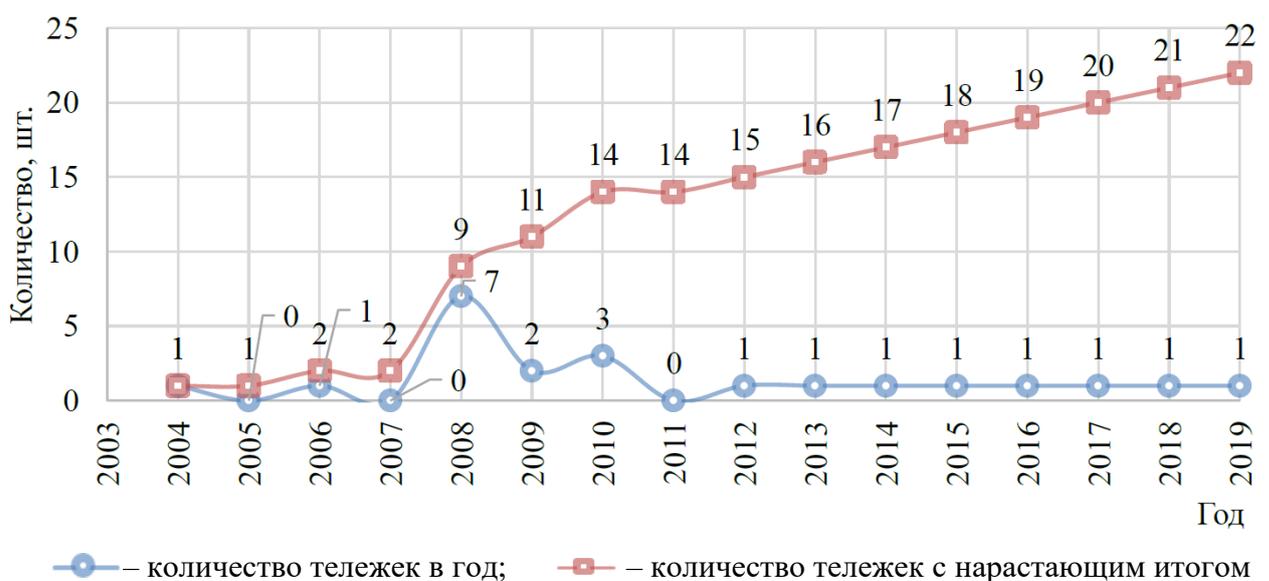


Рисунок 6 – Динамика разработки новых моделей тележек грузовых вагонов в ОАО «РЖД»

Несмотря на увеличивающееся количество моделей двухосных трехэлементных тележек грузовых вагонов, в настоящее время более 87 % вагонов [5], эксплуатируемых на российских железных дорогах и стран СНГ, оборудованы тележками модели 18-100 или их конструкционными аналогами. Учитывая регламентированный срок службы тележки 32 года и средний возраст вагонов (см. рисунок 3) можно сделать вывод, что преобладание тележек модели 18-100 над инновационными тележками сохранится и в ближайшем будущем. На основе анализа конструктивных особенностей известных моделей двухосных трехэлементных тележек грузовых вагонов, находящихся на различных стадиях своего жизненного цикла [30], выделены следующие ключевые модели боковых рам (таблица 1):

- боковая рама тележки модели 18-100;
- боковая рама тележки модели 18-578;
- боковая рама тележки модели 18-194;
- боковая рама тележки модели 18-9800;
- боковые рамы, изготовленные с учетом опыта передовых зарубежных производителей;
- боковые рамы экспериментальных и специализированных тележек.

Основными производителям боковых рам в Российской Федерации и странах СНГ являются предприятия как АО «НПК «Уралвагонзавод» (далее – УВЗ), ООО «Промтрактор-Промлит», АО «Алтайвагон» (далее – АВЗ), ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» (далее – КВСЗ), ОАО «Мариупольский завод тяжелого машиностроения» (далее – МЗТМ), АО «Брянский вагоностроительный завод», АО «Тихвинский вагоностроительный завод» (далее – ТВСЗ). Разработкой новых и модернизацией существующих моделей тележек грузовых вагонов также занимаются ОАО «ВНИИЖТ», ОАО «ВНИКТИ», АО «Научно-внедренческий центр «Вагоны» (далее – НВЦ «Вагоны»), МИИТ, УрГУПС, ИрГУПС, ПГУПС, ОмГУПС и др.

Таблица 1 – Распределение аналогов моделей боковых тележек (без учета экспериментальных и специализированных) по ключевым моделям боковых рам

Ключевая модель боковой рамы	Ключевая модель тележки, производитель, год разработки	Аналоги ключевой модели тележки
Боковая рама тележки модели 18-100	18-100, УВЗ, 1956 г.	18-109, 18-115, 18-120, 18-131, 18-755, 18-1750, 18-2128, 18-6941, 18-7055, 18-9597, 18-9770, 18-9801, 18-9841, 18-9845, 18-9875, 18-9876, 18-9896, 18-9899, 18-9903, 18-9918, 18-9922
Боковая рама тележки модели 18-578	18-578, УВЗ, 2004 г.	18-555, 18-7020, 18-9771, 18-9996
Боковая рама тележки модели 18-194	18-194, УВЗ, 2006 г.	18-579
Боковая рама тележки модели 18-9800	18-9800, ВНИКТИ и АВЗ, 2008 г.	–
Боковые рамы, изготовленные с учетом опыта передовых зарубежных производителей: - Боковая рама тележки модели 18-9836 - Боковые рамы тележек моделей 18-9810, 18-9855 и 18-6863	18-9836, ЗАО «Промтрактор-Вагон», 2008 г. 18-9810, ЗАО «ТСЗ «Титран-экспресс», 2008 г.; 18-9855, ЗАО «ТСЗ «Титран-экспресс», 2008 г. 18-6863, ТВСЗ, 2016 г.	18-7033, 18-9817, 18-9844 –

1.2 Анализ конструкции боковой рамы тележки модели 18-100 и её аналогов

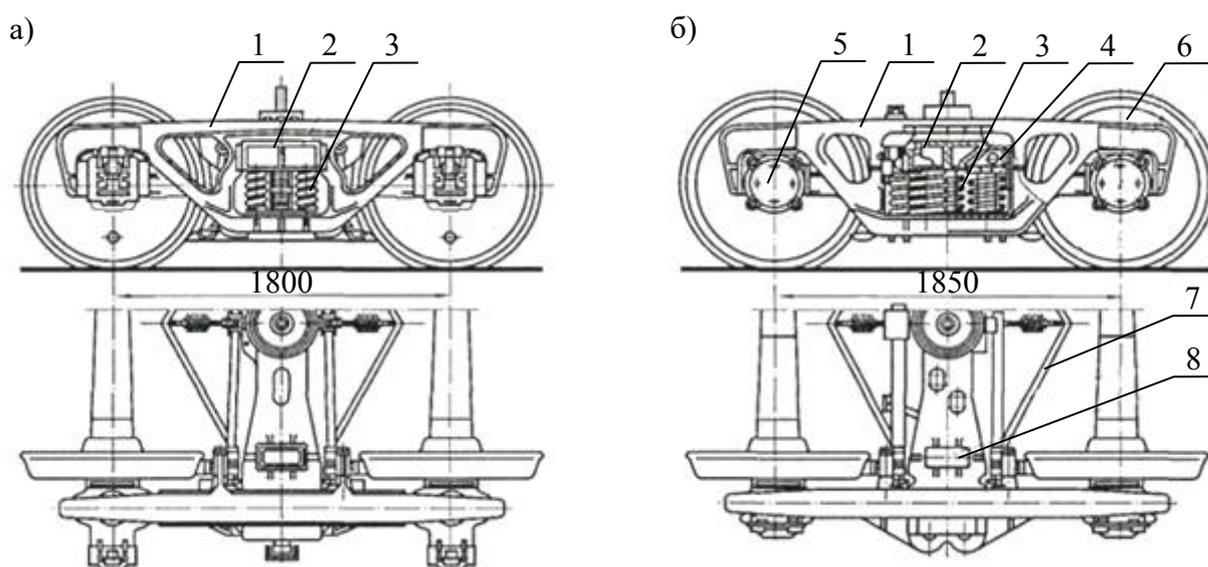
Прототипом современной боковой рамы является боковая рама поясной тележки, разработанная в 1846 г. Мытищинским вагоностроительным заводом [36]. Она имела простую конструкцию и состояла из верхнего, среднего и нижнего поясов, колонок, соединенных между собой колоночными и буксовыми болтами. В свою очередь, простота конструкций боковых рам поясных тележек выявила следующие недостатки в эксплуатации:

- недостаточная жесткость конструкции боковой рамы в зоне буксовых проемов при вхождении тележки в кривую;
- малая податливость конструкции боковой рамы кручению;

– часто происходило ослабление затяжки гаек колоночных и буксовых болтов, а также возникали трещины в поясах в местах изгиба и по отверстиям для колоночных болтов.

Перечисленные недостатки боковых рам поясных тележек вызывали излом поясов и полный выход тележки из строя.

На смену поясным конструкциям боковых рам пришли литые модели МТ-50, а затем и более совершенные модели 18-100 (ранее носившие название ЦНИИ-ХЗ-0) (рисунок 7), как более прогрессивные, имеющие бóльшую прочность при меньшей себестоимости изготовления. Боковые рамы тележки модели 18-100 были разработаны и приняты к серийному производству в 1950-х г. прошлого века. И вот уже более 60 лет с незначительными изменениями в конструкции эксплуатируются на железных дорогах колеи 1435 и 1520 мм.

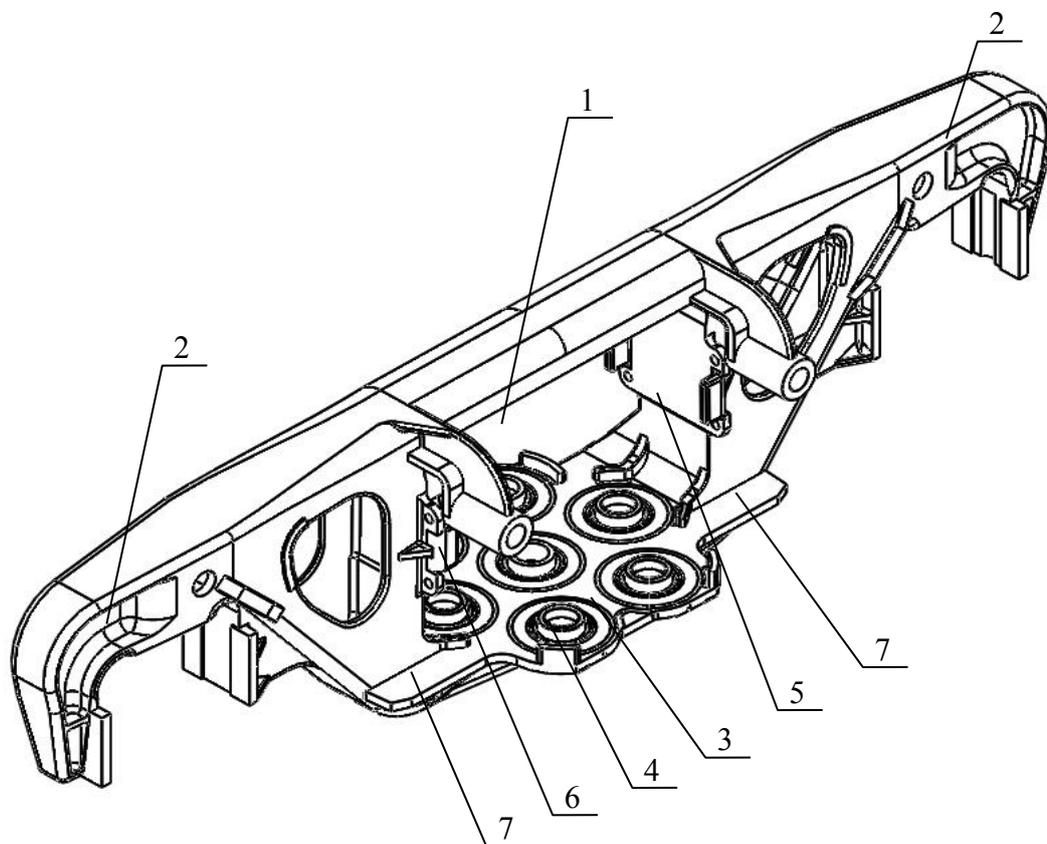


а – модель МТ-50; б – модель 18-100 (ЦНИИ-ХЗ-0);
 1 – боковая рама; 2 – наддресорная балка; 3 – рессорный комплект;
 4 – клин фрикционного гасителя колебаний; 5 – буксовый узел; 6 – колесная пара;
 7 – тормозное оборудование, 8 – скользян

Рисунок 7 – Двухосные трехэлементные тележки грузовых вагонов с литыми боковыми рамами

Боковая рама тележки модели 18-100 (рисунок 8) отливается из стали марок 20Л, 20ГЛ, 20ФТЛ, 20ГЛФ. Рама состоит из горизонтальных, наклонных по-

ясов и колонок. Сечения наклонных поясов и вертикальных колонок корытообразной формы. Горизонтальный участок нижнего пояса имеет замкнутое коробчатое сечение.



1 – рессорный проем; 2 – концевые части; 3 – опорная плита; 4 – бонки и буртики;
5 – площадки; 6 – упоры; 7 – предохранительные полки

Рисунок 8 – Боковая рама тележки модели 18-100

В средней части боковой рамы имеется проем 1 (см. рисунок 8) для размещения рессорного комплекта, а по концевым частям 2, выполненным в форме двутаврового сечения, буксовые проемы для установки колесных пар с буксовыми узлами. Нижняя часть центрального проема образует опорную плиту 3 с размещенными на ней бонками и буртиками 4 для фиксации пружин рессорного комплекта. На вертикальных стенках рессорного проема имеются площадки 5, к которым заклепками крепятся фрикционные планки. На этих площадках имеются упоры 6, которые служат для ограничения поперечного перемещения фрикционных клиньев. С внутренней стороны боковой рамы опорная плита оканчивается предохранительными полками 7, являющимися опорами наконечников

триангелей в случае обрыва подвесок. Подвеска крепится к кронштейну боковой рамы, расположенному с внутренней стороны боковины. Между кронштейном и боковой рамой с внутренней стороны имеются полки с овальным отверстием, которые служат опорой для балки авторежима [37].

Конструктивные недостатки боковых рам тележки модели 18-100 были впервые выявлены УВЗ и ЦНИИ МПС еще в 1953-1955 гг. при проведении комплексных испытаний грузовых вагонов на этих тележках. В дальнейшем, например, в трудах ЦНИИ МПС в 1973 г., были подробно обобщены результаты многочисленных исследований различных типов тележек. Вновь было показано, что боковая рама тележки модели 18-100 по ряду параметров уступает аналогичным боковым рамам тележек США. Тогда же были сформулированы её недостатки:

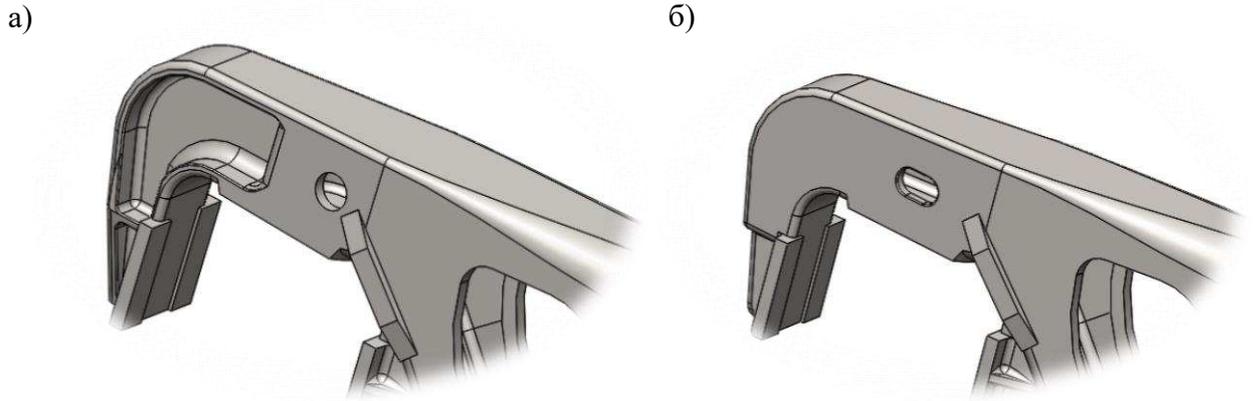
- несовершенство конструкции самих элементов боковой рамы;
- несовершенство технологии изготовления боковой рамы;
- несовершенство механических свойств стали, применяемой для отливок боковой рамы;
- повышение значений нагрузок, действующих на элементы боковой рамы, вследствие увеличения величины зазоров между взаимодействующими в тележке деталями;
- большая жесткость пружин для порожнего или малозагруженного режима работы вагона;
- низкая стабильность недостаточная горизонтальная демпфирующая способность гасителей колебаний;
- большая необрессоренная масса и недостаточный статический прогиб, что обуславливает их повышенное воздействие на путь и на узлы тележки (в т. ч. боковые рамы);
- недостаточная связанность узлов рамы тележки в плане из-за угловых поворотов надрессорной балки на наклонных поверхностях фрикционных клиньев, которая приводит к неравномерному распределению горизонтальных динамических сил и перекоосу рамы, что интенсифицирует взаимодействие тележки с кузовом вагона и путевой структурой;

– недостаточная связанность колесных пар с боковыми рамами тележки, которая допускает смещение боковых рам относительно буксовых узлов, обуславливает быстрый и неравномерный износ взаимодействующих опорных поверхностей и перераспределение нагрузок;

– использование простейших скользунов жесткого типа и опорного соединения пятник – подпятник с быстро и неравномерно изнашивающимися поверхностями, что способствует нестабильности ходовых характеристик вагона и ускоряет износ колесных пар и других элементов тележки.

Для устранения конструктивных недостатков элементов боковой рамы постоянно проводились поиски способов её модернизации. Так, с целью предотвращения случившихся многочисленных изломов боковых рам во внутреннем углу буксового проема, вызванных повышенными нагрузками на переходных режимах движения поезда и при торможениях подгорочными замедлителями при сортировке вагонов, в 1997 г. УВЗ была выполнена основная модернизация боковой рамы тележки модели 18-100, в результате которой двутавровый профиль концевых частей был заменен на коробчатый (рисунок 9). Это позволило увеличить прочность внутреннего угла буксового проема на $15 \div 20$ %. В таком виде боковая рама была введена в серийное производство в 1998 г.

Соединения буксовых узлов с боковой рамой не обеспечивает равномерно-распределенного восприятия нагрузок элементами боковой рамы, возникающих при взаимодействии буксовых узлов с внутренней или наружной челюстями. Каждый буксовый проем боковой рамы, представляющий открытую П-образной формы конструкцию, состоящую из внутренней и наружной направляющих, жестко связанных между собой центральной частью боковой рамы – опорной полкой, взаимодействующей с опорной поверхностью буксы, испытывает, согласно положений курса сопротивления материалов, под действием тяговых и весовых нагрузок при движении состава максимальные напряжения в местах сопряжения направляющих с опорной полкой проема, причем, концентрация сил и изгибающих моментов в углах буксовых проемов предельная и не зависит от площади и формы поперечного сечения названных элементов.



а – двуглавый; б – коробчатый

Рисунок 9 – Концевые части боковых рам тележки модели 18-100

Увеличение величины зазоров происходило по причине естественного износа трущихся поверхностей взаимодействующих поверхностей деталей. Для исключения естественного износа трущихся поверхностей взаимодействующих деталей, были разработаны и внедрены проекты М1698 ПКБ ЦВ (Российская Федерация) [38] и С 03.04 «А. Стаки» и «Амстед Рейл» (Украина) [39].

Проект М1698 внедряется ПКБ ЦВ с 1999 г. в соответствии с руководящим документом РД 32 ЦВ 072-2009 «Ремонт тележек грузовых вагонов модели 18-100 с установкой износостойких элементов в узлах трения» [14]. В настоящее время по данному руководящему документу модернизированы почти все тележки собственности ОАО «РЖД». С учетом проведения модернизации тележек грузовых вагонов межремонтный норматив составляет 2 года, а по отдельным видам вагонов (крытые, платформы и т. п.) – 3 года. Пробег вырос с 110 000 до 160 000 км.

Модернизация боковой рамы по проекту М1698 предусматривает установку на опорную поверхность буксового проема боковой рамы сменной накладки толщиной 6 мм из стали 30ХГСА (рисунок 10), замену типовых фрикционных планок боковой рамы составными [40]. Составная фрикционная планка устанавливается в фрикционный узел гашения колебаний и состоит из двух элементов: неподвижной и подвижной фрикционных планок. Неподвижная фрик-

ционная планка приклепывается к боковой раме, подвижная – свободно размещается между неподвижной планкой и вертикальной поверхностью фрикционного клина. Модернизация по проекту М1698 позволяет защитить от износа основные пары трения в тележке и исключить в депо такую операцию как восстановление изношенной опорной поверхности боковой рамы, что, в конечном итоге, приводит к уменьшению стоимости ремонта боковой рамы.

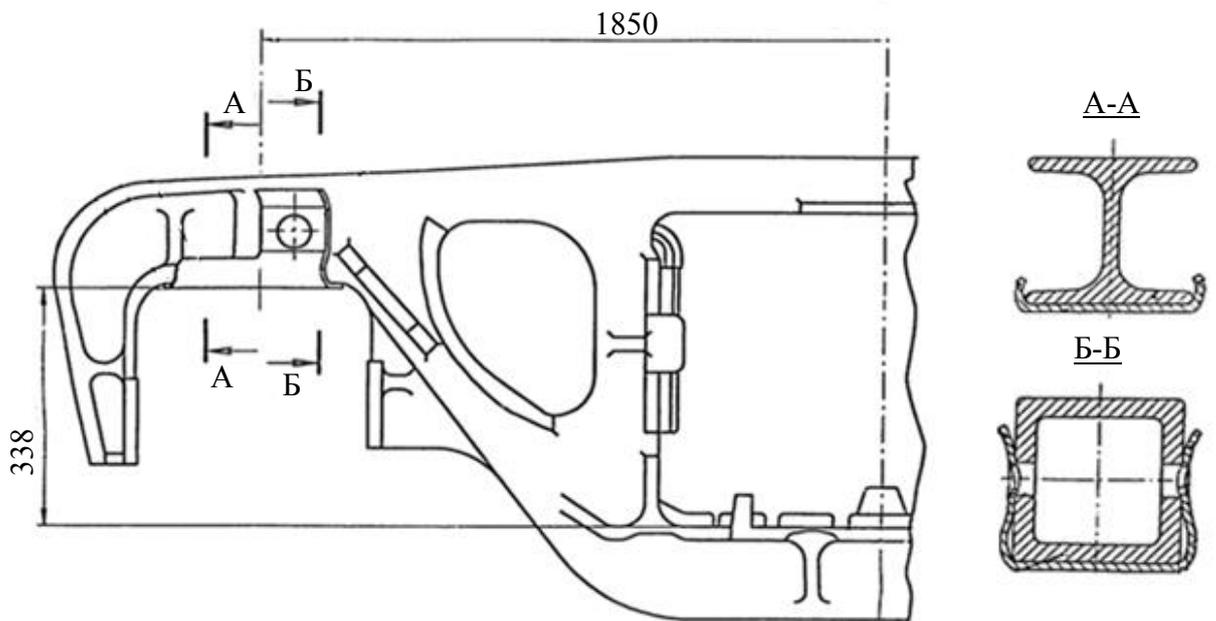


Рисунок 10 – Боковая рама тележки модели 18-100 со сменной накладкой

Проект С 03.04 был разработан параллельно с проектом М1698, но с использованием износостойких элементов компаний производства «А. Стаки» и «Амстед Рейл», апробирование которого производилось в Украине.

Отличие в проектах модернизации боковой рамы М1698 и С 03.04 фактически заключается в материале устанавливаемых накладок на опорную поверхность. Подробное сравнение проектов модернизации боковых рам приведено в работе [41], выполненной НВЦ «Вагоны». В работе показано, что частота попадания вагона в ТОР у вагонов на тележках 18-100, модернизированных по проекту М1698, по сравнению с тележкой 18-100, практически не изменилась, у вагонов на тележках 18-100, модернизированных по проекту С 03.04 – снизилась на 30 %.

Для снижения увеличенного силового воздействия на элементы конструкции боковой рамы, по причине большой жесткости пружин для порожнего или малозагруженного режима работы вагона, постоянно ведутся работы, направленные на улучшение характеристик рессорного подвешивания двухосных трехэлементных тележек.

Для повышения безотказности конструкций боковых рам в эксплуатации проводятся работы, направленные на совершенствование технологии изготовления боковой рамы тележки, что приводит к постепенному отказу от выплавки стали для боковых рам в мартеновских печах. Установлено, что металл, выплавленный в мартеновских печах вследствие невозможности проведения в них диффузионного раскисления, значительно уступает стали, выплавленной в дуговых электропечах, по уровню газонасыщенности и количеству неметаллических включений.

Так же проводятся работы по постоянному улучшению механических свойств стали, применяемой для отливок боковых рам. Сегодня 85 % изломов боковых рам происходит в пути следования в зимние месяцы, что свидетельствует о недостаточном уровне хладостойкости применяемых сталей.

Анализ проведенного исследования по конструкции боковой рамы показывает, что все недостатки современной конструкции боковой рамы модели 18-100 широко известны, работы по совершенствованию конструкции боковой рамы выполняются многими научными и производственными организациями на протяжении всего времени эксплуатации. К наиболее проблемным элементам конструкции боковой рамы относятся внутренний и наружный углы буксового проема, что подтверждается анализом мест выявления технологических неисправностей в эксплуатации. К настоящему времени не найдено эффективного способа решения проблемы по совершенствованию конструкции внутреннего и наружного угла буксового боковой рамы тележки модели 18-100. Аналоги тележки модели 18-100 разработали ООО «ГСКБВ им. В. М. Бубнова» (Украина, модель 18-1750, 2007 г.), АВЗ (Российская Федерация, модель 18-2128, 2008 г.),

АО «Новозыбковский машиностроительный завод» (Российская Федерация, модель 18-6941, 2016 г.), КВСЗ (Украина, модель 18-7055, 2010 г.), АО «Узбекистон темир йуллари» (Республика Узбекистан, 18-9597, 2015 г.), ЗАО «Промтрактор-Вагон» (Российская Федерация, модель 18-9770, 2007 г.), АО «Рузхиммаш» (Российская Федерация, модель 18-9801, 2008 г.), НВЦ «Вагоны» совместно с ТВСЗ (Российская Федерация, модель 18-9841, 2010 г.), ТОО «Казахстанская вагоностроительная компания» (Республика Казахстан, модель 18-9845, 2009 г.), АО «Рославльский вагоноремонтный завод» (Российская Федерация, модель 18-9875, 2010 г.), АО «Барнаульский вагоноремонтный завод» (Российская Федерация, модель 18-9876, 2010 г.), АО «ПО «Бежицкая сталь» (Российская Федерация, модель 18-9896, 2014 г.), ООО «Промышленно-инвестиционная группа транспортного машиностроения Интер Кар Груп» (Украина, модель 18-9899, 2012 г.), ОАО «Новокузнецкий вагоностроительный завод» (Российская Федерация, модель 18-9903, 2011 г.), АО «ЗИКСТО» (Республика Казахстан, модель 18-9918, 2012 г.) [30]. Указанные тележки моделей полностью взаимозаменяемы с тележками модели 18-100 как в целом, так и по составным частям, и, следовательно, тележки имеют аналогичные проблемы с боковыми рамами.

1.3 Анализ конструкций боковых рам наиболее распространенных моделей тележек

1.3.1 Конструкция боковой рамы тележки модели 18-578 и её аналогов.

Боковая рама тележки модели 18-578 была разработана специалистами УВЗ в 2004 г. и применяется соответственно в тележках модели 18-578. По сути тележка модели 18-578 является результатом комплексного устранения выявленных недостатков за время эксплуатации тележки модели 18-100. Среди конструктивных и технологических решений, примененных в тележке модели 18-578, оказывающих непосредственное влияние на работу боковой рамы, следует отметить следующие [42]:

- съемные скользуны упруго-каткового типа;
- чугунные термоупрочненные фрикционные клинья с уретановыми накладками;
- рессорное подвешивание выполнено из пружин меньшей жесткости, по сравнению с тележкой 18-100.

Применение вышеописанных решений позволяли:

- улучшить динамику порожних и малозагруженных вагонов;
- повысить плавность хода вагона вследствие уменьшения боковой качки и гашения извилистости движения тележки;
- обеспечивать свободный поворот тележки относительно кузова при прохождении кривых участков пути.

Боковая рама тележки модели 18-578 изготавливается литьем из стали 20ГЛ, имеющей увеличенный до $1,8 \div 2,1$ коэффициент запаса усталостной прочности. Также боковая рама тележки модели 18-578, благодаря примененным техническим решениям, стала воспринимать меньшие вертикальные усилия, передаваемые от вагона по сравнению с боковой тележки модели 18-100. Опыт эксплуатации тележки модели 18-578 показал недостаточную надежность внутреннего угла буксового проема боковой рамы.

Аналоги тележки модели 18-578 разработали УВЗ (Российская Федерация, модель 18-555, 2015 г.), КВСЗ (Украина, модель 18-7020, 2005 г.), ЗАО «Промтрактор-Вагон» (Российская Федерация, модель 18-9771, 2007 г.), Цицикарская вагоностроительная компания по заказу АО «Казтемиртранс» (КНР, Республика Казахстан, модель 18-9996, 2008 г.).

Тележка модели 18-555 разработана УВЗ с целью заменить все существующие тележки с осевой нагрузкой 23,5 тс и стандартным межремонтным пробегом при использовании в конструкции вагонов для перевозки легковесных грузов. В зависимости от типа подшипников, применяемых в буксовом узле, выпускаются модели 18-555 (с цилиндрическими подшипниками в корпусе буксы) и 18-555-1 (с двухрядными роликовыми коническими подшипниками кассетного типа).

Основным отличием тележки модели 18-9996 является наличие двух перекрестно скрепленных упругих (эластичных) элементов (стержней), предназначенных для более жесткой связи между собой боковых рам, надрессорной балки и рессорных комплектов. Конструкция сочленения надрессорной балки с боковыми рамами обеспечивает прямоугольность очертаний тележки в плане, при этом достигается также соосность осей колесных пар при движении тележки. Тележки модели 18-9996 допущены только к эксплуатации на территории Республики Казахстан.

Тележки моделей 18-578, 18-7020 и 18-9771 отличаются друг от друга применением различных боковых скользунов. В тележке модели 18-7020 применены упругокатковые скользуны компании «А. Стаки», аналогичные используемым в проекте С 03.04 при модернизации тележки модели 18-100. В тележке модели 18-9771 применены упругие скользуны, изготовленные ОАО «Вагонмаш» с привлечением компании Miner Enterprises (США). В тележке модели 18-7020 применены также кассетные подшипники с адаптером вместо буксы [42].

Боковые рамы тележек моделей 18-578, 18-555, 18-7020, 18-9771, 18-9996 имеют аналогичные конструкции, и, следовательно, имеют аналогичные недостатки.

1.3.2 Конструкция боковой рамы тележки модели 18-194 и её аналогов.

Боковая рама тележки модели 18-194, в последствии модели 18-194-1 (рисунок 11), была разработана специалистами УВЗ в 2006 г. на базе традиционной конструктивной схемы [43 – 46] и применяется в тележках модели 18-194-1 с осевой нагрузкой 25 тс.

Основными отличиями конструкции боковой рамы тележки модели 18-194-1 от боковой рамы тележки модели 18-100 являются:

- конструктивное изменение буксового проема (рисунок 11) в части геометрических размеров и мест приложения усилий, возникающих при взаимодействии с колесными парами;
- наличие упругого адаптера в буксовом узле, появившегося вследствие исключения из конструкции буксового узла корпуса буксы;

– применение стали 20ГЛ (ФТЛ) и технологии изготовления с использованием холодно-твердеющих смесей.

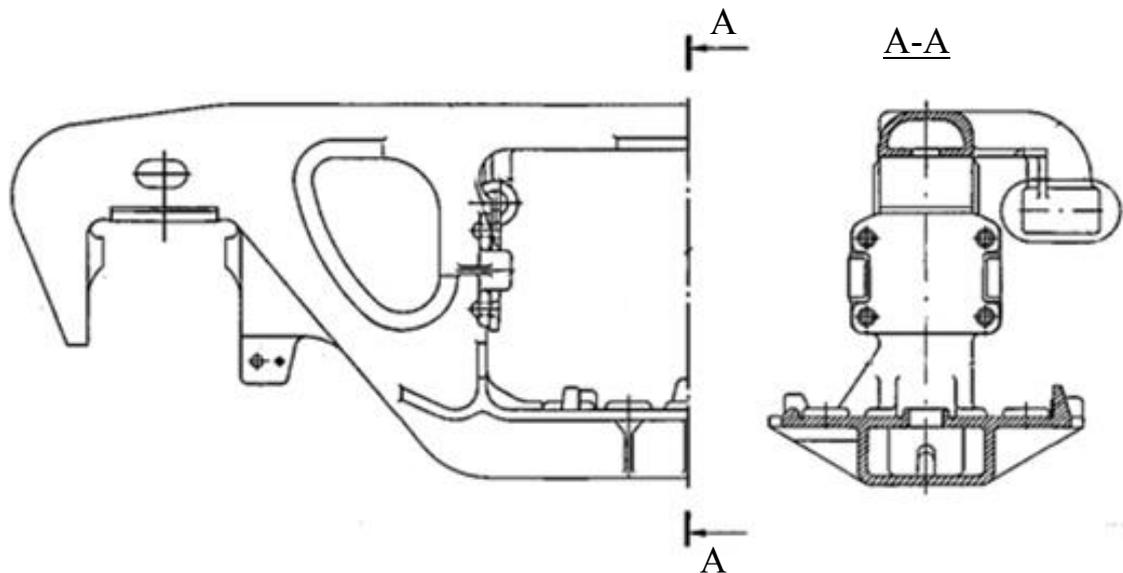


Рисунок 11 – Боковая рама тележки модели 18-194-1

Упругий адаптер в буксовом проеме обеспечивает гибкость в продольном и поперечном направлениях и позволяет сохранить величину динамического и вертикального воздействий на путевую структуру на уровне значений, установленных для тележки модели 18-100 с осевой нагрузкой 23,5 тс [47]. Изменение места приложения усилия вследствие введения в конструкцию тележек модели 18-194-1 упругих адаптеров позволило незначительно снизить вредный изгибающий момент, действующий в углах буксовых проемов. При этом ввод упругих адаптеров сохраняет основные линейные размеры боковых рам, что, в конечном итоге, позволяет реализовывать большие массы грузовых вагонов при существующих длинах станционных путей. Ввод упругого адаптера выявил недостаточную связь буксового узла и боковой рамы, вследствие чего может происходить выход колесной пары из буксового проема. Для устранения этого недостатка в конструкцию боковой рамы было добавлено устройство, предназначенное для исключения выхода колесных пар из буксовых проемов (рисунок 12).

Изменение технологии изготовления и материала позволило получить боковую раму, имеющую повышенные показатели прочности и увеличенный коэффициент запаса сопротивления усталости.

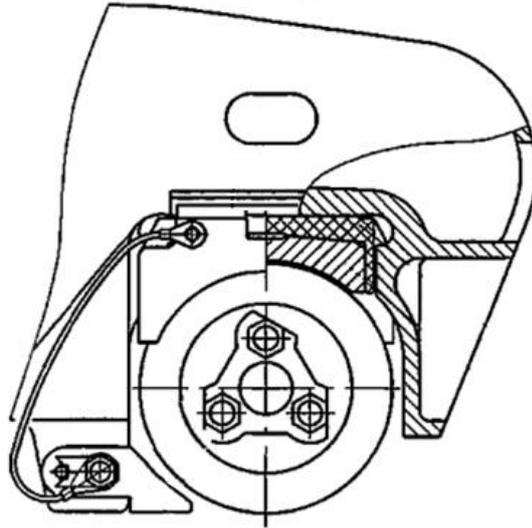


Рисунок 12 – Буксовый проем боковой рамы тележки модели 18-194-1

Кроме вышеуказанных изменений конструкции боковой рамы, в тележке модели 18-194-1 также были улучшены параметры центрального рессорного подвешивания, применены упруго-катковый или упругий скользун, колесные пары, оборудованные цельнокатаными S-образными колесами с дробеструйным упрочнением дисков и повышенной твердостью ободов.

Тележки модели 18-194-1 завершили опытную эксплуатацию и начали пополнять парки грузовых вагонов со статусом «инновационная продукция» в незначительном количестве.

Анализ внесенных изменений в конструкцию боковой рамы тележки модели 18-194-1 по сравнению с тележкой модели 18-100, вместе с особенностями эксплуатации и обслуживания подвижного состава на вагонных ремонтных предприятиях Российской Федерации, позволяет сделать предположение, что боковая рама тележки модели 18-194 будет иметь недостаточную надежность зоны внутреннего и наружного углов буксового проема.

Стоит отметить, что это не первые попытки разработать тележки, в т. ч. боковые рамы, под повышенные осевые нагрузки. Первые опытные образцы боковых рам (тележки моделей 18-120 и 18-755) [30] для повышенной осевой нагрузки 25 тс были разработаны еще в начале 70-х, когда не могли определиться с перспективными типами грузовых вагонов: или восьмиосный вагон, или четырехосный полувагон повышенной грузоподъемности. При проектировании этих боковых рам не учитывалось ни состояние железнодорожного пути, ни меняющиеся условия эксплуатации. Способность воспринимать повышенные нагрузки в разработанных боковых рамах этого периода была достигнута за счет сохранения формы и геометрических размеров (длины, высота) элементов боковых рамы, увеличения в зонах повышенного риска отказов толщины стенок до необходимых и достаточных значений. Разработанные боковые рамы тележек моделей 18-120 и 18-755 не нашли широкого применения на отечественных железных дорогах по различным причинам. Среди таких боковых рам можно отметить аналогичные недостатки и большую вероятность возникновения литейных дефектов при изготовлении по причине увеличенной площади сечений усиленных элементов в сравнении с конструкцией боковой рамы тележки модели 18-100.

1.3.3 Конструкция боковой рамы тележки модели 18-9836 и её аналогов.

Боковая рама тележки модели 18-9836 разрабатывается в Российской Федерации ЗАО «Промтрактор-Вагон» с 2008 г. с привлечением компании «Amsted Rail» (США) и применяется в тележках модели 18-9836 с осевой нагрузкой 25 тс. Amsted Rail является одним из мировых лидеров по производству трехэлементных грузовых тележек. В качестве аналога при разработке тележки модели 18-9836 была взята тележка «Motion Control» (рисунок 13), эксплуатируемая на железных дорогах Северной Америки с 2001 г.

Учитывая, что на момент разработки тележки модели 18-9836 в Российской Федерации на железных дорогах общего пользования эксплуатировалась только тележка модели 18-100 и её конструктивные аналоги, то сравнительные анализы, выполняемые различными ведущими научными и производственными

отечественными организациями, проводились между тележками «Motion Control» и 18-100.



Рисунок 13 – Тележка «Motion Control»

Основные преимущества конструкции боковой рамы тележки «Motion Control» над боковой рамой тележки модели 18-100 подробно изложены в работе [48] и состоят в следующем:

- значительно лучшее, по заключению экспертов, качество литья боковой рамы тележки, чем рамы тележки модели 18-100;
- мощные концевые части боковой рамы тележки, значительно превосходящие по прочности аналогичные части рамы тележки модели 18-100;
- уменьшенные размеры буксовых проемов боковой рамы тележки по сравнению с боковой рамой тележки модели 18-100;
- усиленные опорными приливами верхние части буксового проема, взаимодействующие с адаптером буксового узла;
- снабженный вертикальными направляющими рессорный проем боковой рамы и усиленной опорной поверхностью под рессорный комплект, что обеспечивает его повышенную прочность по сравнению с рессорным проемом рамы тележки модели 18-100.

Боковые рамы тележки модели 18-9836 (рисунок 14) до 2011 г. производились на ООО «Промтрактор-Промлит» по вакуумпленочной технологии.



Рисунок 14 – Боковая рама тележки модели 18-9836

Первые образцы были изготовлены в 2009 г. и прошли опытную эксплуатацию на территории Западной Сибири до февраля 2013 г. С 2013 г. собственником интеллектуальных прав на конструкцию тележки модели 18-9836 стала «Научно-производственная корпорация «Объединенная Вагонная Компания» (далее – ОВК). Кроме того, в 2011 г. американская компания собиралась передавать лицензию на производство тележки модели 18-9836 на УВЗ, но УВЗ, обнаружив проблемы в ходе испытаний тележки, решил отказаться от нее. С конца 2014 г. на площадке ТВСЗ организовано совместное предприятие по производству компонентов для тележки модели 18-9836 [49]. В настоящее время на сети российский железных дорог имеется незначительное количество вагонов, эксплуатируемых на тележках модели 18-9836.

Аналоги тележки модели 18-9836 разработали совместно КВСЗ и Amsted Rail (Украина и США, 18-7033, 2008 г.), совместно ООО «Промышленно-инвестиционная группа транспортного машиностроения Интер Кар Групп» и Amsted Rail (Украина и США, 18-9817, 2008 г.), совместно ООО «Промышленно-инвестиционная группа транспортного машиностроения Интер Кар Групп» и Amsted Rail (Украина и США, 18-9844, 2008 г., осевая нагрузка 30 тс). Боковые рамы в этих тележках подобны конструкции боковой рамы тележки 18-9817.

Подобность конструкций боковых рам, применяемых в тележках модели 18-9836 и 18-100, позволяет сделать предположение, что боковые рамы рассматриваемых тележек, имеющие традиционное исполнение буксового проема П-образной формы, в совокупности с особенностями эксплуатации и обслуживания подвижного состава на вагонных ремонтных предприятиях Российской Федерации, будут обладать прочностью внутренних и наружных углов буксового проема, не позволяющей значительно улучшить её эксплуатационные характеристики.

1.3.4 Конструкция боковой рамы тележек моделей 18-9810, 18-9855 и их аналогов.

Боковые рамы тележек моделей 18-9810 и 18-9855 (рисунок 15) разработаны НВЦ «Вагоны» и применяются соответственно в тележках модели 18-9810 и 18-9855 с осевой нагрузкой 23,5 и 25 тс. В качестве основы для разработки использована тележка S-2-R, спроектированная компанией «Standard Car Truck Co», входящей в корпорацию «WABTEC» (США) [16]. Боковые рамы тележки модели 18-9810, по сравнению с боковой рамой тележки 18-9855, имеют запас прочности для осевой нагрузки в 25 тс и повышенное сопротивление усталости.

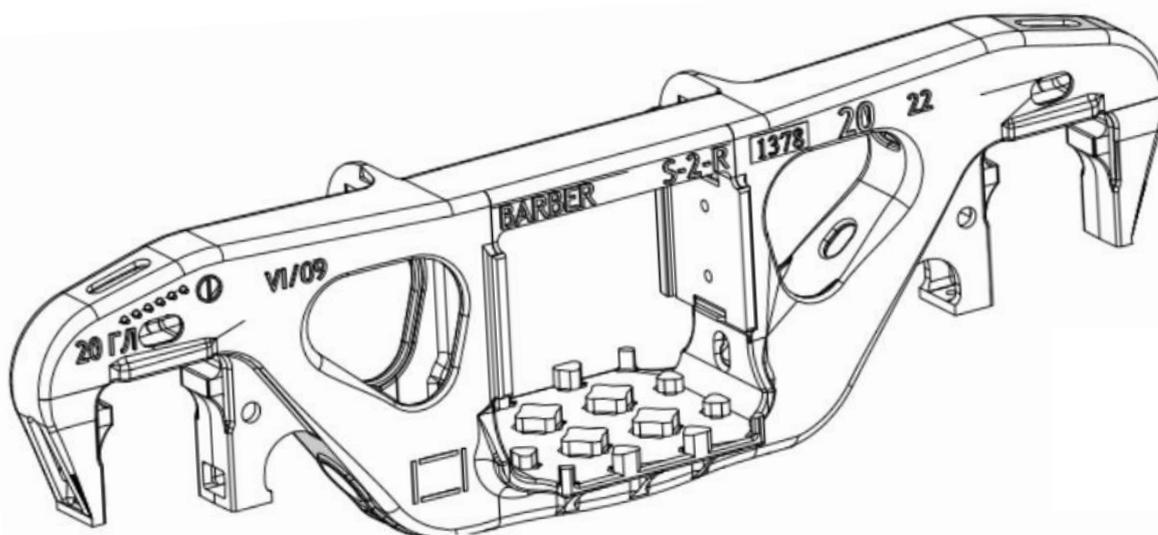


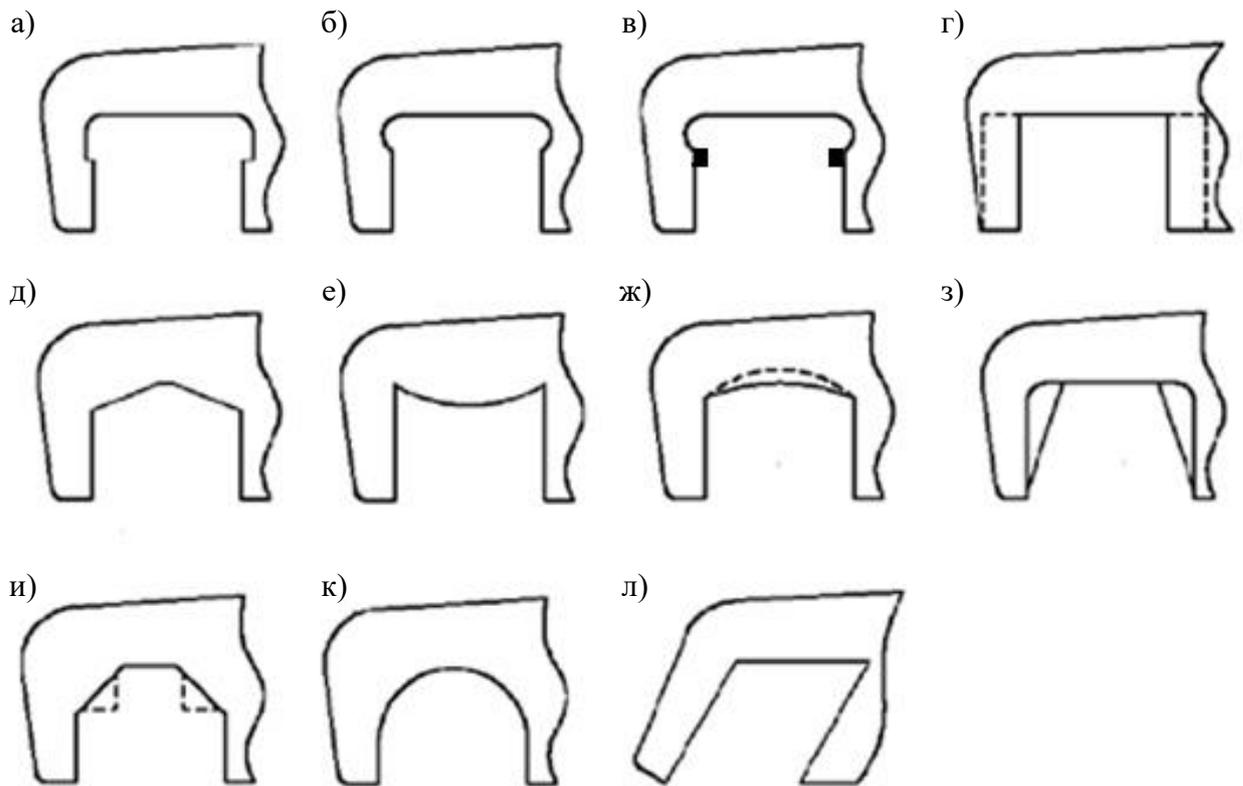
Рисунок 15 – Боковая рама тележки модели 18-9810

Одним из основных направлений деятельности ТВСЗ, входящего в холдинг ОВК, является повышение грузооборота путем увеличения провозной способности линий, что достигается наращиванием массы поезда за счет повышения грузоподъемности вагонов и, следовательно, осевой и погонной нагрузки [50]. В настоящее время тележка модели 18-9810 на территории Российской Федерации не производится, но эксплуатируется в составе ранее изготовленных вагонов до истечения их срока службы [51]. Также проводятся работы по внедрению тележки модели 18-6863 с осевой нагрузкой 27 тс [52].

Несмотря на успешную проделанную работу по созданию инновационных конструкций тележек моделей 18-9810 (с осевой нагрузкой 23,5 тс), 18-9855 (с осевой нагрузкой 25 тс), 18-6863 (с осевой нагрузкой 27 тс), исключаящих главные недостатки конструкций тележек моделей 18-100, необходимо сделать вывод, что боковая рама рассматриваемых тележек, имеющая традиционное исполнение буксового проема П-образной формы, в совокупности с особенностями эксплуатации и обслуживания подвижного состава на вагонных ремонтных предприятиях Российской Федерации, обладает прочностью внутренних и наружных углов буксового проема, не позволяющей значительно улучшить её эксплуатационные характеристики.

1.4 Совершенствование конструкции боковой рамы путем изменения формы буксового проема

Работы по изменению формы буксового проема возможны только на этапах её проектирования и изготовления. Такие работы направлены на улучшение динамических и прочностных качеств двухосных трехэлементных тележек, а также на устранение недостатков, выявленных при жизненном цикле тележек и её деталей. Известно большое количество различных оригинальных конструкторских решений, разработанных и запатентованных отдельными учеными и научными организациями, направленных на изменение формы буксовых проемов боковой рамы (рисунок 16) [53].



а – прямоугольная форма (тип 1); б – прямоугольная форма (тип 2);
 в – прямоугольная форма (тип 3); г – прямоугольная форма (тип 4); д – пятиугольная форма;
 е – выпуклая сферическая форма опорной части; ж – вогнутая сферическая форма
 опорной части; з – остроконечная форма; и – клиновидная форма;
 к – круглая форма; л – параллелограммная форма

Рисунок 16 – Основные формы буксовых проемов боковых рам

Наиболее распространенной формой буксового проема является прямоугольная форма (см. рисунок 16, а), применяемая в конструкциях боковых рам тележек модели 18-100 и их конструктивных аналогах. Прямоугольная форма (см. рисунок 16, б) предназначена для установки плоского неметаллического упругого элемента и используется, например, в конструкциях боковых рам тележек модели 18-115. Прямоугольная форма (см. рисунок 16, в) предназначена для установки адаптеров и уменьшения плеч продольных поперечных усилий, действующих на челюсти буксового проема за счет введения приливов, используется в конструкциях боковых рам инновационных тележек. Прямоугольная форма (см. рисунок 16, г) предназначена для установки пружин внутри челюстей конструкции боковой рамы. Пятиугольная форма (см. рисунок 16, д) предназначена для установки эластомерных упругих комплектов и используется, напри-

мер, в конструкциях боковых рам тележек модели 18-1711. Выпуклая (см. рисунок 16, е) и вогнутая (см. рисунок 16, ж) сферические формы опорной части буксового проема предназначены для установки неметаллического упругого элемента или шарнирного опирания на буксовый узел. Остроконечная форма (см. рисунок 16, з) предназначена для установки пружин или эластомерных элементов в полости боковой рамы. Клиновидная форма (см. рисунок 16, и) предназначена для установки фрикционных гасителей колебаний. Круглая форма (см. рисунок 16, к) предназначена для непосредственного или через эластомерную прокладку опирания опорной поверхности боковой рамы на буксовый узел. Параллелограммная форма (см. рисунок 16, л) предназначена либо для непосредственного, либо через пружины опирания опорной поверхности боковой рамы на буксовый узел.

В эксплуатации можно встретить в основном боковые рамы с прямоугольной формой буксового проема (см. рисунок 16, а, в). Остальные типы буксовых проемов не получили распространения на сети российских железных дорог.

Работы по изменению формы буксового проема в бóльшей части предназначены для ввода в буксовый проем вторичного рессорного подвешивания с целью улучшения динамических качеств. Ввод вторичного рессорного подвешивания позволяет снижать вертикальные нагрузки и незначительно уменьшить продольные нагрузки.

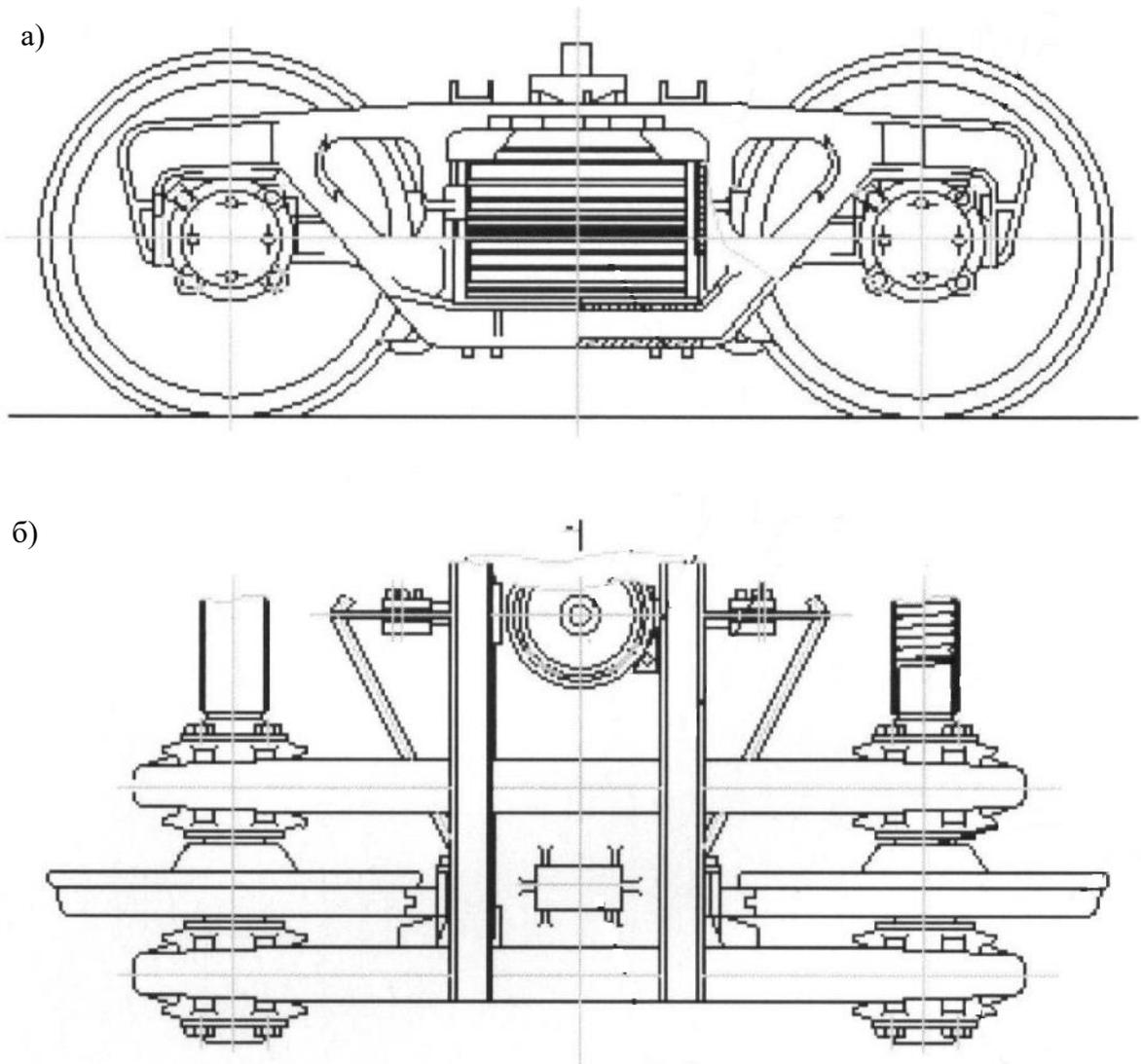
Рассмотренные формы буксового проема (рисунок 16) имеют П-образной исполнение и, учитывая особенности взаимодействия буксового узла с челюстями боковой рамы, не позволяют увеличивать прочность углов буксового проема до необходимой для безотказной эксплуатации.

1.5 Анализ патентов по совершенствованию конструкций боковых рам

1.5.1 Боковая рама тележки с вилкообразными опорами.

Боковая рама тележки с вилкообразными опорами (рисунок 17) входит в состав тележки, разработанной в ИрГУПСе в 2012 г. [54]. Конструктивно боковая рама с вилкообразными опорами схожа с боковой рамой тележки 18-100, но

имеет в каждой концевой части по два челюстных проема. Вилкообразное исполнение концевых частей при изломе боковой рамы позволяет предотвращать крушение поездов за счет свойств статически неопределимых систем перераспределять нагрузку между оставшимися элементами конструкции [43].



а – вид сбоку; б – вид сверху

Рисунок 17 – Тележка, оборудованная боковыми рамами с вилкообразными опорами

По предварительной оценке, выполненной разработчиками тележки, новая конструктивная схема тележки позволяет ожидать повышения в $2 \div 3$ раза ресурса элементов конструкций боковых рам [43]. Для подтверждения корректности и эффективности предложенной конструкции боковой рамы требуется реше-

ние большого количества вопросов, касающихся в том числе: разработки колесных пар, оборудованных четырьмя буксовыми узлами; модернизации средств контроля технического состояния подвижного состава в пути следования; внедрения технологического оборудования, применяемого для изготовления, ремонта подобных колесных пар и боковых рам; разработки новых или внесения изменений в существующие нормативные документы, касающиеся изготовления, ремонта, обслуживания подвижного состава.

1.5.2 Боковая рама тележки с ω - образной формой сечений.

УВЗ в 2008 г. разработана боковая рама (рисунок 18), имеющая ω - образную форму сечений в местах радиусных переходов нижнего и наклонного поясов и опорных поверхностей для корпусов буксы [55].

Применение сечений ω - образной формой в элементах боковой рамы приводит, по утверждению разработчиков, к повышению прочности и надежности конструкции боковой рамы в целом. При этом ω - образная форма сечений повышает прочность элементов боковой рамы только при условии её бездефектного изготовления в соответствии с ОСТ [31].

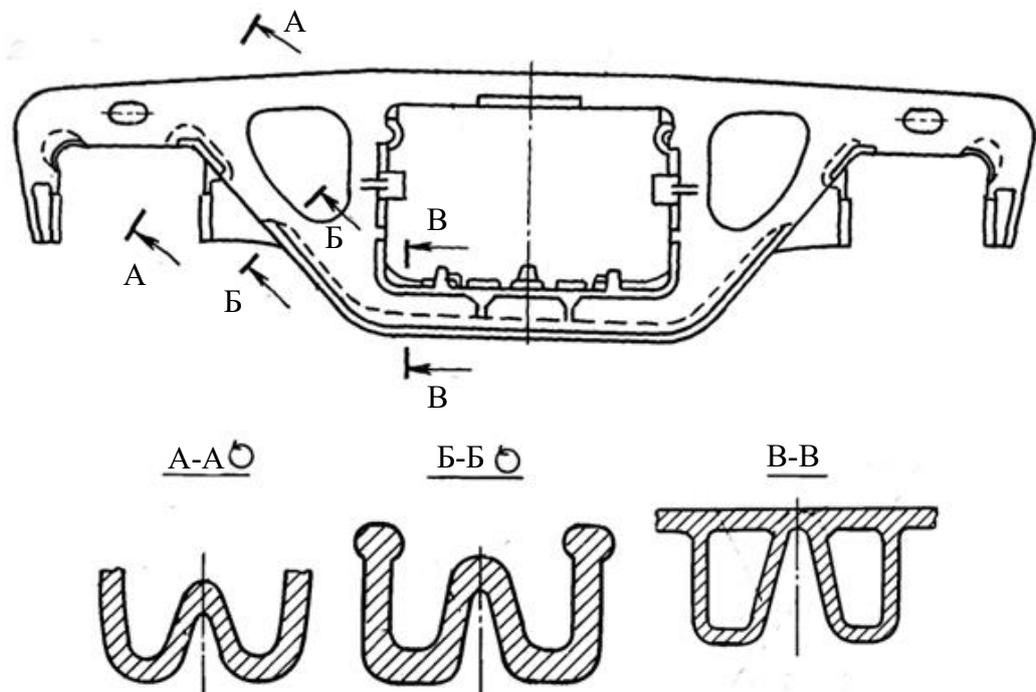


Рисунок 18 – Боковая рама с ω - образной формой сечений

Анализ особенностей изготовления боковых рам типовой конструкции позволяет сделать вывод, что при изготовлении боковых рам с ω - образной формой сечений будет увеличиваться количество различных литейных дефектов. Анализ особенностей существующего обслуживания и ремонта боковых рам позволяет сделать вывод, об увеличении труднодоступных зон для визуального контроля, о необходимости изменения технологии и оборудования неразрушающего контроля и оборудования. При всех достоинствах боковых рамах с ω - образной формой сечений, последние не нашли применения на железных дорогах стран СНГ.

1.5.3 Боковая рама тележки модели 18-4129.

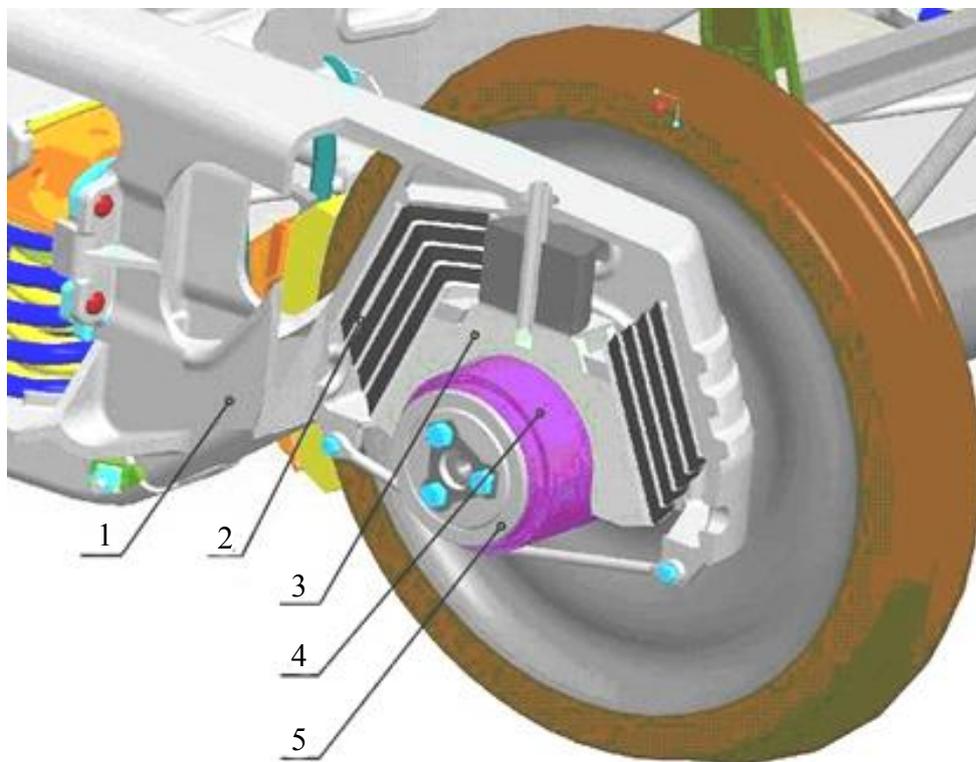
Боковые рамы тележек моделей 18-4129 применяются в тележках модели 18-4129 (рисунок 19), разработанных в 2009 г. конструкторским бюро ООО «София-Инвест» (Украина) [56 – 59].



Рисунок 19 – Тележка модели 18-4129

Буксовые проемы боковых рам тележки 18-4129 (рисунок 20) выполнены в виде замкнутой в горизонтальной плоскости усеченной сверху многогранной пирамиды с открытым основанием. Подобная конструкция буксового проема позволяет устанавливать внутрь боковой рамы адаптер. Применение адаптера

позволяет снизить динамические, вертикальные, продольные нагрузки, возникающие в эксплуатации, что в конечном итоге позволяет уменьшить напряжения, возникающие в углах буксовых проемах боковой рамы.



1 – боковая рама; 2 – резинометаллические упругие элементы;
3 – адаптер; 4 – подшипник; 5 – колесная пара

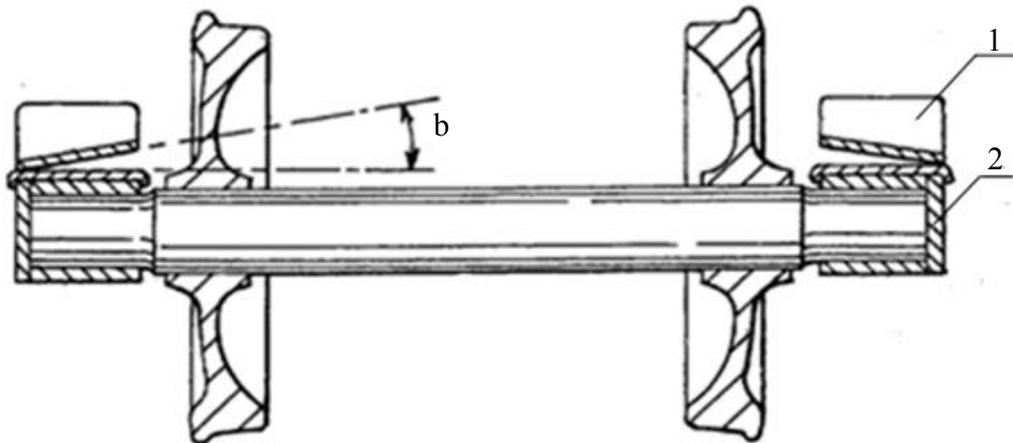
Рисунок 20 – Боковая рама тележки модели 18-4129

Тележка модели 18-4129 в настоящее время не нашла массовой эксплуатации на железных дорогах как Российской Федерации, так и стран СНГ. В связи с этим указанное направление для совершенствования конструкции боковой рамы в настоящей работе не рассматривается.

1.5.4 Боковая рама тележки с наклонной опорной поверхностью.

Компания «ASF-Keystone, Inc.» разработала в 2007 г. боковую раму с наклонной надбуксовой поверхностью боковой рамы (рисунок 21) [60]. Угол наклона надбуксовой поверхности боковой рамы b (см. рисунок 21) специально выбирают таким, чтобы компенсировать прогиб конструкции самой боковой рамы и оси колесной пары груженого вагона и распределять нагрузку по длине

подшипникового узла. Основным результатом выполненной разработки является получение распределенной нагрузки по длине подшипникового узла, что позволяет снизить концентрацию нагрузки и повысить срок службы самого подшипникового узла.



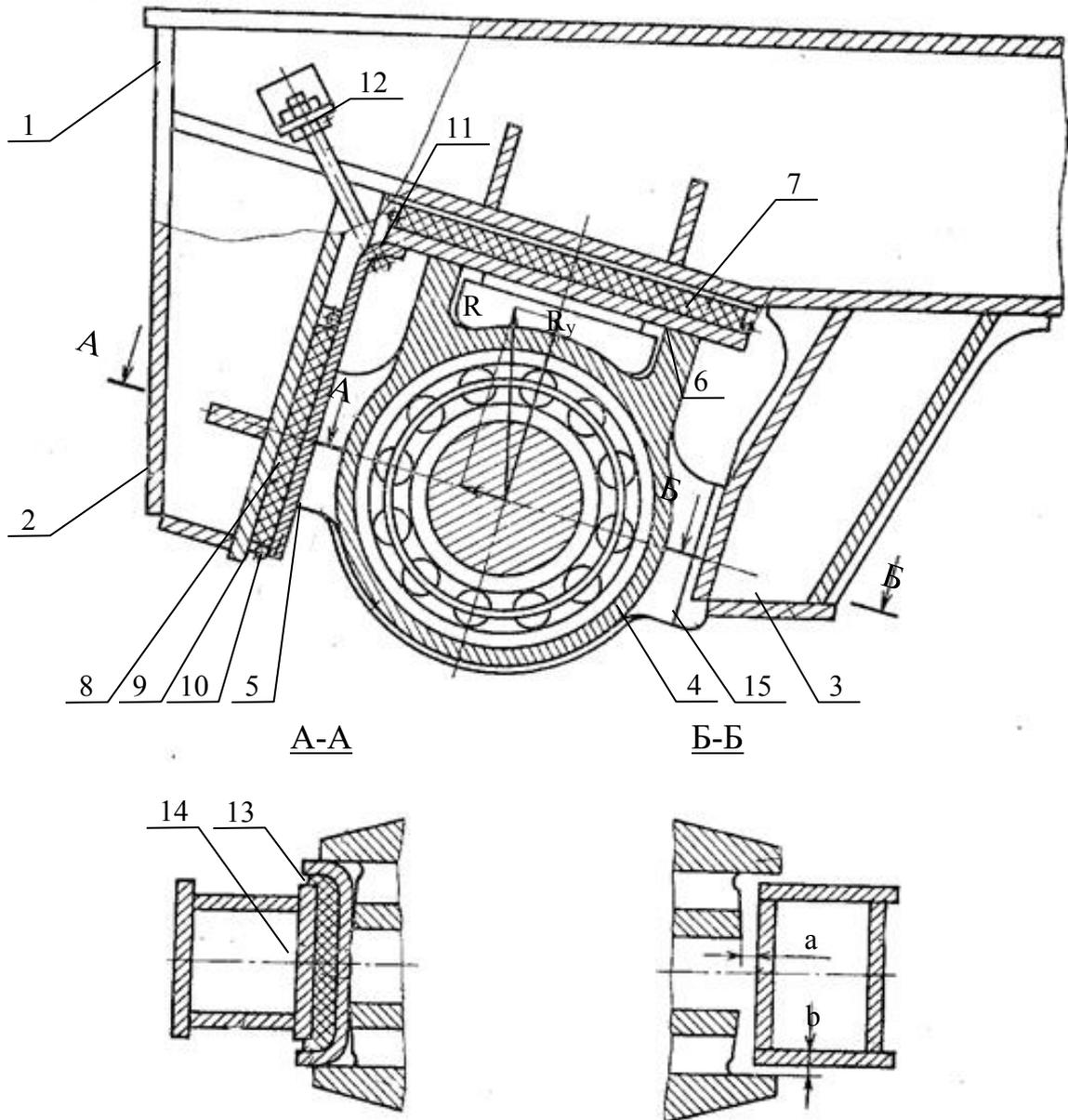
1 – боковая рама, 2 – корпус буксы; b – угол наклона надбуксовой поверхности

Рисунок 21 – Боковая рама с наклонной надбуксовой поверхностью

Разработанная боковая рама имеет П-образную форму буксового проема и, учитывая особенности взаимодействия буксового узла с челюстями боковой рамы, будет обладать недостаточной прочностью внутренних и наружных углов буксового проема. Боковая рама в настоящее время не нашла массового применения на железных дорогах как в Российской Федерации, так и странах СНГ. На основании указанного подобное направление для совершенствования конструкции боковой рамы в настоящей работе не рассматривается.

1.5.5 Боковая рама с наклонными буксовыми проемами.

Боковая рама с наклонными буксовыми проемами (рисунок 22) была разработана в 1982 г. в ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод» (тогда носившее название «Производственное объединение «Ордена Ленина и Ордена Трудового Красного Знамени брянский машиностроительный завод») с целью повышения надежности и долговечности устройства соединения буксы и боковой рамы и буксовых подшипников [61].



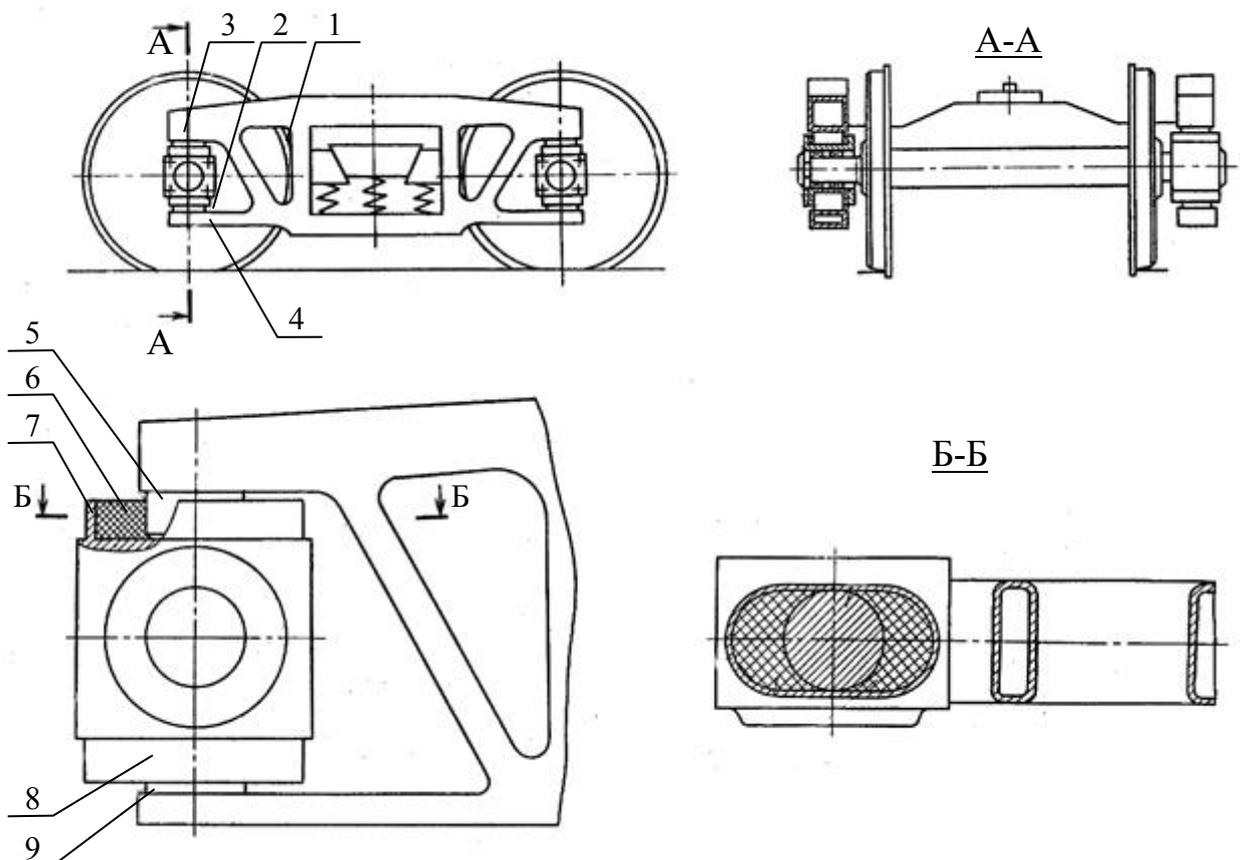
1 – боковая рама; 2 – челюсть боковой рамы; 3 – упор боковой рамы; 4 – корпус буксы; 5 и 6 – опорные грани корпуса буксы; 7 и 8 – упругие элементы; 9 – ограничитель; 10 – седло; 11 – скоба; 12 – гайка; 13 – отбуртовка; 14 – паз; 15 – ограничитель

Рисунок 22 – Боковая рама с наклонными буксовыми проемами

Разработанная боковая рама имеет П-образную форму буксового проема и, учитывая особенности взаимодействия буксового узла с челюстями боковой рамы, будет обладать недостаточной прочностью внутренних и наружных углов буксового проема. Боковая рама не нашла массового применения на железных дорогах стран СНГ. Поэтому подобное направление для совершенствования конструкции боковой рамы в настоящей работе не рассматривается.

1.5.6 Боковая рама с повернутыми буксовыми проемами.

Боковая рама с повернутыми буксовыми проемами (рисунок 23) была разработана в 1984 г. в Ташкентском институте инженеров железнодорожного транспорта с целью повышения её надежности путем уменьшения динамических нагрузок, обеспечения жесткой в поперечном направлении и упругой в продольном направлении связи колесных пар с рамой тележки и улучшения вписывания в кривые участки пути малого радиуса [62].



- 1 – боковая рама; 2 – буксовые проемы; 3 – верхний пояс боковой рамы;
 4 – нижний пояс боковой рамы; 5 – верхний пятник; 6 – упругий амортизатор;
 7 – верхний подпятник; 8 – нижний подпятник; 9 – нижний пятник

Рисунок 23 – Боковая рама с повернутыми буксовыми проемами

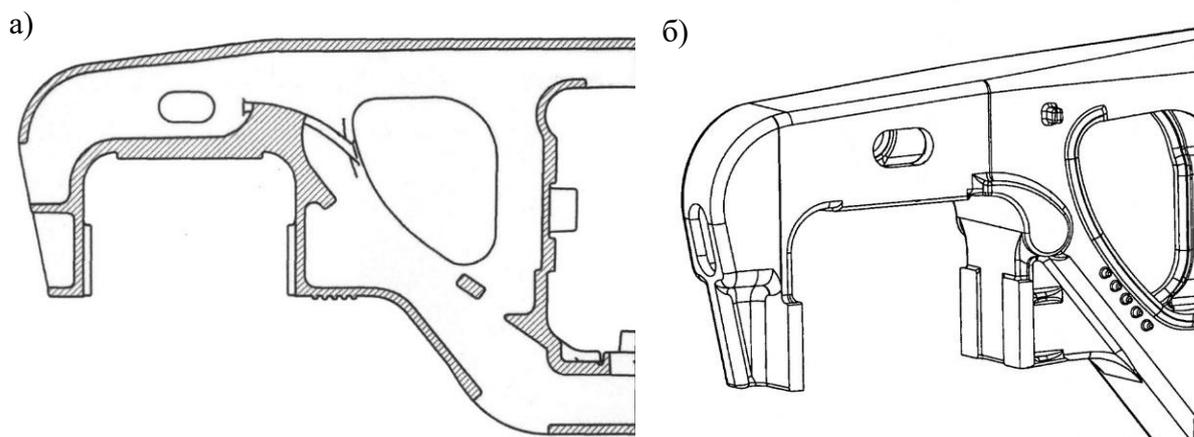
Анализ предложенной конструкции показывает, что боковая рама будет обладать недостаточной прочностью зоны, образуемой в месте соединений верхнего и наклонного поясов (аналог внутреннего угла боковой рамы тележки модели 18-100), а также недостаточной надежностью соединения буксы с боковой

рамой. Конструкция боковой рамы не получила распространения на железных дорогах колеи 1520 мм. В связи с чем указанное направление для совершенствования конструкции боковой рамы в настоящей работе не рассматривается.

1.5.7 Боковые рамы с увеличенной площадью сечений в зоне внутреннего угла буксового проема.

Разработано большое количество разнообразных конструктивных решений, предназначенных для увеличения площади сечения внутреннего угла буксового проема боковой рамы. Решения можно объединить по направлениям:

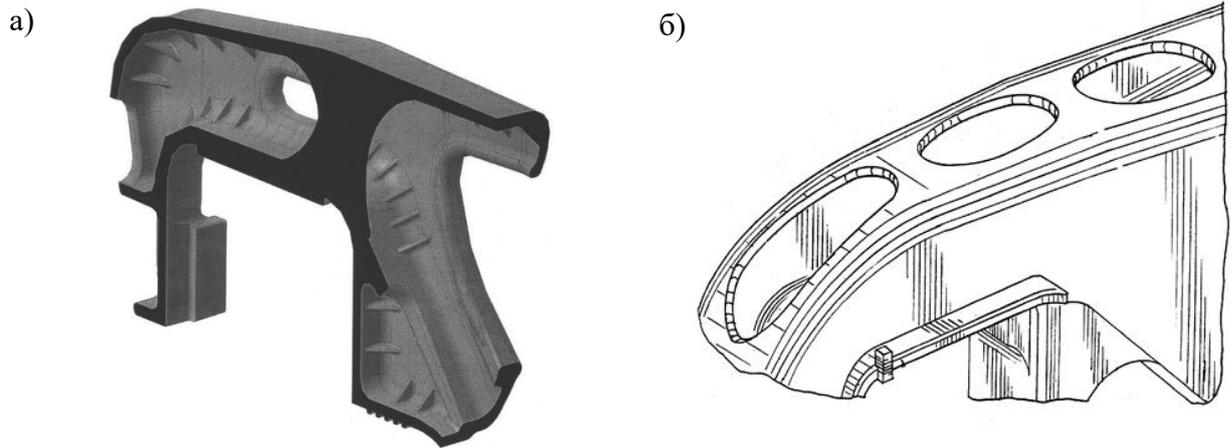
- установка внутренних ребер жесткости (рисунок 24, а) [63 – 65];
- установка наружных ребер жесткости (рисунок 24, б) [66];



а – с внутренним ребром жесткости; б – с наружным ребром жесткости

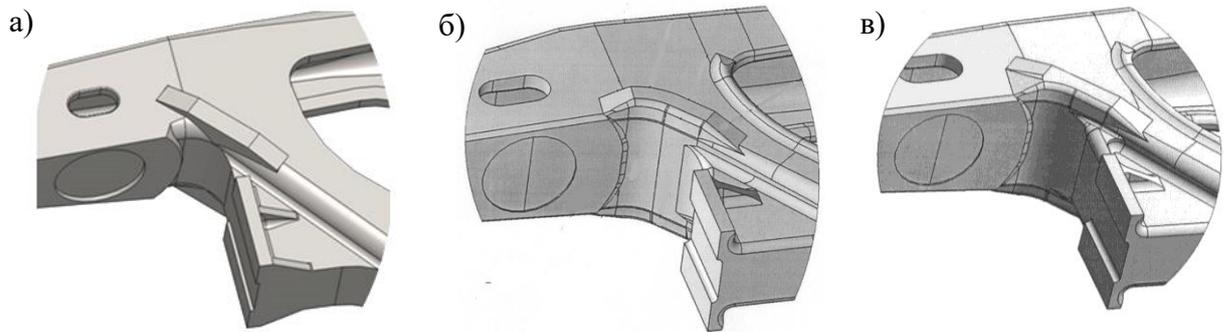
Рисунок 24 – Варианты конструкции боковой рамы с дополнительными ребрами жесткости

- установка вертикальной опоры для соединения верхней и нижней стенок боковой рамы (рисунок 25, а) [67];
- выполнение опорной площадки с продольными усиливающими ребрами (рисунок 25, б) [68, 69];
- изменение формы и длины наклонного ребра жесткости (рисунок 26) [70];
- расширение нижней части сечения боковой рамы в зоне внутреннего радиуса R55 (рисунок 27, а) [71];
- изменением формы сопряжения верхней полки и внутренней челюсти буксового проема (рисунок 27, б) [72].



а – боковая рама с вертикальной опорой, соединяющей верхней и нижней стенок;
 б – боковая рама с продольными усиливающими ребрами

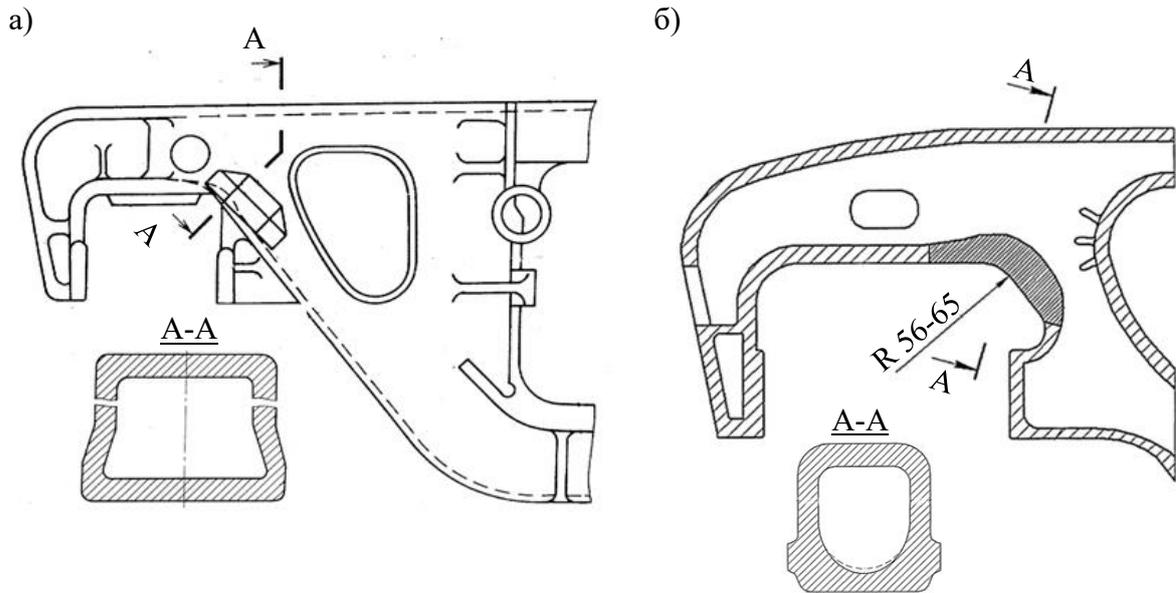
Рисунок 25 – Варианты конструкции боковой рамы



а – существующая; б, в – предлагаемые

Рисунок 26 – Боковая рама с усиливающими наклонными ребрами

Увеличение площади сечения внутреннего угла буксового проема боковой рамы приводит к увеличению прочности, надежности и коэффициента запаса сопротивления. Однако «вредный» изгибающий момент, возникающий во внутреннем углу буксового проема при эксплуатации подобных боковых рам, остается прежним. При этом утолщение нижних стенок, верхних поясов, введение дополнительных наружных и внутренних подкрепляющих ребер не приводят к увеличению прочность боковой рамы до необходимой, увеличивают вероятность возникновения литейных дефектов при изготовлении. В связи с чем указанное направление для совершенствования конструкции боковой рамы в настоящей работе не рассматривается.



- а – расширение нижней части в зоне внутреннего радиуса R55;
 б – изменение сопряжения верхней полки и внутренней челюсти буксового проема

Рисунок 27 – Боковая рама с изменением форм элементов

1.5.8 Анализ боковых рам сварных и штамповарных конструкций.

Одним из решений, предлагаемым для устранения выявленных недостатков литых боковых рам, является переход на сварные и штамповарные рамы.

КВСЗ в 2002 г. разработана сварная боковая рама [73]. Боковые рамы изготавливаются из листового проката низколегированной стали 09Г2Д-12 или 09Г2С. УВЗ в 2007 г. разработана штамповарная боковая рама (рисунок 28) [74].

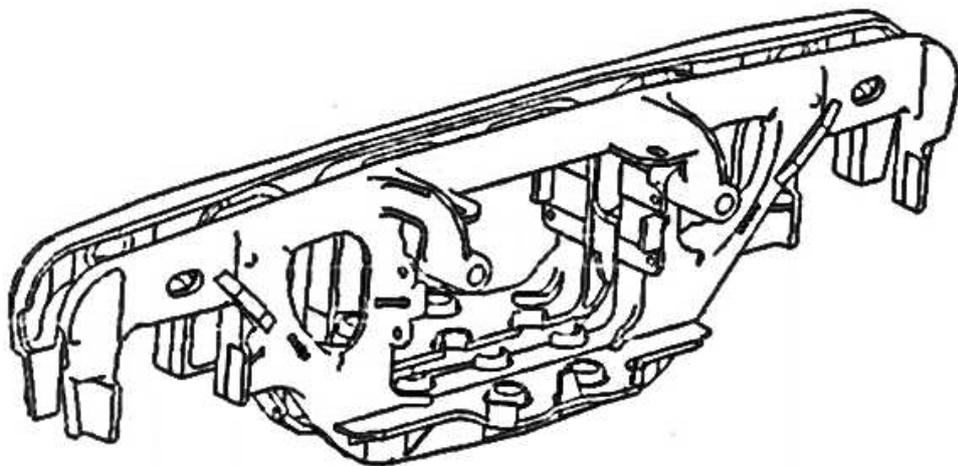


Рисунок 28 – Штамповарная конструкция боковой рамы

Предлагаемые сварная и штамповарные боковые рамы имеют аналогичные по форме элементы в конструкции, что и литая: объединенные пояса и колонки, образующие в средней части проем для размещения комплекта центрального рессорного подвешивания, а по концам – буксовые проемы для размещения корпусов букс колесных пар.

Применение сварных или штамповарных боковых рам теоретически позволяет иметь следующие преимущества перед аналогичными литыми [75]:

- меньший уровень брака, возникающего при изготовлении, из-за появления возможности исправления дефектов боковой рамы (вырезания окон, приварки ребер);

- бóльшая жесткость при одинаковом с литыми габаритом сечений и при меньшем, чем у литых, весе;

- уменьшенные затраты времени на изготовление, вследствие чего повышается конкурентоспособность изготавливаемой боковой рамы;

- экономия металла при изготовлении, которая может достигать 30 %, за счет уменьшения припусков на обработку и более высокой механической прочности сварных боковых рам;

- уменьшение стоимости изготовления – капитальные затраты литейных цехов значительно превосходят затраты на сварочное оборудование (нет необходимости плавления большого количества металла);

- бóльшая ремонтпригодность конструкции при эксплуатации;

- возможность создания полностью автоматизированного и механизированного производства.

К недостаткам сварной и штамповарной боковых рам относятся [75]:

- аналогичные слабые элементы в конструкции, что и у литых;

- необходимость обеспечения плотного прижатия верхнего и нижнего листов нижнего пояса к вертикальной перегородке по всей поверхности соединения при осуществлении сварочных работ для обеспечения непосредственной передачи вертикальных усилий в эксплуатации. Если это условие не будет выполнено хотя бы на небольшом отрезке боковой рамы, то вертикальное усилие будет

передаваться посредством только сварного шва, что приведет к возникновению концентратора напряжений и, возможно, к образованию трещины;

- изменение в сторону ухудшения механических свойств основного металла при сварке из-за нагрева места шва;

- возникновение остаточных напряжений из-за неоднородного нагрева свариваемых листов, и, как следствие, появление остаточных деформаций;

- существенная анизотропия свойств материала в сварном шве;

- возникновение в области сварного шва местных напряжений, существенно влияющих на его прочность, особенно в условиях переменного нагружения;

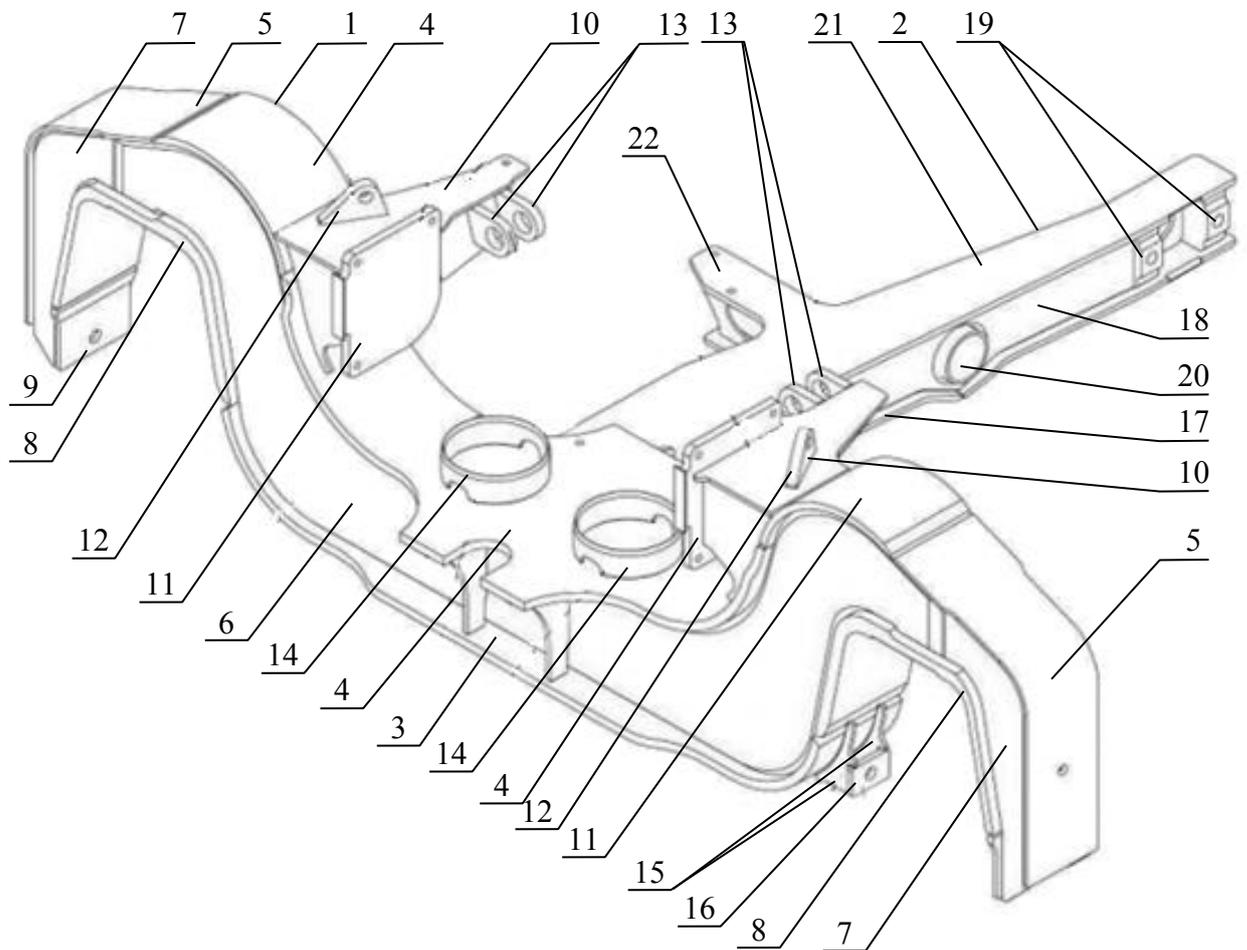
- высокие концентрации напряжений и другие неблагоприятные факторы делают сварные соединения недолговечными при переменной внешней нагрузке, и, особенно, в условиях ударного нагружения;

- довольно сложный контроль качества сварного шва.

В 2016 г. ООО «Экспресс Индустрия» и УВЗ в 2016 г. разработали принципиально новую тележку модели 18-9999, оборудованную сварными боковыми рамами и надрессорными балками [76]. В конструкции тележки модели 18-9999 применяется боковая рама 1 (рисунок 29) без и с поперечной связью 2. Боковая рама тележки модели 18-9999 имеет конструктивные исполнения элементов, отличающиеся от типовой конструкции литой боковой рамы тележки модели 18-100.

Рама боковая сварной конструкции из листового проката состоит из полки нижней 3 (см. рисунок 29), трех полок 4, двух концевых частей 5, двух ребер боковых 6 (второе ребро не показано), четырех ребер 7 (два не показаны), двух скоб 8, двух пластин 9, поперечных ребер и внутренних диафрагм. Центральная часть рамы боковой рамы имеет незамкнутый, пониженный по высоте (по сравнению с концевыми частями) проем, образованный тремя полками 4 и предназначенный для размещения пружин. Концевые части имеют незамкнутые проемы, образованные скобами 8 и предназначенные для размещения адаптера подшипниковых узлов колесных пар. С внутренней стороны рамы боковой полки нижняя и верхняя в средней части имеют уширение, предназначенное для соединения с поперечной связью. На раме боковой приварены два кронштейна 10,

к которым в свою очередь приварены пластины 11, предназначенные для крепления износостойкой пластины фрикционного гасителя колебаний, два кронштейна 12, предназначенные для снятия тележки с колесных пар, четыре кронштейна 13 – для крепления подвесок триангелей тормозной рычажной передачи. К центральной полке 4 привариваются две направляющие 14, предназначенные для фиксации и центрирования пружин рессорного подвешивания. К нижней полке 3 привариваются четыре ребра 6 (два не показаны) и две пластины 7 (одна не показана), предназначенные для крепления подбуксовой связи.



1 – боковая рама; 2 – поперечная связь; 3 – полка нижняя; 4 – полка верхняя;
 5 – часть концевая; 6 – ребро боковое; 7 – ребро концевое; 8 – скоба; 9 – пластины;
 10 – кронштейн; 11 – пластина фрикционного гасителя; 12 – кронштейны снятия тележки с колесных пар; 13 – кронштейны крепления подвесок триангелей; 14 – направляющие пружин рессорного подвешивания; 15 – ребро крепления подбуксовой связи; 16 – пластина крепления подбуксовой связи; 17 – ребро нижнее связи поперечной; 18 – ребро боковое связи поперечной; 19 – колодки; 20 – труба; 21 – полка верхняя связи поперечной; 22 – кронштейн связи поперечной

Рисунок 29 – Боковая рама с поперечной связью тележки модели 18-9999

Поперечная связь 2 (см. рисунок 29) предназначена для соединения между собой боковых рам 1 и ограничения их продольных перемещений относительно друг друга в процессе движения. Связь поперечная сварной конструкции состоит из полок нижних 17, ребер 18, трех колодок 19 (одна не показана), трубы 20, полки верхней 21, кронштейна 22 и пластины. Труба 4 предназначена для размещения затяжки вертикальных рычагов тормозной рычажной передачи. Кронштейн предназначен для крепления балки опорной под авторежим. Колодки предназначены для соединения боковых рам посредством двух шарниров и разъемных болтовых соединений.

В конце 2020 г. УВЗ приступил к изготовлению вагонов для квалификационных испытаний. Далее будет организована опытно-промышленная эксплуатации [77] и возможно будут сделаны выводы о целесообразности серийного производства подвижного состава с использованием тележки модели 18-9999. Кроме всего, в настоящее время отсутствуют в полном объеме нормативные документы на расчет и проектирование сварных или штампованных боковых рам, критерии, характеризующие различные сварные соединения, в частности, коэффициентов концентрации и др. Следовательно, применять предложенные ООО «Экспресс Индустрия» конструктивные решения при поиске оптимальных решений для совершенствования конструкции боковой рамы тележки модели 18-100 пока нецелесообразно. Также, учитывая регламентированный срок службы боковой рамы тележки и средний возраст вагонов, можно сделать вывод о том, что заменять литые боковые рамы на сварные и штампованные боковые рамы нецелесообразно. Целесообразно, на наш взгляд, продолжить работы по совершенствованию литой боковой рамы традиционной конструкции.

1.6 Обзор выполненных работ по исследованию напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы

Боковая рама представляет собой пространственную конструкцию с различными по форме и площадям сечениями. Многообразность элементов сечений

в конструкции боковой рамы объясняется действием различных эксплуатационных нагрузок. Большое количество сечений, различающихся по форме и размеру, и нагрузок, отличающихся по величине и направлению, предполагает принятие допущений при определении прочности боковой рамы, как при теоретических, так и экспериментальных методах исследования. От точности и корректности определения прочности конструкции боковой рамы во многом зависит безопасность движения на железнодорожном транспорте.

При исследовании на прочность конструкции боковой рамы применяют следующие методы: теоретические исследования, статические испытания на прочность, испытания на прочность при соударении, ходовые прочностные испытания, ходовые динамические испытания, испытания прочности на сопротивление усталости [78]. Объемы исследований, требования к испытаниям на прочность определяются в соответствии нормативными документами.

Исследованием прочности боковой рамы занимаются с момента её разработки, т. е. создания тележки ЦНИИ-ХЗ, отдельные ученые, научные и производственные организации, работающие не только в железнодорожных, но и в смежных отраслях. Глубокими исследованиями по изучению прочности конструкции боковой рамы с целью совершенствования существующих конструкций боковых рам, разработки новых конструкций боковых рам занимаются в ВНИИЖТ, НИИ вагоностроения, НВЦ «Вагоны», УВЗ, МИИТ, ПГУПС, УрГУПС, ОмГУПС, Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта им. В. Лазаряна (ДНУЖТ), Ташкентском институте инженеров железнодорожного транспорта (ТашИИТ) и других организациях.

Значительный вклад в развитие методов исследования внесли следующие ученые: П. С. Анисимов, Р. А. Ахмеджанов, М. Ф. Вериги, А. С. Битюцкий, Ю. П. Бороненко, С. В. Вершинский, М. В. Винокуров, В. Н. Данилов, Е. Б. Дидова, О. Б. Камаев, А. И. Кашкин, М. А. Короткевич, В. Н. Котуранов, В. В. Лукин, Н. Н. Невзорова, В. А. Николаев, Л. Н. Никольский, В. К. Окишев, А. М. Орлова, Г. И. Петров, Х. И. Пейрих, В. С. Плоткин, О. Н. Попов, А. А. Рахмилевич, К. А.

Сафонцев, А. М. Соколов, А. В. Смольянинов, А. В. Третьяков, И. В. Тарминский, В. Я. Френкель, Р. М. Хаимов, Б. В. Харитонов, В. Д. Хусидов, В. Д. Цурекман, Ю. М. Черкашин, Л. А. Шадур, С. М. Шудрак и многие другие [79 – 106].

Одной из первых расчетных схем (рисунок 30), применяемой для определения прочности боковой рамы, была плоская стержневая схема, предложенная М. А. Короткевичем и Л. Н. Никольским. Конструкция боковой рамы была представлена в виде стержней, имеющих по всей длине одинаковые характеристики. Нагрузки, действующие на боковую раму тележки, приводились к вертикальным и горизонтальным.

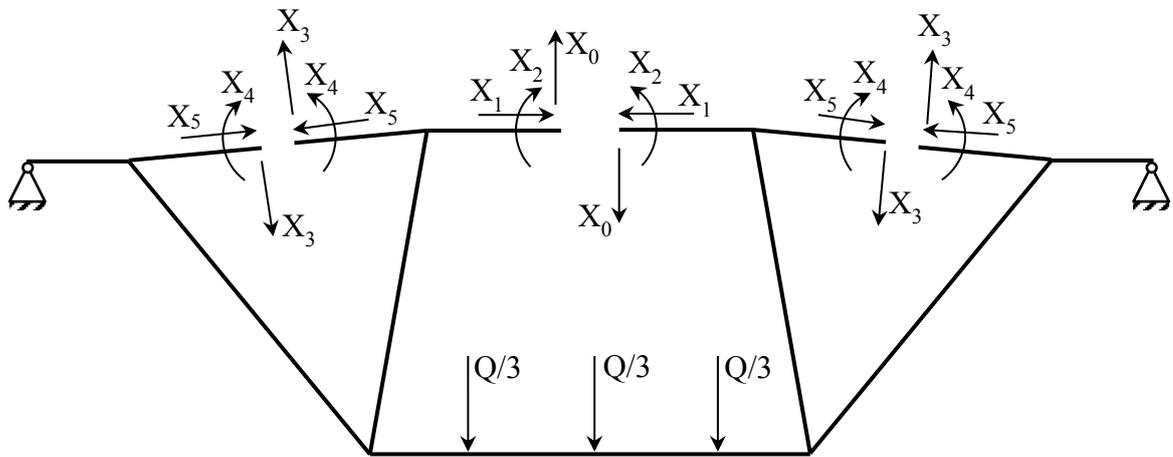


Рисунок 30 – Расчетная стержневая схема боковой рамы тележки [107]

Расчетная схема, разработанная Л. А. Шадуром и внесшая существенный вклад в определение прочности и совершенствование конструкции боковой рамы, без существенных уточнений используется в настоящее время для предварительной оценки конструкции боковой рамы и рекомендуется «Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» (далее – «Нормами для расчета ...») [108]. Л. А. Шадур показал, что без значительного влияния на точность расчета, можно принимать боковую раму и нагрузки симметричными относительно продольной вертикальной плоскости (рисунок 31). Симметричность нагружения позволила рассматривать одну половину боковой рамы, вводя взамен отброшенной части рамы дополнительные связи. В отличие от расчетной схемы М. А. Короткевича и Л. Н. Никольского, в схеме, предложенной Л. А. Шадуром, размеры поперечных сечений стержней

сопоставимы с длиной стержней, что позволило учитывать деформации изгиба в вертикальной плоскости, сдвига и растяжения или сжатия. Данная расчетная схема не позволяла учитывать деформации кручения.

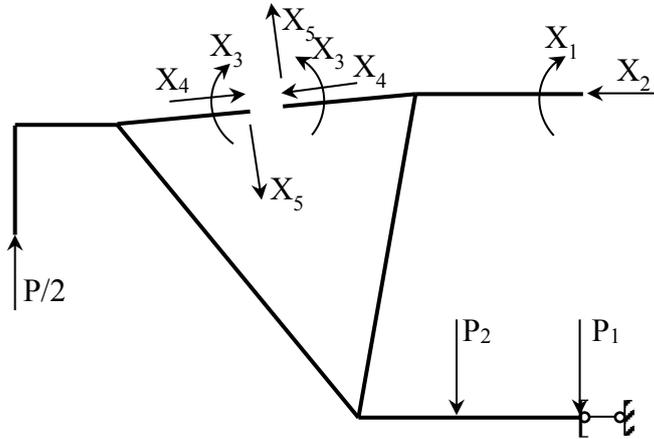


Рисунок 31 – Расчетная схема боковой рамы тележки, разработанная Л. А. Щадуря [107]

К. А. Сафонцев, в исследованиях НИБ вагоностроения, впервые учел продольные составляющие горизонтальных сил, возникающие при вписывании вагонов в кривую, и силы нажатия тормозных колодок, боковые силы, действующие на наружную челюсть, при перекосе корпуса буксы в кривой [105, 107].

На Бежецком сталелитейном заводе для расчета напряжений в углу буксового проема боковой рамы 18-100 применялась методика основанные на гипотезе неплоских стержней [109].

В. К. Окишевым разработана уточняющая методика расчета криволинейных участков конструкции боковой рамы. Результаты использованы применительно к буксовому проему и нижнему углу рессорного проема боковой рамы.

С. Г. Васильев [53] разработал методику оценки статической и динамической прочности боковых рам с учетом особенностей их взаимодействия с элементами буксового упругого подвешивания, позволяющую подбирать рациональную конструкцию боковой рамы на этапе проектирования.

Аналитические методы позволяли исследовать прочность конструкции боковой рамы с упрощениями, касающимися геометрической сложности конструкции, закрепления конструкции, местами приложения сил и их распределению по

конструкции, свойств материала. Такие допущения компенсировались различными коэффициентами, позволяющими увеличивать площади сечений, габариты и массы детали и др., разнообразными опытными и исследовательскими работами. Численные методы, развиваемые параллельно с развитием вычислительной техники, позволяют уменьшать количество допущений при теоретических исследованиях на прочность. К численным методам относятся метод Ритца, Треффца, Бубнова-Галеркина и другие. Для полного анализа боковой рамы наиболее пригодными считаются метод конечных элементов (далее – МКЭ) и метод неклассических граничных интегральных уравнений (далее – ГИУ). Метод ГИУ, имеющий некоторое преимущество перед МКЭ, не получил пока широкого распространения из-за сложного математического аппарата и трудности его реализации на электронных вычислительных машинах.

В последние десятилетия в различных отраслях промышленности во всем мире, на этапе разработки новых технических решений и оптимизации старых, получил широкое применение и занял ведущее место МКЭ. До начала 90-х годов при расчетах на прочность в научных организациях и промышленных железнодорожных предприятиях использовались программы, составленные собственными энтузиастами. При этом каждая программа могла применяться только для той детали, для которой она разрабатывалась. Любые изменения в конструкцию детали требовали пересмотра кода программы, что являлось весьма неудобно и требовало больших временных затрат. Поэтому начали разрабатываться и внедряться универсальные программные комплексы, применение которых никак не ограничивается формой детали [110].

Работы по исследованию НДС МКЭ выполняются с использованием различных программных комплексов, которые в зависимости от функциональности условно можно подразделить на легкие, средние и тяжелые. К «легким» программным комплексам можно отнести ANSYS Discovery, SOLIDWORKS Simulation Express и др., позволяющие провести экспресс-оценку разрабатываемой геометрической модели без учета её особенностей – свойств материала, гра-

ничных условий, без настройки применяемых решателей и т. д. К «средним» программным комплексам можно отнести ANSYS Workbench, MSC.visualNastran Desktop 4D [111], SOLIDWORKS Simulation Solutions [112] и др., применяемые для исследования деталей и сборочных единиц в среде разработки геометрической модели. К «тяжелым» программным комплексам можно отнести ANSYS, ABAQUS, Femap with NX Nastran [113], ScadSoft [114], APM WinMachine и др., применяемые для решения широкого спектра задач, требующих учета специфических физико-механических свойств конструкции, внешних и внутренних воздействий на конструкцию, мультифизического моделирования. «Средние» и «тяжелые» программные комплексы, при условии корректной препроцессорной подготовки расчетной модели, позволяют получать точные и надежные результаты во всех областях инженерных, производственных и научных исследований.

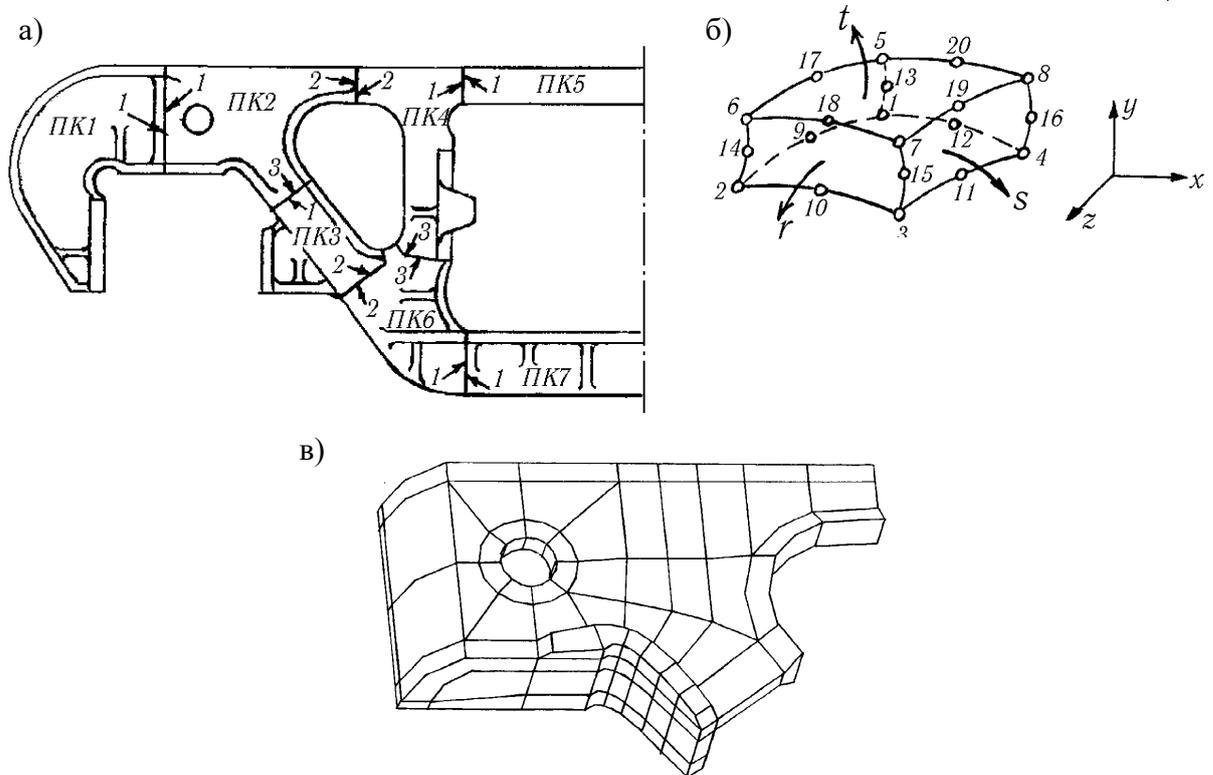
В Государственном НИИ вагоностроения была рассмотрена конечноэлементная модель четверти боковой рамы при действии различных эксплуатационных нагрузок [98]. Модель была составлена из прямоугольных и треугольных конечных элементов (далее – КЭ) оболочечного типа, не учитывала радиусы закруглений, криволинейные контуры рамы были заменялись набором линий.

С. М. Шудрак разработал программное обеспечение для расчета НДС МКЭ сложных геометрических конструкций, в частности, литых боковых рам. Им было предложено использовать данное программное обеспечение на ЕС и СМ вычислительных машинах в системах автоматизированного проектирования. С. М. Шудрак рекомендовал использовать для расчета НДС боковой рамы МКЭ 20-узловой КЭ [115].

Заслуживает внимания расчетная схема НДС боковой рамы с использованием МКЭ, в которой для упрощения расчетов разбиение осуществлено трехмерными КЭ, имеющими 20-узловую изопараметрическую систему, на семь подконструкций (рисунок 32) [116].

В «Нормах для расчета ...» рекомендуется при оценке прочности конструкции боковой рамы применять расчетную схему, состоящую из пластинчатых КЭ (см. п. 1 таблица 2).

Работы по исследованию НДС конструкции боковой рамы с применением универсальных программных комплексов выполнены С. С. Даниленко, Я. О. Рузметовым, Н. Б. Манкевичем и другими [107, 117, 118].



а – расчетная схема; б – трехмерный конечный элемент;
в – подконструкция, разбитая на конечные элементы

Рисунок 32 – Расчетная схема конструкции боковой рамы

В работе С. С. Даниленко с использованием МКЭ изучено влияние толщины стенки элементов боковой рамы в отдельных её сечениях на массу и напряжение в этих сечениях. При исследовании рассматривалась четверть боковой рамы. Расчет на усилия производился в соответствии с «Нормами для расчета ...». Взаимодействие боковой рамы с корпусом буксы моделировалось точками на опорной поверхности: в одной точке – жестким креплением, в остальных точках – прикладывались силы, направленные по нормали к поверхности наложения связей по линии.

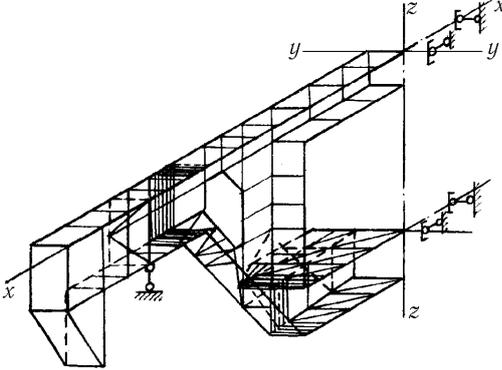
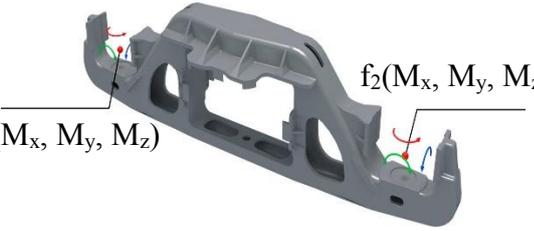
В работе Я. О. Рузметов разработал методику расчета прочности литых боковых рам тележек, учитывающую наличие внутренних литейных дефектов в нагруженных сечениях с использованием установленного критерия порогового

коэффициента интенсивности напряжений. Методика основана на МКЭ с применением моделирования интенсивности напряжений вблизи вершины трещиноподобного дефекта.

Известны также работы, направленные на улучшение свойств материала боковой рамы методом упругопластического деформирования. Так, С. И. Попов разработал и внедрил на УВЗ в 1992 г. метод упругопластического деформирования (УПД), позволяющий улучшить технические характеристики трещиноопасных зон боковой рамы. В работе [119] установлено, что после 15-летнего срока службы коэффициент запаса по сопротивлению усталости не удовлетворяет требованиям норм расчета на прочность. Применение метода УПД позволяет обеспечивать формирование в трещиноопасных зонах остаточных напряжений обратного знака рабочим напряжениям, что позволяет повысить запас сопротивления усталости. Предложенный метод УПД не нашел массового применения на железных дорогах стран СНГ. В связи с чем, указанное направление для совершенствования конструкции боковой рамы в настоящей диссертационной работе не рассматривается.

При универсальности и кажущейся простоте применения МКЭ в программных комплексах, его реализация представляет определенные трудности. Ключевыми позициями при использовании МКЭ является выбор типа и параметров КЭ, представление рассчитываемой геометрической модели боковой рамы в виде совокупности КЭ, задание нагрузок и граничных условий, определяющих поведение модели. Выбор того или иного программного комплекса зависит от многих факторов, среди которых основными являются тип решаемой задачи и личные предпочтения исследования. Работ по исследованию НДС боковой рамы МКЭ в трехмерной постановке существует весьма ограниченное количество вследствие теоретических и вычислительных сложностей. Некоторые из работ выполнены с использованием грубых конечноэлементных моделей с введением большого количества упрощающих предположений, что, в конечном итоге, приводит к снижению точности результатов. Анализ применяемых граничных условий в известных расчетных моделях приведен в таблице 2.

Таблица 2 – Граничные условия, используемые в известных расчетных моделях

№ п/п	Графическая схема модели	Характеристика модели
1		<p>Математическая модель боковой рамы, рекомендуемая «Нормами для расчета...». Граничные условия приложены к трем точкам, расположенным на боковой раме. Выбранные точки не имеют степеней свободы.</p>
2		<p>Математическая модель боковой рамы с граничными условиями, ограничивающими перемещение боковой рамы относительно выбранных поверхностей, осей, точек.</p>
3		<p>Математическая модель боковой рамы с граничными условиями, ограничивающими вращение боковой рамы относительно выбранных поверхностей, осей, точек.</p>

Выводы по главе 1

В результате проведенного обзорного исследования выполненных научных работ и публикации по вопросам совершенствования конструкции боковой рамы тележки грузового вагона и определения её напряженно-деформированного состояния можно сделать следующие выводы:

1. Выполнена классификация существующих конструкций боковых рам двухосных трехэлементных тележек грузовых вагонов. Показано, что все литые боковые рамы существующих и перспективных конструкций имеют подобные формы элементов, различающихся площадью сечений.

2. Исходя из подобности конструкции боковой рамы инновационных моделей тележек и боковой рамы тележки модели 18-100 сделано предположение,

что первые будут иметь аналогичные недостатки в эксплуатации при условии увеличения их количества на сети железных дорог ОАО «РЖД» и сохранения существующих принципов обслуживания подвижного состава.

3. Наиболее слабыми местами в существующих и перспективных конструкций боковых рам является внутренний и наружный углы буксового проема.

4. Проанализированы известные работы, направленные на совершенствование конструкции боковых рам. Все работы можно объединить в два направления: совершенствование конструкции боковой рамы в процессе её эксплуатации; совершенствование конструкции боковой рамы на этапе её проектирования. Разработанные методы и способы совершенствования конструкции боковой рамы не приводят к кардинальному изменению ситуации, сложившейся с их эксплуатацией, что подтверждается отсутствием их положительного внедрения на сети железных дорог стран СНГ.

5. В связи с тем, что на сети железных дорог имеется небольшое количество вагонов с инновационными моделями тележек, эксплуатируется молодой парк вагонов на тележках модели 18-100, установлен нормативный срок службы литых деталей, то в настоящей работе рассматриваются только боковые рамы тележек модели 18-100 и их конструктивные аналоги, а разрабатываемый способ совершенствования конструкции боковой рамы должен применяться, в первую очередь, для конструкций, находящихся в эксплуатации.

6. Выполнен анализ работ, посвященных теоретическому исследованию прочности конструкции боковой рамы. Рассмотренные работы выполняются с применением МКЭ, реализованного в универсальных программных комплексах. Показано, что в выполненных работах по теоретическим исследованиям прочности приняты схожие допущения – авторы в расчетных схемах рассматривают конструкцию боковой рамы, как отдельную независимую деталь, т. е. не учитывают особенности взаимодействия с сопрягаемыми деталями, влияющими на пространственное положение конструкции боковой рамы, что впоследствии может приводить к снижению точности определения НДС конструкции в наиболее нагруженных зонах.

2 Теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы с учетом ввода дополнительных граничных условий, вызванных спецификой взаимодействия боковой рамы в зоне буксового проема с корпусами буксовых узлов

2.1 Разработка расчетной модели конструкции боковой рамы для определения напряженно-деформируемого состояния

В качестве программного комплекса, применяемого в диссертационной работе для исследования НДС конструкции боковой рамы МКЭ, выбран программный комплекс SOLIDWORKS и входящий в его состав программный модуль SOLIDWORKS Simulation Solutions. Выбор этого программного комплекса обусловлен следующим [110]:

- создание трехмерной геометрической модели боковой рамы;
- построение конечноэлементной модели боковой рамы на основе геометрической модели боковой рамы без преобразований модели в промежуточные форматы файлов;
- задание свойств материала изготовления боковой рамы, соответствующих требованиям нормативных документов;
- задание граничных условий и нагрузок, соответствующих требованиям нормативных документов;
- определение НДС и сроков службы модели;
- выполнение параметрических исследований.

В настоящее время для расчета на прочность конструкции боковой рамы применяются следующие документы:

- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [108];
- ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» (далее – ГОСТ 33211-2014) [35].

ГОСТ 33211-2014 для добровольного применения в Российской Федерации в качестве национального стандарта был впервые введен с 01.06.2016 г. При этом действие «Норм для расчета ...» отменено не было. Основными отличиями ГОСТ 33211-2014 от «Норм для расчета ...» в части расчета на прочность боковой рамы являются следующие:

– силы, действующие на тележку для расчета её прочности, в ГОСТ 33211-2014 разделены на три режима (режим I а, I б, I в), а силы в «Нормах для расчета ...» учитывают их действие одновременно, что невозможно в эксплуатации.

– в ГОСТ 33211-2014 введено определение предварительной оценки сопротивления усталости несущей конструкции боковой рамы.

Порядок применения нормативных документов «Норм для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014 остановлен на усмотрение разработчиков конструкции. «Нормы для расчета ...» должны пересматриваться не реже одного раза в десять лет, что указано в тексте «Норм для расчета ...», ГОСТ 33211-2014 – на добровольной основе. При этом, разрабатываемые конструкции подвижного состава должны обеспечивать соблюдение требований технического регламента «О безопасности железнодорожного подвижного состава» [120].

Таким образом, в настоящее время для расчета на прочность конструкции боковой рамы необходимо применять «Нормы для расчета ...» и добровольно ГОСТ 33211-2014.

2.1.1 Математическое содержание применяемого метода конечных элементов для расчета НДС конструкции боковой рамы.

При использовании МКЭ в форме метода перемещений в пределах КЭ строятся аппроксимирующие функции, образующие кинематически допустимые поля перемещений в пределах всей исследуемой области. Узловые перемещения определяются на основе вариационного принципа Лагранжа, в соответствии с которым из всех кинематически допустимых полей перемещений действительным полем перемещений является то, что удовлетворяет условиям равновесия.

Вариационное уравнение Лагранжа имеет вид

$$\delta \mathcal{E} = \delta(\Pi - A), \quad (1)$$

где Π – потенциальной энергии деформации;

A – потенциальной энергии внешних сил;

$\delta \mathcal{E}$ – полная потенциальная энергия упругой системы, которая складывается из потенциальной энергии деформации и потенциальной энергии внешних сил;

δ – знак вариации – изменения функции при бесконечно малом изменении одного из аргументов.

Таким образом, для того чтобы получить разрешающие уравнения МКЭ необходимо располагать уравнением полной потенциальной энергии рассматриваемой упругой системы.

Полная потенциальная энергия системы определяется на основании известных соотношений теории упругости. Под действием объемных и поверхностных внешних сил отдельные точки конструкции получают перемещения, при которых несущие элементы деформируются и в них возникают напряжения.

Перемещения, деформации, напряжения неодинаковы в различных точках конструкции и являются функциями координат. Для удобства расчетов указанные величины, включая нагрузки, рассматриваются в проекциях на оси координат.

Между деформациями $\bar{\xi}$ и перемещениями \bar{U} существует дифференциальная зависимость, выражаемая уравнениями Коши

$$\bar{\xi} = [d] \cdot \bar{U}, \quad (2)$$

где \bar{U} – матрица – столбец перемещений, состоящая из проекции перемещений точек $u(x, y, z)$, $v(x, y, z)$, $w(x, y, z)$ на оси координат X, Y, Z ;

$[d]$ – дифференциальный матричный оператор.

Между напряжениями $\bar{\sigma}$ и деформациями $\bar{\xi}$ имеется линейная зависимость (при работе материала конструкции в пределах закона Гука), выражаемая в матричной форме

$$\bar{\sigma} = [E_{\xi}] \cdot \bar{\xi}. \quad (3)$$

При определении полной потенциальной энергии КЭ задаются законом изменения перемещений $F_{ik}(x, y, z)$, позволяющим выразить перемещения любой точки через перемещения узлов и функцию координат. В матричной форме для i -того КЭ

$$\bar{U}_i = [F_j(x, y, z)]_i \cdot \bar{q}_i \quad (4)$$

где $\bar{q}_i^T = |q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad \dots \quad q_j \quad \dots \quad q_n|$ – транспонированная матрица – столбец узловых перемещений i -того КЭ;

j – номер узлового перемещения;

n – количество степеней свободы (узловых перемещений) КЭ;

$[F_j(x, y, z)]_i$ – матрица функций форм КЭ.

Полная потенциальная энергия всей конструкции равна сумме работ внешних и внутренних сил, с учетом выражений (2) – (4) определяется как

$$\begin{aligned} \mathcal{E} = \Pi - A &= \frac{1}{2} \int_V \sigma \bar{\xi}^T dV - \frac{1}{2} \left(\int_V \bar{G}^T \bar{U} dV + \int_S \bar{Q}^T \bar{U} dS \right) = \\ &= \frac{1}{2} \left\{ \int_V ([d] \cdot \bar{U})^T [E_\xi] ([d] \cdot \bar{U}) dV - \left(\int_V \bar{G}^T \bar{U} dV + \int_S \bar{Q}^T \bar{U} dS \right) \right\} = \\ &= \frac{1}{2} \left[\int_{V_i} ([d][F_j(x, y, z)]_i \bar{q}_i)^T \cdot [E_\xi] [d][F_j(x, y, z)]_i \bar{q}_i dV - \right. \\ &\quad \left. - \left(\int_{V_i} G^T [F_j(x, y, z)]_i \bar{q}_i dV + \int_{S_i} Q^T [F_j(x, y, z)]_i \bar{q}_i dS \right) \right], \end{aligned} \quad (5)$$

где T – знак транспонирования;

\bar{G} – матрица – столбец объемных сил, состоящая из проекции объемных сил G_x, G_y, G_z на соответствующие декартовы оси координат;

Учитывая, что \bar{q}_i^T не зависит от координат, этот вектор можно вынести за знак интеграла. Выражение (5) при этом преобразуется к виду

$$\mathcal{E}_i = \frac{1}{2} (\bar{q}_i^T \cdot [K]_i \cdot \bar{q}_i - \bar{P}_i \cdot \bar{q}_i), \quad (6)$$

где $[K]_i$ – матрица жесткости i -того КЭ;

\bar{P}_i – грузовой вектор i -того КЭ.

Полная потенциальная энергия рассматриваемой системы (конструкции), состоящей из N КЭ, равна сумме энергий КЭ

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1}^N \mathcal{E}_i = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^N \bar{q}_i^T \cdot [K]_i \cdot \bar{q}_i - \sum_{i=1}^N \bar{P}_i \cdot \bar{q}_i \right). \quad (7)$$

Продифференцировав полную энергию \mathcal{E} по узловым перемещениям q_i и используя принцип Лагранжа, получим

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial q_i} = \sum_{i=1}^N [K]_i \cdot \bar{q}_i - \sum_{i=1}^N \bar{P}_i. \quad (8)$$

Сумма $\sum_{i=1}^N [K]_i = [C_0]$ является общей матрицей жесткости системы в целом. Как видно из приведенного выше выражения, она получается суммированием матриц жесткости отдельных КЭ. Вектор-столбец $\bar{q} = \sum_{i=1}^N \bar{q}_i$ составлен из векторов, элементами которых являются неизвестные узловые перемещения. $\sum_{i=1}^N \bar{P}_i = \bar{P}$ – грузовой вектор, элементами которого являются значения внешней нагрузки, приведенной к узловой. Как и общая матрица жесткости $[C_0]$, грузовой вектор \bar{P} получается суммированием грузовых векторов отдельных КЭ. С учетом принятых выше обозначений, выражение (8) можно записать в виде

$$[C_0] \cdot \bar{q} - \bar{P} = \mathcal{E}. \quad (9)$$

Уравнение (9) является основным разрешающим уравнением МКЭ. С физической точки зрения оно описывает равновесие узлов системы, а с математической – систему обыкновенных алгебраических уравнений. В приведенном виде (9) представляет собой тождество, так как не учтены условия закрепления конструкции. Чтобы получить единственное решение, отличное от нуля, необходимо учесть связи, наложенные на систему. Эта процедура выполняется вычеркиванием строк и столбцов в матрицах уравнения (9), которые соответствуют перемещениям, запрещенным связями. После этого матрицы «сжимаются» и производится решение уравнения (9) методами линейной алгебры. Наиболее распространенным является метод Гаусса.

После решения уравнения (9) и определения ранее неизвестных перемещений, производится формирование векторов узловых перемещений для каждого КЭ. При выполнении этой операции учитываются связи

$$\bar{R}_i = [K]_i \cdot \bar{q}_i - \bar{P}_i. \quad (10)$$

По найденным узловым усилиям и приложенным внешним нагрузкам строятся эпюры внутренних усилий (изгибающих и крутящих моментов, нормальных и поперечных усилий). Далее находятся напряжения, в т. ч. в зонах повышенного риска отказов. С применением дополнительных модулей на основании полученных значений напряжений находятся соответствующие сроки службы исследуемой конструкции.

2.1.2 Расчетные схемы, предусмотренные для теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы по «Нормам для расчета ...».

В соответствии с требованиями «Норм для расчета ...» определение прочности конструкции боковой рамы проводится по двум расчетным режимам – I и III расчетным режимам.

I расчетному режиму соответствуют силы, возникающие при трогании состава повышенной массы и длины с места и его осаживании, при производстве маневровых работ и соударении вагонов, при экстренном торможении в поездах, движущихся с малыми скоростями. Характер действия наиболее значительных по величине продольных сил – повторно-ударный, с числом повторений за амортизационный срок службы боковой рамы до 300 – 500 раз.

III расчетному режиму соответствуют силы, возникающие в условиях эксплуатации при движении вагона в составе поезда по прямым и кривым участкам пути и стрелочным переводам с допускаемой скоростью вплоть до конструкционной при периодических служебных торможениях, периодических умеренных (при незначительном изменении ускорений) рывках и толчках, нормальной работе механизмов и узлов грузовых вагонов. Основное требование режима – недопущение усталостного разрушения боковой рамы при действии достаточно частых возможных сочетаний умеренных по величине нагрузок, соответствующих нормальной работе вагона в движущемся поезде. Характер действия продольных сил – повторно-ударный или вибрационный с числом повторений за амортизационный срок службы боковой рамы до 300 000 раз.

Величина и сочетание расчетных нагрузок, действующих на боковую раму, при расчетах при I и III режимах нагружения принимается по данным «Норм для расчета ...» (таблица 3).

Таблица 3 – Величина и сочетание нагрузок, принимаемых при расчетах боковой рамы на прочность

Наименование расчетных нагрузок	Обозначение	Расчетный режим	
		I	III
Продольные нагрузки силы инерции массы тележки	T	При ускорении тележки $6g$	При ускорении тележки $2,5g$
Вертикальные нагрузки: – вертикальная статическая сила тяжести кузова брутто и соответствующих элементов тележки – вертикальная динамическая нагрузка – вертикальная динамическая добавка от продольной силы инерции кузова	$P_{ст}$ $P_{д}$ $P_{и}$	В соответствии с нормами осевой нагрузки Не учитывается При силе удара в автосцепку 350 тс	В соответствии с нормами осевой нагрузки При $k_{дв}$, принимаемой по расчету При силе удара в автосцепку 100 тс
Боковые нагрузки: – рамная сила – боковая нагрузка	H_p N	Не учитывается Не учитывается	По расчету По расчету

Схемы сил, действующих на боковую раму и применяемые для оценки НДС боковой рамы МКЭ, по I и III расчетному режиму приведены на рисунках 33 и 34 соответственно.

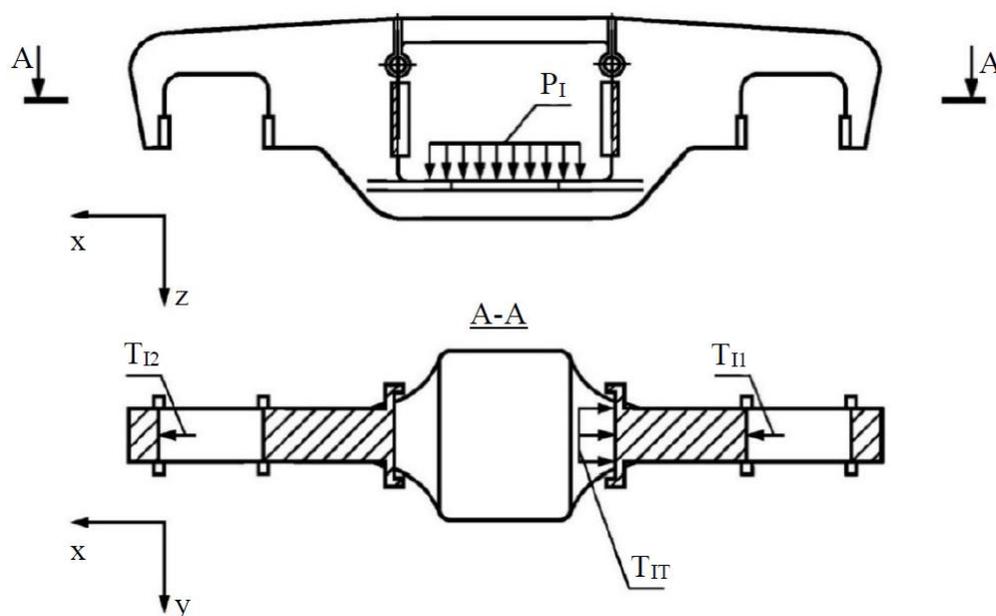


Рисунок 33 – Расчетная схема боковой рамы при I расчетном режиме

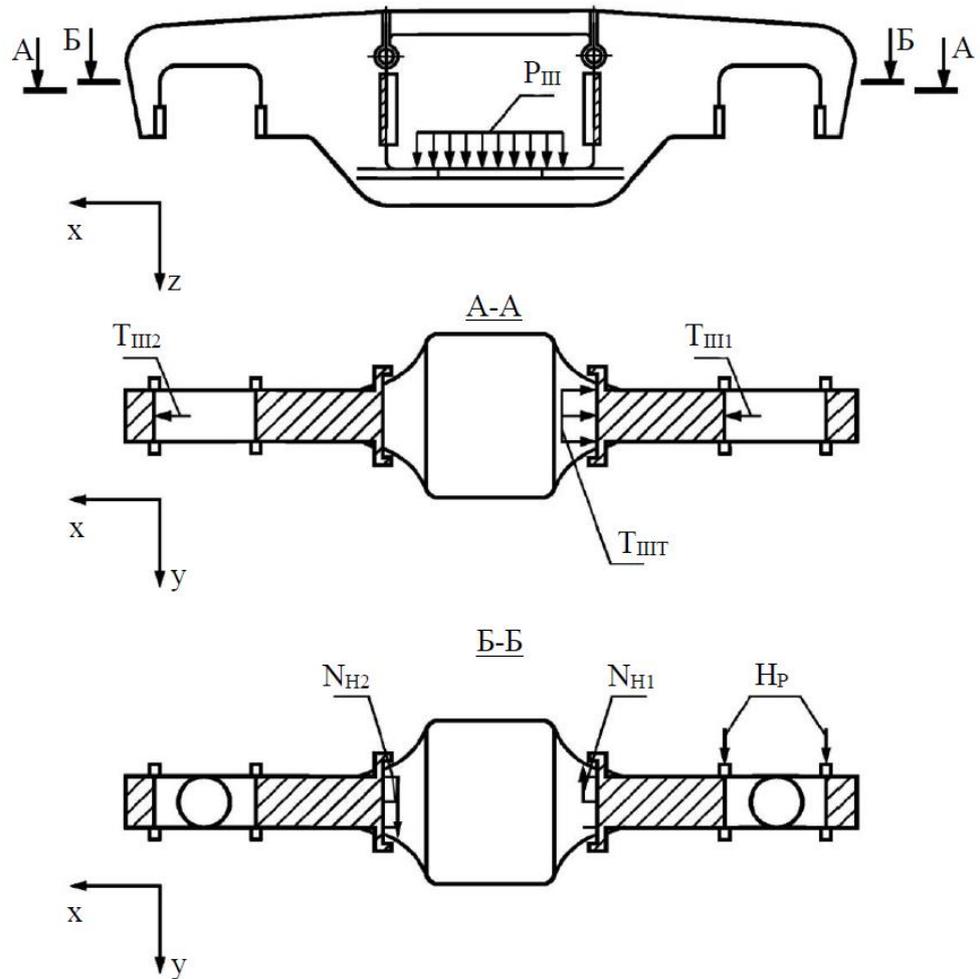


Рисунок 34 – Расчетная схема боковой рамы при III расчетном режиме

Расчет элементов конструкции боковой рамы производится по допускаемым напряжениям и запасам сопротивления усталости [108].

2.1.2.1 Определение вертикальных нагрузок.

Вертикальная нагрузка, N , приложенная к опорной поверхности рессорного проема (см. таблица 3)

– при I расчетном режиме –

$$P_I = P_{ст} + P_{иI}; \quad (11)$$

– при III расчетном режиме –

$$P_{III} = P_{ст} + P_{д} + P_{иIII} + P_{б}. \quad (12)$$

Вертикальная статическая нагрузка, N , действующая от кузова вагона брутто, определяется по формуле

$$P_{ст} = \frac{P_{бр} - n_{кп} \cdot P_{кп}}{n_{бр}}, \quad (13)$$

где $P_{бр}$ – сила тяжести вагона брутто, Н;

m_0 – число колесных пар в вагоне, шт.;

$P_{кп}$ – собственная сила тяжести одной колесной пары с буксовыми узлами, Н;

$n_{бр}$ – число боковых рам в вагоне, шт.

Максимальная вертикальная динамическая нагрузка от кузова вагона, движущегося с конструкционной скоростью, подсчитывается по формуле

$$P_d = k_{дв} \cdot P_{ст}, \quad (14)$$

где $k_{дв}$ – расчетная величина коэффициента вертикальной динамики обрессоренных частей тележки.

Коэффициент вертикальной динамики $k_{дв}$ рассматривается как случайная функция с вероятностным распределением

$$p(k_{дв}) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi k_{дв}^2}{4\bar{k}_{дв}^2} \beta^2\right). \quad (15)$$

Отсюда

$$k_{дв} = \bar{k}_{дв} \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln\left(\frac{1}{1 - p(k_{дв})}\right)}, \quad (16)$$

где $\bar{k}_{дв}$ – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики;

β – параметр распределения;

$p(k_{дв})$ – расчетная вероятность.

Среднее вероятное значение $\bar{k}_{дв}$ определяется по формуле

$$\bar{k}_{дв} = a_H + 3,6 \cdot 10^{-4} b \frac{v_H - 15}{f_1}, \quad (17)$$

где a_H – коэффициент, принимаемый на основании обработки результатов теоретических и экспериментальных исследований;

v_H – расчетная скорость движения вагона, м/с;

f_1 – статический прогиб рессорного подвешивания, м.

b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей в тележке n_T или группе тележек под одним концом вагона на величину коэффициента вертикальной динамики, равный

$$b = \frac{n_T + 2}{2n_T}, \quad (18)$$

где n_T – количество осей в тележке, шт.

Вертикальная динамическая надбавка от продольной силы инерции кузова, возникающая при ударе в автосцепку (при I и III расчетных режимах), определяется по формуле:

$$P_{и} = N_{и} \cdot \frac{P_{бр} - 2P_T}{P_{бр}} \cdot \frac{h_{ц}}{2l_B \cdot m_1}, \quad (19)$$

где $N_{и}$ – нормы продольных усилий, принимаемые в расчетах при I и III режимах, Н (см. таблица 3);

P_T – сила тяжести одной тележки, Н;

$h_{ц}$ – расстояние от плоскости приложения силы $P_{и}$ (плоскость на которую опирается рессорный комплект) до центра масс кузова, м;

$2l_B$ – база вагона, м;

m_1 – число параллельно нагруженных боковых рам в тележке, расположенных под одним концом вагона, шт.

Вертикальная добавка, возникающая от действия центробежной и ветровой нагрузок, определяется по формуле

$$P_6 = \frac{H_{ц}h_{ц} + H_{в}h_{в}}{m_3b_1}, \quad (20)$$

где $H_{ц}$ – центробежная сила, приходящаяся на кузов брутто вагона, Н;

$H_{в}$ – давление ветра, приходящееся на кузов брутто вагона, Н;

$h_{в}$ – расстояние от центра площади боковой поверхности вагона до горизонтальной плоскости, проходящей через точки приложения сил P_6 , м;

m_3 – количество боковых рам, находящихся с одной стороны вагона;

b_1 – расстояние между линиями действия сил P_6 в одной тележке, м.

Величина центробежной силы определяется по формуле

$$H_{ц} = (P_{бр} - P_{ч}) \cdot \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{h}{2S} \right), \quad (21)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

R – радиус кривой, м;

h – возвышение наружного рельса над внутренним, м;

$2S$ – расстояние между кругами катания колесной пары.

Если обозначить

$$\eta_{ц} = \frac{v^2}{gR} - \frac{h}{2S}, \quad (22)$$

тогда

$$H_{ц} = \eta_{ц} \cdot \left(P_{бр} - \sum P_{ч} \right). \quad (23)$$

Согласно «Нормам для расчета ...» боковая сила, непогашенная возвышением наружного рельса в кривой, возникающая в кривой вследствие возвышения наружного рельса, с учетом коэффициентов динамики для грузовых вагонов принимается равной 7,5 % от силы тяжести вагона брутто.

Боковая сила давления ветра $H_{в}$ определяется исходя из удельного давления ветра ω на боковую проекцию вагона F , принимаемого равным 500 Па на 1 м²:

$$H_{в} = \omega \cdot F. \quad (24)$$

2.1.2.2 Определение продольных нагрузок.

Продольные нагрузки (см. рисунок 33, 34) включают в себя нагрузки T_1 , T_2 , передаваемые от буксовых узлов на челюсти буксовых проемов от первой по ходу и второй колесных пар, и нагрузку $T_{т}$, передаваемую от надрессорной балки через фрикционные клинья, определяются по формуле

$$T_{т} = T_1 + T_2. \quad (25)$$

При I расчетном режиме продольные нагрузки, действующие на челюсти буксовых проемов от первой и второй колесных пар, равны между собой, создаются продольной нагрузкой $T_{и}$ от сил инерции (см. таблица 3)

$$T_{I1} = T_{I2}. \quad (26)$$

При III расчетном режиме продольные нагрузки, действующие на челюсти буксовых проемов от первой и второй колесных пар, создаются продольной нагрузкой от сил инерции $T_{и}$ (см. таблица 3) и дополнительными силами от прохождения тележки кривого участка пути T_{n1}, T_{n2}

$$\begin{cases} T_{III1} = T_{IIIи} + T_{IIIn1} \\ T_{III2} = T_{IIIи} + T_{IIIn2} \end{cases} \quad (27)$$

Продольная нагрузка от силы инерции колесной пары, H , действующая на челюсть буксового проема боковой рамы, определяется

– при I расчетном режиме –

$$T_{иI} = 6g \cdot P_{кп}; \quad (28)$$

– при III расчетном режиме –

$$T_{IIIи} = 0,5g \cdot P_{кп}. \quad (29)$$

Для определения продольных нагрузок, возникающих при движении тележки в кривой, используется два уравнения равновесия (рисунок 35)

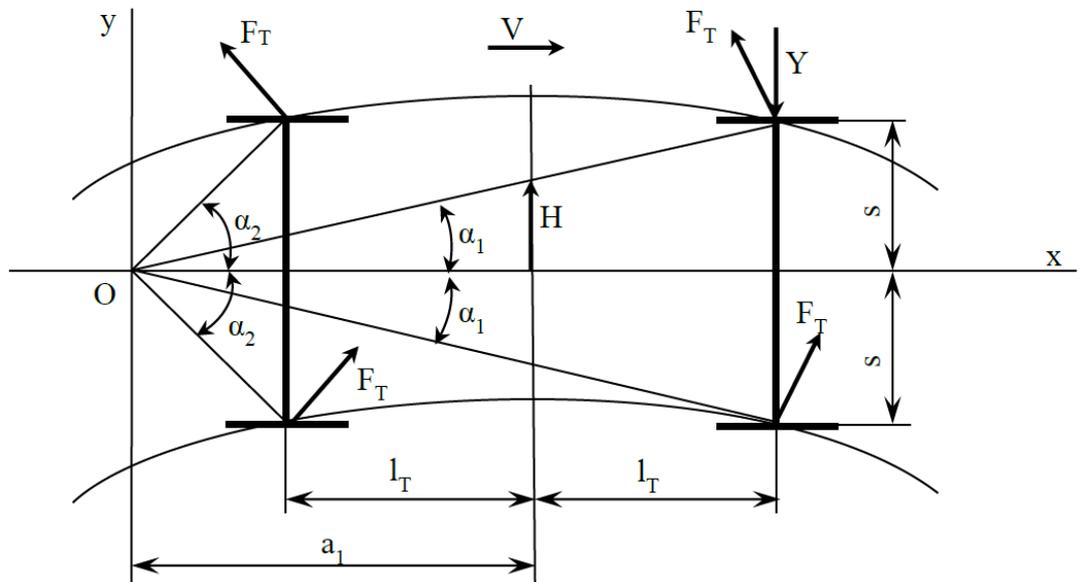


Рисунок 35 – Схема промежуточного положения тележки при движении в кривой

$$\begin{cases} 2F_T \cdot (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) - Y + H = 0, \\ 2F_T \cdot (2l_T \cos \alpha_1 - s \cdot \sin \alpha_1 - s \cdot \sin \alpha_2) - H \cdot l_T = 0, \end{cases} \quad (30)$$

где F_T – сила трения между колесом и рельсом, H ;

α_1, α_2 – углы, образуемые радиус-векторами, проведенными из полюса поворота к точкам контакта колес с рельсами, и продольной осью тележки;

Y – направляющие усилие, Н;

H – боковая нагрузка на пятник вагона, Н.

Сила трения между колесом и рельсом, Н, определяется по формуле

$$F_T = \frac{P_{БР}}{m_4} \mu, \quad (31)$$

где m_4 – число колес в вагоне, шт.;

μ – коэффициент трения между колесом и рельсом, принимаемый согласно «Нормам для расчета ...», равным 0,25.

Углы α_1, α_2 , определяющие направление сил трения F_T , вычисляются по формулам:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_1 &= \frac{s}{\sqrt{s^2 + (a_1 + l_T)^2}}; & \cos \alpha_1 &= \frac{a_1 + l_T}{\sqrt{s^2 + (a_1 + l_T)^2}}; \\ \sin \alpha_2 &= \frac{s}{\sqrt{s^2 + (a_1 - l_T)^2}}; & \cos \alpha_2 &= \frac{a_1 - l_T}{\sqrt{s^2 + (a_1 - l_T)^2}} \end{aligned} \quad (32)$$

где $2S$ – расстояние между кругами катания колес, м;

$2l_T$ – база тележки, м;

a_1 – расстояние от полюса поворота до середины базы тележки, м.

Боковая нагрузка на пятник вагона, Н, определяется по формуле

$$H = \frac{1}{2}(H_{ц} + H_{в}). \quad (33)$$

Величину направляющего усилия Y и расстояние a_1 определяют по графикам, построенным П. Г. Проскурневым [81].

Разложив силы трения на направления, параллельные и перпендикулярные оси пути, получим их составляющие (рисунок 36)

$$\begin{cases} F_{x1} = F_T \sin \alpha_1, & F_{y1} = F_T \cos \alpha_1, \\ F_{x2} = F_T \sin \alpha_2, & F_{y2} = F_T \cos \alpha_2. \end{cases} \quad (34)$$

Реакции связей рамы тележки с шейками оси определяются из условия равновесия колесных пар по формулам:

$$\begin{aligned}
 H_1 &= Y - 2 F_{y1}; & H_2 &= 2 F_{y2}; \\
 T_{1n} &= F_{x1} \frac{s}{b_2}; & T_{2n} &= F_{x2} \frac{s}{b_2},
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

где $2b_2$ – расстояние между серединами шеек оси колесной пары, м.

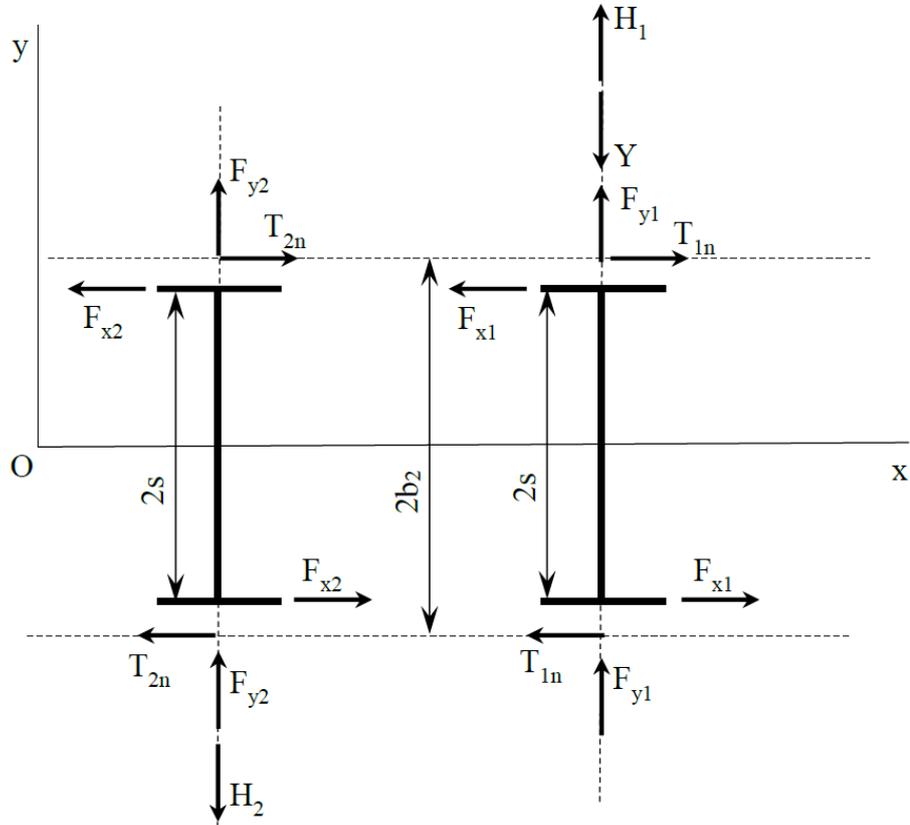


Рисунок 36 – Схема сил, действующих на колесные пары при движении тележки в кривой

2.1.2.3 Определение боковых нагрузок.

При движении вагона по кривым участкам пути наружная (по отношению к центру кривой) боковая рама подвергается действию поперечной силы H_p . В двухосной трехэлементной тележке эти силы уравниваются силами N_{H1} , N_{H2} (рисунок 37).

В этом случае на переднее по ходу движения колесо действует направляющая сила рельса, которая вызывает рамную силу H_p , приложенную к буксовому проему боковой рамы, определяемую по формуле, Н

$$H_p = p_0 \cdot k_{дг}, \tag{36}$$

где p_0 – расчетная статическая осевая нагрузка, Н/ось;

$k_{дг}$ – коэффициент горизонтальной динамики.

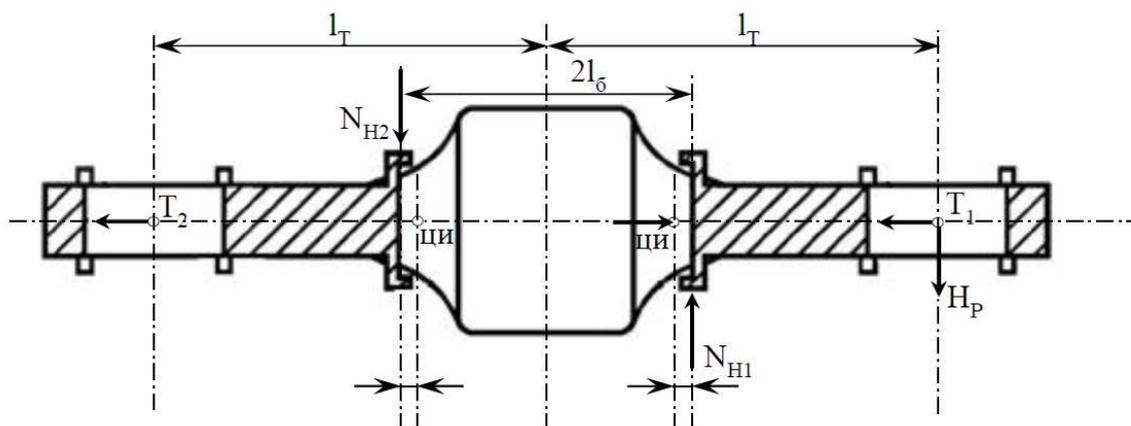


Рисунок 37 – Схема нагружения конструкции боковой рамы

Значение коэффициента горизонтальной динамики определяется по формуле

$$k_{дг} = \overline{k_{дг}} \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \left(\frac{1}{1 - p(k_{дг})} \right)}, \quad (37)$$

где $\overline{k_{дг}}$ – среднее вероятное значение коэффициента горизонтальной динамики;
 $p(k_{дг})$ – расчетная вероятность, при расчетах на прочность принимаемая равной 0,97.

Среднее вероятное значение коэффициента горизонтальной динамики определяется по формуле

$$\overline{k_{дг}} = b \cdot \delta \cdot (5 + v_H), \quad (38)$$

где δ – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона.

Реакции $N_{Н1}$, $N_{Н2}$ определяются из условия равновесия (см. рисунок 37), N , по формуле

$$\begin{cases} N_{Н1} = H_p \cdot \frac{l_т + l_б}{2l_б}, \\ N_{Н2} = H_p \cdot \frac{l_т - l_б}{2l_б}, \end{cases} \quad (39)$$

где $2l_б$ – расстояние между линиями действия сил $N_{Н1}$, $N_{Н2}$.

2.1.3 Расчетные схемы, предусмотренные для теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы по ГОСТ 33211-2014.

ГОСТ 33211-2014 предусматривает следующие режимы для проверки прочность боковой рамы:

- I а соответствует сочетание сил, действующих на тележку при соударении вагона при роспуске с сортировочной горки (рисунок 38);
- I б соответствует сочетание сил, действующих на тележку при проходе вагонного замедлителя при роспуске вагона с сортировочной горки (рисунок 39);
- I в соответствует сочетание сил, действующих на тележку при торможении состава,двигающегося в кривом участке пути (рисунок 40);
- III для предварительной оценки сопротивления усталости несущей конструкции боковой рамы.

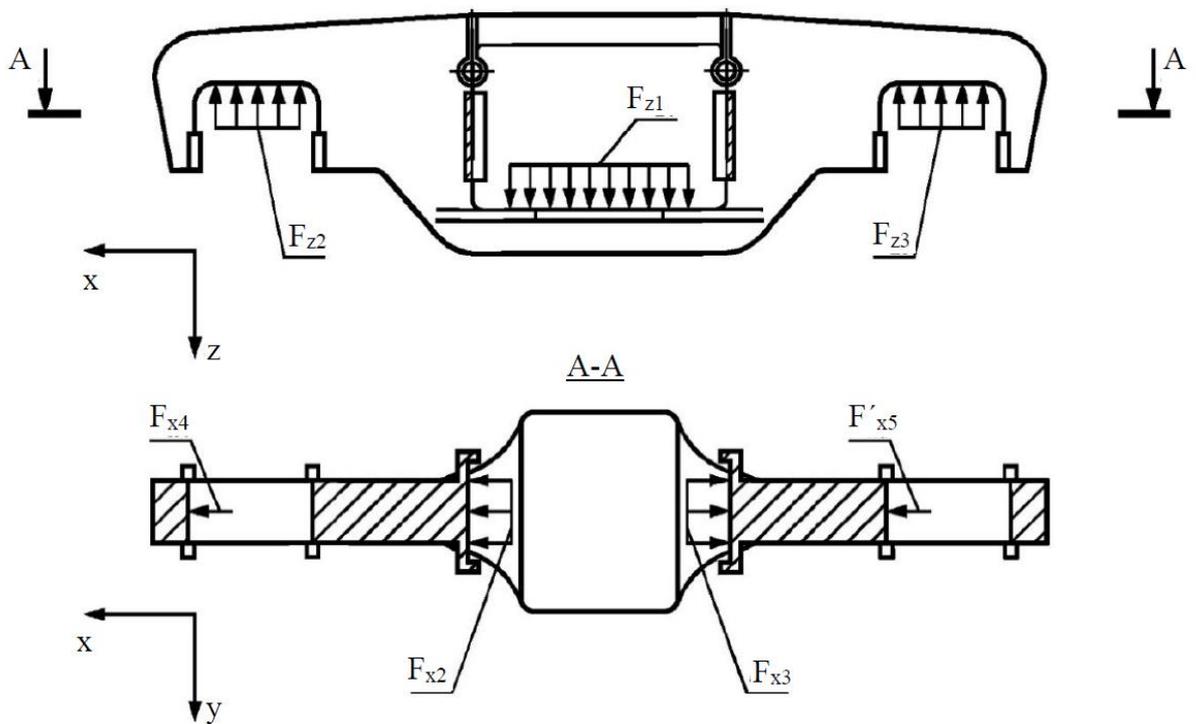
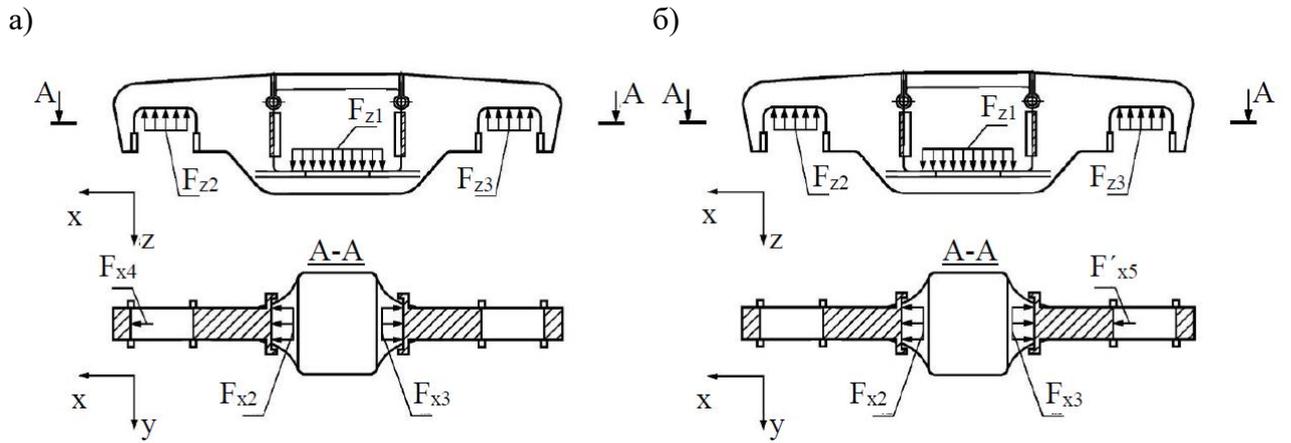


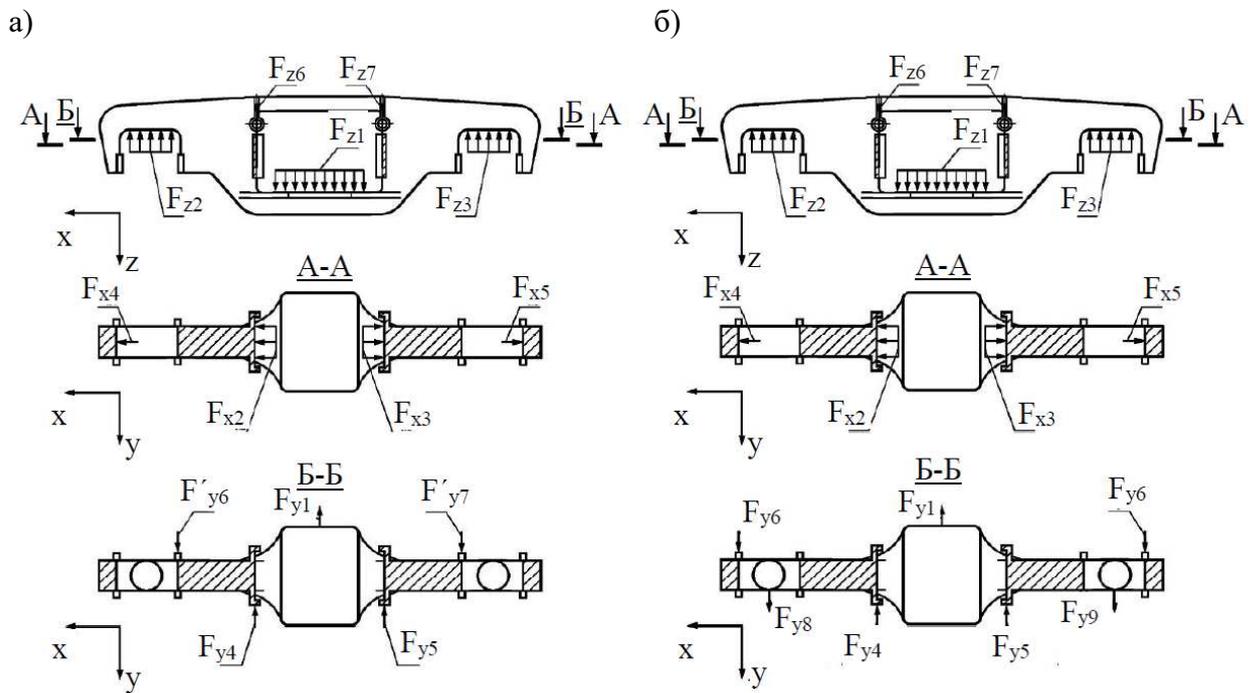
Рисунок 38 – Схема сил, действующих на конструкцию боковой рамы, по режиму I а

На рисунках 38 – 40 изображены следующие силы:

- сила F_{z1} действует в вертикальном направлении на опорную поверхность боковой рамы для установки упругих элементов рессорного подвешивания;



а – вариант 1; б – вариант 2

Рисунок 39 – Схемы сил,
действующих на конструкцию боковой рамы, по режиму I б

а – вариант 1; б – вариант 2

Рисунок 40 – Схемы сил,
действующих на конструкцию боковой рамы, по режиму I в

– силы F_{z2} , F_{z3} действуют в вертикальном направлении на опорные поверхности проемов для колесной пары в боковой раме с учетом возможной несимметрии приложения относительно оси боковой рамы, направленной вдоль продольной оси пути, допустимой конструкцией буксы или адаптера;

- силы F_{z4} , F_{z5} действуют в вертикальном направлении на поверхности боковой рамы, взаимодействующие с фрикционными клиньями рессорного подвешивания при применении в тележке фрикционного гасителя колебаний;
- силы F_{z6} , F_{z7} действуют в вертикальном направлении на кронштейны боковой рамы для установки тормозной рычажной передачи;
- сила F_{y1} действует в боковом направлении на опорную поверхность боковой рамы для установки упругих элементов рессорного подвешивания;
- силы F_{y2} , F_{y3} действуют в боковом направлении на поверхности боковой рамы, взаимодействующие с фрикционными клиньями рессорного подвешивания при применении в тележке фрикционного гасителя колебаний;
- силы F_{y4} , F_{y5} действуют в боковом направлении на поверхности боковой рамы, взаимодействующие с фрикционными клиньями рессорного подвешивания при применении в тележке фрикционного гасителя колебаний или с наддрессорной балкой, при ограничении перемещения наддрессорной балки относительно боковой рамы в боковом направлении;
- силы F_{y6} , F_{y7} действуют в боковом направлении на наружные упорные поверхности проемов для колесной пары в боковой раме, ограничивающие горизонтальные перемещения колесной пары;
- силы F'_{y6} , F'_{y7} действуют в боковом направлении на внутренние упорные поверхности проемов для колесной пары в боковой раме, ограничивающие горизонтальные боковые перемещения колесной пары;
- силы F_{y8} , F_{y9} действуют в боковом направлении на опорные поверхности проемов для колесной пары в боковой раме;
- сила F_{x1} действует в продольном направлении на опорную поверхность боковой рамы для установки упругих элементов рессорного подвешивания;
- силы F_{x2} , F_{x3} действуют в продольном направлении на поверхности боковой рамы, взаимодействующие с фрикционными клиньями рессорного подвешивания при применении в тележке фрикционного гасителя колебаний;

– силы F_{x4} , F_{x5} действуют в продольном направлении на наружные упорные поверхности проемов для колесной пары в боковой раме, ограничивающие горизонтальные продольные перемещения колесной пары;

– сила F'_{x5} действует в продольном направлении на внутреннюю упорную поверхность проема для колесной пары в боковой раме, ограничивающую горизонтальное продольное перемещение колесной пары.

Расчетная схема III режима учитывает действие следующих сил:

– вертикальные нагрузки $P_{БР}$ и $P_{Д}$ действуют в вертикальном направлении на опорную поверхность боковой рамы, предназначенную для установки упругих элементов рессорного подвешивания;

– боковая нагрузка $H_{Р}$ действует в боковом направлении на поверхности боковой рамы.

При оценке прочности определяют общие и местные напряжения в литых составных частях несущих конструкций боковой рамы. Местные напряжения определяют на расстоянии от $1,0t$ до $1,5t$ от локальных концентраторов напряжений (канавок, выступов) с характерным размером менее t , где t – толщина стенки. Местные напряжения, полученные расчетными методами в зонах влияния сосредоточенных нагрузок, не оценивают.

Для общих и местных напряжений определяют эквивалентное напряжение σ_3 , Па, по формуле

$$\sigma_3 = \sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}, \quad (40)$$

где σ_1 , σ_2 , σ_3 – значения главных компонент поля напряжения, Па.

Для обеспечения прочности несущей конструкции боковой рамы напряжения в режиме I не должны превышать допустимых, определяемых по формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_3 &\leq [\sigma] = \eta_1 \cdot R_B, \\ \tau_3 &\leq [\tau] = \eta_2 \cdot R_B, \\ \sigma_{см} &\leq [\sigma_{см}] = \eta_3 \cdot R_B, \end{aligned} \quad (41)$$

где σ_3 – напряжения, определяемые по формуле (40);

τ – напряжения среза, Па;

$\sigma_{см}$ – напряжения смятия, Па;

R_B – предел текучести материала или условный предел текучести материала, Па, при относительном остаточном удлинении 0,2 %, или при относительном остаточном удлинении 1 % для аустенитных сталей;

η_1, η_2, η_3 – понижающие коэффициенты (таблица 4).

Таблица 4 – Значения понижающих коэффициентов

Составная часть несущей конструкции	η_1	η_2	η_3
Для литых деталей (в режиме I а)	0,85	0,50	1,00
Для литых деталей (в режиме I б, I в)	0,94	0,50	1,00
Для болтов (в режиме I а)	0,61	0,50	1,00
Для болтов (в режиме I б, I в)	0,55	0,50	1,00

Напряжения, действующие в несущей конструкции боковой рамы при приложении сил по режиму III, оценивают по эквивалентным значениям, определяемым по формуле (40), с понижающим коэффициентом от 0,50 до 0,65 к пределу текучести материала.

2.1.3.1 Определение сил, необходимых для выполнения теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы в режиме I а.

Сила F_{z1} определяется по формуле

$$F_{z1} = P + P_N, \quad (42)$$

где P – сила тяжести, действующая на боковую раму, Н;

P_N – динамическая сила, Н.

Сила тяжести P , действующая на боковую раму, определяется по формуле

$$P = P_0 - 0,5 \cdot (P_T - P_H - P_{II}), \quad (43)$$

где P_0 – максимальная расчетная статическая осевая нагрузка, Н;

P_T – сила тяжести тележки, Н;

P_H – сила тяжести надрессорной балки, Н;

P_{II} – сила тяжести рессорного подвешивания тележки, Н.

Динамическая сила P_N , действующая на боковую раму, определяется по формуле

$$P_N = 0,5 \cdot N_1 \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right) \cdot \left(\frac{h}{2l_B}\right), \quad (44)$$

где N_1 – продольная сила удара, Н, принимаемая по пп. а. п. 4.1.1 ГОСТ 33211-2014;

h – расчетное расстояние от центра тяжести кузова вагона до уровня подпятника тележки, м.

Силы F_{x2} и F_{x3} определяются по формулам:

$$\begin{aligned} F_{x2} &= F_{\text{КП}}, \\ F_{x3} &= 0,5 \cdot N_T + F_{\text{КП}}, \end{aligned} \quad (45)$$

где $F_{\text{КП}}$ – сила, действующая от вертикальной поверхности фрикционного клина непосредственно или через промежуточные детали на боковую раму при силе F_{z1} , действующей на рессорное подвешивание, Н, определяемая по формуле

$$F_{\text{КП}} = \frac{F_{z1}}{n} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (46)$$

n – количество пружин двухрядных цилиндрических пружин комплекте, шт.;

α – угол наклона клина фрикционного гасителя колебаний, град;

N_T – продольная сила инерции тележки по п. 4.4.1 ГОСТ 33211-2014, Н.

Силы F_{x4} , F'_{x5} определяются по формулам:

$$\begin{aligned} F_{x4} &= F'_{x5}, \\ F_{x4} &= 0,5 \cdot N_{\text{КП}}, \end{aligned} \quad (47)$$

где $N_{\text{КП}}$ – продольная сила колесной пары по п. 4.4.1 ГОСТ 33211-2014, Н.

Силы F_{z2} , F_{z3} определяются как силы реакций от действия F_{z1} , F_{x2} , F_{x3} , F_{x4} , F'_{x5} .

2.1.3.2 Определение сил, необходимых для выполнения теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы в режиме I б.

Сила F_{z1} по вариантам 1 и 2 определяется по формуле

$$F_{z1} = P. \quad (48)$$

Силы F_{x4} , F'_{x5} определяются по формулам:

– по варианту 1 –

$$\begin{aligned} F_{x4} &= Q, \\ F'_{x5} &= 0; \end{aligned} \quad (49)$$

– по варианту 2 –

$$\begin{aligned} F_{x4} &= 0, \\ F'_{x5} &= Q, \end{aligned} \quad (50)$$

где Q – половины продольной силы, действующей от горочного вагонного замедлителя по п. 4.4.4 ГОСТ 33211-2014, Н.

Силы F_{x2} , F_{x3} по вариантам 1 и 2 определяются по формулам

$$\begin{aligned} F_{x2} &= F_{\text{КП}}, \\ F_{x3} &= F_{\text{КП}} + Q. \end{aligned} \quad (51)$$

Силы F_{z2} , F_{z3} определяются как силы реакций от действия F_{z1} , F_{x2} , F_{x3} , F_{x4} , F'_{x5} .

2.1.3.3 Определение сил, необходимых для выполнения теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы в режиме I в.

Сила F_{z1} по вариантам 1 и 2 определяется по формуле

$$F_{z1} = P + 0,5 \cdot P_N. \quad (52)$$

Силы F_{x4} , F'_{x5} по вариантам 1 и 2 определяются по формулам

$$\begin{aligned} F_{x4} &= F_{\text{ТД}} + 0,5 \cdot N_{\text{КП}}, \\ F'_{x5} &= F_{\text{ТД}} - 0,5 \cdot N_{\text{КП}}, \end{aligned} \quad (53)$$

где $F_{\text{ТД}}$ – действительная сила нажатия тормозной колодки на колесо по п. 4.4.7 ГОСТ 33211-2014, Н;

$N_{\text{КП}}$ – продольная сила инерции колесной пары по п. 4.4.6 ГОСТ 33211-2014, Н.

Действительная сила нажатия тормозной колодки $F_{\text{ТД}}$ в соответствии с [121] определяется по формуле

$$F_{\text{ТД}} = \frac{P_{\text{шт}} \cdot n_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \lambda}{m}, \quad (54)$$

где $P_{\text{шт}}$ – усилие на штоке тормозного цилиндра, Н;

$n_{\text{рп}}$ – передаточное число тормозной рычажной передачи;

$\eta_{\text{РП}}$ – коэффициент полезного действия тормозной рычажной передачи;

λ – общее число тормозных цилиндров в вагоне, шт.;

m – суммарное число тормозных колодок вагона, шт.

Усилие на штоке тормозного цилиндра $P_{\text{шт}}$ определяется по формуле

$$P_{\text{шт}} = P_{\text{ТЦ}} \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \eta_{\text{ТЦ}}, \quad (55)$$

где $P_{\text{ТЦ}}$ – расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре, Па;

d – диаметр тормозного цилиндра, мм;

$\eta_{\text{ТЦ}}$ – коэффициент полезного действия тормозного цилиндра.

Силы F_{z6} , F_{z7} по вариантам 1 и 2 действуют в кронштейнах подвеса тормозной рычажной передачи тележки, вызванные действием $F_{\text{ТД}}$, определяются по формуле

$$F_{z7} = -F_{z6}. \quad (56)$$

Силы F_{x2} , F_{x3} по вариантам 1 и 2 определяются по формулам:

$$\begin{aligned} F_{x2} &= F_{\text{КП}} - F_{x4}, \\ F_{x3} &= F_{\text{КП}} + F_{x4}. \end{aligned} \quad (57)$$

Силы F_{y1} , F_{y4} , F_{y5} по вариантам 1 и 2 определяются по формулам:

$$\begin{aligned} F_{y1} + F_{y2} + F_{y5} &= H, \\ F_{y4} = F_{y5} &= \begin{cases} 0,5 \cdot (H - \bar{F}_{y1}), & \text{если } H > \bar{F}_{y1}, \\ 0, & \text{если } H \leq \bar{F}_{y1}, \end{cases} \end{aligned} \quad (58)$$

где H – боковая сила, действующая на боковую раму, Н;

\bar{F}_{y1} – сила, равная произведению половины боковой жесткости рессорного подвешивания тележки на номинальное значение перемещения надрессорной балки относительно боковой рамы в боковом направлении до ограничения, Н.

Боковая сила H определяется по формуле, Н

$$H = 0,5 \cdot P_N, \quad (59)$$

где P_N – боковая сила, действующая на тележку по п. 4.4.5 ГОСТ 33211-2014, Н.

Боковая сила P_N определяется по формуле

$$P_N = N_2 \cdot \left[\frac{\delta_3 \cdot L}{l_B^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_C}{R} \right] \cdot \frac{l_B}{L}, \quad (60)$$

где N_2 – продольная сила инерция, действующая на тележку по пп. в п. 4.1.1 ГОСТ 33211-2014, Н;

R – радиус кривой, м;

$2L$ – расстояние между задними опорными поверхностями упоров автосцепных устройств, м;

$2L_C$ – длина вагона по осям сцепления, м;

a – расчетная длина корпуса автосцепки, м;

δ – возможное одностороннее боковое перемещение шкворневого сечения кузова вагона за счет зазоров колесной пары в рельсовой колее, зазоров между буксой (адаптером) колесной пары и проемом для колесной пары в боковой раме, зазоров между пятником и подпятником, упругих боковых деформаций рессорного подвешивания, м.

Силы F'_{y6} , F'_{y7} определяются по формулам:

– по варианту 1 –

$$F'_{y6} = F'_{y7} = 0,5 \cdot H; \quad (61)$$

– по варианту 2 –

$$F'_{y6} = F'_{y7} = 0. \quad (62)$$

Силы F_{y6} , F_{y7} , F_{y8} , F_{y9} определяются по формулам

– по варианту 1 –

$$F_{y6} = F_{y7} = F_{y8} = F_{y9} = 0; \quad (63)$$

– по варианту 2 –

$$\begin{aligned} F_{y6} + F_{y7} + F_{y8} + F_{y9} &= 0,5 \cdot H, \\ F_{y8} = F_{y9} &= \varphi \cdot F_{z2}, \end{aligned} \quad (64)$$

где φ – коэффициент трения между опорной поверхностью проема боковой рамы для установки колесной пары и буксой (адаптером).

Силы F_{z2} , F_{z3} определяются как силы реакций от действия F_{z1} , F_{z6} , F_{z7} , F_{y1} , F_{y4} , F_{y5} , F_{y6} , F_{y7} , F_{y8} , F_{y9} , F'_{y6} , F'_{y7} , F_{x2} , F_{x3} , F_{x4} , F'_{x5} .

2.1.3.4 Определение силы, необходимых для выполнения теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы в режиме III.

Продольная сила инерции боковой рамы определяется по формуле

$$N_{бр} = N_y \cdot \frac{m_{бр}}{m_v}, \quad (65)$$

где $m_{бр}$ – масса боковой рамы, кг;

m_v – масса вагона брутто, кг;

N_y – продольная сила, приложенная к вагону, Н.

Продольная сила, приложенная к вагону, определяются по пп. а п. Д.1.1 ГОСТ 33211-2014 и равна 1000,00 кН. Продольная сила инерции боковой рамы приложена в её центре масс.

Сила тяжести, действующая на боковую раму, определяется по формуле

$$P_{бр} = \frac{(m_v - n_{бр} \cdot m_{бр} - n_{кп} \cdot m_{кп})}{n_{бр}} \cdot g, \quad (66)$$

где $n_{бр}$ – количество боковых рам в вагоне, шт.;

$n_{кп}$ – количество колесных пар в вагоне, шт.;

$m_{кп}$ – масса колесной пары, кг.

Вертикальная динамическая сила, действующую на боковую раму, определяется по формуле

$$P_d = P_{бр} \cdot k_{дв}, \quad (67)$$

где $k_{дв}$ – коэффициент динамической добавки.

Коэффициент динамической добавки определяется по формуле

$$k_{дв} = \zeta \frac{\bar{k}_{дв}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - \psi}}, \quad (68)$$

где $\bar{k}_{дв}$ – среднее вероятное значение коэффициента динамической добавки при конструкционной скорости вагона;

β – параметр распределения, принимают по ГОСТ 33211-2014;

ψ – расчетная односторонняя вероятность, принимают по ГОСТ 33211-2014;

ζ – коэффициент, учитывающий влияние центробежной силы в кривых участках пути, принимают по ГОСТ 33211-2014.

Среднее вероятное значение коэффициента динамической добавки при конструкционной скорости вагона определяется по формуле

$$\bar{k}_{дв} = A + \frac{B(V - V_0)b}{f_1 - 0,5f_2}, \quad (69)$$

где A, B, V_0 – коэффициенты, принимают по ГОСТ 33211-2014;

V – средняя скорость интервала движения, принимают по ГОСТ 33211-2014;

b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей n_T в тележке или группе тележек под одним концом вагона. Коэффициент b определяется по формуле (18);

f_1 – расчетный статический прогиб рессорного подвешивания вагона с максимальной расчетной массой, м;

f_2 – наибольший статический прогиб несущей конструкции вагона под действием силы тяжести груза, м.

Боковая сила, действующая на боковую раму, определяется по формуле

$$H_p = \bar{H}_p \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - \psi}}, \quad (70)$$

где \bar{H}_p – среднее вероятное значение рамной силы при конструкционной скорости вагона, Н.

Среднее вероятное значение рамной силы определяется по формуле

$$\bar{H}_p = \vartheta P_0(V + V_1), \quad (71)$$

где ϑ – коэффициент, принимают по ГОСТ 33211-2014;

V_1 – начальное значение скорости движения, принимают по ГОСТ 33211-2014.

2.1.4 Результаты расчета сил, воспринимаемых конструкцией боковой рамы серийной тележки.

Параметры и коэффициенты, используемые в расчетах значений сил конструкцией боковой рамы серийной тележки модели 18-100 в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014, приведены в таблице А.1.

приложения А, расчеты значений сил – в приложениях Б и В соответственно, результаты расчетов значений сил – в таблице 5.

Таблица 5 – Значения сил, воспринимаемых конструкцией боковой рамы серийной тележки модели 18-100, определенные в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014

Тип расчета	Режим расчета	Наименование силы	Обозначение силы	Значение силы, кН
1	2	3	4	5
«Нормы для расчета ...»	Режим I	Вертикальная нагрузка	P_1	557,27
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{I1}	83,23
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{I2}	83,23
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{IT}	166,46
-«-	Режим III	Вертикальная нагрузка	P_{III}	449,38
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{III1}	15,16
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{III2}	28,91
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{IIIr}	44,07
-«-	-«-	Рамная сила	H_p	48,41
-«-	-«-	Боковая нагрузка	N_{H1}	89,48
-«-	-«-	Боковая нагрузка	N_{H2}	41,07
ГОСТ 33211-2014	Режим I а	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	457,91
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	65,42
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	154,41
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	26,32
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F'_{x5}	26,32
-«-	Режим I б, вариант 1	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	211,21
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	30,17
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	150,17
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	120,00
-«-	Режим I б, вариант 2	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	211,21
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	30,17
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	150,17
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F'_{x5}	120,00
-«-	Режим I в, вариант 1	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	334,56
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	F_{z6}	18,59
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	F_{z7}	-18,59
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	2,87
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	92,71
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	44,92
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x5}	-7,74

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y4}	50,29
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y5}	50,29
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F'_{y6}	50,29
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F'_{y7}	50,29
-«-	Режим I в, вариант 2	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	334,56
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	F_{z6}	18,59
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	F_{z7}	-18,59
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	2,87
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	92,71
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	44,92
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x5}	-7,74
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y4}	50,29
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y5}	50,29
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y6}	-16,68
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y7}	-16,68
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y8}	41,82
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y9}	41,82
-«-	Режим III	Вертикальная нагрузка	$P_{БР}$	212,70
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	$P_{Д}$	70,19
-«-	-«-	Боковая нагрузка	$H_{Р}$	56,63

2.1.5 Описание методики расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы.

Схема алгоритма исследования НДС и срока службы конструкции боковой рамы с применением МКЭ представлена на рисунке 41.

В общем случае работу алгоритма исследования НДС и срока службы конструкции боковой рамы с применением МКЭ можно описать следующим образом:

Этап 1 – По исходным данным создают пространственную геометрию детали тележки.

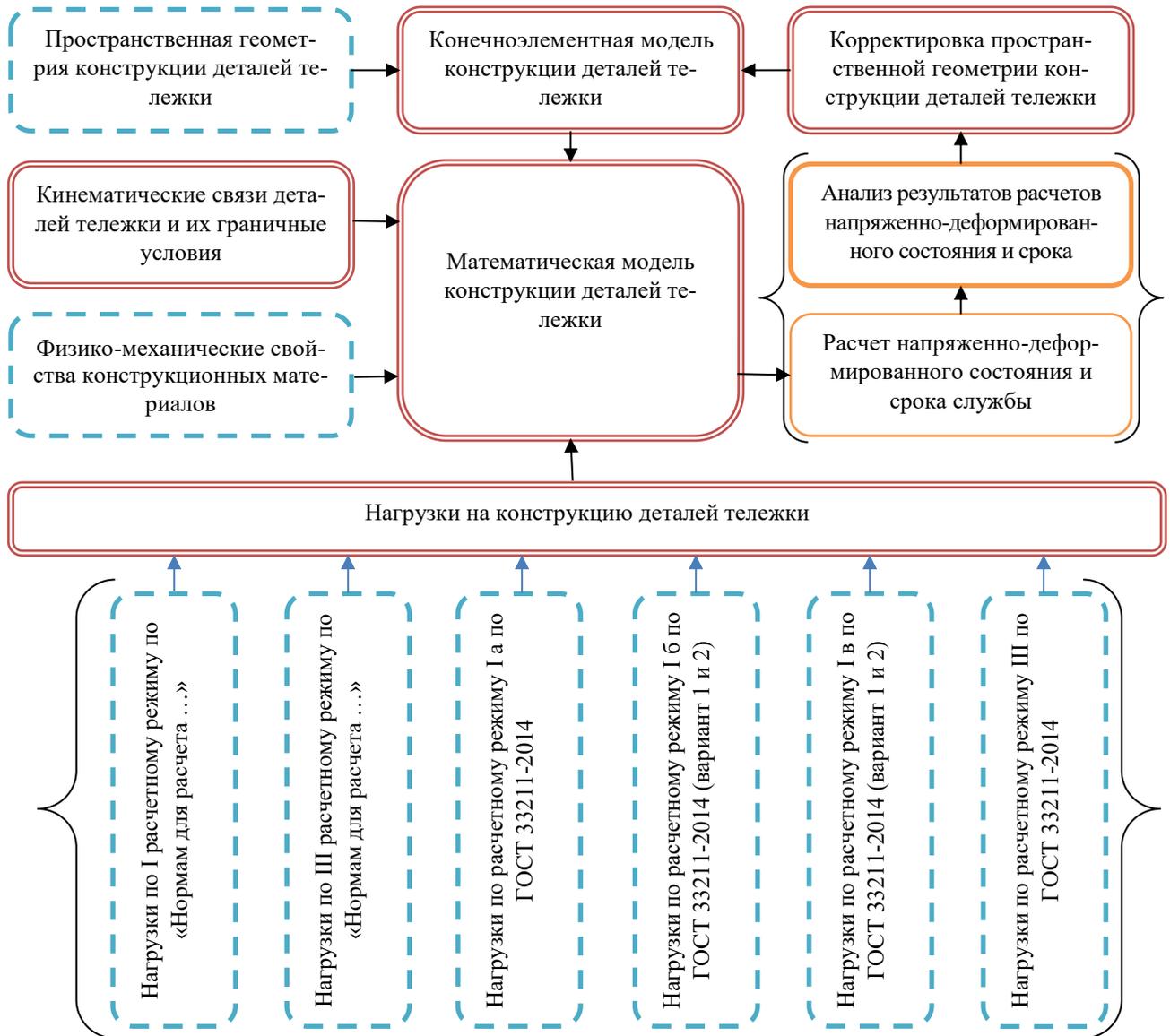
Этап 2 – Задают физико-механические свойства конструкционных материалов детали тележки.

Этап 3 – Определяют нагрузки и прикладывают к пространственной геометрии.

Этап 4 – Определяют кинематические связи деталей тележки и граничные условия, которые прикладывают к пространственной геометрии.

Этап 5 – Формируют конечно-элементную модель.

Этап 6 – Проводят оценку НДС и срока службы исследуемой детали тележки.



Условные обозначения

- { } Для каждого варианта расчета применяется одно из указанных сочетаний нагрузок
- ⋯ Начальные условия, постоянные для определенной модели тележки
- ▭ Математическое моделирование
- ▭ Выходные данные

Рисунок 41 – Алгоритм исследования НДС и срока службы конструкции боковой рамы с применением МКЭ

Этап 7 – В случае получения на этапе 6 неудовлетворительных значений показателей прочности и срока службы исследователем вносятся изменения в

конструкцию исследуемой литой детали (этап 1), изменяется материал (этап 2), определяются нагрузки (этап 3), кинематические связи и граничные условия (этап 4). Формируют новую конечно-элементную модель с учетом выполненных изменений (этап 5), проводят повторную оценку показателей прочности и срока службы исследуемой детали тележки. Этап 7 повторяют (при необходимости) до получения удовлетворительных требований к показателям прочности и срока службы исследуемой детали.

Пространственная геометрия конструкций деталей тележки (конструкции боковой рамы и конструкции корпуса буксы) созданы по чертежам 100.00.020-5 СБ «Боковая рама» и 100.10.020-0 СБ «Корпус буксы». Модели конструкции боковой рамы и конструкций корпусов букс созданы отдельными и независимыми друг от друга.

Модель материала принята в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...» и ОСТ 32.183-2001 [31] и имеет следующие характеристики: коэффициент Пуассона – 0,3; модуль упругости – $2,1 \cdot 10^5$ МПа; предел текучести σ_T – 295 МПа; временное сопротивление $\sigma_{ВР}$ – 495 МПа.

Граничные условия – это наложенные на расчетную схему связи, учитывающие существующие условия закрепления, контактного взаимодействия, свойства симметрии и т. д.

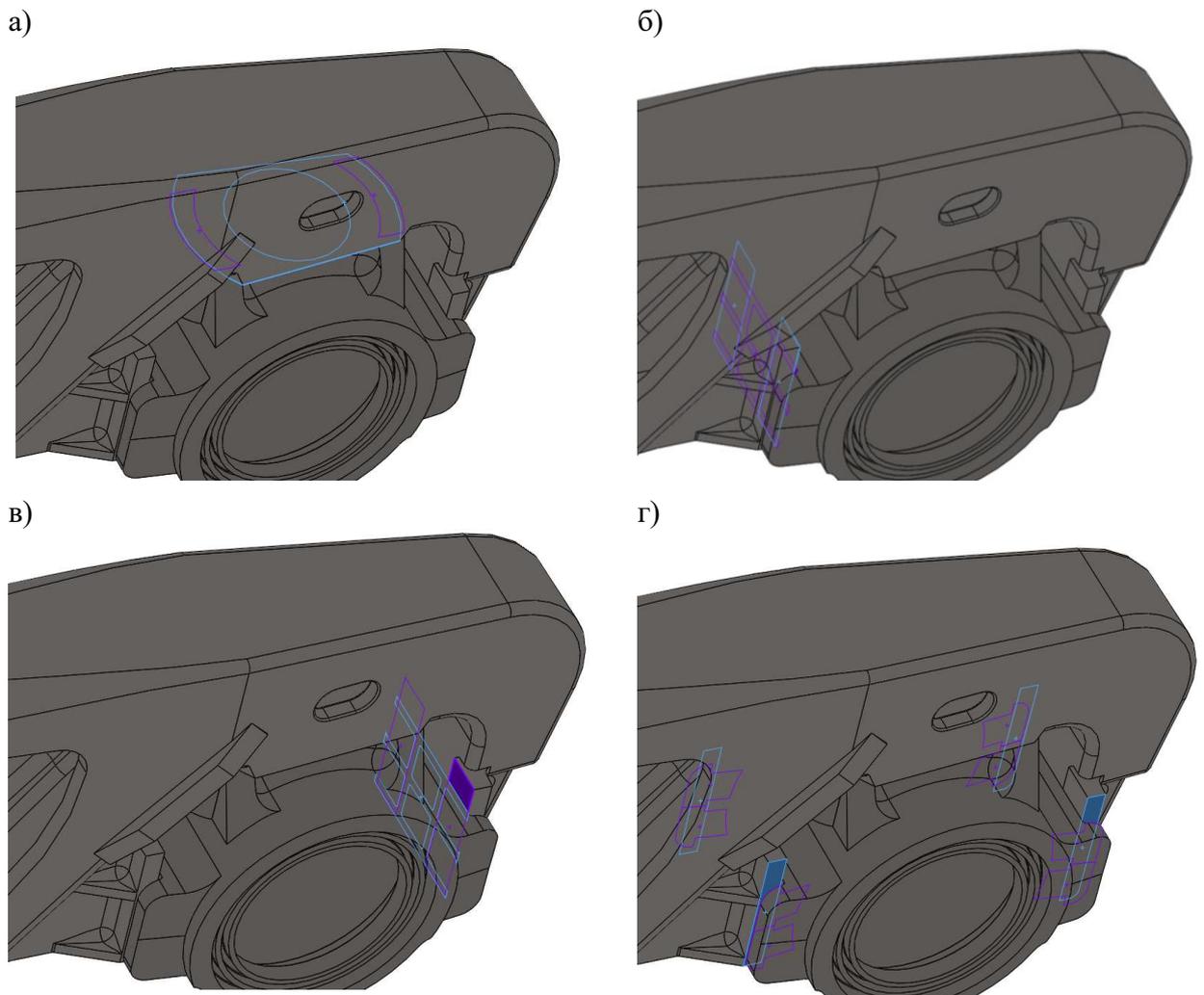
В предлагаемой методике применены следующие граничные условия:

– корпуса букс установлены в соответствующие буксовые проемы боковой рамы на расстоянии равном базе тележки модели 18-100;

– корпуса букс имеют возможность вращаться относительно своих осей и перемещаться продольно и поперечно в буксовых проемах боковой рамы. Величина перемещения равна сумме расстояний (зазоров) между соответствующими взаимодействующими поверхностями боковой рамы и корпусов букс;

– боковые рамы свободно размещены на опорных поверхностях корпусов букс.

При описании взаимодействия боковой рамы с корпусами букс применялись контакты «поверхность – поверхность» между опорной поверхностью корпуса буксы – опорной поверхностью боковой рамы (рисунок 42, а), между пазом корпуса буксы и внутренней челюстью боковой рамы (рисунок 42, б), между пазом корпуса буксы и наружной челюстью боковой рамы (рисунок 42, в), взаимодействие внутренних поверхностей приливов корпусов букс и соответствующих поверхностей боковой рамы (рисунок 42, г).



- а – контакт «поверхность – поверхность» между опорной поверхностью корпуса буксы и опорной поверхностью боковой рамы; б – контакт «поверхность – поверхность» между пазом корпуса буксы и внутренней челюстью боковой рамы;
 в – контакт «поверхность – поверхность» между поверхностью корпуса буксы и наружной челюстью боковой рамы; г – контакт «поверхность – поверхность» между внутренними поверхностями приливов корпусов букс и соответствующими поверхностями боковой рамы

Рисунок 42 – Контакты между элементами корпуса буксы и боковой рамы

Это полностью и наиболее достоверно, по сравнению с другими известными работами, позволяет моделировать ограничения конструкции боковой рамы в пространстве. Описание граничных условий, применяемых в традиционной и предлагаемой моделях, приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Математическое описание сформулированных граничных условий

Деталь	Традиционная модель	Предлагаемая модель
Боковая рама	$\begin{cases} U_X = U_Y = U_Z = 0 \\ R_X = R_Z = 0 \\ R_Z = 2\pi \end{cases}$	Не применимо
Корпус буксы	Не применимо	$\begin{cases} U_{X1} = 20 \text{ мм} \\ U_{Y1} = 11 \text{ мм} \\ U_{Z1} = 0 \text{ мм} \\ R_{X1} = R_{Y1} = R_{Z1} = 2\pi \\ U_{X2} = 20 \text{ мм} \\ U_{Y2} = 11 \text{ мм} \\ U_{Z2} = 0 \text{ мм} \\ R_{X2} = R_{Y2} = R_{Z2} = 2\pi \end{cases}$

Нагрузки учитывают приложенные к геометрической модели внешние силы. Места приложения нагрузок в методике расчетной оценки приняты в соответствии с расчетными схемами (см. рисунки 33, 34, 38 – 40).

Конечноэлементная модель (рисунок 43) создана в программном комплексе SOLIDWORKS Simulation Solutions для ПЭВМ на основе геометрической модели. Тип КЭ в общем случае определяется условиями работы конструкции. От корректности выбранного типа и размера КЭ зависит достоверность полученного результата, а также затраты времени на расчет. Так, например, уменьшение размера КЭ до определенного размера приводит к увеличению точности получаемого результата, а после этого размера – к увеличению времени расчета с сохранением той же точности расчета, а в некоторых случаях приводит к увеличению погрешности получаемого результата, связанной с округлениями значений при расчете. Неточное разбиение конструкции на КЭ приводит к значительным

погрешностям результатов даже в том случае, когда остальные этапы МКЭ выполнены с достаточной точностью.



Рисунок 43 – Фрагмент конечноэлементной модели конструкции боковой рамы

Выбор типа и размеров КЭ, а также обоснование корректности этого выбора отражено в работах [107]. В качестве КЭ использовался объемный десяти-узловой тетраэдральный КЭ (рисунок 44). Этот элемент имеет переменную толщину, хорошо работает при смешанном напряженном состоянии (растяжение совместно с изгибом), а дополнительные узлы на ребрах обеспечивают квадратичный аппроксимирующий полином, что позволяет обеспечить высокую точность решения.

Общее количество КЭ, описывающих конечноэлементную модель боковой рамы, равно 4 484 092 шт., при этом количество узлов составляет 6 697 826 шт., максимальный размер КЭ – 5 мм.

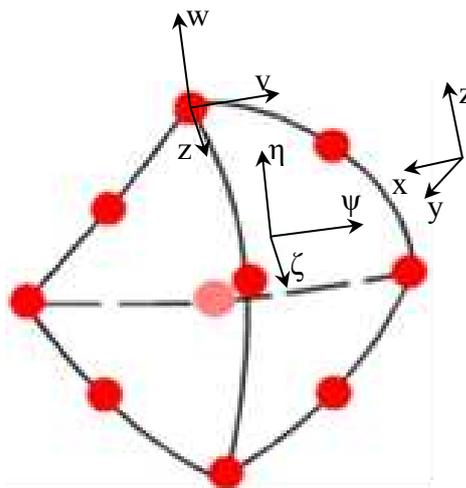


Рисунок 44 – Десятиузловой тетраэдральный конечный элемент

Методика расчетной оценки, разработанная в настоящей работе, имеет следующие особенности:

- геометрическая модель конструкции боковой рамы рассматривается как объект, имеющий все основные элементы, предусмотренные в чертежах: опорная поверхность; направляющие, ограничивающие смещение фрикционных клиньев; технологические отверстия; наружные и внутренние ребра жесткости, соединяющие поддон и боковую стенку боковой рамы; кронштейны креплений рычажной тормозной передачи. Технологические ребра жесткости и скругления элементов, с отсутствующими на чертеже размерами, не моделировались [122];

- построение геометрических моделей конструкции боковой рамы и конструкций корпусов букс отдельными телами позволяет: учитывать их контактные взаимодействия между соответствующими элементами; без допущений моделировать граничные условия анализируемых конструкций;

- силы, действующие на геометрические модели, считаются мгновенно приложенными и равномерно распределенными по соответствующим поверхностям геометрических моделей конструкции боковой рамы и конструкций корпусов букс;

– учитываются отдельные действия вертикальных нагрузок, передаваемых от надрессорной балки через внутренние и наружные пружины на опорную поверхность конструкции боковой рамы;

– вертикальные, продольные и боковые силы, действующие на боковую раму, при расчете учитываются одновременно;

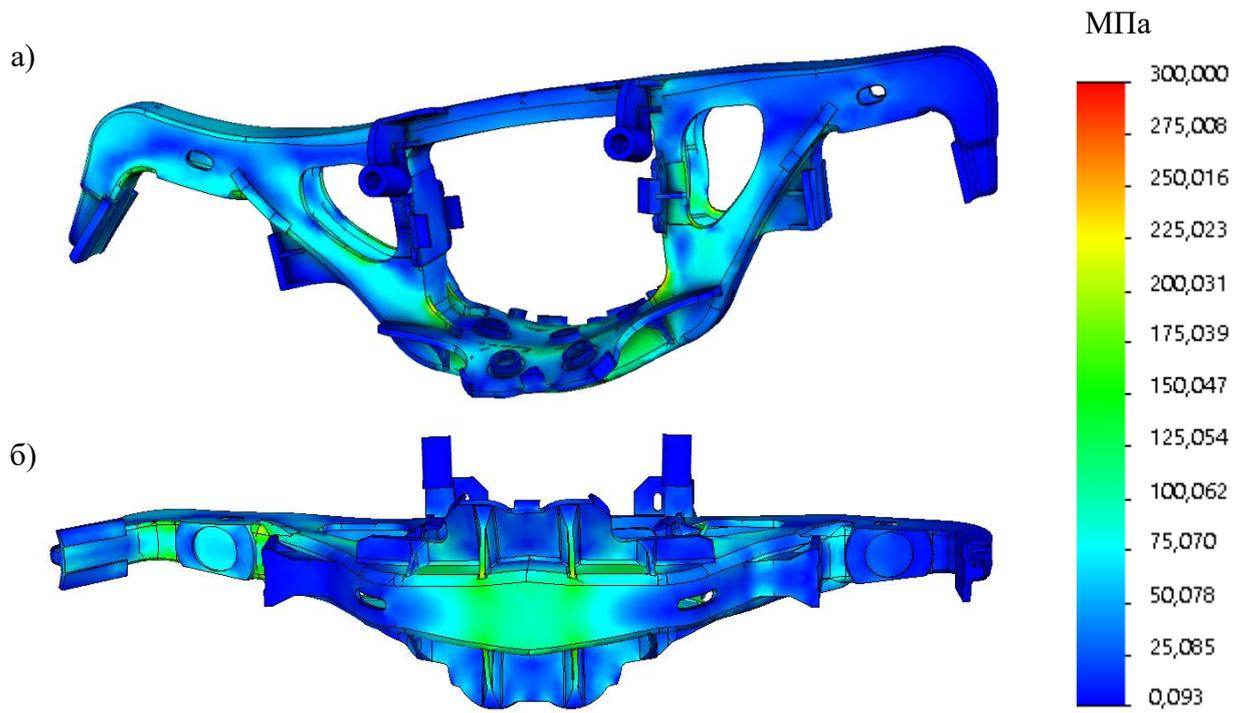
– модель материала геометрических моделей конструкции боковой рамы и конструкций корпусов букс принимается упругой нелинейной;

– учитывается параметрическое задание размеров геометрической модели конструкции боковой рамы, что позволяет исследовать её НДС как с номинальными размерами, так и с минимально допускаемыми в соответствии с чертежом (максимально допускаемыми в эксплуатации износами поверхностей конструкции боковой рамы).

Разработанная методика расчетной оценки содержит восемь вариантов исполнения, имеющих идентичные граничные условия, различные схемы нагружения, соответствующие двум расчетным режимам по «Нормам для расчета ...» и шести по ГОСТ 33211-2014.

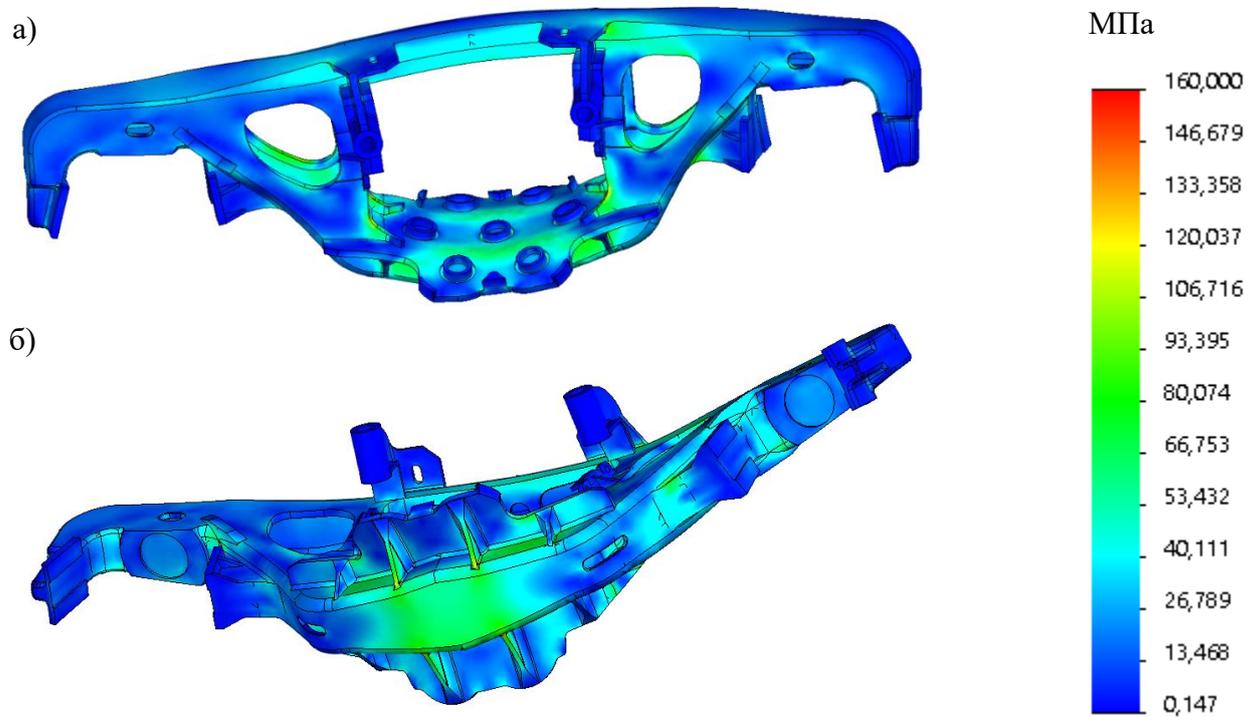
2.2 Теоретические исследования напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы

Результаты теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям «Норм для расчета ...», полученные с применением традиционной методики расчетной оценки, приведены на рисунках 45 и 46. Результаты теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям «Норм для расчета ...», полученные с применением разработанной методики расчетной оценки, приведены на рисунках 47 и 48.



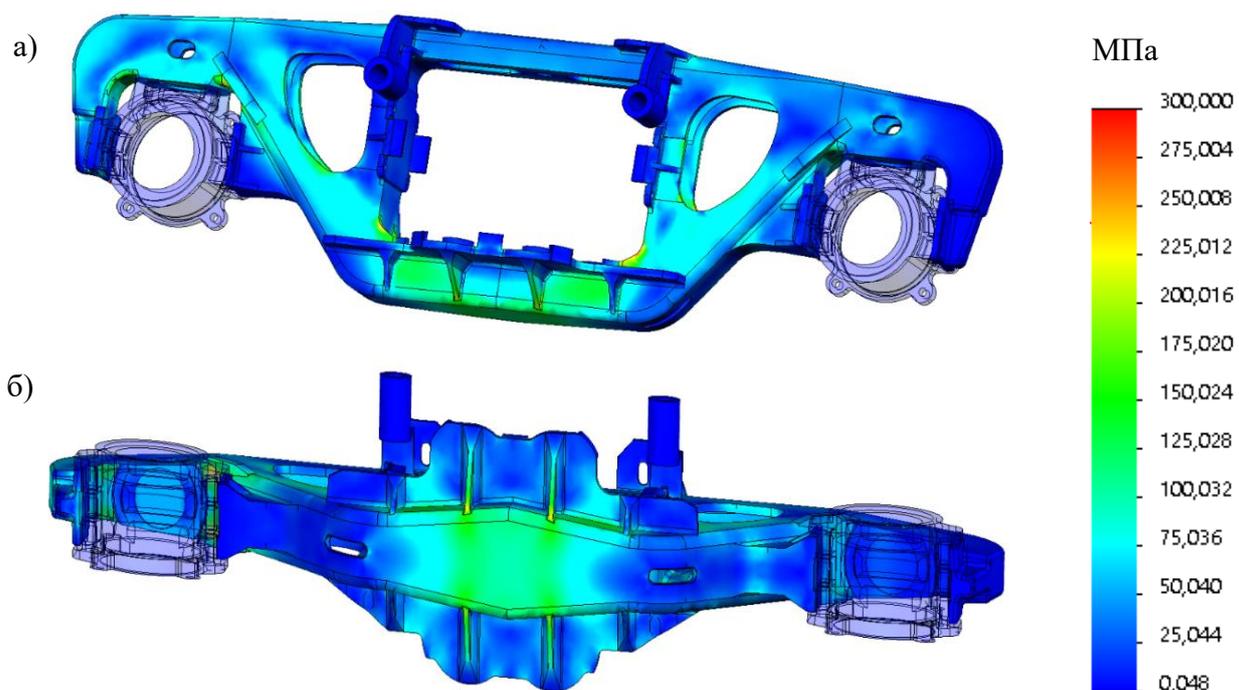
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 45 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при I расчетном режиме с использованием традиционной методики расчетной оценки



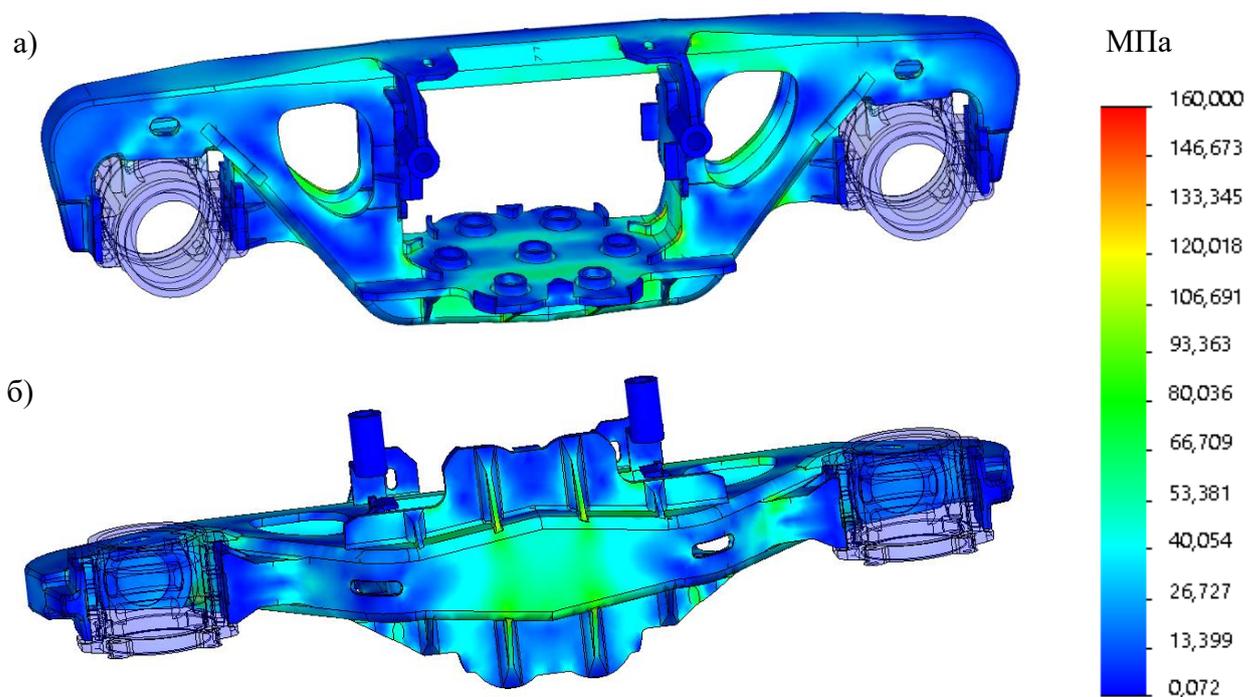
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 46 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при III расчетном режиме с использованием традиционной методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 47 – Карта напряжений конструкции боковой рамы при I расчетном режиме с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 48 – Карта напряжений конструкции боковой рамы при III расчетном режиме с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

Анализ карт напряжений конструкции боковой рамы (см. рисунок 45 – 48), показывает, что:

– максимальные эквивалентные напряжения в наружном углу первого буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям I расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 1,42 %. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, не дает существенных изменений значений напряжений в рассматриваемом элементе при исследовании НДС конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения во внутреннем углу первого буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям I расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 8,89 %, что обусловлено учетом граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации конструкции боковой рамы, приводящих к увеличению плеча и соответственно момента силы, действующего на углы буксового проема из-за подвижности конструкции боковой рамой, выборки заданных зазоров между корпусом буксы и боковой рамой. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, позволяет наиболее достоверно исследовать НДС рассматриваемого элемента конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения во внутреннем углу второго буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям I расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 9,89 %, что обусловлено учетом граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации конструкции боковой рамы, приводящих к увеличению плеча и соответственно

момента силы, действующего на углы буксового проема из-за подвижности конструкции боковой рамой, выборки заданных зазоров между корпусом буксы и боковой рамой. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, позволяет наиболее достоверно исследовать НДС рассматриваемого элемента конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения в наружном углу второго буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям I расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 1,56 МПа. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, не дает существенных изменений значений напряжений в рассматриваемом элементе при исследовании НДС конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения в наружном углу первого буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям III расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 1,58 %. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, не дает существенных изменений значений напряжений в рассматриваемом элементе при исследовании НДС конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения во внутреннем углу первого буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям III расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 9,01 %, что обусловлено учетом граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации конструкции боковой рамы, приводящих к увеличению плеча и соответственно

момента силы, действующего на углы буксового проема из-за подвижности конструкции боковой рамой, выборки заданных зазоров между корпусом буксы и боковой рамой. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, позволяет наиболее достоверно исследовать НДС рассматриваемого элемента конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения во внутреннем углу второго буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям III расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 9,70 %, что обусловлено учетом граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации конструкции боковой рамы, приводящих к увеличению плеча и соответственно момента силы, действующего на углы буксового проема из-за подвижности конструкции боковой рамой, выборки заданных зазоров между корпусом буксы и боковой рамой. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, позволяет наиболее достоверно исследовать НДС рассматриваемого элемента конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения в наружном углу второго буксового проема конструкции боковой рамы, полученные по требованиям III расчетного режима «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, отличаются на 4,12 МПа. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, не дает существенных изменений значений напряжений в рассматриваемом элементе при исследовании НДС конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки;

– максимальные эквивалентные напряжения в остальных зонах конструкции боковой рамы, полученные по требованиям I и III расчетных режимов «Норм для расчета ...» с применением традиционной и предлагаемой методик

расчетной оценки, отличаются друг от друга не более, чем на 3 %. Таким образом, учет граничных условий, соответствующих реальным условиям эксплуатации боковой рамы, не дает существенных изменений значений напряжений в рассматриваемом элементе при исследовании НДС конструкции боковой рамы по предлагаемой методике расчетной оценки.

Максимальные значения напряжений во внутренних и наружных углах буксовых проемов конструкции боковой рамы, полученные с использованием традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Максимальные значения напряжений в элементах конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по требованиям «Норм для расчета ...»

Элементы конструкции боковой рамы	Напряжение, МПа		Величина изменения, %
	Традиционная методика	Предлагаемая методика	
I расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	175,50	173,00	-1,42
Внутренний угол первого буксового проема	230,60	251,10	8,89
Внутренний угол второго буксового проема	101,19	111,20	9,89
Наружный угол второго буксового проема	16,20	14,64	-9,63
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	70,18	71,29	1,58
Внутренний угол первого буксового проема	146,50	159,70	9,01
Внутренний угол второго буксового проема	103,10	113,10	9,70
Наружный угол второго буксового проема	47,49	51,61	8,68

Обобщенный анализ максимальных значений напряжений (см. таблица 7), вычисленных в наиболее опасных зонах, соответствующих внутренним и наружным углам буксовых проемов конструкции боковой рамы, показывает, что значения напряжений, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки, изменились для I расчетного режима до 9,89 % в сравнении со значениями, полученными при использовании традиционной методики расчетной оценки, для III расчетного режима – до 9,70 %. Обобщенный анализ значений напряжений в остальных зонах конструкции боковой рамы, полученных при

использовании традиционной (см. рисунки 45 и 46) и предлагаемой (см. рисунки 47 и 48) методик расчетной оценки, показывает, что напряжения в соответствующих зонах отличаются между собой не более чем на 3,2 %.

Результаты теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014, полученные с применением традиционной методики расчетной оценки, приведены на рисунках Г.1 – Г.6. Результаты теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014, полученные с применением предлагаемой методики расчетной оценки, приведены на рисунках Г.7 – Г.12. Максимальные значения напряжений во внутренних и наружных углах буксовых проемов конструкции боковой рамы, полученные с использованием традиционной и предлагаемой методик расчетной оценки, приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Максимальные значения напряжений в элементах конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по требованиям ГОСТ 33211-2014

Элементы конструкции боковой рамы	Напряжение, МПа		Величина изменения, %
	Традиционная методика	Предлагаемая методика	
1	2	3	4
Расчетный режим I а			
Наружный угол первого буксового проема	62,18	59,43	-4,42
Внутренний угол первого буксового проема	117,90	129,20	9,58
Внутренний угол второго буксового проема	72,14	91,66	9,79
Наружный угол второго буксового проема	13,07	12,41	-5,05
Расчетный режим I б вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	246,90	245,10	-0,73
Внутренний угол первого буксового проема	227,50	238,50	4,84
Внутренний угол второго буксового проема	33,50	36,14	7,88
Наружный угол второго буксового проема	6,92	5,86	-0,87
Расчетный режим I б вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	7,44	7,00	-5,91
Внутренний угол первого буксового проема	18,42	20,15	9,39
Внутренний угол второго буксового проема	18,42	20,15	9,39
Наружный угол второго буксового проема	15,83	17,30	9,29

Продолжение таблицы 8

1	2	3	4
Расчетный режим I в вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	97,05	96,76	-0,30
Внутренний угол первого буксового проема	138,00	151,60	9,86
Внутренний угол второго буксового проема	65,89	70,38	8,33
Наружный угол второго буксового проема	21,60	23,70	9,72
Расчетный режим I в вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	118,00	114,40	-3,05
Внутренний угол первого буксового проема	196,30	209,90	9,42
Внутренний угол второго буксового проема	101,70	111,30	9,44
Наружный угол второго буксового проема	39,65	42,36	6,83
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	9,10	8,29	-8,90
Внутренний угол первого буксового проема	54,49	59,75	9,65
Внутренний угол второго буксового проема	53,20	58,40	9,77
Наружный угол второго буксового проема	9,35	8,87	-5,17

Обобщенный анализ максимальных значений напряжений (см. таблица 8), вычисленных в наиболее опасных зонах, соответствующих внутренним и наружным углам буксовых проемов конструкции боковой рамы, показывает, что значения напряжений, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки, изменились для расчетного режима I а до 9,79 % в сравнении со значениями, полученными при использовании традиционной методики расчетной оценки, для расчетного режима I б варианта 1 – до 7,88 %, для расчетного режима I б варианта 2 – до 9,39 %, для расчетного режима I б варианта 1 – до 9,86 %, для расчетного режима I в варианта 2 – до 9,44 %, для расчетного режима III – до 9,77 %. Обобщенный анализ значений напряжений в остальных зонах конструкции боковой рамы, полученных при использовании традиционной (см. рисунок Г.1 – Г.6) и предлагаемой (см. рисунок Г.7 – Г.12) методик расчетной оценки, показывает, что напряжения в соответствующих зонах отличаются между собой не более чем на 3,1 %.

Выводы по главе 2

1. Разработана методика расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы, учитывающая граничные условия, вызванные спецификой взаимодействия боковой рамы в зоне буксового проема с корпусами буксовых узлов. Разработанная модель применима к анализу НДС МКЭ конструкций боковых рам двухосных трехэлементных различных моделей тележек.

2. Анализ НДС конструкции боковой рамы с применением разработанной методики расчетной оценки при расчетных схемах по требованиям «Норм для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014 показывает, что значения напряжений в некоторых зонах буксовых проемов конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по требованиям «Норм для расчета ...» по предложенной методике расчетной оценки увеличились до 9,89 %, при теоретических исследованиях по требованиям ГОСТ 33211-2014 – до 9,79 %.

3 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ БОКОВОЙ РАМЫ ДВУХОСНОЙ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА, ОБЛАДАЮЩЕЙ УЛУЧШЕННЫМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ СВОЙСТВАМИ

3.1 Описание разработанной конструкции

На основе поставленной цели диссертационной работы, учитывая информацию, полученную при анализе состояния конструкции боковых рам, находящихся в эксплуатации (см. введение), анализе известных конструкций боковых рам двухосных трехэлементных тележек (см. главу 1), анализе НДС конструкции боковой рамы (см. главу 2) сформулированы требования к разрабатываемому техническому средству. Такое средство должно:

- обеспечивать повышение прочности и срока службы конструкции боковой рамы;
- иметь возможность монтажа на всех стадиях жизненного цикла конструкции боковой рамы, включая изготовление, эксплуатацию и ремонт боковой рамы;
- применяться к существующим конструкциям боковых рам, находящимся в эксплуатации;
- выполнять заданные функции, не создавая помех для работы других деталей вагона;
- эффективно воспринимать и передавать нагрузки при взаимодействии с другими деталями;
- иметь простую конструкцию и технологичность изготовления;
- обеспечивать доступность в обслуживании и ремонте в течение всего срока эксплуатации;
- удовлетворительно функционировать в течение установленного срока;
- обеспечивать конкурентоспособность;

– соответствовать эстетическим и экологическим требованиям.

В 2015 г. были разработаны два варианта технического средства, удовлетворяющие вышеуказанным требованиям. На разработанные технические средства были получены следующие патенты на изобретение (приложение Д):

– № 2572442 «Боковая рама тележки грузового вагона», зарегистрированный в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 09.12.2015 г. [123];

– № 2577815 «Конструкция соединения буксового узла с рамой тележки грузового вагона», зарегистрированный в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 17.02.2016 г. [124].

Выполнение вышеуказанных требований при его внедрении достигается за счет того, что в проемы буксовых узлов боковой рамы добавлены подбуксовые скобы с фиксаторами и натяжителями (рисунок 49). Фиксаторы и натяжители связаны с наружными челюстями и подбуксовыми скобами, причем, каждый натяжитель выполнен в виде клина и размещен в наружной оконечности подбуксовой скобы, а фиксатор, введенный в зацепление с ней, соединен с клином.



Рисунок 49 – Боковая рама, оборудованная предложенным техническим средством (повернуто на 180°)

При этом в боковой раме [30, 123, 124]

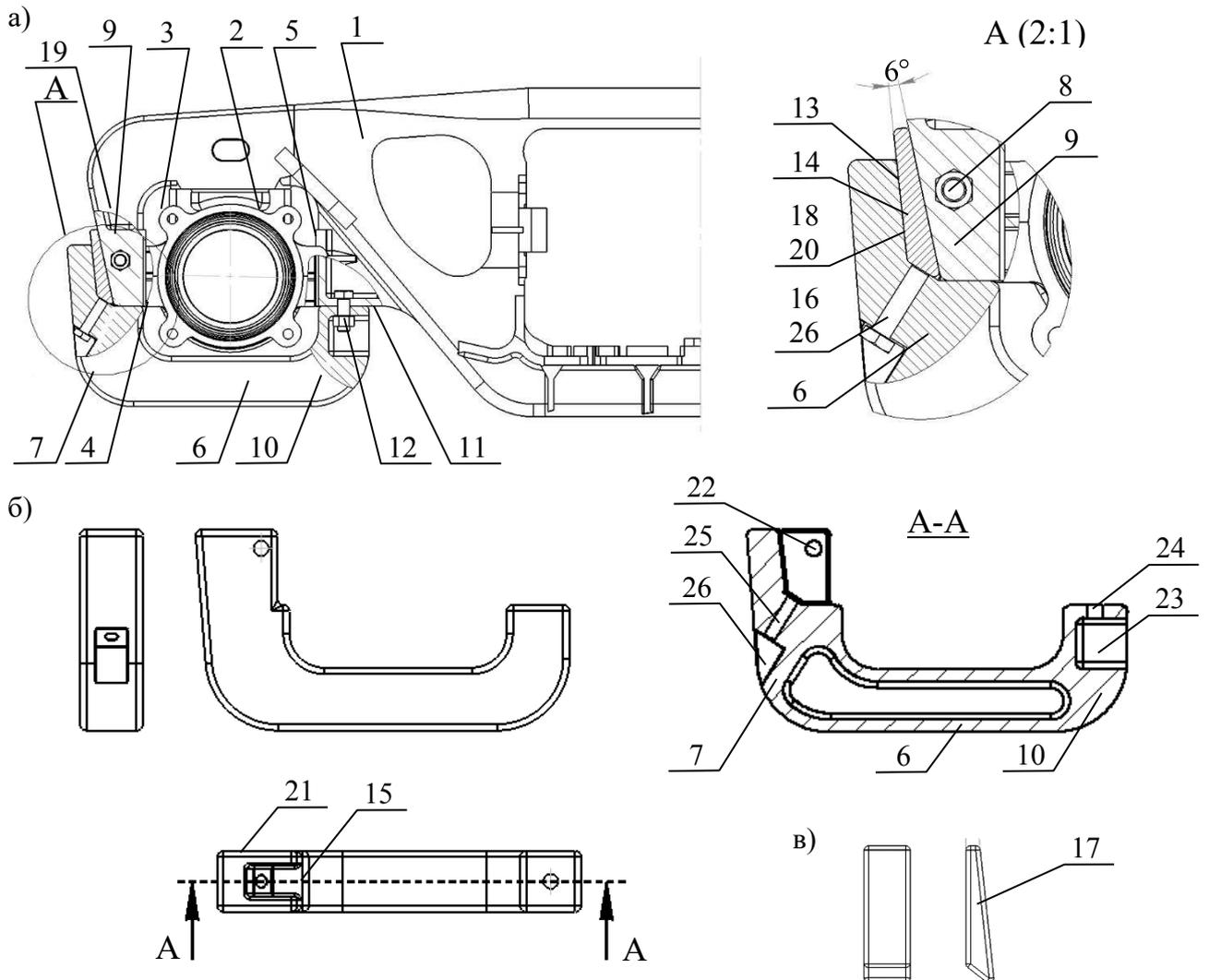
– каждая подбуксовая скоба своей наружной оконечностью закреплена болтовым соединением к наружной челюсти боковой рамы, а другая – закреплена болтом на площадке опорного прилива внутренней челюстной направляющей. Болтовые соединения выполнены с гарантированными зазорами;

– натяжитель выполнен в виде клинообразной призмы, размещенной в пазу наружной оконечности подбуксовой скобы, с возможностью упругого взаимодействия трех её граней: нижней – с фиксатором в виде упорного болта, ввернутого с нижней стороны подбуксовой скобы, и двух непараллельных сходящихся кверху, одна из которых примыкает к наружной поверхности концевой части наружной челюсти и другая – к внутренней стороне стенки паза подбуксовой скобы. Угол схождения непараллельных граней натяжителя выполнен с возможностью его самоторможения и ограничен в пределах 6...8 градусов. Высота натяжителя соизмерима с шириной поверхности концевой части наружной челюсти буксового проема;

– контактирующие поверхности нижней грани натяжителя и торца фиксатора выполнены с нормальной ориентацией оси последнего к данной нижней грани.

Боковая рама 1 (рисунок 50) содержит буксовый узел 2, установленный в проеме 3 между наружной 4 и внутренней 5 челюстными направляющими, предохранитель в виде подбуксовой скобы 6, закрепленной наружной оконечностью 7 при помощи болтового соединения 8 к наружной поверхности наружной челюсти 9, а внутренней оконечностью 10 – на площадке опорного прилива 11 внутренней челюстной направляющей 5 болтовым соединением 12. В пазу 13 оконечности 7 скобы 6 размещен натяжитель в виде клинообразной призмы 14 с возможностью упругого взаимодействия трех её граней: нижней 15 с упорным болтом фиксатора 16, ввернутым с нижней стороны подбуксовой скобы 6, и двух непараллельных между собой граней 17 и 18, одна из которых 17 примыкает к наружной боковой поверхности 19 концевой части челюсти 9, и другая 18 – к внутренней стороне стенки 20 паза 13. Угол схождения непарал-

лельных граней 17 и 18 выполнен в пределах 6...8 градусов, что связано с обеспечением самоторможения призмы 14 в клиновидном проеме, образованном сходящимися кверху плоскостями, принадлежащими с одной стороны к внутренней стенке 20 паза 13 и другой – к наружной поверхности 19 челюсти 9.



- а – боковая рама с техническим средством; б – подбуксовая скоба; в – клин натяжитель;
- 1 – боковая рама; 2 – буксовый узел; 3 – буксовый проем; 4 – наружная челюстная направляющая; 5 – внутренняя челюстная направляющая; 6 – подбуксовая скоба;
- 7 – наружная оконечность подбуксовой скобы; 8 – болтовое соединение;
- 9 – наружная поверхность наружной челюсти; 10 – внутренняя оконечность подбуксовой скобы; 11 – опорный прилив; 12 – болтовое соединение; 13 – паз; 14 – клин натяжитель;
- 15 – нижняя опорная грань; 16 – болт фиксатор; 17 – задняя опорная грань;
- 18 – боковая опорная грань; 19 – боковая поверхность наружной челюсти;
- 20 – внутренняя сторона стенки подбуксовой скобы; 21 – стенка подбуксовой скобы;
- 22 – отверстие для болтового соединения; 23 – углубление подбуксовой скобы;
- 24 и 25 – отверстие для болтового соединения; 26 – углубление

Рисунок 50 – Половина боковой рамы в сборе с подбуксовой скобой, клином натяжителем и фиксатором по первому варианту технического средства

Подбуксовая скоба 6 (см. рисунок 50) представляет собой стержень прямоугольного сечения с изогнутыми для охвата корпуса буксы 2 концевыми частями 7 и 10, названными выше соответственно наружной и внутренней оконечностями. Паз 13 открыт со стороны торца и изнутри оконечности 7 таким образом, чтобы концевая часть челюсти 9 могла быть охваченной боковыми стенками 21 паза 13, а торец челюсти 9 опирался на его дно. При этом внутренняя сторона стенки 20, будучи ориентированная почти вертикально (оцениваемое углом в пределах 82...84 градусов относительно горизонтальной оси), образует с наклонной наружной поверхностью 19 и боковыми стенками 21 клиновидную полость. Через обе стенки 21 и челюсть 9 выполнено сквозное сверление 22 для закрепления подбуксовой скобы 6 своей оконечностью 7 к челюсти 9 болтовым соединением 8. На оконечности 10 выполнено углубление 23 для доступа к головке вертикального болта 12, ось которого расположена в продольной плоскости симметрии подбуксовой скобы 6. В этой же плоскости расположена ось вертикального сквозного сверления 24 в опорном приливе 11 и в верхней стенке углубления 23. С помощью пропущенного через сверление 24 болта 12 осуществляют закрепление подбуксовой скобы 6 торцом её внутренней оконечности 10 к площадке опорного прилива 11.

Кроме этого, подбуксовая скоба 6 оборудована резьбовым сверлением 25, выполненным наклонно насквозь с наружной поверхности оконечности 7 до клиновидной полости с возможностью перпендикулярного взаимодействия торца упорного болта фиксатора 16 с нижней гранью 15 клинообразной призмы 14. Для надежного удержания клинообразной призмы 14 в рабочем положении подбуксовая скоба 6 оборудована углублением 26 для головки болта фиксатора 16 с возможностью стопорения его шайбы путем прилегания её лыски к плоской стенке внутренней поверхности углубления 26 с последующим отворотом краевой части шайбы к грани головки фиксатора 16.

Ввод призмы 14 (см. рисунок 50) между наружной поверхностью 19 концевой части челюсти 9 и внутренней стенкой 20 паза 13 позволил создать жесткий замкнутый контур буксового проема 3 и распределить изгибающие

моменты, создаваемые буксовым узлом 2 при разгоне и торможении вагона, теперь уже на четыре угла буксового проема вместо двух, и тем самым уменьшить напряжения и вероятность дефектообразования во внутреннем и наружном его углах. Выбор угла клина 14, образованного схождением его непараллельных граней 17 и 18, в пределах 6...8 градусов создает эффект самоторможения её в образованной полости. Для изделий из стали, которыми являются клинообразная призма 14 и взаимодействующие с ней боковая рама 1 и подбуксовая скоба 6, данный диапазон значений угла оптимален. Однако в условиях вибраций и ударов, которым подвергается боковая рама при движении состава, эффект самоторможения снижается. С целью исключения влияния этих факторов натяжитель в лице призмы 14 дополнен фиксатором 16 в виде упорного болта, ввернутого с внешней стороны наружной оконечности 7 подбуксовой скобы 6 до упора его торцом с третьей 15 (нижней) гранью клинообразной призмы 14. Направление контактного взаимодействия здесь выбрано преимущественно перпендикулярное к грани 15, а значение силы – в пределах упругих деформаций.

Принятые системы обслуживания и ремонта подвижного состава на российских железных дорогах и странах СНГ накладывают определенные требования к деталям, применяемым на вагонах. Учитывая, что подбуксовые скобы и другие детали, входящие в предлагаемые технические средства, требуется устанавливать, снимать, заменять как в условиях ремонтных предприятий, так и непосредственно при эксплуатации, то целесообразно применять разъемное соединение. Крепежные элементы, применяемые для соединения подбуксовой скобы с боковой рамой, должны обладать высокой несущей способностью и надежностью, простотой сборки, разборки, малой стоимостью, возможностью применения стандартных деталей, малыми габаритами и т. д. В машиностроении таким свойствами обладают резьбовые соединения. На основании этого, принято решение применять стандартные болты, имеющие шестигранную головку, метрическую резьбу. Технические требования к крепежным изделиям изложены в ГОСТ 1759.0-87 «Болты, винты, шпильки и гайки. Технические условия (с Изменением N 1)» [125], устанавливающим требования к механическим свойствам

крепежных изделий, виды и условное обозначение покрытий для них, маркировку, упаковку изделий и их условные обозначения. Конструкция и размеры болтов выбирается из ГОСТ 7798-70 «Болты с шестигранной головкой класса точности В (с Изменением N 2 – 6)» [126] по результатам проектного расчета. Требования к их расчету указаны в «Нормах для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014.

Обоснование выбора крепежных соединений, используемых при соединении боковой рамы с подбуксовыми скобами, приведено в приложении Е. В результате проектного расчета установлено следующие:

– для монтажа подбуксовой скобы с наружной челюстной направляющей требуется болт М12×65.12.9 ГОСТ 7798-70;

– для монтажа подбуксовой скобы с внутренней челюстной направляющей требуется болт М12×130.12.9 ГОСТ 7798-70.

Итоговые размеры болтов, необходимых для монтажа подбуксовых скоб, определяются по результатам проведения анализа НДС модернизированной конструкции боковой рамы, проведения экспериментальной проверки.

Монтаж подбуксовой скобы 6 (см. рисунок 50) и натяжителя 14 к буксовому проему 3 осуществляют следующим образом. Предварительно выполняют сверления 22 в челюсти 9 и 24 в опорном приливе 11. Закладывают клинообразную призму 14 в паз 13, прислонив её грань 18 к внутренней стенке 20 этого паза. Далее скобу 6 подводят снизу к проему 3, вводят концевую часть челюсти 9 в незаполненную часть паза 13 и одновременно пристыковывают внутреннюю оконечность 10 к площадке прилива 11 так, чтобы ответные отверстия на оконечностях 7 и 10 совпали с просверленными. В этом положении через эти отверстия пропускают болты 8 и 12 из соответствующих комплектов и закручивают гайки, но без натяга. Затем с наружной стороны оконечности 7 подбуксовой скобы 6 в наклонное отверстие 25 вводят выколотку до соприкосновения с нижней гранью 15 призмы 14 и ударами по свободному концу проталкивают её вверх до тех пор, пока не будут выбраны зазоры между болтом 8 и отверстием 22, болтом 12 и отверстием 24 и создан достаточный натяг между боковой рамой 1 и подбуксовой скобой 6. Далее вворачивают болт фиксатора 16 в отверстие 25 до

упора его торца в грань 15 и, фиксируя положение призмы 14, затягивают гайки болтовых соединений 22 и 24. В результате образована новая конструкция буксового проема: вместо открытой П-образной сформирована замкнутая жесткая компоновка с предварительно распределенным моментным натяжением в четырех буксовых углах и со знаком, противоположным по отношению к моментам, возникающим в эксплуатации.

Клин натяжителя, представленный клинообразной призмой 14 (см. рисунок 50), выполнен в виде пластины толщиной (высотой призмы), соизмеримой с шириной в сечении челюсти 9, имеет две стороны в виде плоских граней 17 и 18, непараллельных и сходящихся кверху под углом 6...8 градусов, и третью, нижнюю, сторону также в виде плоской грани 15, ориентированной преимущественно по нормали к оси фиксатора 16, а также четвертую – верхнюю, свободную, с трансформированной в округлую форму поверхностью. Все двухгранные углы призмы 14 скруглены во избежание порезов у рабочего персонала.

Для надежного удержания призмы 14 в рабочем положении фиксатор 16 выполнен в виде упорного болта, ввернутого с внешней стороны наружной оконечности 7 подбуксовой скобы 6, с возможностью взаимодействия его торца с нижней гранью 15 клинообразной призмы 14, и подбуксовая скоба 6 оборудована углублением 25 для головки болта фиксатора 16 с возможностью стопорения его шайбой путем прилегания лыски данной шайбы к плоской стенке внутренней поверхности углубления 25 с последующим отворотом краевой части шайбы к грани головки фиксатора 16.

Каждая боковая рама тележки грузового вагона в эксплуатации работает в двух режимах – тяги и торможения.

В режиме тяги вектор скорости движения вагона совпадает по направлению с вектором ускорения (рисунок 51). При этом в первых по ходу движения буксовых проемах 3 (см. рисунок 50) боковых рам происходит передача усилий от боковых рам на колесные пары посредством контактного взаимодействия буксовых узлов 2 с внутренними челюстными направляющими 5 и опорными поверхностями боковых рам. Эти усилия по закону упругого взаимодействия

стремятся сжать металл, расположенный между внутренней челюстной направляющей 5 и наклонным поясом боковой рамы 1, и, следовательно, увеличить расстояние между внутренней 5 и наружной 4 направляющими буксового проема 3. Увеличение этого расстояния приводит, в свою очередь, к увеличению изгибающих моментов, действующих на внутренний и наружный углы буксового проема 3. Увеличение моментов приводит к увеличению напряжению в этих углах, и, следовательно, к увеличению вероятности возникновения дефектов, особенно, когда напряжения близки к предельным значениям. При введении в конструкцию боковой рамы 1 подбуксовой скобы 6 последняя препятствует увеличению расстояния между внутренней 5 и наружной 4 направляющими буксового проема, за счет имеющегося собственного сопротивления растяжению. Подбуксовая скоба 6 также увеличивает количество углов в буксовом проеме 3 с двух до четырех, способных воспринимать возникший изгибающий момент, и, как показали расчеты на прочность МКЭ, позволяет снижать и перераспределять напряжения в углах буксовых проемов конструкции боковой рамы.

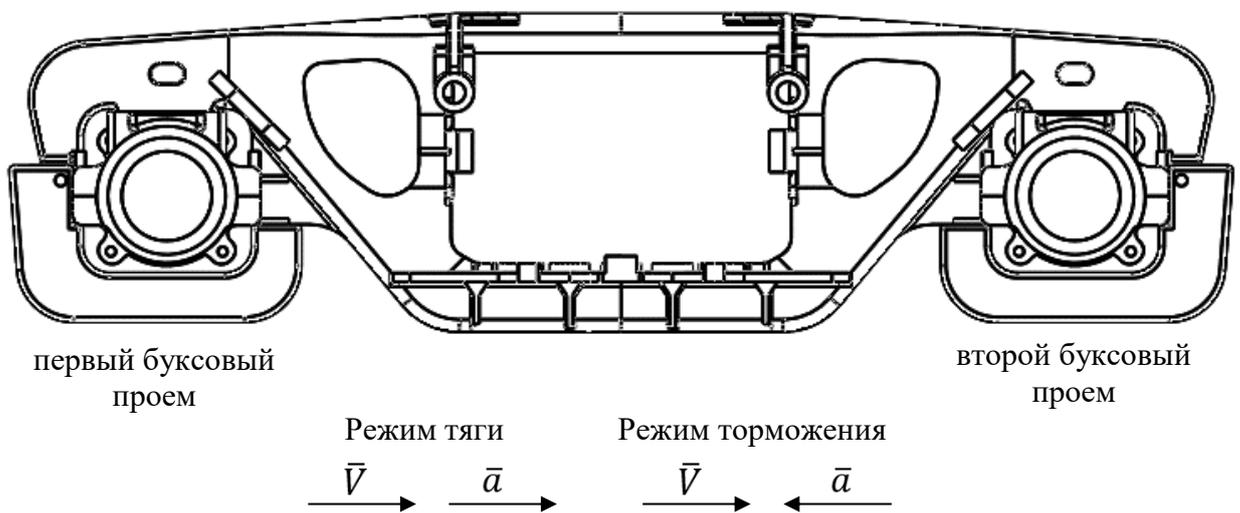


Рисунок 51 – Схема работы боковой рамы, оборудованной техническими средствами

При этом во вторых по ходу движения буксовых проемах происходит передача усилий от боковых рам на колесные пары посредством контактного взаимодействия буксовых узлов с наружными челюстными направляющими и опор-

ными поверхностями боковых рам. Далее, проводя аналогичные вышеизложенным рассуждения и расчеты МКЭ, можно показать, что введение подбуксовой скобы позволяет снижать и перераспределять напряжения в углах буксовых проемов боковой рамы.

В режиме торможения вектор скорости движения вагона и вектор ускорения имеют противоположные направления (см. рисунок 51). Здесь работа соединения в первых буксовых проемах происходит аналогично работе вторых буксовых проемов боковых рам в режиме тяги, а работа соединения во вторых буксовых проемах происходит аналогично работе первых буксовых проемов боковых рам в режиме тяги.

Таким образом, дополнения в каждом буксовом проеме боковой рамы в виде подбуксовых скоб, натяжителей и фиксаторов позволяют образовать жесткий замкнутый контур буксового проема с предварительным натяжением в его четырех углах и со знаком, противоположным по отношению к моментам, возникающим в эксплуатации. Такое новшество снижает и перераспределяет реальные моменты во внутреннем и наружном углах буксового проема боковой рамы как за счет предварительного натяга, так и за счет их распределения по четырем углам вместо двух, что в конечном итоге повышает прочность и надежность боковой рамы.

Предложенное техническое средство имеет второй вариант исполнения. Основные отличия заключаются в конструкции паза подбуксовой скобы, натяжителя, фиксатора (рисунок 52). Работа боковой рамы не отличается от первого варианта.

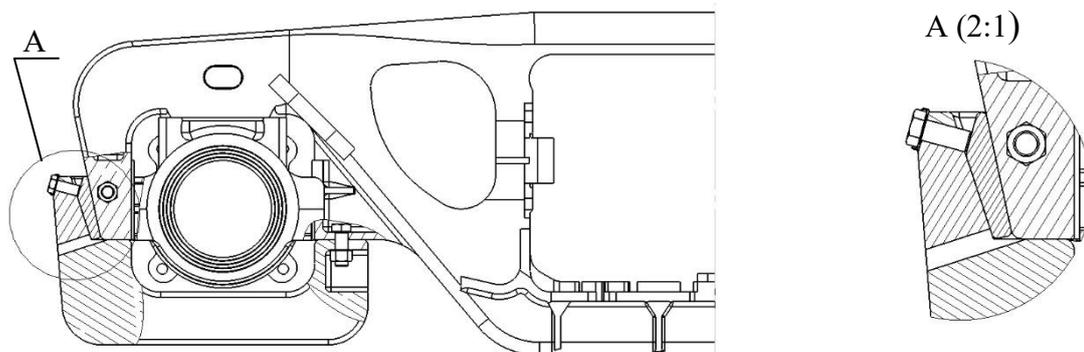


Рисунок 52 – Половина боковой рамы в сборе с подбуксовой скобой, клином натяжителем и фиксатором по второму варианту технического средства

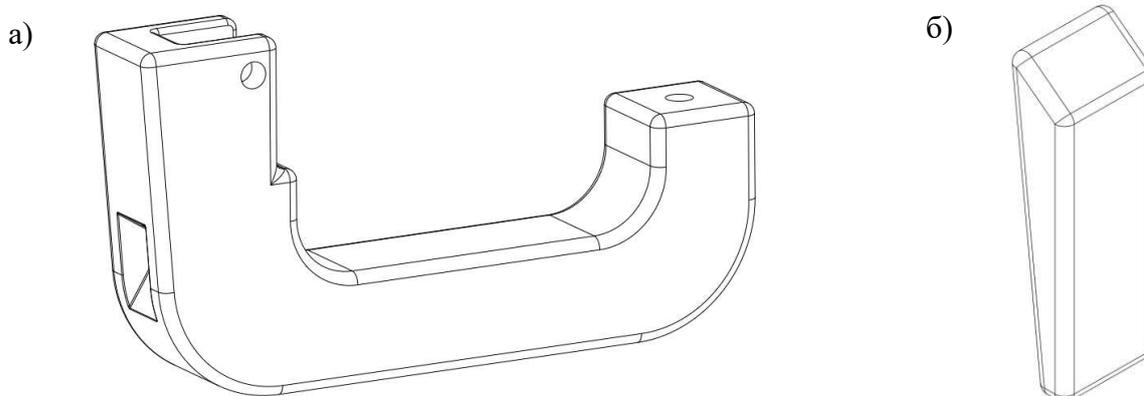
3.2 Теоретические исследования напряженно-деформированного состояния предлагаемой конструкции боковой рамы

Эффективность предложенного технического средства подтверждена теоретическими исследованиями конструкции боковой рамы, оборудованной подбуксовыми скобами (далее – модернизированная боковая рама) в соответствии с расчетными схемами «Норм для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014 по разработанной методике расчетной оценки.

Для применения разработанной методики расчетной оценки, в последнюю требуется: внести корректировки в пространственную геометрию конструкции боковой рамы, добавить кинематические связи, обусловленные взаимодействием боковой рамы с подбуксовыми скобами, пересчитать величины нагрузок, воспринимаемых конструкцией боковой рамы.

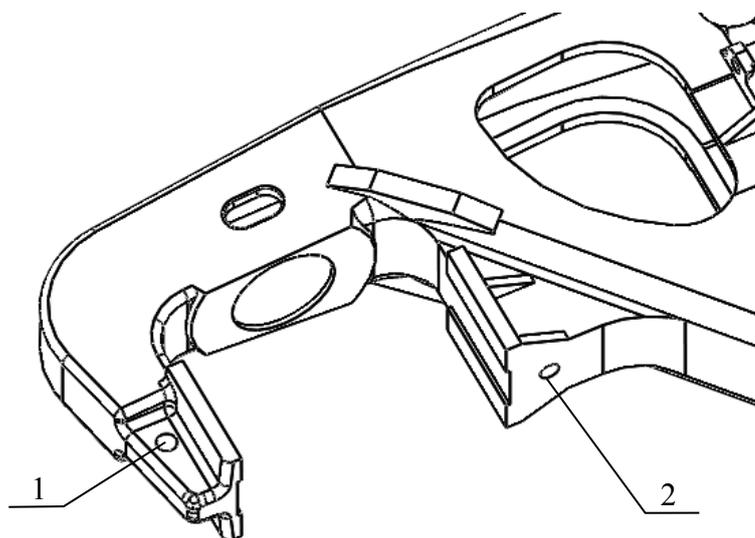
В пространственную геометрию расчетной модели были внесены следующие изменения:

- добавлены модели подбуксовых скоб и клиньев-натяжителей (рисунок 53);
- добавлены отверстия в конструкции боковой рамы, предназначенные для крепления подбуксовых скоб технического решения (рисунок 54);
- добавлены болтовые соединения, предназначенные для крепления подбуксовых скоб технического средства к боковой раме.



а – подбуксовая скоба; б – клин натяжитель

Рисунок 53 – Модель подбуксовой скобы и клина натяжителя



1 – отверстие в наружной оконечности подбуксовой скобы; 2 – отверстие для крепления внутренней оконечности подбуксовой скобы

Рисунок 54 – Отверстия в боковой раме, предназначенные для крепления подбуксовых скоб технического средства

Размеры отверстий под болтовые соединения определены исходя из требований ГОСТ 11284-75 «Отверстия сквозные под крепежные детали. Размеры (с Изменением N 1)» [127] и размеров соответствующих болтовых соединений (см. п. 3.1). Предварительные места расположений отверстий определены исходя из проведенных теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы с применением разработанной методики расчетной оценки по схемам нагружения, установленных «Нормами для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014 (см. п. 2.2), и находятся вне трещинопасных зон конструкции боковой рамы. Итоговые размеры отверстий и их местоположения, определяются по результатам проведения теоретических исследований НДС модернизированной конструкции боковой рамы, проведения экспериментальной проверки.

Усилия, действующие на модернизированную конструкцию боковой рамы, определенные в соответствии с расчетными схемами по «Нормам для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014 (см. п.2.1), приведены в таблице 9. Анализ полученных значений усилий для модернизированной конструкции боковой рамы показывает, что внедрение предложенных решений в конструкцию тележки не оказывает существенного влияния на перераспределение действующих усилий по сравнению с типовой тележкой.

Таблица 9 – Анализ изменения значений сил для боковой рамы типовой и модернизированной конструкций

Тип расчета	Режим расчета	Наименование силы	Обозначение силы	Значение силы для типовой конструкции, кН	Значение силы для модернизированной конструкции, кН	Абсолютное изменение, кН	Относительное изменение, %
1	2	3	4	5	6	7	8
«Нормы для расчета ...»	Режим I	Вертикальная нагрузка	P_I	557,27	556,23	-1,04	-0,19
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{I1}	83,23	83,23	0,00	0,00
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{I2}	83,23	83,23	0,00	0,00
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{IT}	166,46	166,46	0,00	0,00
-«-	Режим III	Вертикальная нагрузка	P_{III}	449,38	449,73	0,35	0,08
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{III1}	15,16	15,17	0,01	0,07
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{III2}	28,91	28,96	0,05	0,17
-«-	-«-	Продольная нагрузка	T_{IIIr}	44,07	44,13	0,06	0,14
-«-	-«-	Рамная сила	H_p	48,41	48,41	0,00	0,00
-«-	-«-	Боковая нагрузка	N_{H1}	89,48	89,48	0,00	0,00
-«-	-«-	Боковая нагрузка	N_{H2}	41,07	41,07	0,00	0,00
ГОСТ 33211-2014	Режим I а	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	457,91	455,76	-2,15	-0,47
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	65,42	65,11	-0,31	-0,47
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	154,41	157,62	3,21	2,08
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	26,32	26,27	-0,05	-0,19
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F'_{x5}	26,32	26,27	-0,05	-0,19
-«-	Режим I б, вариант 1	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	211,21	210,22	-0,99	-0,47

Продолжение таблицы 9

1	2	3	4	5	6	7	8
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	30,17	30,03	-0,14	-0,46
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	150,17	150,03	-0,14	-0,09
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	120,00	120,00	0,00	0,00
-«-	Режим I б, вариант 2	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	211,21	210,22	-0,99	-0,47
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	30,17	30,03	-0,14	-0,46
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	150,17	150,03	-0,14	-0,09
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F'_{x5}	120,00	120,00	0,00	0,00
-«-	Режим I в, вариант 1	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	334,56	332,29	-2,27	-0,68
-«-	Режим I в, вариант 1	Вертикальная нагрузка	F_{z6}	18,59	18,59	0,00	0,00
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	F_{z7}	-18,59	-18,59	0,00	0,00
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	2,87	2,71	-0,16	-5,57
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	92,71	92,43	-0,28	-0,30
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	44,92	44,86	-0,06	-0,13
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x5}	-7,74	-7,68	0,06	-0,78
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y4}	50,29	50,28	-0,01	-0,02
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y5}	50,29	50,28	-0,01	-0,02
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F'_{y6}	50,29	50,28	-0,01	-0,02
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F'_{y7}	50,29	50,28	-0,01	-0,02
-«-	Режим I в, вариант 2	Вертикальная нагрузка	F_{z1}	334,56	332,29	-2,27	-0,68
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	F_{z6}	18,59	18,59	0,00	0,00

Окончание таблицы 9

1	2	3	4	5	6	7	8
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	F_{z7}	-18,59	-18,59	0,00	0,00
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x2}	2,87	2,71	-0,16	-5,57
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x3}	92,71	92,43	-0,28	-0,30
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x4}	44,92	44,86	-0,06	-0,13
-«-	-«-	Продольная нагрузка	F_{x5}	-7,74	-7,68	0,06	-0,78
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y4}	50,29	50,28	-0,01	-0,02
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y5}	50,29	50,28	-0,01	-0,02
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y6}	-16,68	-16,48	0,20	-1,20
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y7}	-16,68	-16,48	0,20	-1,20
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y8}	41,82	41,62	-0,20	-0,48
-«-	-«-	Боковая нагрузка	F_{y9}	41,82	41,62	-0,20	-0,48
-«-	Режим III	Вертикальная нагрузка	$P_{БР}$	212,70	213,19	0,49	0,23
-«-	-«-	Вертикальная нагрузка	$P_{Д}$	70,19	70,35	0,16	0,23
-«-	-«-	Боковая нагрузка	$H_{Р}$	56,63	56,63	0,00	0,00

При этом (см. таблица 9)

– максимальное относительное увеличение усилий в модернизированной конструкции боковой рамы при расчетах по «Нормам для расчета ...» составляет 0,17 %, что эквивалентно 0,01 кН и установлено для продольной нагрузки T_{III2} в режиме III (см. таблица 9);

– максимальное относительное уменьшение усилий в модернизированной конструкции боковой рамы при расчетах по ГОСТ 33211-2014 составляет 5,57 %, что эквивалентно 0,16 кН и установлено для продольной нагрузки F_{x2} в режиме I в по вариантам 1 и 2 (см. таблица 9);

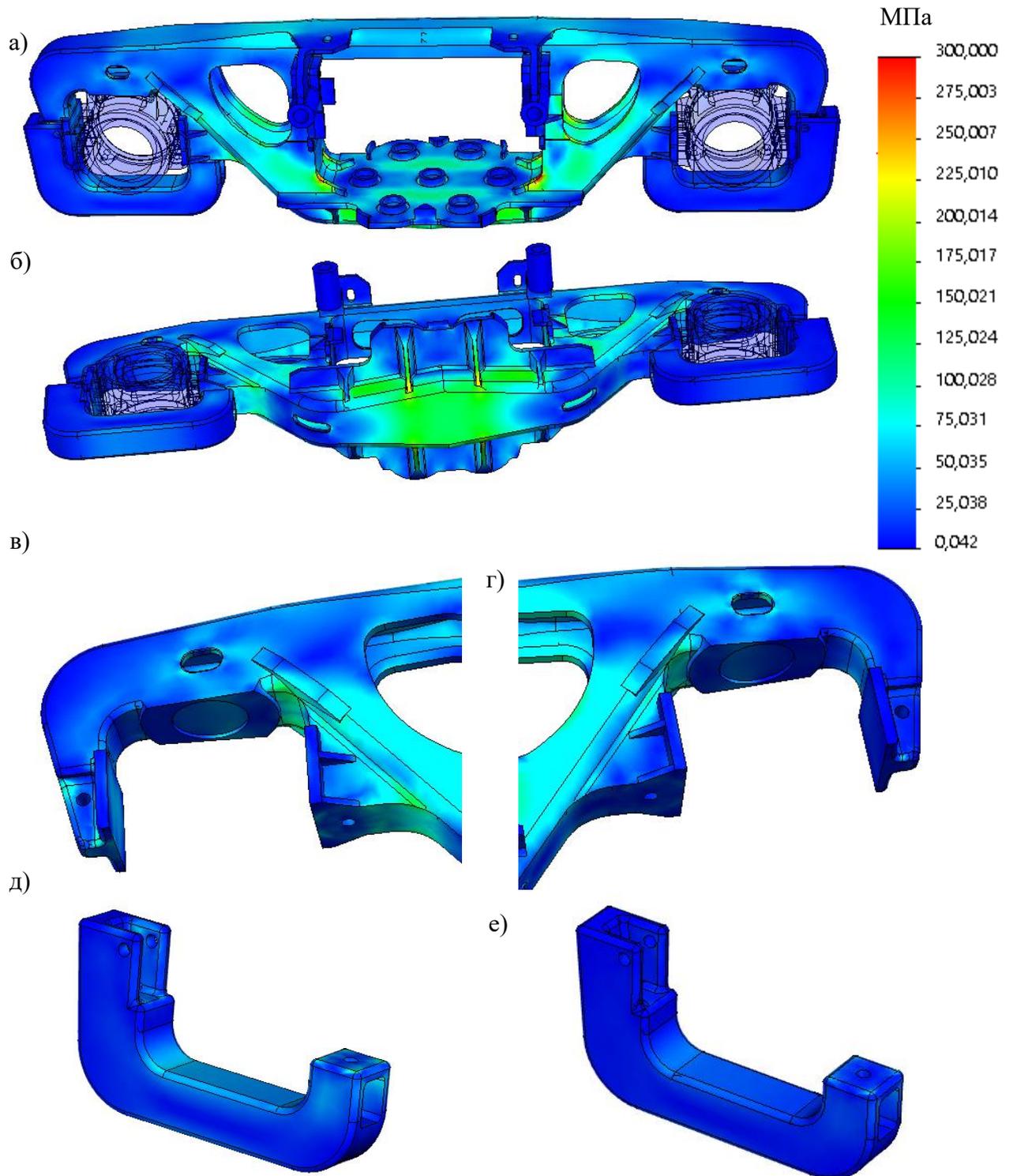
– максимальное относительное увеличение усилий в модернизированной конструкции боковой рамы при расчетах по ГОСТ 33211-2014 составляет 2,08 %, что эквивалентно 3,21 кН и установлено для продольной нагрузки F_{x3} в режиме I а (см. таблица 9);

– максимальное абсолютное уменьшение усилий в модернизированной конструкции боковой рамы при расчетах по ГОСТ 33211-2014 составляет 2,27 кН, что эквивалентно уменьшению на 0,68 % и установлено для вертикальной нагрузки F_{z1} в режиме I в по вариантам 1 и 2 (см. таблица 9);

– максимальное абсолютное увеличение усилий в модернизированной конструкции боковой рамы при расчетах по ГОСТ 33211-2014 составляет 3,21 кН, что эквивалентно увеличению на 2,08 % и установлено для продольной нагрузки F_{x3} в режиме I а (см. таблица 9).

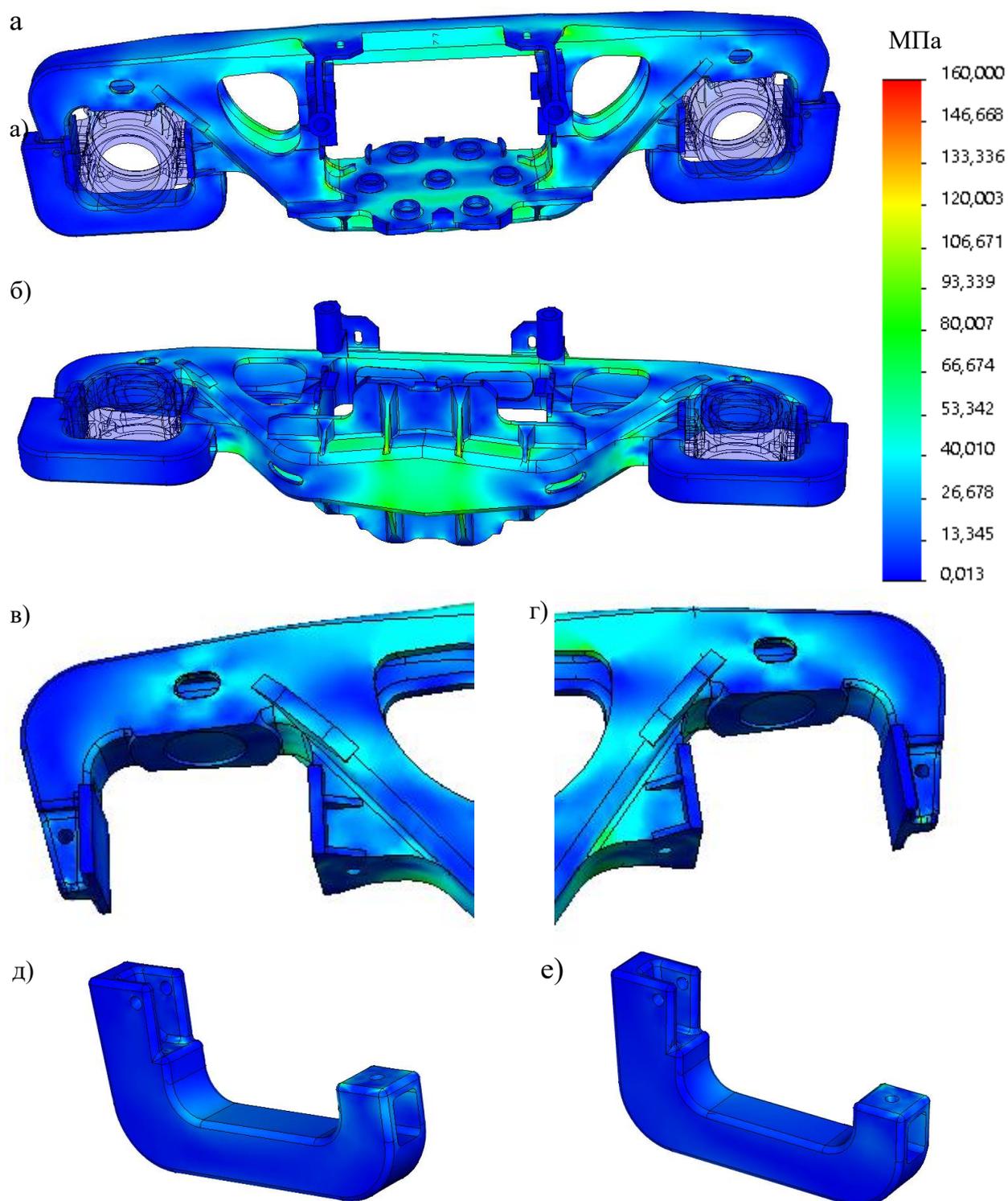
Для корректности анализа НДС модернизированной конструкции боковой рамы в разработанную методику расчетной оценки были внесены значения усилий, полученных для расчетных схем по требованиям «Норм для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014 и соответствующих измененным параметрам.

Результаты теоретических исследований НДС модернизированной конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям «Норм для расчета ...» с использованием предлагаемой методики расчетной оценки приведены на рисунках 55 и 56.



а – боковая сторона боковой рамы с техническими средствами; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими средствами; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковой рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180°)

Рисунок 55 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при I расчетном режиме с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона боковой рамы с техническими средствами; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими средствами; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковой рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180°)

Рисунок 56 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при I расчетном режиме с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

Обобщенный анализ максимальных значений напряжений во внутренних и наружных углах буксовых проемов для стандартной и модернизированной конструкций боковых рам приведен в таблице 10.

Таблица 10 – Максимальные значения напряжений в элементах конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по требованиям «Норм для расчета ...»

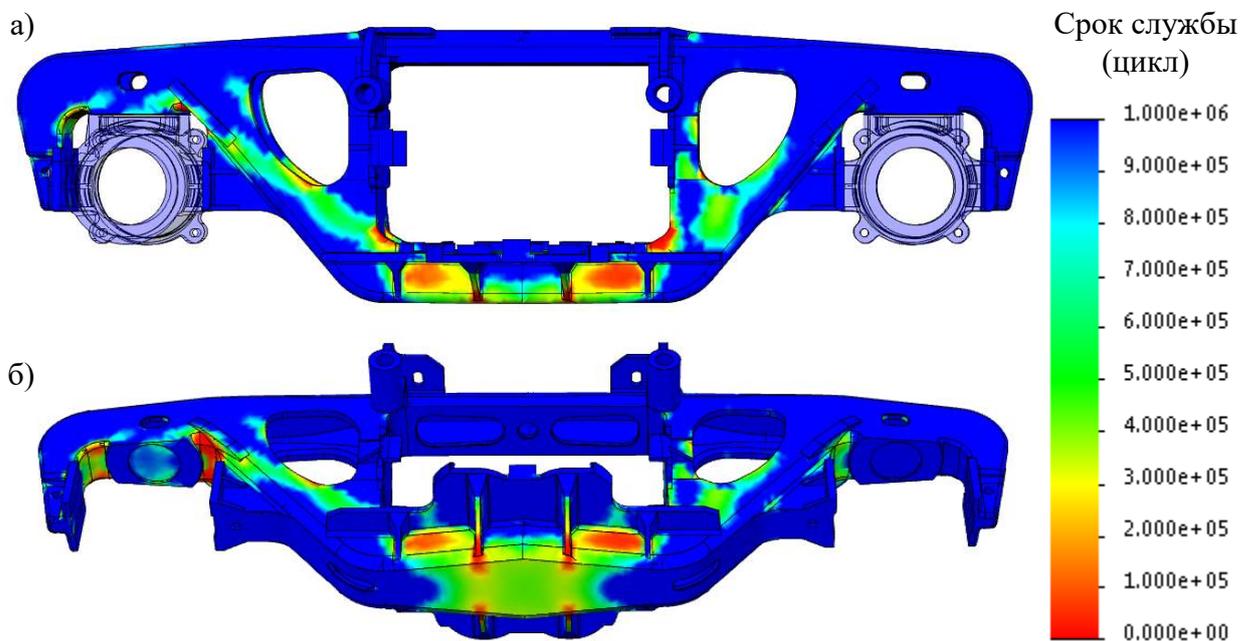
Элементы конструкции боковой рамы	Напряжение, МПа		Величина изменения, %
	Стандартная конструкция	Модернизированная конструкция	
I расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	173,00	43,25	-75,00
Внутренний угол первого буксового проема	251,10	195,14	-22,29
Внутренний угол второго буксового проема	121,20	99,74	-10,31
Наружный угол второго буксового проема	14,64	54,54	272,54
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	71,29	52,42	-26,47
Внутренний угол первого буксового проема	159,70	123,80	-22,48
Внутренний угол второго буксового проема	113,10	106,80	-5,57
Наружный угол второго буксового проема	51,61	73,39	42,20

Учитывая, что изменения напряжений в элементах буксовых проемов (таблица 10) находится в диапазоне от минус 75,00 % до плюс 272,54 % для I расчетного режима и в диапазоне от минус 26,47 % до плюс 42,20 % для III расчетного режима, то требуется провести дополнительную оценку влияния новых значений напряжений на конструкцию боковой рамы. Для такой оценки использованы значения сроков служб соответствующих элементов конструкции боковой рамы, регламентируемых «Нормами для расчета ...» для каждого расчетного режима.

Сроки служб элементов конструкции боковой рамы определяются из соответствующих расчетов на сопротивление усталости, для чего применен программный модуль SOLIDWORKS Simulation Solutions. В качестве исходных данных для проведения расчетов на сопротивление усталости используются резуль-

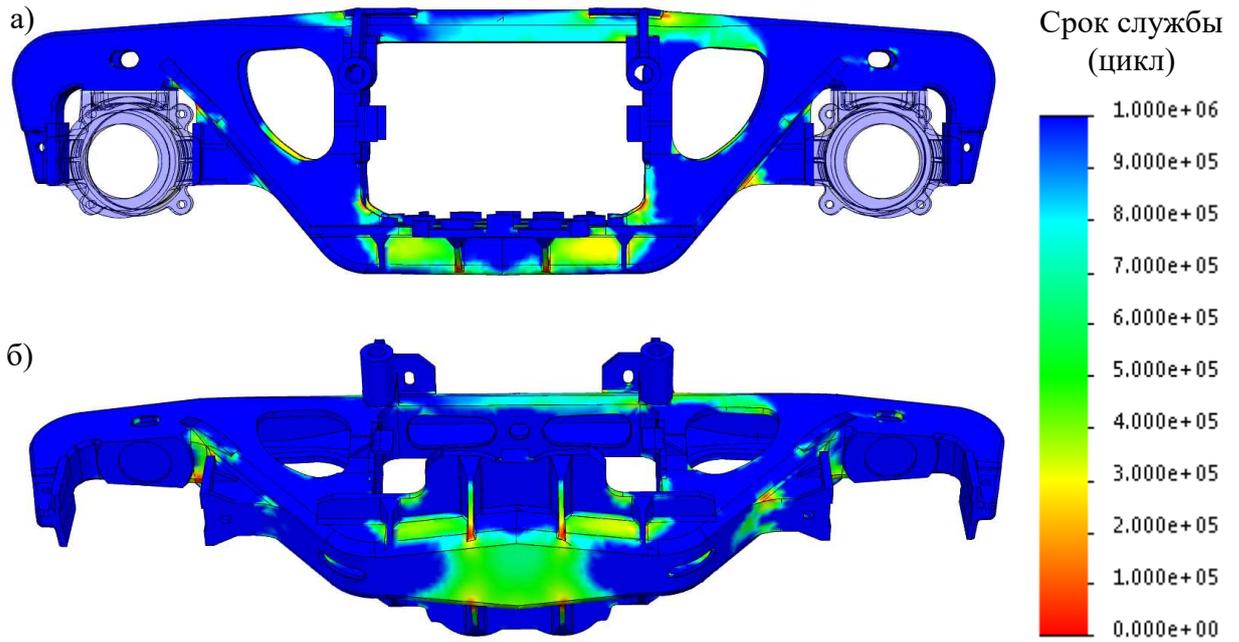
таты расчетов НДС конструкции боковой рамы. Под усталостью понимается явление разрушение металла под действием повторных или знакопеременных напряжений. Повторные или знакопеременные напряжения обратно пропорциональны количеству циклов, которые выдерживает материал перед разрушением вследствие усталости материалов. Наибольшие повторные или знакопеременные напряжения, которые не приводят к усталостному разрушению, являются пределом усталости.

Результаты теоретических исследований сроков службы конструкции стандартной боковой рамы, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки в соответствии с расчетными схемами «Норм для расчета ...», приведены на рисунках 57 и 58. Результаты теоретических исследований сроков службы конструкции модернизированной боковой рамы, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки в соответствии с расчетными схемами «Норм для расчета ...», приведены на рисунках 59 и 60.



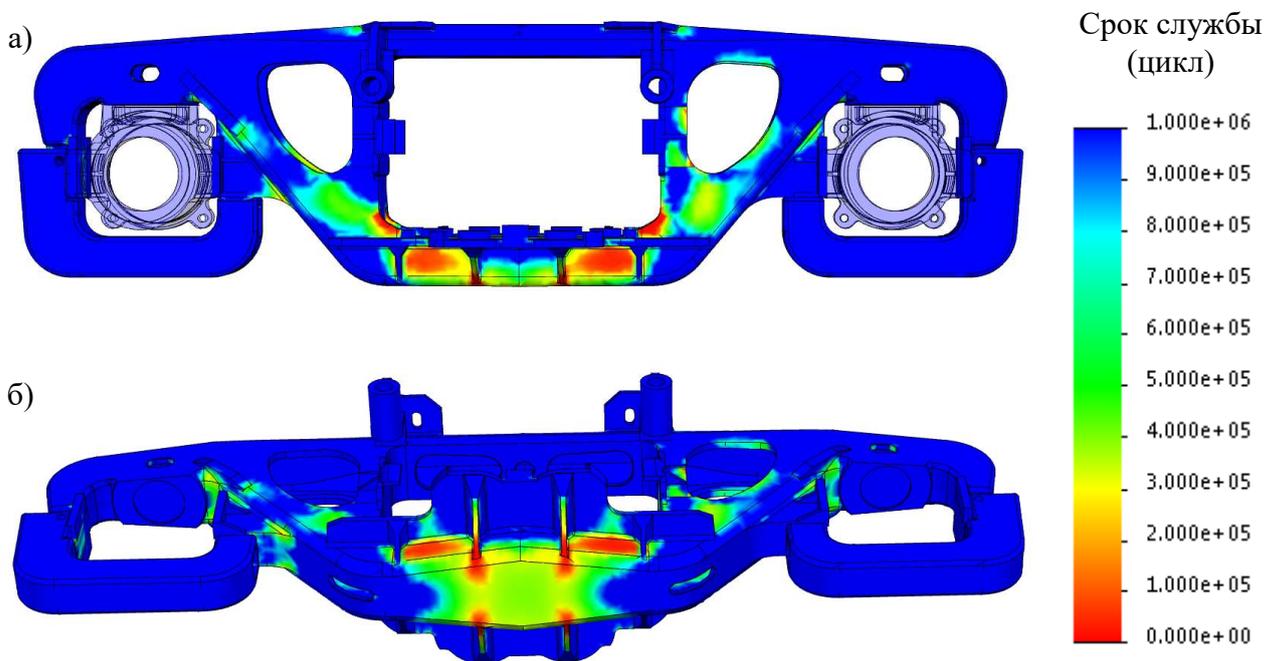
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 57 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме I с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



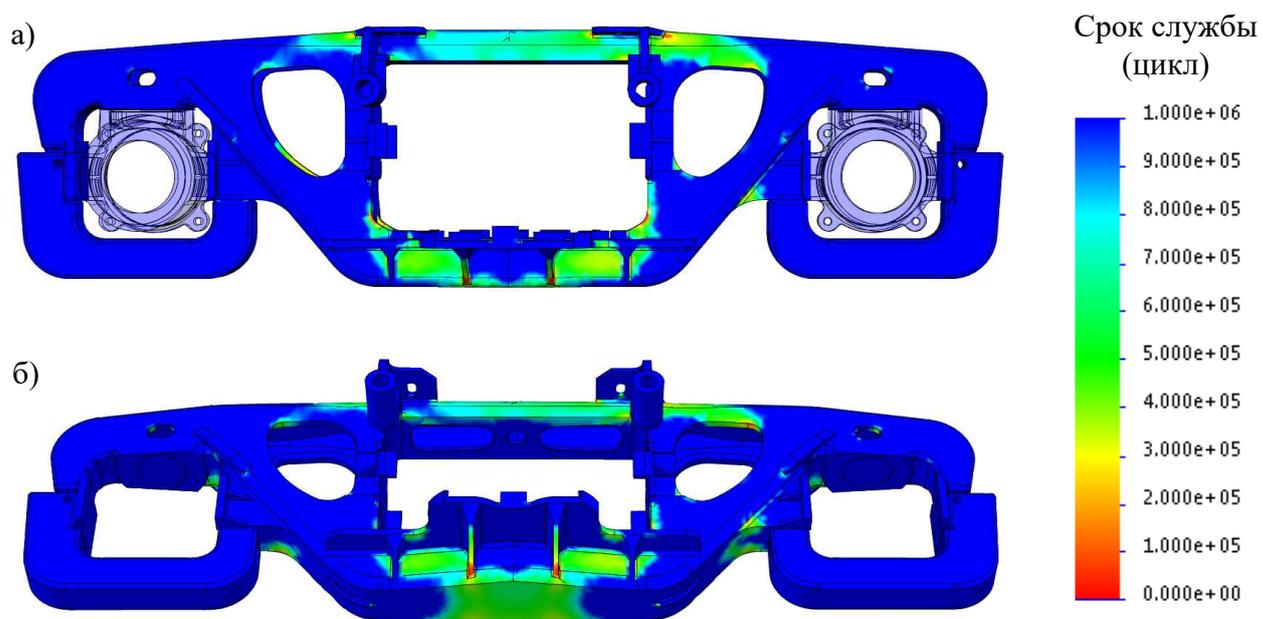
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 58 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме III с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 59 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок 60 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме III с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

Минимальные значения сроков служб во внутренних и наружных углах буксовых проемов, полученные с использованием предлагаемой расчетной модели, для стандартной и модернизированной конструкций боковых рам приведены в таблице 11. В случае если при расчетах на сопротивление усталости количество циклов в элементах конструкции получается равным 1 000 000, то следует считать, что в этой среде конструкция считается безопасной вне зависимости от того, сколько раз прикладывается нагрузка.

Анализ данных, указанных в таблицах 10, 11, показывает, что применение технического средства при модернизации конструкции боковой рамы оказывает следующие влияния:

- напряжения в наружном углу первого буксового проема при I расчетном режиме уменьшились на 75 %, что позволяет создать безопасную конструкцию данного элемента при данном расчетном режиме;

- напряжения во внутреннем углу первого буксового проема при I расчетном режиме уменьшились на 22,29 %, что позволяет увеличить срок службы данного элемента в 17,67 раз;

Таблица 11 – Минимальные значения сроков служб в элементах конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по расчетным схемам в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...»

Элементы конструкции боковой рамы	Срок службы, цикл		Срок службы регламентируемый, цикл
	Стандартная конструкция	Модернизированная конструкция	
I расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	32 750	1 000 000	300
Внутренний угол первого буксового проема	806	14 240	300
Внутренний угол второго буксового проема	305 900	371 900	300
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	300
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000	300 000
Внутренний угол первого буксового проема	301 300	458 000	300 000
Внутренний угол второго буксового проема	571 100	624 700	300 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	300 000

– напряжения во внутреннем углу второго буксового проема при I расчетном режиме уменьшились на 10,31 %, что позволяет увеличить срок службы данного элемента на 21,58 %;

– напряжения в наружном углу второго буксового проема при I расчетном режиме увеличились в 2,72 раза, что не приводит к снижению срока службы данного элемента ввиду незначительных величин напряжений;

– напряжения в наружном углу первого буксового проема при III расчетном режиме уменьшились на 26,47 %, что не оказывает влияния на срок службы данного элемента ввиду незначительных величин напряжений;

– напряжения во внутреннем углу первого буксового проема при III расчетном режиме уменьшились на 22,48 %, что позволяет увеличить срок службы данного элемента на 52,01 %;

– напряжения во внутреннем углу второго буксового проема при III расчетном режиме уменьшились на 5,57 %, что позволяет увеличить срок службы данного элемента на 9,39 %;

– напряжения в наружного углу второго буксового проема при III расчетном режиме увеличились на 42,20 %, что не приводит к снижению срока службы данного элемента ввиду незначительных величин напряжений.

Учитывая, что при эксплуатации конструкции боковой рамы нагрузки, соответствующие расчетным режимам по «Нормам для расчета ...», применяются в случайных последовательностях, а последовательность нумерации буксовых проемов, принятая в настоящей работе, зависит от направления движения вагона, то можно сделать вывод о том, что применение технического средства позволяет увеличить срок службы элементов буксового проема на 9,39 % за счет снижения напряжений в наиболее нагруженной зоне на 5,57 %.

Результаты теоретических исследований НДС модернизированной конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки приведены на рисунках Ж.1 – Ж.6. Анализ максимальных значений напряжений во внутренних и наружных углах буксовых проемов для стандартной и модернизированной конструкций боковых рам приведен в таблице 12.

Таблица 12 – Максимальные значения напряжений в элементах конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по расчетным схемам в соответствии с требованиями ГОСТ 33211-2014

Элементы конструкции боковой рамы	Напряжение, МПа		Величина изменения, %
	Стандартная конструкция	Модернизированная конструкция	
1	2	3	4
Расчетный режим I а			
Наружный угол первого буксового проема	59,43	35,31	-40,59
Внутренний угол первого буксового проема	129,20	96,61	-25,22
Внутренний угол второго буксового проема	91,66	82,62	-9,86
Наружный угол второго буксового проема	12,41	47,51	282,84
Расчетный режим I б вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	245,10	60,27	-75,41
Внутренний угол первого буксового проема	238,50	92,92	-61,04
Внутренний угол второго буксового проема	36,14	43,32	19,87
Наружный угол второго буксового проема	5,86	21,72	216,62

Продолжение таблицы 12

1	2	3	4
Расчетный режим I б вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	7,00	23,50	235,71
Внутренний угол первого буксового проема	21,15	18,17	-9,85
Внутренний угол второго буксового проема	21,15	48,52	140,81
Наружный угол второго буксового проема	17,30	19,03	10,00
Расчетный режим I в вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	96,76	26,92	-72,18
Внутренний угол первого буксового проема	151,60	91,92	-39,37
Внутренний угол второго буксового проема	71,38	60,38	-15,41
Наружный угол второго буксового проема	23,70	24,17	2,00
Расчетный режим I в вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	114,40	29,25	-74,43
Внутренний угол первого буксового проема	214,80	130,60	-39,20
Внутренний угол второго буксового проема	111,30	92,02	-17,32
Наружный угол второго буксового проема	42,36	34,58	-18,37
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	8,29	31,13	275,51
Внутренний угол первого буксового проема	59,75	52,55	-12,05
Внутренний угол второго буксового проема	58,40	54,41	-6,83
Наружный угол второго буксового проема	8,87	36,24	308,71

Учитывая, что изменения напряжений в элементах буксовых проемов (см. таблица 12) находится в различных диапазонах, то требуется также выполнить дополнительную оценку сроков служб соответствующих элементов. Теоретические исследования сроков служб элементов модернизированной конструкции по расчетным схемам ГОСТ 33211-2014 выполнены по аналогии с расчетом сроков служб по «Нормам для расчета ...».

Результаты теоретических исследований сроков службы конструкции стандартной боковой рамы, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки в соответствии с расчетными схемами ГОСТ 33211-2014, приведены на рисунках Ж.7 – Ж.12. Результаты теоретических исследований сроков службы конструкции модернизированной боковой рамы, полученные с

использованием предлагаемой методики расчетной оценки в соответствии с расчетными схемами ГОСТ 33211-2014, приведены на рисунках Ж.13 – Ж.18. Минимальные значения сроков служб во внутренних и наружных углах буксовых проемов, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки, для стандартной и модернизированной конструкций боковых рам приведены в таблице 13.

Таблица 13 – Минимальные значения сроков служб в элементах конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по расчетным схемам в соответствии с требованиями ГОСТ 33211-2014

Элементы конструкции боковой рамы	Срок службы, цикл	
	Стандартная конструкция	Модернизированная конструкция
1	2	3
Расчетный режим I а		
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	303 000	521 400
Внутренний угол второго буксового проема	545 700	626 100
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I б вариант 1		
Наружный угол первого буксового проема	1 871	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	2 403	531 400
Внутренний угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I б вариант 2		
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I в вариант 1		
Наружный угол первого буксового проема	541 700	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	58 570	589 000
Внутренний угол второго буксового проема	815 500	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I в вариант 2		
Наружный угол первого буксового проема	428 700	1 000 000

Продолжение таблицы 13

1	2	3
Внутренний угол первого буксового проема	6 188	338 400
Внутренний угол второго буксового проема	446 600	621 800
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
III расчетный режим		
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000

Анализ данных, указанных в таблицах 12, 13, показывает, что применение технического средства при модернизации конструкции боковой рамы оказывает следующие влияния:

- напряжения в наружном углу первого буксового проема при расчетном режиме I а уменьшились на 40,59 %, что не влияет на срок службы данного элемента;

- напряжения во внутреннем углу первого буксового проема при расчетном режиме I а уменьшились на 25,22 %, что позволяет увеличить на срок службы данного элемента в 1,72 раза;

- напряжения во внутреннем углу второго буксового проема при расчетном режиме I а уменьшились на 9,86 %, что позволяет увеличить на срок службы данного элемента в 14,73 %;

- напряжения в наружном углу второго буксового проема при расчетном режиме I а увеличились в 2,82 раза, что не влияет на срок службы данного элемента;

- напряжения в наружном углу первого буксового проема при расчетном режиме I б вариант 1 уменьшились на 75,41 %, что позволяет создать безопасную конструкцию данного элемента при данном расчетном режиме;

- напряжения во внутреннем углу первого буксового проема при расчетном режиме I б вариант 1 уменьшились на 61,04 %, что позволяет увеличить срок службы данного элемента на 529 тыс. циклов;

- увеличение напряжений в углах второго буксового проема модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I б вариант 1 не влияет на срок службы модернизированной конструкции боковой рамы;

– перераспределение напряжений в углах буксовых проемов модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I б вариант 2 не влияет на срок службы модернизированной конструкции боковой рамы;

– напряжения в наружном углу первого буксового проема при расчетном режиме I в вариант 1 уменьшились на 72,18 %, что позволяет создать безопасную конструкцию данного элемента при данном расчетном режиме;

– напряжения во внутреннем углу первого буксового проема при расчетном режиме I в вариант 1 уменьшились на 39,73 %, что позволяет увеличить срок службы данного элемента в 10,06 раз;

– напряжения во внутреннем углу второго буксового проема при расчетном режиме I в вариант 1 уменьшились на 15,41 %, что позволяет создать безопасную конструкцию данного элемента при данном расчетном режиме;

– напряжение в наружном углу второго буксового проема при расчетном режиме I б вариант 1 увеличилось на 2,00 %, что не влияет на срок службы модернизированной конструкции боковой рамы;

– напряжения в наружном углу первого буксового проема при расчетном режиме I в вариант 2 уменьшились на 74,43%, что позволяет создать безопасную конструкцию данного элемента при данном расчетном режиме;

– напряжения во внутреннем углу первого буксового проема при расчетном режиме I в вариант 2 уменьшились на 39,20 %, что позволяет увеличить срок службы данного элементом на 332 тыс. циклов;

– напряжения во внутреннем углу второго буксового проема при расчетном режиме I в вариант 2 уменьшились на 17,32 %, что что позволяет увеличить на срок службы данного элемента на 39,23 %;

– напряжения в наружном углу второго буксового проема при расчетном режиме I в вариант 2 уменьшились на 18,37 %, что не влияет на срок службы данного элемента;

– перераспределение напряжений в углах буксовых проемов модернизированной боковой рамы при расчетном режиме III не влияет на срок службы модернизированной конструкции боковой рамы.

Учитывая, что при эксплуатации конструкции боковой рамы нагрузки, соответствующие расчетным режимам по ГОСТ 33211-2014, применяются в слу-

чайных последовательностях, а последовательность нумерации буксовых проемов, принятая в настоящей работе, зависит от направления движения вагона, то можно сделать вывод о том, что применение технического средства позволяет увеличить срок службы элементов буксового проема на 14,73 % за счет снижения напряжений в наиболее нагруженной зоне на 9,86 %.

Выводы по главе 3

1. Разработано техническое средство, предназначенное для перераспределения напряжений и повышения срока службы элементов конструкции боковой рамы. С применением разработанной методики расчетной оценки обоснована корректность технического средства и подтверждено, что внедрение технического средства в конструкцию боковой рамы позволяет:

1.1. увеличить срок службы элементов буксового проема на 9,39 % за счет перераспределения усилий, приводящих к снижению напряжений в наиболее нагруженной зоне на 5,57 % при расчетных схемах по требованиям «Норм для расчета ...»;

1.2. увеличить срок службы элементов буксового проема на 14,73 % за счет перераспределения усилий, приводящих к снижению напряжений в наиболее нагруженной зоне на 9,86 % при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014.

2. Вновь изготавливаемые отверстия в конструкции боковой рамы, предназначенные для монтажа технического средства, не являются концентраторами напряжения, что подтверждено соответствующими теоретическими исследованиями.

3. Разработанные технические средства позволяют модернизировать уже изготовленные и находящиеся в эксплуатации конструкции боковых рам. При этом после демонтажа технического средства, соответствующая боковая рама может эксплуатироваться наравне со стандартной конструкцией боковой рамы.

4. Теоретическими исследованиями подтверждено, что техническое средство не оказывает существенного влияния на перераспределения усилий, действующих в тележке.

4 ВЕРИФИКАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Общие сведения по верификации результатов теоретических исследований

Верификации разработанной методики расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы, учитывающей контактные взаимодействия боковой рамы с буксовыми узлами, проводилась для подтверждения её корректности и возможности использовать при создании конструкции боковой рамы двухосной трехэлементной тележки грузового вагона, обладающей улучшенными эксплуатационными свойствами по сравнению с типовой конструкцией.

В ходе верификации определялись действительные деформации и напряжения в конструкции боковой рамы и сравнивались с расчетными значениями соответствующих зон боковой рамы, полученными по разработанной методике расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы. Экспериментальная проверка проводилась на предприятии ООО «Энергосервис» (г. Омск), имеющем необходимые оборудование и инструмент для выполнения подготовительных работ, требуемых квалифицированных работников в штате. Верификация проводилась с применением разработанной и утвержденной методики экспериментальной проверки, с использованием тензометрического метода на специально разработанном стенде. Стенд представляет собой совокупность функционально связанных между собой механизмов, позволяющих создавать и прикладывать нагрузки, механизм фиксации конструкции боковой рамы и тензометрический преобразователь. При проведении экспериментальной проверки применялись основные положения ГОСТ 33788-2016 «Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и динамические качества», касающиеся проведения статических испытаний на прочность (далее – ГОСТ 33788-2016) [78].

Для проведения экспериментальной проверки были приобретены боковые рамы, изготовленные УВЗ в 2005 г. и изъятые из эксплуатации по дефектам, не связанным с буксовыми проемами. Зоны буксовых проемов приобретённых боковых рам соответствуют требованиям действующих руководящих документов, что подтверждалось визуальным осмотром, геометрическим обмером и неразрушающим контролем [14, 23, 24, 128].

В комплекте тензорезисторов применялись тензорезисторы проволочные приклеиваемые ПКС-8-120 (рисунок 61), соответствующие по своим метрологическим и техническим характеристикам условиям эксплуатации боковых рам. Тензорезисторы проволочные приклеиваемые ПКС-8-120 (далее – тензорезисторы) предназначены для измерения деформации поверхности широкого спектра машиностроительных конструкций (стальных, титановых и алюминиевых) в различных отраслях промышленности. Тензорезисторы разработаны и изготовлены в Федеральном государственном унитарном предприятии «Сибирский научно-исследовательский институт авиации им. С. А. Чаплыгина» (ФГУП «СибНИА им. С. А. Чаплыгина»). Все тензорезисторы, применяемые при экспериментальной проверке, прошли первичную поверку на этом предприятии и имели действующее свидетельство о поверке (приложение 3). Метрологические и технические характеристики тензорезистора приведены в таблице 14.

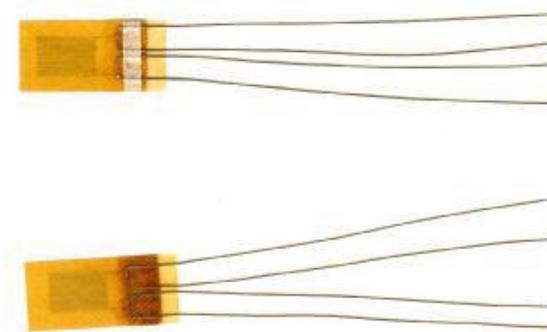
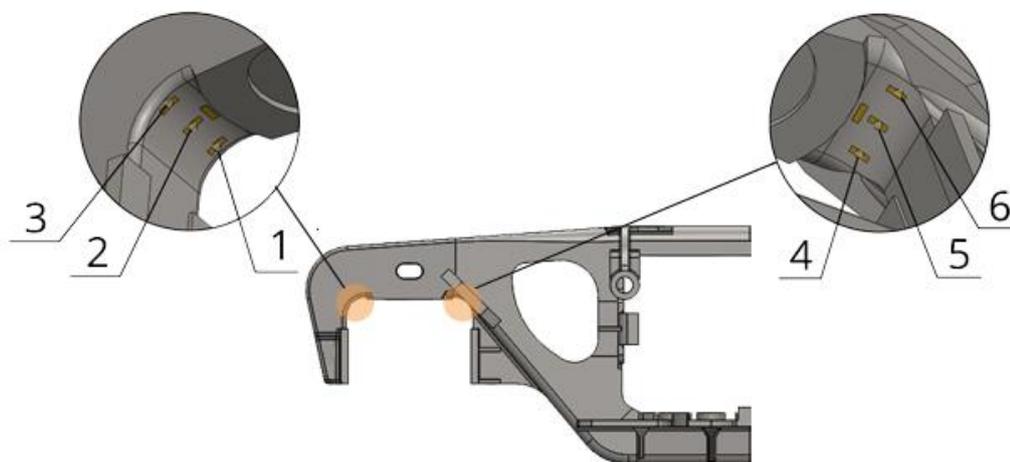


Рисунок 61 – Тензорезистор ПКС-8-120

Таблица 14 – Метрологические и технические характеристики тензорезистора

Наименование параметра	Значение
Номинальное электрическое сопротивление тензорезистора, Ом	120,6
Диапазон измеряемых деформаций, млн ⁻¹	
- статических	± 2000
- динамических	± 1000
Погрешность измерений, %	2 - 6
Номинальная база тензорезистора, мм	8
Предельное относительное отклонение сопротивления в партии от номинального, %	1
Часовая ползучесть П при нормальных условиях:	
- среднее значение \bar{P} , %, не более	0,5
- предел среднее квадратического отклонения $S_{\text{п}}$, %	0,5
Максимальный рабочий ток питания импульсным током, мА	20
Габаритные размеры, мм, не более	
- длина без выводных проводников	22
- ширина	7
- толщина	0,10 ± 0,01
Масса, г, не более	0,05
Тензорезисторы эксплуатируются по гр. ДЗ ГОСТ Р 52931-2008 со следующими уточнениями:	
- температура окружающего воздуха	20 ⁺³⁰ ₋₇₀
- верхнее значение относительной влажности при +35 °С и более низких температурах, без конденсации влаги, %	95
Средний срок службы, лет, не менее	6
Время непрерывной работы, ч, не менее	24
Чувствительность К при нормальных условиях:	
- среднее значение \bar{K} , не менее	2,00
- предел среднего квадратического отклонения ($S_{\text{к}}$)	0,02
Температурная характеристика сопротивления, мкОм/Ом:	
- максимальное значение температурной характеристики сопротивления в рабочей области значений температуры, не более	100 × \bar{K}
- предел среднего квадратического отклонения $S_{\text{тм}}$	20
Минимальное значение сопротивления изоляции $R_{\text{из}}$, МОм	102
Длина выводных проводников, мм, не менее	25

Тензорезисторы приклеиваются на предварительно подготовленные надлежащим образом поверхности внутреннего и наружного углов буксовых проемов боковой рамы (рисунок 62).



1 – 12 – номера тензорезисторов

Рисунок 62 – Схема приклеивания тензорезисторов к поверхностям стандартной конструкции боковой рамы (половины)

Экспериментальный стенд (рисунок 63) предназначен для создания вертикальных, продольных и боковых нагрузок и передачи их на конструкцию боковой рамы, измерения напряжений в углах буксовых проемов. Усилия, прикладываемые к конструкции боковой рамы, создаются соответствующими вертикальными, продольными и боковыми гидравлическими цилиндрами. Приложение усилий к конструкции боковой рамы осуществляется гидроцилиндрами через специальные накладки, предназначенные для имитации взаимодействия конструкции боковой рамы со смежными деталями тележки. Контроль усилий, создаваемых гидроцилиндрами, осуществляется по манометрам. Боковая рама устанавливается на две опоры специальной платформы. Опоры предназначены для фиксации конструкции боковой рамы. Фиксация конструкции осуществляется через опорные поверхности буксовых узлов посредством специального шарнира, имитирующего буксовые узлы, и через технологические окна, расположенные над соответствующими опорными поверхностями буксовых узлов. Опоры

выполнены П-образными, что обеспечивает возможность проводить эксперимент как для типовой конструкции боковой рамы, так и модернизированной, т. е. оборудованной техническими средствами в виде подбуксовых скоб. Платформа имеет возможность перемещаться в одно из двух положений по рельсовым направляющим. Первое положение платформы предназначено для фиксации конструкции боковой рамы в опорах платформы. Второе – для проведения эксперимента. Экспериментальный стенд позволяет создавать усилия в соответствии с расчетными схемами, предусмотренными «Нормами для расчета ...». Для чего боковые цилиндры, предназначенные для создания и приложения боковых усилий, выполнены съемными.

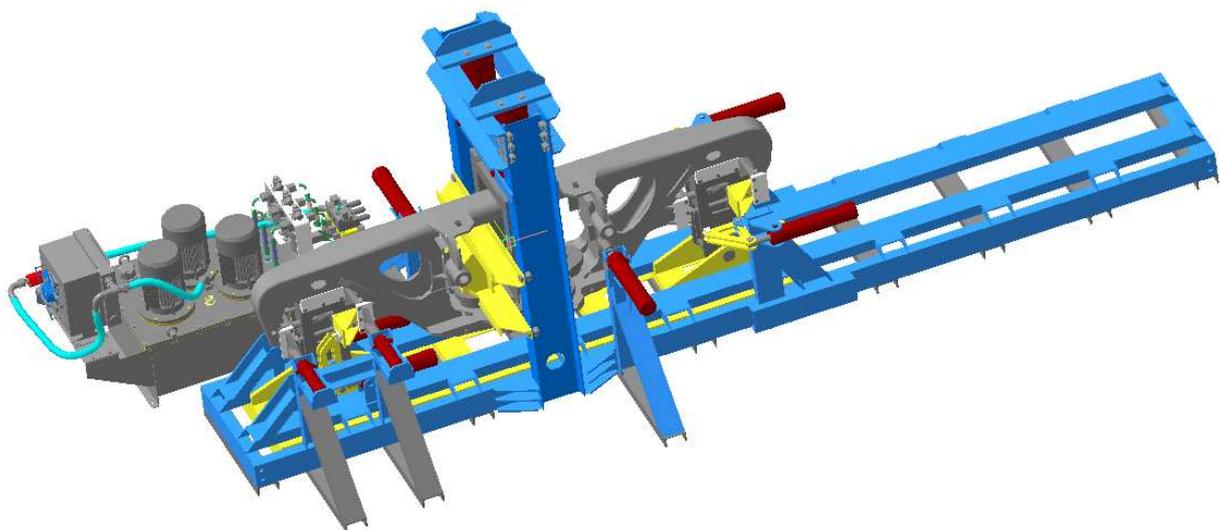


Рисунок 63 – Экспериментальный стенд

Тензометрический преобразователь (рисунок 64) предназначен для измерения в широком динамическом диапазоне низкочастотных сигналов низкого уровня, снимаемых непосредственно с тензорезисторов [129, 130].

Средства измерения, применяемые при экспериментальной проверке, обеспечивали характеристики в соответствии с требованиями ГОСТ 33788-2016.

Основу разработанного тензометрического преобразователя составляет прецизионный многоканальный аналого-цифровой преобразователь с встроенным микроконтроллером фирмы Analog Devices. Структурная схема микроконтроллера приведена на рисунке 65 [29, 131].



Рисунок 64 – Тензометрический преобразователь

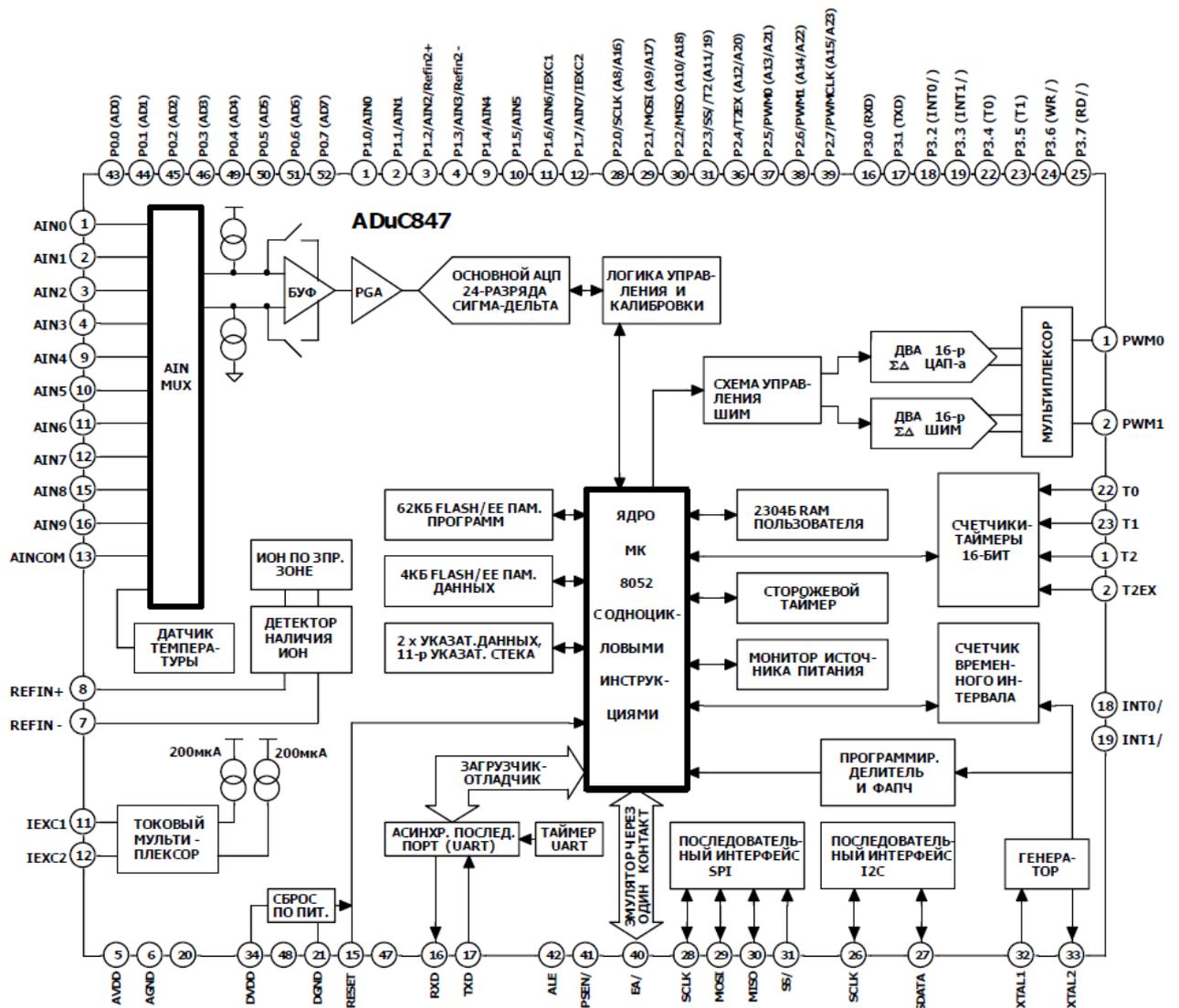


Рисунок 65 – Структурная схема микроконтроллера ADuC847

ADuC847 является функционально законченным контроллером для датчиков, содержащем сигма-дельта АЦП высокого разрешения, входной мультиплексор с гибкой перепрограммируемой структурой на 10/8 каналов (в зависимости от количества выводов в примененном корпусе), датчик температуры и усилитель с программируемым коэффициентом передачи (PGA), быстрый 8-ми разрядный микроконтроллер и встроенную Flash/ЕЕ память программ и данных.

АЦП с встроенным фильтром и программируемым выходным потоком данных обеспечивает измерение в широком динамическом диапазоне низкочастотных сигналов низкого уровня, снимаемых непосредственно с тензорезисторов [129, 132].

Микропроцессорное ядро тактируется частотой до 12,58 МГц с выхода программно-управляемого делителя встроенной системы ФАПЧ, работающей от кварцевого резонатора 32 768 Гц, Микропроцессорное ядро программно совместимо с микроконтроллером Intel 8051, отличаясь от последнего увеличенной в 12 раз производительностью за счет реализации одноциклового ядра.

Устройство содержит 62 КБ внутренней неразрушаемой Flash/ЕЕ памяти программ, 4 КБ внутренней неразрушаемой Flash/ЕЕ памяти данных и 2 304 Б внутренней памяти данных с произвольным доступом (RAM), что позволяет обеспечить выполнение достаточно сложных алгоритмов обработки тензосигналов и реализацию беспроводных интерфейсов при работе в составе информационно-измерительной системы. Интегрированный загрузчик позволяет производить загрузку программ в устройство через последовательный порт (UART) в сочетании с возможностью отладки прикладных программ системы через единственный внешний вход EA.

Аналоговые входы ADuC847 можно конфигурировать как четыре/пять полных дифференциальных канала или восемь/десять псевдо-дифференциальных канала с одним общим входом AINCOM. Это делает возможным организацию логометрической измерительной структуры [133] с четырехпроводным или шестипроводным подключением тензорезистора. Четырехпроводная схема подключения удобна в использовании, когда отсутствует необходимость изменения длин кабелей тензорезистора, а также когда не нужна температурная компенсация

изменения сопротивления питающего кабеля, вызванного изменением температуры окружающей среды.

Весьма высокими метрологическими характеристиками обладает 6-ти проводная схема подключения, полностью компенсирующая влияние изменения сопротивления кабеля питания на функцию преобразования под воздействием изменения параметров окружающей среды [134].

На входе АЦП можно программным способом разрешить буферизацию, а также выбрать один из восьми масштабирующих коэффициентов передачи в диапазоне входных сигналов от ± 20 мВ до $\pm 2,56$ В. Буферизация по входу предполагает возможность работы с высокоимпедансными источниками сигналов без промежуточного нормирования непосредственного подключения к датчикам.

Для осуществления работы без пропуска кодов на 24-х разрядах (частота преобразования 20 Гц, стабилизирующий прерыватель включен) АЦП построен в виде сигма-дельта преобразователя. Сигма-дельта модулятор такого АЦП преобразует выборку входного напряжения в последовательность выходных импульсов, в скважности которой заключена цифровая информация о входном аналоговом напряжении. Для получения требуемой программируемой частоты преобразования на выходе и выполнения низкочастотной фильтрации на выход модулятора устанавливается программируемый НЧ фильтр с переходной характеристикой вида (Sinc3). Аналоговая часть АЦП имеет два режима работы: с разрешенным и запрещенным стабилизирующим прерывателем (CHOPPER).

Источник опорного напряжения [135], входящий в состав ADuC847, не обладает приемлемыми метрологическими характеристиками, в силу чего целесообразно применение отдельного источника опорного напряжения, дополненного мостом из четырех аналоговых ключей, обеспечивающих смену знака питающего терморезистора тока для компенсации паразитных термоэдс в соответствии с принятым алгоритмом преобразования [136].

Экранирование измерительных проводов в соответствии с рекомендациями [137] не выявило существенного повышения точности преобразования. Для организации беспроводного интерфейса применен однокристалльный модуль

приемопередатчика nRF24L01 фирмы Nordic Semiconductor [138], работающий в диапазоне частот 2,4 ГГц и подключенный к ADuC847 через аппаратный интерфейс SPI. Дальность передачи измерительной информации между однотипными модулями составила более 25 м при использовании «печатных» антенн, рекомендованных в технической документации на модули.

В качестве элемента питания применен литий-железо-фосфатный аккумулятор. Экспериментальные исследования изготовленного макетного образца преобразователя подтвердили корректность теоретических предпосылок и показали пригодность разработанного устройства для измерения нагрузок в процессе испытаний боковых рам тележек грузовых вагонов.

Целью подготовки поверхностей для приклеивания является достижение химически чистой поверхности, соответствующей требованиям по установке тензорезистора: шероховатость поверхности; показатель рН (по возможности должен быть приближен к 7); разметка, обеспечивающая соответствующее размещение и выравнивание тензорезистора. Подготовка поверхностей к приклеиванию тензорезисторов состоит из пяти основных этапов:

- обезжиривание растворителями;
- шерохование / зачистка наждаком;
- маркировка мест установки тензорезисторов;
- кондиционирование поверхности, требующей установки тензорезисторов;
- нейтрализация поверхности, требующей установки тензорезисторов.

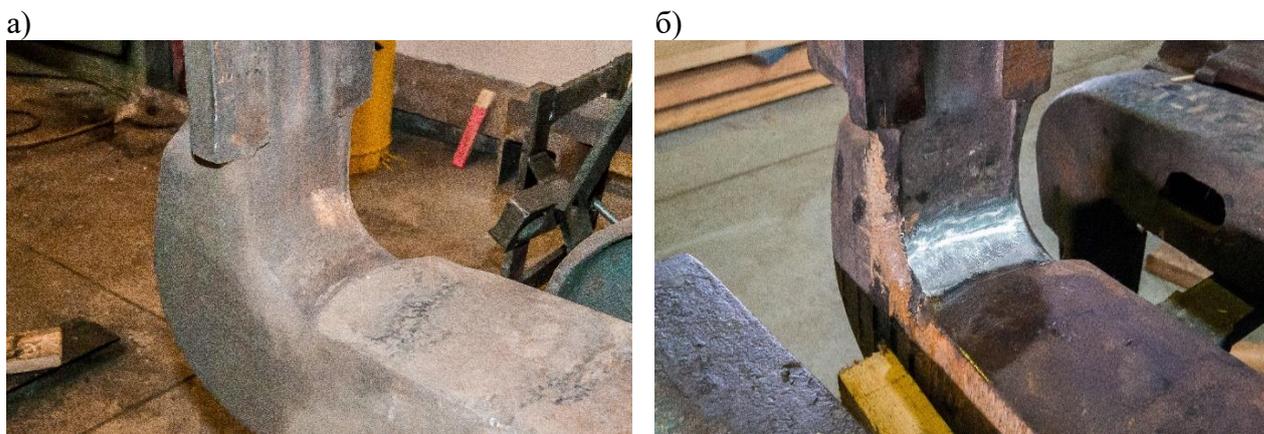
Обезжиривание растворителями выполняется для того, чтобы удалить масла, жиры, органические примеси и растворимые химические остатки с поверхности металла боковой рамы. Обезжиривание всегда выполняется первым этапом при подготовке поверхности к приклеиванию тензорезисторов. Это позволяет избежать попадания названных загрязнений в слой поверхности при чистке наждаком / придании шероховатости. Обезжиривание поверхности осуществлялось путем вытирания поверхности металла боковой рамы изопропиловым спиртом.

Шерохование / зачистка наждаком выполняется для того, чтобы удалить с поверхности металла боковой рамы свободные частицы, оксидную пленку, гальванически полученные слои, краску, чешуйчатые поверхности и т. п. Зачистка поверхности металла боковой рамы по причине большой шероховатости осуществлялась в два этапа:

– предварительная обработка поверхности – выполнялась шлифовальной машиной;

– окончательная обработка поверхности – выполнялась наждачной бумагой Р40, Р60, Р80.

При зачистке поверхности визуально контролировалось сохранение формы обрабатываемых элементов боковой рамы, так как изменение формы приводит к деформации поля измерения. Поверхности внутреннего угла буксового проема боковой рамы до и после зачистки показаны на рисунке 66.



а – до зачистки; б – после зачистки

Рисунок 66 – Поверхность внутреннего угла буксового проема боковой рамы до и после зачистки

Маркировка мест установки тензорезисторов выполняется для определения точного расположения и выравнивания тензорезистора на поверхности металла боковой рамы. Маркировка каждого места установки тензорезисторов представляет собой точку, полученную пересечением двух ортогональных линий. Маркировка мест установки осуществлялась карандашом 4Н, позволяющим создать видимую линию с оптическим эффектом. Все следы материала

графита были тщательно удалены при помощи кондиционирования поверхности. Маркировка мест наносилась таким образом, чтобы тензорезисторы были наклеены по направлению действия главных напряжений. Направление действия главных напряжений определялось по результатам теоретических исследований.

После нанесения маркировочных линий на поверхность наносится кондиционер А, и вся установочная поверхность протирается при помощи ватных палочек. Эту процедуру повторялась до тех пор, пока ватные палочки не перестанут окрашиваться. Поверхность во время всего процесса постоянно поддерживалась влажной, для чего по необходимости добавлялся кондиционер. По окончании очистки поверхность протиралась насухо марлевым тампоном плавным движением в одном направлении. Затем процесс протирания повторяли, используя чистый тампон, но на этот раз движением в направлении противоположном первому. Протирание всегда выполнялось с уже очищенной поверхности, чтобы исключить занесение грязи извне. Постоянная смена тампона связана с исключением опасности повторного загрязнения уже очищенной поверхности.

Последний этап по подготовке поверхности выполняется с целью получения оптимальной щелочности с показателем рН от 7,0 до 7,5, являющемся наиболее подходящим для приклеивания тензорезисторов. Для этого на ранее обработанную кондиционером А поверхность наносилось нейтрализующее вещество Нейтрализатор 5А в большом количестве и растиралось при помощи ватной палочки. Затем поверхность протиралось насухо, при этом действовали также, как при протирании после кондиционирования.

Приклеивание тензорезистора является одним из важных шагов всего процесса, от корректности выполнения которого зависит точность измерений. Приклеивание тензорезисторов проводилось к подготовленным поверхностям при температуре 23 °С и относительной влажности воздуха в 45 %. Инструменты (пинцет, нож, щетку и т. д.), используемые для приклеивания, были предварительно очищены ацетоном. Приклеивание тензорезисторов состоит из пяти основных этапов: очистка тензорезисторов; нанесение клея; наклейка тензорезистора; проверка качества наклейки; влагозащита.

Очистка тензорезисторов выполнялась протиранием обеих сторон центрированным спиртом. По окончании протирания тензорезисторы укладывались на тефлоновую пленку стороной наклейки вверх для лучшего высыхания.

Для наклейки тензорезисторов применялся клей на основе цианакрилата. Клей наносился на подготовленную поверхность в место установки таким образом, чтобы площадь нанесения клея была в 1,5 раза больше площади тензорезистора, а толщина клеевого слоя находилась в пределах $0,01 \div 0,03$ мм.

После схватывания нанесенного клеевого слоя тензорезистор размещался с помощью пинцета в месте установки таким образом, чтобы ориентиры тензорезистора совмещались с крестовой разметкой: одна линия проходила в направлении измерительного удлинения, а другая поперечно к ней. Далее тензорезистор накрывали тефлоновой пленкой и прижимали, после чего пальцами выдавливали пузырьки воздуха и излишки клея по направлению оси тензорезистора. Затем убирали пленку, начиная убирать её с конца тензорезистора без выводов, и регулировали положение тензорезистора. Направление снятия пленки было параллельно поверхности соединения, для того чтобы не допустить приподнимания и сдвигания наклеенного тензорезистора. После наклейки тензорезисторы и отверждения клея выполнялся контроль тензорезисторов на предмет повреждений подложки, деформации решетки, разрывов и замыканий решетки, корректности соединения, наличия воздушных пузырьков и т. д. При выявлении указанных недостатков в результате приклеивания их устраняли.

Проверка качества наклейки осуществлялась контролем следующих факторов: изменение сопротивления тензорезистора после наклейки; сопротивление изоляции; любые остаточные воздушные пузыри в подложке; корректность положения тензорезистора; на наличие замыканий и деформаций решетки.

Влагозащита выполняется в целях обеспечения тензорезисторов надлежащей защитой от негативных воздействий окружающей среды. Открытые участки тензорезисторов покрывались защитным клеевым слоем, а после высыхания наносился силиконовый герметик.

4.2 Верификация разработанной методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы

Верификация разработанной методики расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы выполнялась после выполнения подготовительных работ, описанных в п. 4.1. Максимальные величины усилий принимались на основе данных, полученных расчетным путем и указанных в таблице 5. Во время верификации производилось нагружение боковой рамы с усилием, возрастающим от 0 до максимального значения и убывающим от максимального значения до 0. Величина усилия определялась пересчетом, снимая показания манометра гидросистемы стенда нагружения. Шаг изменения давления в гидросистеме стенда нагружения принимался равным изменению величины создаваемого усилия на 10 %, что равно 20 бар. На каждом шаге нагружения конструкции боковой рамы снимались показания с тензорезисторов. Указанная последовательность нагружения с измерениями повторялась 3 раза. В течение всей экспериментальной проверки визуально контролировалось отсутствие остаточных деформаций и повреждений несущей конструкции боковой рамы. Все описанные операции были выполнены для каждой боковой рамы.

Перед выполнением обработки экспериментальных данных были выполнены дополнительные теоретические расчеты с применением разработанной расчетной модели, включающие определение напряжений и деформаций в зонах конструкции боковой рамы, предназначенных для наклейки тензорезисторов, для каждого шага нагружения. При проведении верификации для каждого шага нагружения конструкции боковой рамы находилось среднее значение измерений сопротивлений для соответствующего тензорезистора в результате 3-х выполненных циклов и записывались в таблицу.

Сопротивление тензорезистора R зависит от длины тензорезистора, его площади и удельного электрического сопротивления и определяется по формуле

$$R = \rho \frac{l}{S}, \quad (72)$$

где ρ – удельное электрическое сопротивление, Ом·м;

l – длина тензорезистора, м;

S – площадь поперечного сечения тензорезистора, м².

Учитывая, что деформации в зонах конструкции боковой рамы, предназначенных для наклейки тензорезисторов малы, то площадь поперечного сечения тензорезистора S и удельное электрическое сопротивление ρ на каждом шаге нагружения конструкции боковой рамы можно принять постоянной и независимой от величины нагружения. Таким образом, длина тензорезистора на шаге n приложения усилия определяется по следующей формуле

$$l_n = l_0 \frac{R_n}{R_0}, \quad (73)$$

где R_0 – сопротивление тензорезистора при установке боковой рамы на стенд без приложения нагрузений, Ом;

R_n – сопротивление тензорезистора на шаге n приложения усилия, Ом;

l_0 – длина тензорезистора при нагрузке на стенд без приложения нагрузений, м;

l_n – длина тензорезистора на шаге n приложения усилия, м.

Относительная деформация материала на поверхности конструкции боковой рамы, равна относительному удлинению тензорезистора, наклеенного на соответствующей поверхности, т. е.

$$\varepsilon = \frac{l_n - l_0}{l_0}. \quad (74)$$

Подставляя формулу (73) в формулу (74) получаем

$$\varepsilon = \frac{R_n}{R_0} - 1. \quad (75)$$

Согласно закону Гука, относительная деформация ε , возникающая в упругом теле, пропорциональна напряжению σ , т. е.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E, \quad (76)$$

где E – модуль Юнга или модуль упругости, Па;

σ – напряжения, Па.

Тогда подставляя формулу (75) в формулу (76) получим выражение, предназначенное для определения значений напряжений при экспериментальной проверке

$$\sigma = \left(\frac{R_n}{R_0} - 1 \right) \cdot E. \quad (77)$$

Значения погрешностей, полученные верификации разработанной методики расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы для значений усилий сопоставимых для максимально нагруженного буксового проема I расчетному режиму «Норм для расчета ...», приведены в таблице 15. Номера тензореститоров, указанные в таблице 15, приняты в соответствии с рисунком 62. Сопоставимые значения погрешностей получены для другого буксового проема по I расчетному режиму «Норм для расчета ...», для первого и второго буксовых проемов по III расчетному режиму «Норм для расчета ...».

Таблица 15 – Значения погрешностей, полученных для максимально нагруженного буксового проема I расчетному режиму при верификации разработанной методики расчетной оценки

Расчетный режим	Номер буксового проема	Значения погрешностей для номера тензореститора, %					
		1	2	3	4	5	6
I	Первый	3,42	3,38	1,10	3,70	1,03	1,35
-«-	Второй	3,08	3,55	2,08	2,65	1,88	2,94
III	Первый	3,87	2,72	2,53	1,99	2,14	1,00
-«-	Второй	3,46	3,35	2,14	3,39	3,07	1,13

Сравнение значений погрешностей, полученных при верификации разработанной методики расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы для усилий по I и III расчетным режимам по «Нормам для расчета...», показывает, что теоретические и экспериментальные значения главных напряжений сопоставимы друг с другом. Максимальное отклонение между теоретическими и экспериментальными значениями напряжений не превышает 3,87 %. На основании полученного значения относительной погрешности сделаны выводы о корректности

разработанной методики расчетной оценки НДС, о возможности её дальнейшего применения при разработке конструкции боковых рам.

4.3 Верификация разработанной конструкции боковой рамы

Верификация разработанной конструкции боковой рамы проводилась для подтверждения корректности результатов расчетов напряжений модернизированной конструкции боковой рамы, полученных с применением разработанной методики расчетной оценки НДС. Методика и оборудование, применяемые для проведения верификации, соответствуют описанным в п.4.1.

Перед проведением верификации в конструкциях боковых рам были выполнены необходимые отверстия, предназначенные для крепления подбуксовых скоб.

Сверление отверстий в боковой раме выполнялось по разработанной на предприятии методике, включающей следующие этапы: подготовка поверхности боковой рамы для разметки; установка боковой рамы на сверлильный станок; закрепление боковой рамы на станке; сверление отверстий; рассверливание отверстий для болтовых соединений (рисунок 67). Диаметр первого сверла был выбран равным примерно длине поперечной режущей кромки второго сверла. Это позволяет значительно уменьшить силу резания при обработке сверлом большего диаметра. Сверление отверстий выполнялось с применением смазочно-охлаждающей жидкости, обеспечивающей предохранение режущего инструмента от преждевременного износа и увеличения режимов резания. В целях снижения трудозатрат, увеличения производительности предприятия, осуществляющего массовую модернизацию конструкции боковых рам, возможно разработать и изготовить специальные шаблоны и приспособления, облегчающие разметку поверхности и сверление отверстий.

Места приклеивания и номера тензорезисторов для модернизированной конструкции боковой рамы и технических средств приведены на рисунке 68.

Результаты верификации, полученные для максимально нагруженного буксового проема по I расчетному режиму «Норм для расчета ...», приведены в таблице 16. Аналогичные значения погрешностей получены для второго буксового проема по I расчетному режиму «Норм для расчета ...», для первого и второго буксовых проемов по III расчетному режиму «Норм для расчета ...».

а)

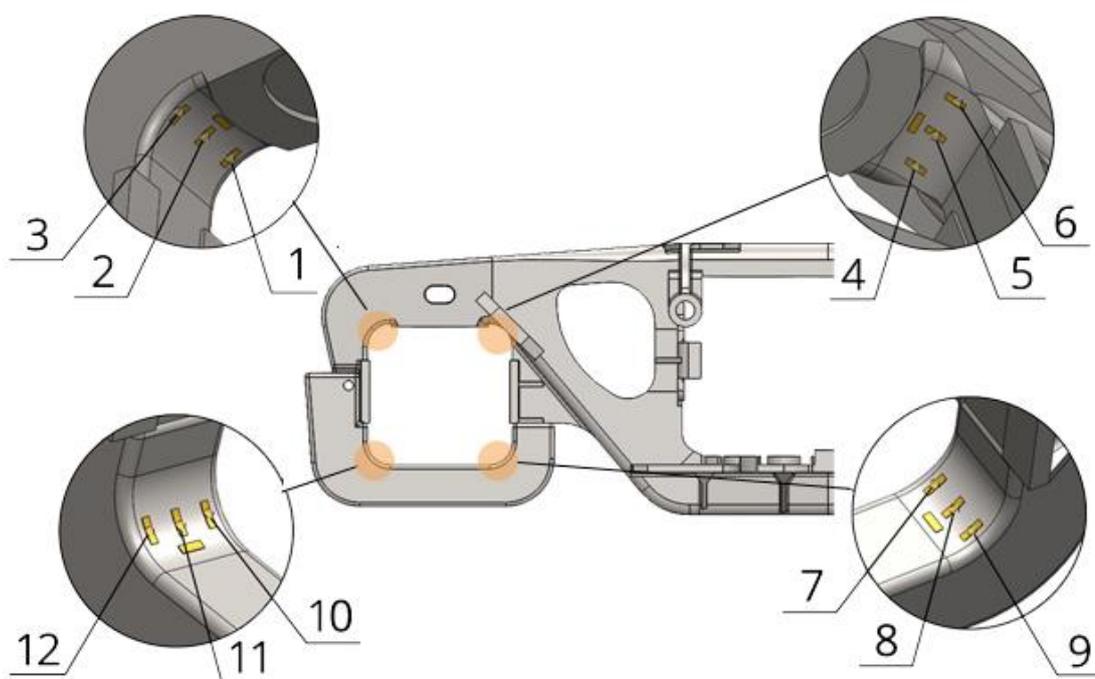


б)



а – сверление отверстия; б – отверстие в боковой раме

Рисунок 67 – Подготовка мест для крепления технического средства к конструкции боковой рамы



1 – 12 – номера тензорезисторов

Рисунок 68 – Схема приклеивания тензорезисторов к поверхностям модернизированной конструкции боковой рамы (половины)

Таблица 16 – Значения погрешностей, полученных для максимально нагруженного буксового проема I расчетному режиму при верификации разработанной конструкции боковой рамы

Расчетный режим	Номер буксового проема	Значения погрешностей для номера тензорезисторов, %											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
I	Первый	3,89	1,73	2,36	2,65	1,38	2,21	2,61	2,95	2,58	2,20	3,34	2,82
-«-	Второй	1,69	2,89	1,74	2,56	1,90	1,39	2,51	3,27	3,31	3,68	3,50	2,87
III	Первый	3,12	3,11	3,41	2,50	1,02	3,17	3,53	2,97	2,62	3,12	2,88	2,54
-«-	Второй	1,96	1,54	1,42	1,14	3,90	3,47	3,74	3,38	2,67	3,54	3,94	2,82

Сравнение значений погрешностей, полученных при верификации разработанной конструкции боковой рамы для усилий по I и III расчетным режимам по «Нормам для расчета ...», показывает, что теоретические и экспериментальные значения главных напряжений сопоставимы друг с другом. Максимальное отклонение между теоретическими и экспериментальными значениями напряжений не превышает 3,89 %. На основании полученного значения относительной погрешности сделан вывод о корректности разработанного технического средства.

По завершению верификации были проведены визуальный осмотр, геометрический обмер, неразрушающий контроль конструкций боковых рам, элементов технического средства, показавшие отсутствие деформаций и разрушений.

Выводы по главе 4

1. Разработан экспериментальный стенд нагружения боковой рамы, снабженный тензометрическим оборудованием с применением прецизионных измерительных аналого-цифровых преобразователей ISL26132 фирмы Intersil Americas Inc, предназначенный для верификации по расчетным схемам, предусмотренным требованиями «Норм для расчета ...» разработанной методики расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы, верификации разработанной конструкции боковой рамы.

2. Подтверждена корректность разработанной методики расчетной оценки НДС конструкции боковой рамы. Максимальное отклонение между теоретическими и экспериментальными значениями главных напряжений не превышает 3,87 %.

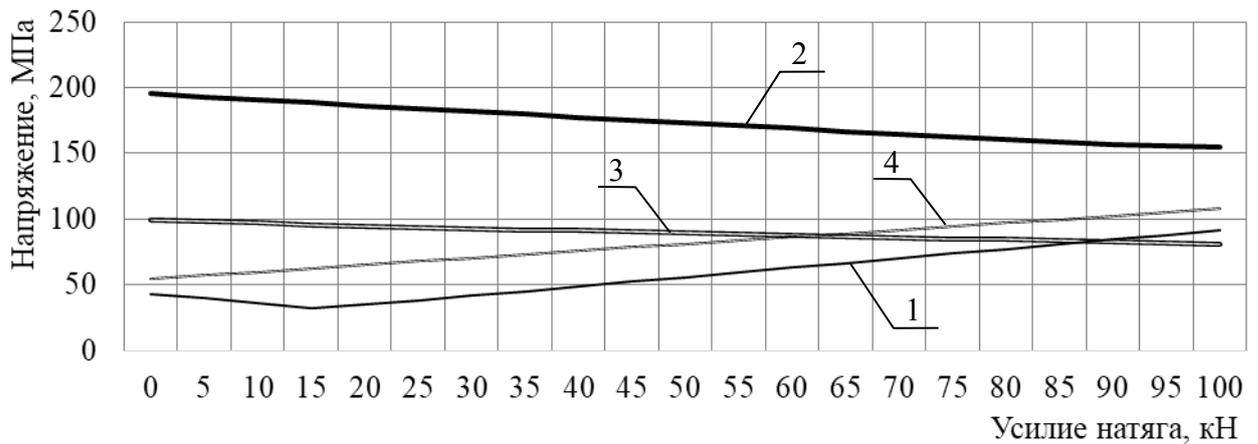
3. Подтверждена корректность предложенной конструкции боковой рамы, обладающей улучшенными эксплуатационными свойствами. Максимальное отклонение между теоретическими и экспериментальными значениями не превышает 3,89 %.

5 ИССЛЕДОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ НАТЯГА БУКСОВОГО ПРОЕМА, СОЗДАВАЕМОГО РАЗРАБОТАННЫМ ТЕХНИЧЕСКИМ СРЕДСТВОМ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ КОНСТРУКЦИИ БУКСОВОГО ПРОЕМА БОКОВОЙ РАМЫ

По результатам теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы, верификации исследований сделано предположение о существовании зависимости между натяжением конструкции буксового проема боковой рамы, создаваемым техническим средством, и напряжением элементов конструкции. Это, в свою очередь, требует исследования рационального значения натяга буксового проема, позволяющего дополнительно перераспределять напряжения в углах буксовых проемов и увеличивать срок службы буксового проема модернизированной конструкции боковой рамы [139].

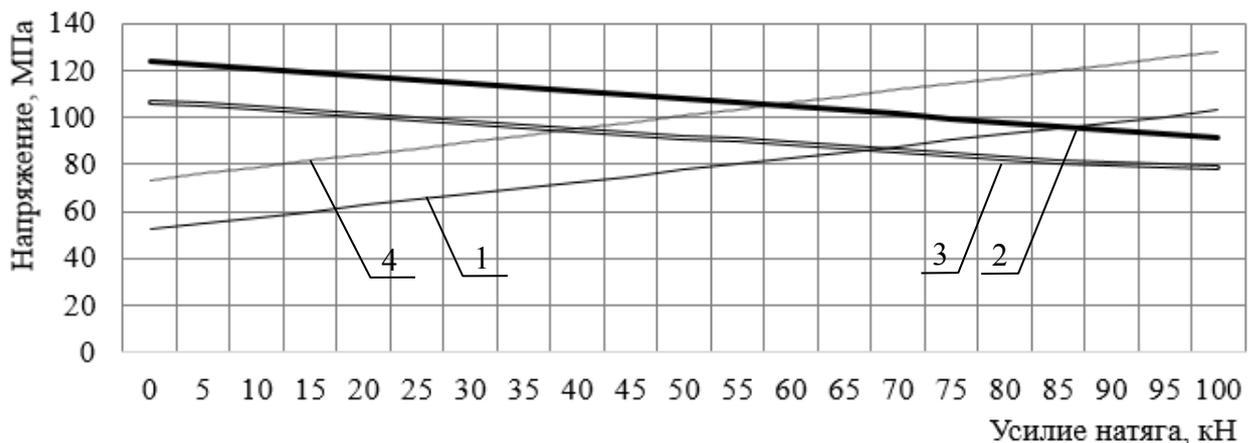
Теоретические исследования НДС конструкции боковой рамы, выполненные для каждого расчетного режима по «Нормам для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014 с учетом натяжений буксового проема, создаваемых приложением усилий от 0 до 100 кН с шагом 5 кН, подтвердили сделанные предположения и показали, что для каждого угла буксового проема в каждом расчетном режиме существует собственная отдельная зависимость напряжений от усилия натяга. В общем случае для четырех углов буксовых проемов конструкции боковой рамы можно получить 36 независимых друг от друга значений усилия натяга: по одному значению для каждого угла в каждом расчетном режиме, предусмотренным «Нормами для расчета ...» (рисунок 69 и 70) и ГОСТ 33211-2014 (рисунок 71 – 74), одно значение – для неподвижного груженого вагона (рисунок 75). Так как места приложения нагрузок по расчетным схемам, установленных «Нормами для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014, зависят от направления движения и ускорения грузового вагона, то в каждом расчетном режиме может быть только одно рациональное значение натяга буксового проема. Таким образом, число возмож-

ных рациональных значений натяга сокращается до девяти. Из которых необходимо определить два значения: одно для соответствия требованиям «Норм для расчета ...», второе – для ГОСТ 33211-2014. При выборе рационального значения натяга обязательным условием проверялось следующее: срок службы элементов конструкции боковой рамы с натяжением буксового узла должен быть не меньше срока службы соответствующих элементов конструкции боковой рамы без натяжения буксового узла.



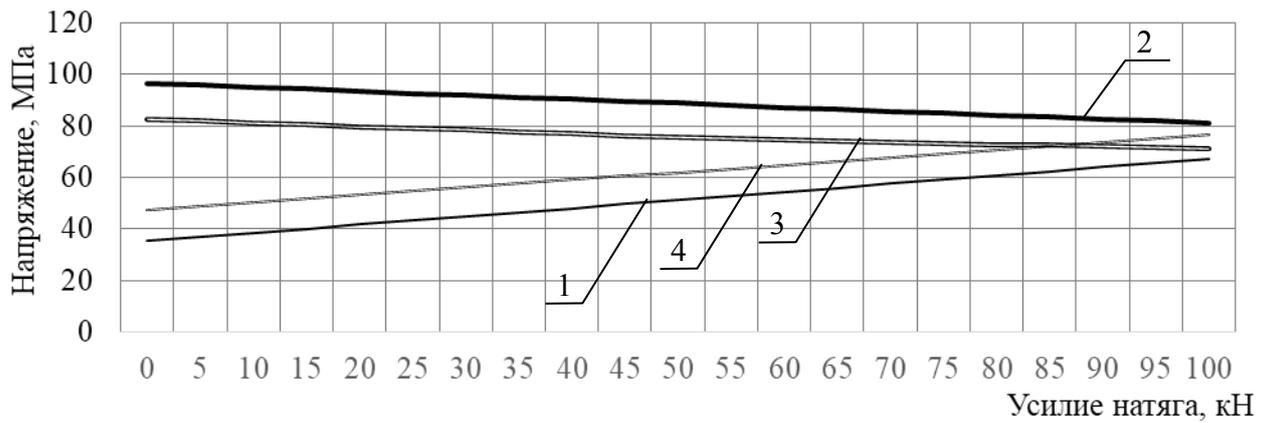
1 – наружный угол первого буксового проема; 2 – внутренний угол первого буксового проема; 3 – внутренний угол второго буксового проема; 4 – наружный угол второго буксового проема

Рисунок 69 – Зависимости напряжений от усилия натяга при расчетах по I расчетному режиму «Норм для расчета ...»



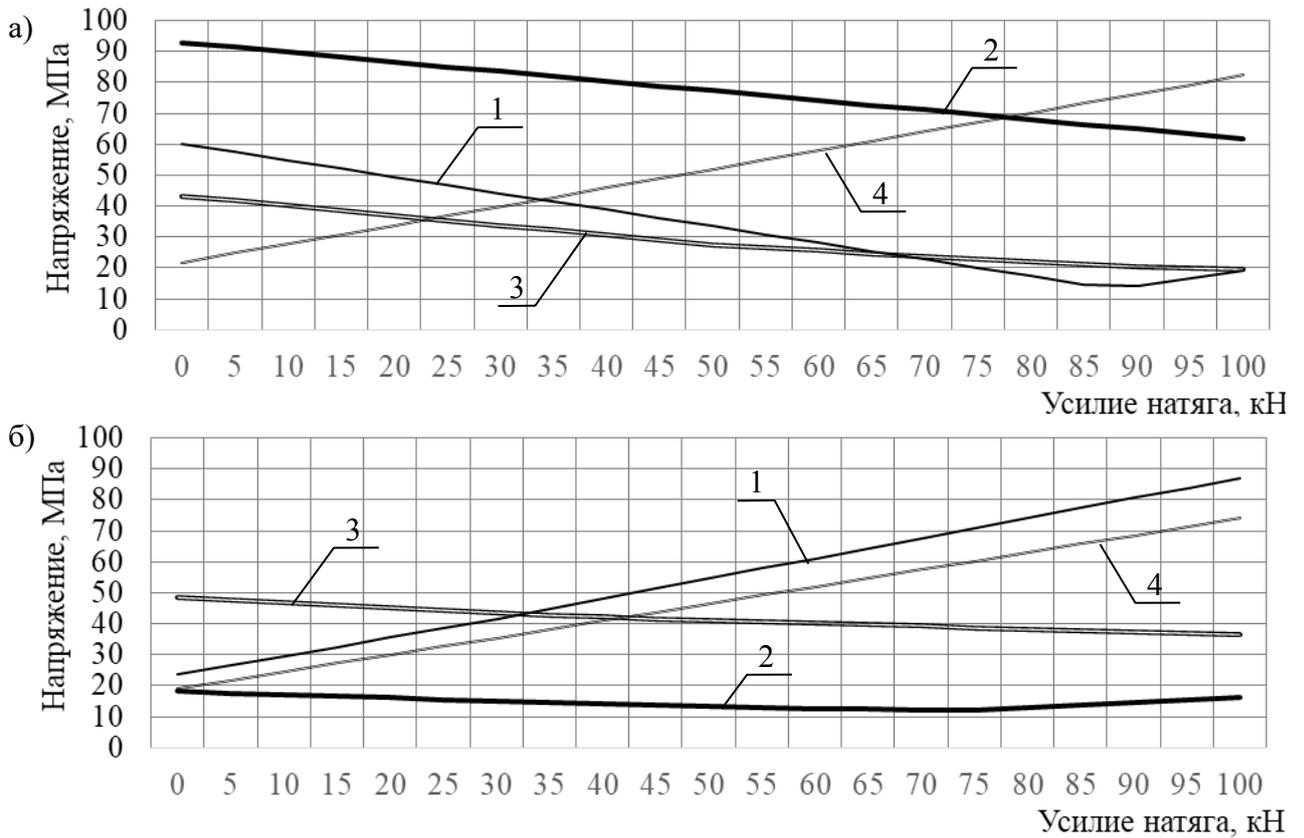
1 – наружный угол первого буксового проема; 2 – внутренний угол первого буксового проема; 3 – внутренний угол второго буксового проема; 4 – наружный угол второго буксового проема

Рисунок 70 – Зависимости напряжений от усилия натяга при расчетах по III расчетному режиму «Норм для расчета ...»



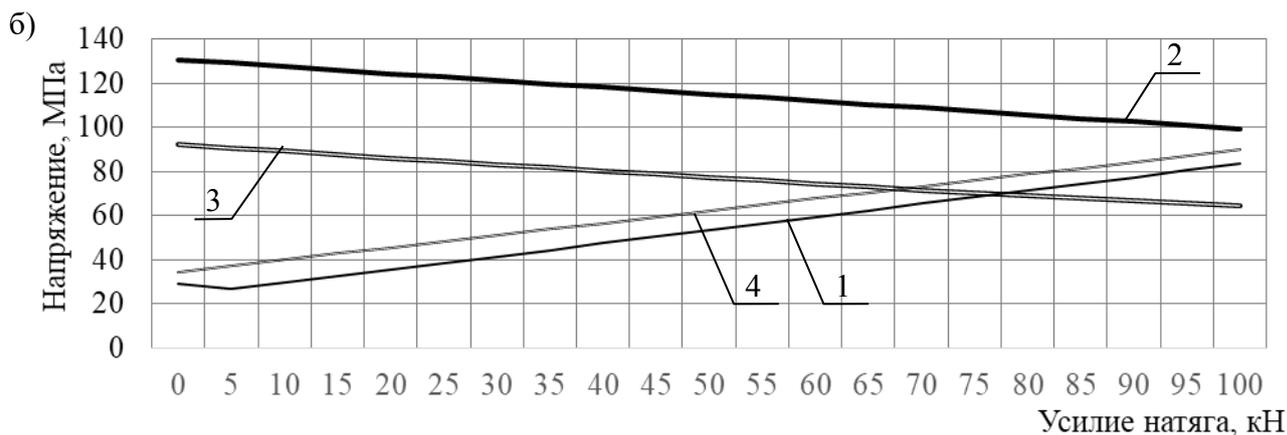
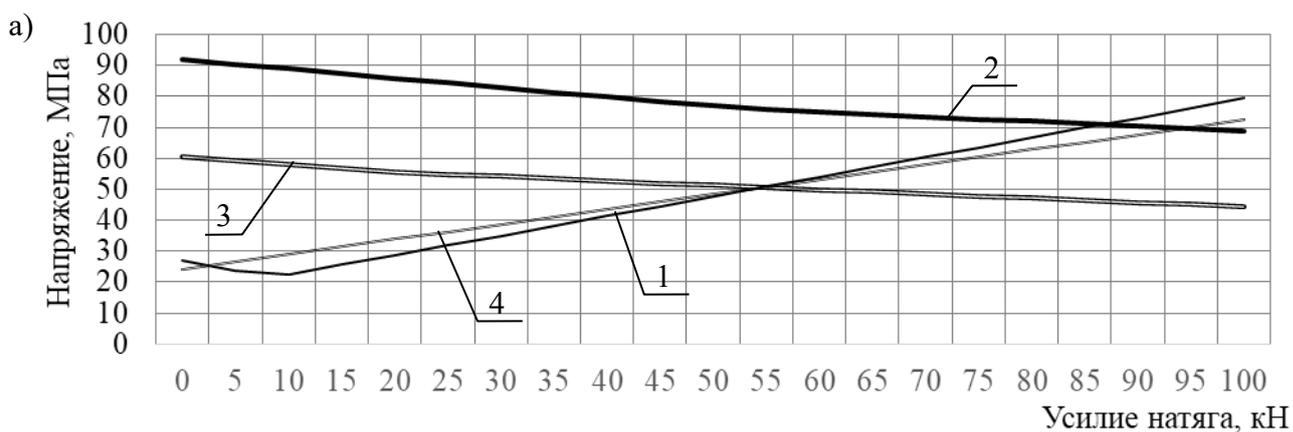
1 – наружный угол первого буксового проема; 2 – внутренний угол первого буксового проема; 3 – внутренний угол второго буксового проема; 4 – наружный угол второго буксового проема

Рисунок 71 – Зависимости напряжений от усилия натяга при расчетах по расчетному режиму I а требований ГОСТ 33211-2014



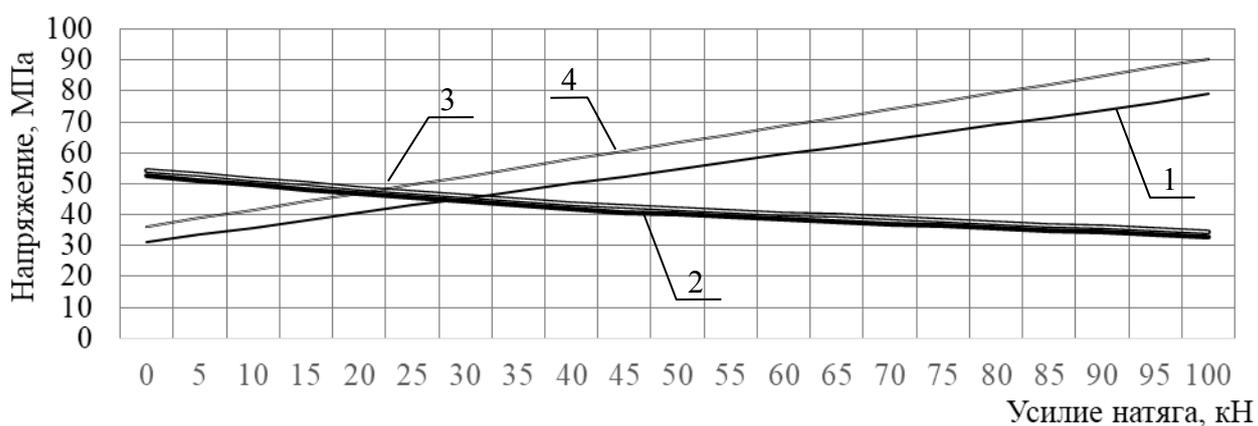
а – зависимости для варианта 1 расчетного режима I б; б – зависимости для варианта 2 расчетного режима I б; 1 – наружный угол первого буксового проема; 2 – внутренний угол первого буксового проема; 3 – внутренний угол второго буксового проема; 4 – наружный угол второго буксового проема

Рисунок 72 – Зависимости напряжений от усилия натяга при расчетах по расчетному режиму I б требований ГОСТ 33211-2014



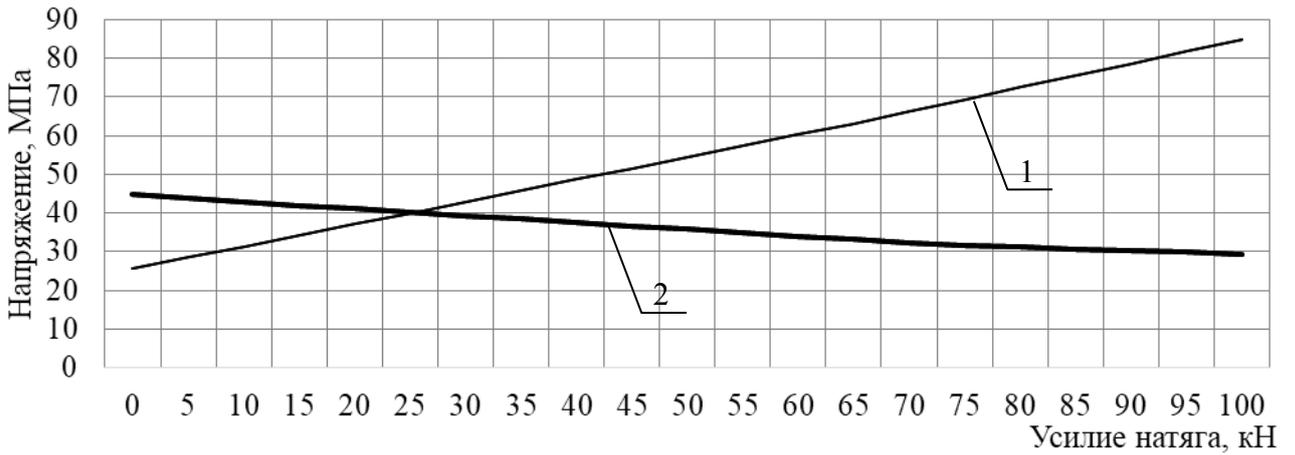
а – зависимости для варианта 1 расчетного режима I в; б – зависимости для варианта 2 расчетного режима I в; 1 – наружный угол первого буксового проема; 2 – внутренний угол первого буксового проема; 3 – внутренний угол второго буксового проема; 4 – наружный угол второго буксового проема

Рисунок 73 – Зависимости напряжений от усилия натяга при расчетах по расчетному режиму I в требований ГОСТ 33211-2014



1 – наружный угол первого буксового проема; 2 – внутренний угол первого буксового проема; 3 – внутренний угол второго буксового проема; 4 – наружный угол второго буксового проема

Рисунок 74 – Зависимости напряжений от усилия натяга при расчетах по расчетному режиму III требований ГОСТ 33211-2014



1 – наружный угол буксового проема; 2 – внутренний угол буксового проема;

Рисунок 75 – Зависимости напряжений в углах буксовых проемов конструкции боковой рамы от усилия натяга для груженного вагона при $V = 0$ м/с

Рациональное значение натяга определено на основе обработки полученных теоретических зависимостей напряжения от усилия натяжений для каждого расчетного режима с использованием весовых коэффициентов по следующему выражению:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_1^0 \cdot \alpha_1 + \sigma_2^0 \cdot \alpha_2 + \sigma_3^0 \cdot \alpha_3 + \sigma_4^0 \cdot \alpha_4 \\ \dots \\ \sigma_1^i \cdot \alpha_1 + \sigma_2^i \cdot \alpha_2 + \sigma_3^i \cdot \alpha_3 + \sigma_4^i \cdot \alpha_4 \\ \sigma_1^i, \sigma_2^i, \sigma_3^i, \sigma_4^i \leq [\sigma]_j \end{array} \right\} \rightarrow \min, \quad (78)$$

где $\sigma_1^i, \sigma_2^i, \sigma_3^i, \sigma_4^i$ – максимальные значения напряжений соответственно в наружном углу первого буксового проема, внутреннем углу первого буксового проема, внутреннем углу второго буксового проема, наружном углу второго буксового проема при i -м расчетном режиме для усилия натяжения N ;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ – коэффициенты веса напряжения элемента буксового проема в общем сроке службы конструкции боковой рамы;

$[\sigma]_j$ – допускаемые напряжения для соответствующего расчетного режима по требованиям «Норм для расчета ...» и ГОСТ 33211-2014.

При этом следует учитывать, что существуют минимальные значения $\sigma_1^i, \sigma_2^i, \sigma_3^i, \sigma_4^i$, которые не оказывают влияния на снижения срок службы конструкции боковой рамы.

Учитывая, что срок службы конструкции боковой рамы по каждому расчетному режиму в равной мере зависит от срока службы каждого входящего в её конструкцию элемента, а первостепенной задачей является поиск рационального значения натяга, влияющего на четыре угла буксового проема, то весовые коэффициенты $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ для каждого угла равны между собой и составляют 0,25.

На основе выражения (78) для расчетных режимов по требованиям «Норм для расчета ...» определено рациональное значение силы, создающей натяжение в буксовом проеме конструкции боковой рамы, равное 2,77 кН, позволяющей перераспределить напряжения в углах буксовых проемов и увеличить срок службы конструкции боковой рамы (таблицы 17 и 18 соответственно).

Таблица 17 – Максимальные значения напряжений в элементах конструкции боковой рамы при расчетах в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...»

Элементы конструкции боковой рамы	Напряжение, МПа		
	Стандартная конструкция боковой рамы	Модернизированная конструкция боковой рамы	
		без натяга	с натягом
I расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	173,00	43,25	41,27
Внутренний угол первого буксового проема	251,10	195,14	193,93
Внутренний угол второго буксового проема	121,20	99,74	98,98
Наружный угол второго буксового проема	14,64	54,54	56,01
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	71,29	52,42	53,82
Внутренний угол первого буксового проема	159,70	123,80	122,91
Внутренний угол второго буксового проема	113,10	106,80	105,97
Наружный угол второго буксового проема	51,61	73,39	74,90

Сила 2,77 кН, создающая натяг 0,036 мм, позволяет увеличить на 10,54 % срок службы модернизированной конструкции боковой рамы по сравнению с типовой конструкцией боковой рамы при расчетных схемах по требованиям «Норм для расчета ...».

Таблица 18 – Минимальные значения сроков служб в элементах конструкции боковой рамы при расчетах в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...»

Элементы конструкции боковой рамы	Срок службы, цикл		
	Стандартная конструкция боковой рамы	Модернизированная конструкция боковой рамы	
		без натяга	с натягом
I расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	32 750	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	806	14 240	16 660
Внутренний угол второго буксового проема	305 900	371 900	385 400
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	301 300	458 000	468 500
Внутренний угол второго буксового проема	571 100	624 700	631 300
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000

На основе выражения (78) для расчетных режимов по требованиям ГОСТ 33211-2014 определено рациональное значение силы, создающей натяжение в буксовом проеме конструкции боковой рамы, равное 2,85 кН, позволяющей перераспределить напряжения в углах буксовых проемов и увеличить срок службы конструкции боковой рамы (таблицы 19 и 20 соответственно).

Таблица 19 – Максимальные значения напряжений в элементах конструкции боковой рамы при расчетах в соответствии с требованиями ГОСТ 33211-2014

Элементы конструкции боковой рамы	Напряжение, МПа		
	Стандартная конструкция боковой рамы	Модернизированная конструкция боковой рамы	
		без натяга	с натягом
1	2	3	4
Расчетный режим I a			
Наружный угол первого буксового проема	59,43	35,31	36,21
Внутренний угол первого буксового проема	129,20	96,61	96,16
Внутренний угол второго буксового проема	91,66	82,62	82,21
Наружный угол второго буксового проема	12,41	47,51	48,33

Окончание таблицы 19

1	2	3	4
Расчетный режим I б вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	245,10	60,27	58,74
Внутренний угол первого буксового проема	238,50	92,92	92,03
Внутренний угол второго буксового проема	36,14	43,32	42,41
Наружный угол второго буксового проема	5,86	21,72	23,44
Расчетный режим I б вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	7,00	23,50	25,21
Внутренний угол первого буксового проема	21,15	18,17	17,87
Внутренний угол второго буксового проема	21,15	48,52	48,05
Наружный угол второго буксового проема	17,30	19,03	20,59
Расчетный режим I в вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	96,76	26,92	25,17
Внутренний угол первого буксового проема	151,60	91,92	91,06
Внутренний угол второго буксового проема	71,38	60,38	59,65
Наружный угол второго буксового проема	23,70	24,17	25,54
Расчетный режим I в вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	114,40	29,25	27,74
Внутренний угол первого буксового проема	214,80	130,60	129,71
Внутренний угол второго буксового проема	111,30	92,02	91,18
Наружный угол второго буксового проема	42,36	34,58	36,15
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	8,29	31,13	32,47
Внутренний угол первого буксового проема	59,75	52,55	51,74
Внутренний угол второго буксового проема	58,40	54,41	53,58
Наружный угол второго буксового проема	8,87	36,24	37,78

Таблица 20 – Минимальные значения сроков служб в элементах конструкции боковой рамы при расчетах в соответствии с требованиями ГОСТ 33211-2014

Элементы конструкции боковой рамы	Срок службы, цикл		
	Стандартная конструкция боковой рамы	Модернизированная конструкция боковой рамы	
		без натяга	с натягом
1	2	3	4
Расчетный режим I а			
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000

Окончание таблицы 20

1	2	3	4
Внутренний угол первого буксового проема	303 000	521 400	526 100
Внутренний угол второго буксового проема	545 700	626 100	632 700
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I б вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	1 871	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	2 403	531 400	542 600
Внутренний угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I б вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I в вариант 1			
Наружный угол первого буксового проема	541 700	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	58 570	589 000	640 300
Внутренний угол второго буксового проема	815 500	1 000 000	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Расчетный режим I в вариант 2			
Наружный угол первого буксового проема	428 700	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	6 188	338 400	342 100
Внутренний угол второго буксового проема	446 600	621 800	633 200
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
III расчетный режим			
Наружный угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол первого буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Внутренний угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000
Наружный угол второго буксового проема	1 000 000	1 000 000	1 000 000

Сила 2,85 кН, создающая натяг 0,036 мм, позволяет увеличить на 15,94 % срок службы модернизированной конструкции боковой рамы по сравнению с типовой конструкцией боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные и практические результаты диссертационной работы состоят в следующем:

1. Разработана методика расчетной оценки напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы методом конечных элементов, учитывающая контактные взаимодействия элементов боковой рамы с корпусами буксовых узлов, которая в сочетании с известными схемами нагружения, установленными «Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» и ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам», позволяет получить уточненные значения напряжений в элементах конструкции боковой рамы.

Показано, что значения напряжений в некоторых зонах конструкции боковой рамы при теоретических исследованиях по требованиям «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» при использовании предложенной методики расчетной оценки изменились до 9,89 %, по требованиям ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» – до 9,79 %.

Применение предложенной методики расчетной оценки позволяет повысить точность расчетов напряжений, выполнять расчеты срока службы по уточненным значениям напряжений. Разработанная методика применима к анализу напряженно-деформированного состояния различных моделей боковых рам двухосных трехэлементных тележек.

2. На уровне изобретений (патенты РФ № 2572442 и № 2577815) разработаны встроенные технические средства, направленные на совершенствование конструкции боковой рамы за счет создания замкнутого контура буксового проема, что обеспечивает при расчетных схемах по «Нормам для расчета и

проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» и ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» увеличение срока службы элементов буксового проема.

При теоретических исследованиях по требованиям «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» показано, что срок службы элементов буксового проема увеличен на 9,39 % за счет перераспределения усилий, приводящих к снижению напряжений в наиболее нагруженной зоне на 5,57 %. При теоретических исследованиях по требованиям ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» показано, что срок службы элементов буксового проема увеличен на 14,73 % за счет перераспределения усилий, приводящих к снижению напряжений в наиболее нагруженной зоне на 9,86 %.

3. Разработан стенд, предназначенный для измерения напряжений, возникающих при создании замкнутого контура буксового проема боковой рамы при расчетных схемах, соответствующих требованиям «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)».

4. На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что напряжения в углах буксового проема боковой рамы и срок службы боковой рамы зависят от значения натяга между внутренней и наружной челюстями буксового проема, создаваемого разработанными встроенными техническим средствами. Определено рациональное значение натяга, равное 0,036 мм, создаваемое приложением усилий к наружным поверхностям наружных челюстей буксовых проемов с помощью встроенного технического средства.

При теоретических исследованиях по требованиям «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» применение разработанного технического средства совместно с рациональным натягом позволит перераспределить напряжения в углах буксовых проемов и увеличить срок службы буксового проема на 10,54 %. При теоретических исследованиях по требованиям «Вагоны грузовые. Требования к прочности и

динамическим качествам» применение разработанного технического средства совместно с рациональным натягом позволит перераспределить напряжения в углах буксовых проемов и увеличить срок службы буксового проема на 15,94 %.

Выполненные исследования позволили предложить новые научно обоснованные технические средства и разработки в виде методики расчетной оценки для определения напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы и способов повышения её срока службы, что имеет существенное значение при решении задач, направленных на повышение безопасности функционирования железнодорожного транспорта, предусмотренных «Стратегией развития железнодорожного транспорта Российской Федерации на период до 2030 года». Для принятия решений о дальнейшей возможности внедрения разработанных технических средств на подвижном составе железных дорог необходимо провести полный спектр испытаний в соответствии с действующими нормативными документами.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Федеральный закон от 13.01.2003 г. № 17-ФЗ (с изменениями на 8 декабря 2020) «О железнодорожном транспорте в Российской Федерации» [Электронный ресурс] / Режим доступа http://www.consultant.ru/document/cons_docLAW_40443/ (дата обращения 10.01.2021).
2. Федеральная служба государственной статистики. Транспорт в России - 2020 г. [Электронный ресурс] / Режим доступа <https://gks.ru> (Дата обращения: 10.01.2021).
3. Сергеев, И. В. Экономика организаций (предприятий): учебник / И. В. Сергеев, И. И. Веретенникова. – М.: Велби, 2000. – 560 с.
4. Годовой отчет ОАО «РЖД» 2019. [Электронный ресурс] / Режим доступа: https://ar2019.rzd.ru/download/full-reports/ar_ru_annualreport_pages_rzd_2019.pdf (дата обращения 10.01.2021).
5. Соболев, А. Изменение объема ремонта вагонов в период 2012-2019 гг. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://wagon-cargo.ru/news/izmenenie-obema-remonta-vagonov-v-period-2012-2019-gg/> (дата обращения 10.01.2021).
6. Справочные материалы по причинам поступления грузовых вагонов в текущий отцепочный ремонт. 12 месяцев 2019 года [Текст] / Статистическая информация об отцепках в ТОП грузовых вагонов приписки России и стран-участников Содружества с распределением по кодам и категориям неисправностей, по основным узлам вагонов, по месту и виду непланового ремонта. – М.: ЦДИ ПКБ ЦВ, 2020. – 176 с.
7. Протокол совещания у вице-президента ОАО «РЖД» А. В. Целько, Ш. Н. Шайдуллина от 17.01.2012 г. [Текст] – М.: ОАО «РЖД», 2012. – 4 с.
8. РД 32 ЦВ 169-2017. Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520 мм. Руководство по деповскому ремонту [Текст]. – М., ОАО «РЖД», 2010. – 136 с.
9. РД 32 ЦВ 168-2017. Руководство по капитальному ремонту грузовых вагонов. Руководящий документ. [Текст]. – М., ОАО «РЖД», 2010. – 140 с.

10. РД 32 ЦВ-056-97. Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520 мм. Руководство по текущему отцепочному ремонту [Текст]. – М, МПС России, 1997. – 33 с.

11. Перечень неисправностей грузовых вагонов подлежащих устранению в текущем отцепочном ремонте от 21.02.2006 г. № 21 [Текст]. – М.: ОАО «РЖД», 2006. – 24 с.

12. Регламент расследования причин отцепки грузового вагона и ведения рекламационной работы [Текст]. – М.: НП «ОПЖТ», 2020. – 36 с.

13. РД 32 ЦВ 052-2009. Ремонт тележек грузовых вагонов с бесконтактными скользунами. Руководящий документ [Текст]. – М.: ПКБ ЦВ ОАО «РЖД», 2010. – 43 с.

14. РД 32 ЦВ 072-2009. Ремонт тележек грузовых вагонов модели 18-100 с установкой износостойких элементов в узлах трения. Руководящий документ [Текст]. – М.: ПКБ ЦВ ОАО «РЖД», 2010. – 25 с.

15. РД 32 ЦВ 082-2018. Тележки трехэлементные грузовых вагонов со скользунами постоянного контакта с осевой нагрузкой 23,5 тс моделей 18-578 и 18-9771. Руководящий документ [Текст]. – М.: ОАО «РЖД», 2018. – 95 с.

16. РД 32 ЦВ 108-2010. Тележка для грузовых вагонов колеи 1520 мм с осевой нагрузкой 23,5 тс модели 18-9810. Руководство по ремонту [Текст]. – М.: ПКБ ЦВ ОАО «РЖД», 2010. – 57 с.

17. ЦВ-201-2015. Инструкция по сварке и наплавке при ремонте грузовых вагонов [Текст]. – М.: ВНИИЖТ, 2015. – 191 с.

18. 808-2017 ПКБ ЦВ. Инструкция по техническому обслуживанию вагонов в эксплуатации (Инструкция осмотрщику вагонов) [Текст]. – М.: ОАО «РЖД», 2010. – 152 с.

19. РД 32.174-2001. Неразрушающий контроль деталей вагонов. Общие положения. С изменениями № 1, 2. Руководящий документ. [Текст]. – М.: МПС РФ, 2001. – 56 с.

20. РД 32.159-2000. Магнитопорошковый метод неразрушающего контроля деталей вагонов. С изменениями № 1, 2. Руководящий документ [Текст]. – М.: МПС РФ, 2000. – 120 с.

21. РД 32.149-2000. Феррозондовый метод неразрушающего контроля деталей вагонов. С изменением № 1. Руководящий документ [Текст]. – М.: МПС РФ, 2000. – 121 с.

22. РД 32.150-2000. Вихретоковый метод неразрушающего контроля деталей вагонов. С изменениями № 1, 2. Руководящий документ [Текст]. – М.: МПС РФ, 2000. – 98 с.

23. Правила по неразрушающему контролю вагонов, их деталей и составных частей при ремонте [Текст]. – М.: НИИ Мостов, 2012. – 56 с.

24. Правила неразрушающего контроля литых деталей тележек грузовых вагонов при ремонте. Специальные требования [Текст]. – М.: НИИ Мостов, 2013. – 31 с.

25. Каневский, И. Н. Неразрушающие методы контроля [Текст] / И. Н. Каневский, Е. Н. Сальникова: учеб. пособие. – Владивосток: Далневост. гос. тех. ун-т., 2007. – 243 с.

26. Криворудченко, В. Ф. Современные методы технической диагностики и неразрушающего контроля деталей и узлов подвижного состава железнодорожного транспорта [Текст] / В. Ф. Криворудченко, Р. А. Ахмеджанов: учебное пособие для вузов ж. д. трансп. / Под ред. В. Ф. Криворудченко. – М.: Маршрут, 2005. – 436 с.

27. О проведении опытной эксплуатации комплексов «ИМК-01» (интеллектуальный молоток контроля) и «ПСК-01» (поисковая система контроля) для неразрушающего контроля боковых рам тележек грузовых вагонов [Текст] / В. Н. Железняк, Е. Г. Санникова, А. А. Тармаев, и др. // Транспортная инфраструктура сибирского региона: матер. пятой междунар. науч.-практ. конф., посвященной 40-летию начала строительства Байкало-Амурской магистрали, Иркутск, 31 марта – 4 апреля 2014 г. Т. 2 – Иркутск, 2014. – С. 622 – 623.

28. Яковлев, Н. Н. Применение метода свободных колебаний для выявления несплошности материала в литых деталях тележек грузовых вагонов [Текст] / Н. Н. Яковлев, А. А. Тармаев // Транспортная инфраструктура сибирского региона: матер. пятой междунар. науч.-практ. конф., посвященной 40-летию начала строительства Байкало-Амурской магистрали, Иркутск, 31 марта – 4 апреля 2014 г. Т. 2 – Иркутск, 2014. – С. 617 – 621.

29. Бельский, А. О. Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной трехэлементной тележки грузового вагона [Текст] / Р. А. Ахмеджанов, А. О. Бельский // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: матер. третьей всеросс. научн.-техн. конф. с международ. участием в трех частях. Ч. 3 / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2015. – С. 54 – 61.

30. Бельский, А. О. Конструктивные особенности двухосных трехэлементных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм [Текст] / Р. А. Ахмеджанов, Бельский, А. О.: учеб. пособие. – Омск: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2020. – 167 с.

31. ОСТ 32.183-2001. Тележки двухосные грузовых вагонов колеи 1520 мм. Детали литые. Рама боковая и балка надрессорная. Технические условия [Текст]. – М.: ГУП ВНИИЖТ и ГУП ГосНИИВ, 2001, 21 с.

32. ГОСТ 32400-2013. Рама боковая и балка надрессорная литые тележек железнодорожных грузовых вагонов. Технические условия (с поправкой и с изменением № 1) [Текст]. – М.: Стандартинформ, 2014. – 50 с.

33. Смольянинов, А. В. Технический облик тележки и его влияние на показатели динамических качеств вагона [Текст] / А. В. Смольянинов. К. М. Колясов // Транспорт Урала / Уральский гос. ун-т путей сообщения. – Екатеринбург. – 2019. – № 4 (63). – С. 33 – 38.

34. ГОСТ 9246-2013. Тележки двухосные трехэлементные грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия [Текст]. – М.: Стандартинформ, 2005. – 11 с.

35. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам [Текст]. – М.: Стандартиформ, 2014. – 56 с.
36. Мокршицкий, Е. И. История вагонного парка железных дорог СССР [Текст]. – М.: Трансжелдориздат, 1946. – 204 с.
37. Вагоны. Общий курс: Учебник [Текст] / Под ред. В. В. Лукина. – М.: Маршрут, 2004. – 424 с.
38. М 1698. Износостойкие элементы для установки в узлы тележек типа 2 грузовых вагонов. Технические условия [Текст]. – М., ПКБ ЦВ ОАО «РЖД», 2002. – 104 с.
39. Ушкалов, В. Ф. Модернизация тележек грузовых вагонов как вариант обновления ходовых частей грузового подвижного состава [Текст] / В. Ф. Ушкалов, А. Д. Лашко, Т. Ф. Мокрый // Вестник научн.-исследовательского ин-та ж.-д. трансп. – 2013. – № 5. – С. 8 – 15.
40. Патент 2229401 РФ, МПК В61F5/52. Надбуксовая накладка боковой рамы вагонной тележки / Попов С. И., Обухов Р. П., Шанаурин А. М. (РФ); заявитель и патентообладатель ООО «КОРУД» (РФ). – № 2002124182/112002124182/11; заявл. 11.09.2002; опубл. 27.05.04, Бюл. № 15.
41. Орлова, А. М. Сравнение вариантов модернизации тележек грузовых вагонов по техническим и экономическим параметрам [Текст] / А. М. Орлова // Транспорт Урала / Уральский гос. ун-т путей сообщения. – Екатеринбург. – 2009. – № 3. – С. 31 – 35.
42. Харыбин, И. А. Совершенствовать ходовую часть грузовых вагонов [Текст] / И. А. Харыбин, А. М. Орлова, А. В. Додонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2009. – № 1 (17). – С. 26 – 29.
43. Российским вагонам тележку нового типа [Текст] / В. И. Ковалев, С. В. Елизаров и др. // Железнодорожный транспорт. – 2007. – № 2. – С. 42 – 44.
44. Коссов, В. С. Тележка с осевой нагрузкой 25 тс для грузового вагона нового поколения [Текст] / В. С. Коссов, В. А. Черкина, Л. К. Добрынин // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 7. – С. 55 – 58.

45. Тележка двухосная. Модель 18-194-1. Руководство по эксплуатации РЭ 194.00.000-01 [Текст] / ФГУП «ПО «УВЗ» УКБВ» – Нижний Тайгил, 2006. – 68 с.

46. ТК-336. Типовой технологический процесс ремонта тележки модели 18-194 [Текст]. – М.: ПКБ ЦВ, 2009. – 130 с.

47. Богданов, В. М. Влияние упругих адаптеров в буксовом проеме на параметры воздействия на путь грузовых вагонов с повышенной осевой нагрузкой [Текст] / В. М. Богданов, М. А. Левизнов, А. В. Коваленко // Вестник ВНИИЖТ. – 2005. – № 3. – С. 26 – 30.

48. Морчиладзе, И. Г. Сравнение конструктивных схем отечественной и зарубежной тележек для грузовых вагонов [Текст] / И. Г. Морчиладзе, М. М. Соколов, А. В. Додонов // Железные дороги мира. – 2004. – № 8. – С. 48 – 52.

49. Тележка укатилась от «Уралвагонзавода» [Электронный ресурс] / Режим доступа https://www.uniwagon.com/multimedia/media_about_us/telezhka-ukatilas-ot-uralvagonzavoda/ (дата обращения 10.01.2021).

50. Эффективность эксплуатации вагонов с повышенной осевой нагрузкой [Электронный ресурс] / Режим доступа: https://www.uniwagon.com/multimedia/media_about_us/effektivnost-ekspluatacii-vagonov-s-povyshennoj-osevoj-nagruzkoj/ (дата обращения: 10.01.2021).

51. Инновационная ходовая часть [Электронный ресурс] / Режим доступа: https://www.uniwagon.com/products/bogies/18-9855_18-6863/ (дата обращения: 10.01.2021).

52. Тележка двухосная 18-6863 ГОСТ 9246-2013. Руководство по эксплуатации ЦДЛР 4914.00.00.000 РЭ [Текст] / ООО «ВНИИЦТ». – СПб., 2016. – 75 с.

53. Васильев, С. Г. Нагруженность боковой рамы и полиуретановых комплектов при введении в трехэлементную тележку буксовой степени подвешивания [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.07 / Васильев Сергей Геннадьевич. – СПб.: ПГУПС МПС России, 2004. – 234 с.

54. Патент 2440907 РФ, МПК В61F5/06, В61F5/16, В61F5/38, В61F3/16. Тележка грузового вагона / Бочерова О. А., Воронова Ю. В., Греков П. С.,

Кулешов А. В., Пашков Н. Н., Пуляевский П. В., Тюньков В. В. (РФ); заявитель и патентообладатель Иркутский гос. ун-т путей сообщения (РФ). – № 2010103237/11; заявл. 01.02.2010; опубл. 27.01.2012, Бюл. № 3.

55. Патент 2393968 РФ, МПК В61F5/52. Боковая рама тележки грузового вагона / Бамбулевич В. Б., Любимов Ю. А., Парахин В. И., Парахин Е. В., Парахин С. В. (РФ); заявитель и патентообладатель ОАО «НПК «Уралвагон-завод» имени Ф. Э. Дзержинского» (РФ). – № 2008149464/11; заявл. 15.12.2008; опубл. 10.07.2010, Бюл. № 19.

56. Радзиховский, А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками [Текст] / А. А. Радзиховский // Вагонный парк. – 2008. – № 8. – С. 10 – 16.

57. Бороненко, Ю. П. Инновации в тележках грузовых вагонов: реальность и перспективы [Текст] / Ю. П. Бороненко, Е. А. Рудакова, А. М. Орлова // Наука и транспорт. 2009. – № 5. – С. 14 – 17.

58. Патент 2292282 РФ, В61F5/30, В61F3/02. Тележка грузового вагона / Воронович В. П., Дейнеко С. Ю., Клитин Н. А., Лашко А. Д., Назаренко К. В., Омеляненко И. А., Радзиховский А. А., Тимошина Л. А. (UA); заявитель и патентообладатель ООО «София-Инвест» (UA). – № 2005115111/11; заявл. 19.05.2005; опубл. 27.01.2007, Бюл. № 3.

59. Патент 2297350 РФ, МПК В61F3/08, В61F5/40, В61F5/50. Тележка грузового вагона с трехэлементной рамой и диагональными связями / Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А. (UA); заявитель и патентообладатель ООО «София-Инвест» (UA). – № 2005131685/11; заявл. 13.10.2005; опубл. 20.04.2007, Бюл. № 11.

60. Патент 2337846 РФ, МПК В61F5/26. Боковина тележки грузового вагона / Берг Т. Р. (US), Фишер К. (CA), Майерс Д. (US); заявитель и патентообладатель АСФ-КЕЙСТОУН, ИНК. (US). – № 2007102027/11; заявл. 19.01.2007; опубл. 10.11.2008, Бюл. № 31.

61. Патент 906760 СССР, МПК3 В61F5/26. Устройство для связи корпуса буксы с рамой тележки железнодорожного транспортного средства / Киреев Н. В.,

Кулик Г. Т., Антропцев И. А., Лопатин А. М., Фатеев А. Д. (СССР); заявитель и патентообладатель Брянский машиностроительный завод (СССР). – № 2936835/27-11; заявл. 11.06.80; опубл. 23.02.82, Бюл. № 7.

62. Патент 1093589 СССР, МПК5 В61F5/26. Двухосная железнодорожная тележка / Ким Н. У., Осадчук Г. И., Гасанов О. Ш. и Бобровская И. И., Ким В. Н. (СССР); заявитель и патентообладатель: Ташкентский ордена Трудового Красного Знамени ин-т инж. ж.-д. тр-т. (СССР). – № 3565711/27-11; заявл. 23.12.82; опубл. 23.05.87, Бюл. № 19.

63. Патент 127348 РФ, МПК В61F5/52. Боковая рама тележки грузового вагона / Макасин В.А. (РФ); заявитель и патентообладатель ООО «ВКМ-СТАЛЬ» (РФ). – заявл. 15.11.12; опубл. 27.04.13, Бюл. № 12.

64. Патент 111076 СССР, МПК В61F 5/52. Боковина рамы поворотной тележки для подвижного железнодорожного состава / Шадур Л. А. (СССР). – № 574696; заявл. 11.06.57; опубл. 01.07.58, Бюл. № 18.

65. Патент 2380256 РФ, В61F5/52. Боковая рама тележки грузового вагона / Токман Е. И, Макасин В. А. (РФ); заявитель и патентообладатель ООО «Чебоксарский завод промышленного литья» (РФ). – № 2008115916/11; заявл. 24.04.08; опубл. 27.01.10, Бюл № 3.

66. Патент 2481986 РФ, МПК В61F5/52. Боковая рама тележки / Волков В. А., Дейнеко С. Ю., Назаренко К. В., Омельяненко И. А., Татьянач Э. Н., Харьковский Е. А., Черный А. В., Якин А. И., Якин И. А. (UA); заявитель и патентообладатель ООО «Спецвагон» (UA). – № 2011130366/11; заявл. 20.07.11; опубл. 20.05.13, Бюл. № 3.

67. Патент 76879 РФ, МПК В61F5/00. Боковая рама железнодорожной тележки (варианты) / Головизнин Б. Л., Жуков И. В., Малых Н. А., Ефимов В. П., Баранов А. Н., Еленевский И. Н., Белоусов К. А., Демин К. П., Шишков В. А., Булавин А. В., Лутохин Е. В., Морозова З. М., Григурко В. В., Любимов Ю. А., Шарапов А. А. (РФ); заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод» имени Ф. Э. Дзержинского (РФ). – заявл. 26.05.08; опубл. 10.10.08, Бюл. № 30.

68. Патент 2323843 РФ, МПК В61F5/52. Боковая рама железнодорожной тележки / Андронов В. А., Белоусов К. А., Власко А. С., Григурко В. В., Даниленко Д. В., Еленевский И. Н., Ефимов В. П., Малых Н. А., Поликарпов А. А., Пранов А. А., Самсонов А. В., Хомутова Г. Е., Щелоков В. Ф. (РФ); заявитель и патентообладатель производственное объединение «Уралвагонзавод» им. Ф. Э. Дзержинского. (РФ) – № 2006124689/11; заявл. 10.07.06; опубл. 10.05.08, Бюл. № 13.

69. Patent 6089166 USA, Int. Cl. B61F 1/00, B61F 5/16. Bolsters for railway trucks / Callahan T. R., Bauer A. J., Hanson E. R. (USA); assignee Amsted Industries Incorporated. – № 09/357061; Filed 19.07.99.

70. Патент 2463183 РФ, МПК В61F5/52. Боковая рама тележки грузового вагона / Бочкарев Н. А. (РФ), Бубнов В. М. (UA), Воротилкин А. В. (РФ), Котенко С. П., Лубковский Е. В., Савчук А. В., Тусиков Е. К., Чепурной А. Д. (UA); заявитель и патентообладатель ООО «ГСКБВ им. В. М. Бубнова» (UA). – № 2010134231/11; заявл. 16.08.10; опубл. 27.02.12, Бюл. № 28.

71. Патент 1135684 СССР, МПК В61F 5/52. Боковина рамы железнодорожной тележки / Ермаков А. А., Задоев Г. М., Иорш Е. Т., Плоткин В. С., Пейрик Х. И., Лубенец А. П., Бирюлин Л. Н., Трубачев Ю. А. (СССР); заявитель и патентообладатель Кременчугский сталелитейный завод (СССР). – № 3615831/27-11; заявл. 20.04.83; опубл. 23.01.85, Бюл. № 3.

72. Патент 2487031 РФ, МПК В61F5/52. Боковая рама тележки грузового вагона / Козубенко И. Д., Михальчишин С. В., Касаткин А. А. (РФ); заявитель и патентообладатель ООО «ИТВ Транс» (РФ). – № 2011140165/11; заявл. 03.10.11; опубл. 10.07.13, Бюл. № 19.

73. Патент 2246416, МПК В61F5/52. Двухосная тележка грузового вагона / Бондарь Н. А., Дейнеко С. Ю., Кирпа Г. Н., Лашко А. Д., Лозовик И. М., Можейко Е. Р., Приходько В. И., Прохоров В. М., Роговенко О. А., Шилиев В. Н., Шкабров О. А. (UA); заявитель и патентообладатель ОАО «Крюковский вагоностроительный завод» (UA). – № 2002133547/11; заявл. 10.12.02; опубл. 20.02.05, Бюл. № 5.

74. Патент 2373091 РФ, МПК В61F5/00. Тележка железнодорожного вагона, боковая рама и надрессорная балка тележки железнодорожного вагона / Андронов В. А., Белоусов К. А., Головизнин Б. Л., Григурко В. В., Еленевский И. Н., Ефимов В. П., Левин А. Б., Любимов Ю. А., Малых Н. А., Шарапов А. А., Шишков В. А., Щелоков В. Ф.; заявитель и патентообладатель Производственное объединение «Уралвагонзавод» им. Ф. Э. Дзержинского (РФ). – № 2007136830/11; заявл. 04.10.07; опубл. 20.11.09, Бюл. № 32.

75. Бельский, А. О. Анализ конструкции литой и сварной боковых рам трехэлементных тележек грузовых вагонов [Текст] / А. О. Бельский // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск. – 2014. – № 2 (14). – С. 6 – 11.

76. Тележка двухосная грузовых вагонов – модель 18-9999 тип 3 ГОСТ 9246-2013. Руководство по эксплуатации 18.9999.00.00.000 РЭ [Текст] / ООО «ИЦ-ВС Сервис». – М., 2016. – 72 с.

77. УВЗ возобновляет производство «скоростных» тележек 18-9999 разработки «Экспресс Индустрия» [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://wagon-cargo.ru/news/uvz-vozobnovlyayet-proizvodstvo-skorostnykh-telezhok-18-9999-razrabotki-ekspress-industriya/> (дата обращения: 10.01.2021).

78. ГОСТ 33788-2016. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытания на прочность и динамические качества [Текст]. – М.: Стандартинформ, 2016. – 46 с.

79. Вериго, М. Ф. Динамика вагонов: конспект лекции для студентов заочников специальности вагоностроение и вагонное хозяйство [Текст] / М. Ф. Вериго. – М.: ВЗИИТ, 1971. – 176 с.

80. Битюцкий, А. С. Исследование напряжений в литых деталях тележек грузовых вагонов в эксплуатации и оценка усталостной прочности этих деталей [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.05.02 / Битюцкий Анатолий Сергеевич. – Брянск: БИТМ, 1973. – 125 с.

81. Расчет вагонов на прочность [Текст]: учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. Л. А. Шадура, 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.

82. Динамика вагона [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. С. В. Вершинского, 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

83. Винокуров, М. В. Вагоны [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / М. В. Винокуров. – М.: Трансжелдориздат, 1949. – 610 с.

84. Дидова, Е. Б. Нагруженность и расчет надежности основных элементов ходовых частей грузовых вагонов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.07 / Дидова Евгения Борисовна. – М.: ВНИИЖТ, 1983. – 185 с.

85. Камаев, О. Б. Исследование надежности и вероятностное обоснование запасов усталостной прочности деталей тележек грузовых вагонов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.05.01 / Камаев Олег Борисович. – М., 1977. – 206 с.

86. Кашкин, А. И. Разработка и исследование работоспособности штамповочной надрессорной балки и боковой рамы тележки ЦНИИ-ХЗ-О [Текст] / А. И. Кашкин, Х. И. Пейрих, В. Я. Френкель // Сб. научн. тр. ВНИИВ– М., 1975. – № 26. – С. 18 – 29.

87. Короткевич, М. А. Расчет и конструирование вагонов [Текст]: учеб. для машиностроительных вузов. Ч. 3. Теория вагона / М. А. Короткевич. – М.: Машгиз, 1939. – 303 с.

88. Приходько, В. И. Исследование напряженного состояния буксового проема рамы двухосной тележки грузового вагона [Текст] / В. И. Приходько, В. Д. Цукерман, Н. Г. Куян // Вестник ВНИИЖТ. – М., 1985. – № 7. – С. 34 – 36.

89. Лисовский, А. С. Плоский изгиб и растяжение кривых тонкостенных брусьев [Текст]: А. С. Лисовский, В. К. Окишев, Ю. А. Усманов. – М.: Машиностроение, 1972. – 167 с.

90. Лисовский, А. С. Методика расчета рам тележек подвижного состава, учитывающая наличие в узлах тонкостенных кривых брусьев [Текст] / А. С. Лисовский, В. К. Окишев, Ю. А. Усманов // Сб. научн. трудов Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. – Омск, 1965. – Т. 56. – С. 55 – 60.

91. Попов, А. А. Исследование прочности рамы тележки грузовых вагонов и пути снижения ее веса [Текст] / А. А. Попов, Л. А. Шадур, Н. Н. Невзорова // Сб. научн. тр. ВНИИЖТ. – 1957. – Вып. 139. – 263 с.

92. Расчет вагонов на прочность [Текст]: учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. А. А. Попова. – М.: Трансжелдориздат, 1960. – 360 с.

93. Никольский, Л. Н. Теория и расчет вагонов [Текст]: монография. – М.: Машгиз, 1947. – 296 с.

94. Окишев, В. К. Напряженное состояние криволинейных узлов тележек подвижного состава [Текст]: дис. ... докт. техн. наук. 05.22.07 / Окишев Владимир Константинович. – Омск: Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. – 1985. – 347 с.

95. Окишев, В. К. Методика расчета некоторых узлов боковой рамы тележки грузового вагона [Текст] / В. К. Окишев, А. С. Лисовский // Сб. научн. трудов Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. – Омск, 1962. – Т. 38. – С. 95 – 103.

96. Петров, Г. И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути [Текст]: автореф. дис. ... докт. техн. наук. 05.22.07 / Петров Геннадий Иванович. – М.: МИИТ. – 2000. – 48 с.

97. Петров, Г. И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути [Текст]: дис. ... докт. техн. наук. 05.22.07 / Петров Геннадий Иванович. – М.: МИИТ. – 2000. – 347 с.

98. Плоткин, В. С. Совершенствование расчетной схемы боковой рамы тележки грузового вагона с использованием метода конечных элементов [Текст] / В. С. Плоткин, В. Д. Цукерман, А. В. Табакман // Сб. научн. тр. ВНИИВ: Проблемы совершенствования вагонных конструкции и методов их исследования. – 1984. – С. 22 – 31.

99. Попов, О. Н. Расчет напряженно-деформированного состояния боковой рамы тележки грузового вагона [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://www.calculation.newmail.ru> (дата обращения 05 09 2007).

100. Приходько, А. П. Прогнозирование надежности и обоснование норм расчета конструкции грузовых вагонов по критерию усталостного повреждения

[Текст]: автореф. дис. ... докт. техн. наук. 05.22.07 / Приходько Арсений Павлович. – М.: ВНИИНМАШ. – 1983. – 50 с.

101. Рахмилевич, А. А. Исследование напряженного состояния боковой рамы тележки ЦНИИ-ХЗ-О (зона внутреннего угла буксового проема) [Текст] / А. А. Рахмилевич, Р. М. Хаимов, А. П. Романов Е. Н. Сомсонович // Сб. научн. тр. ВНИИВ. – М., 1975. – Вып. 28. – С. 3 – 15.

102. Тарминский, И. В. Причины повреждаемости и оценки долговечности литых деталей тележек грузовых вагонов. Повышение прочности и долговечности грузовых вагонов [Текст] / Под. ред. И. В. Тарминский. – М.: Труды ЦНИИ, 1968. – 351 с.

103. Харитонов, Б. В. Пути снижения повреждаемости боковых рам тележек грузовых вагонов на сортировочных горках [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.07 / Харитонов Борис Владимирович. – М.: ВНИИЖТ, 1999. – 138 с.

104. Черкашин, Ю. М. Исследование прочности, устойчивости, воздействия на путь и техническое обслуживание вагонов в поездах повышенной массы и длины [Текст] / Ю. М. Черкашин // Сб. научн. тр. ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1992. – 125 с.

105. Вагоны [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. Л. А. Шадура. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.

106. Шудрак, С. М. Совершенствование методов оценки напряженного состояния боковых рам литых деталей тележек грузовых вагонов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.07 / Шудрак Сергей Михайлович. – М.: МИИТ, 1987. – 205 с.

107. Даниленко, С. С. Исследование напряженно-деформированного состояния боковой рамы тележки 18-100 с учетом технологического рассеивания геометрических параметров ее сечения [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.07 / Даниленко Сергей Святославович. – Брянск: БГТУ, 2004. – 137 с.

108. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ФГУП ВНИИЖТ-ФГУПГосНИИВ, 1996. – 212 с.

109. Исследование напряженного деформированного состояния внутреннего буксового проема боковой рамы тележки ЦНИИ-ХЗ-О с целью повышения надежности и долговечности [Текст]: отчет ЦЗЛ /№152/4-3Н. – Брянск: БСЗ, 1974.

110. Бельский, А. О. Выбор программного комплекса для расчета боковой рамы тележки [Текст] / А. О. Бельский, Ю. И. Матяш // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск. – 2011. – № 1 (5). – С. 11 – 14.

111. Шимкович, Д. Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows [Текст] / Д. Г. Шимкович. – М.: ДМК Пресс, 2001. – 448 с.

112. Алямовский, А. А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

113. Рычков, С. П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran [Текст] / С. П. Рычков. – М.: ДМК Пресс, 2013. – 784 с.

114. SCAD Soft (сайт производителя) [Электронный ресурс] / Режим доступа www.scadsoft.com (дата обращения: 11.01.2013).

115. Шудрак, С. М. О выборе конечного элемента для прочностного расчета боковой рамы литой тележки [Текст] / Динамика и прочность грузовых вагонов // Сб. науч. тр. МИИТ, Вып. 780. – М. – 1986. – С. 70 – 76.

116. Конструирование и расчёт вагонов [Текст]: учебник для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. В. В. Лукина. – М.: Транспорт, 2000. – 414 с.

117. Рузметов, Я. О. Повышение прочности боковых рам тележек грузовых вагонов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.07 / Рузметов Ядгор Озодович. – СПб.: ПГУПС Императора Александра I, 2014. – 145 с.

118. Манкевич, Н. Б. Усовершенствование конструкции литых деталей двухосных тележек грузовых вагонов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.07 / Манкевич Николай Борисович. – Днепропетровск: Днепропетровский национ. ун-т ж.-д. тр-та им. акад. В. Лазаряна, 2015. – 262 с.

119. Попов, С. И. Повышение работоспособности литых несущих деталей грузовых вагонов на основе упругопластического деформирования и неразрушающего контроля [Текст]: дис. в виде научн. доклада кан. техн. наук. 05.22.07 / Попов Сергей Ильич. – Екатеринбург: Урал. гос. ун-т путей сообщения, 2000. – 37 с.

120. Постановление Правительства РФ от 15 июля 2010 г. № 524 «Об утверждении технического регламента о безопасности железнодорожного подвижного состава» [Электронный ресурс] / Режим доступа <https://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/98873/> (дата обращения: 10.01.2021).

121. Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. - М.: ЦВ-ВНИИЖТ МПС России, 1996. – 76 с.

122. Бельский, А. О. Об уточнении оценки напряженно-деформированного состояния боковой рамы тележки грузового вагона [Текст] / А. О. Бельский, Р. А. Ахмеджанов // Межвуз. темат. сб. науч. тр. – Омск, Омский гос. ун-т путей сообщения, 2013. – С. 20 – 26.

123. Патент 2572442 РФ, МПК В61F5/26, В61F5/52. Боковая рама тележки грузового вагона / Ахмеджанов Р. А., Бельский А. О., Горохов А. А. (РФ); заявитель и патентообладатель ООО «Энергосервис» (РФ). – № 2014129260/11; заявл. 15.07.14; опубл. 10.01.16, Бюл. № 1.

124. Патент 2577815 РФ, МПК В61F5/26, В61F5/52. Конструкция соединения буксового узла с рамой тележки грузового вагона / Ахмеджанов Р. А., Бельский А.О. (РФ); заявитель и патентообладатель ООО «Энергосервис» (РФ). – № 2014129261/11; заявл. 15.07.14; опубл. 10.02.16, Бюл. № 4.

125. ГОСТ 1759.0-87. Болты, винты, шпильки и гайки. Технические условия (с Изменением N 1) [Текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1987. – 16 с.

126. ГОСТ 7798-70. Болты с шестигранной головкой класса точности В (с Изменением N 2 – 6) [Текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1970. – 13 с.

127. ГОСТ 11284-75. Отверстия сквозные под крепежные детали. Размеры (с Изменением N 1). [Текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1970. – 4 с.

128. Руководящий документ. Критерии браковки литых деталей тележек грузовых вагонов модели 18-100 и их аналогов в эксплуатации [Текст]. – М.: НП «ОПЖТ», 2013. – 7 с.

129. Бельский, А. О. Интеллектуальный тензометрический преобразователь с беспроводным интерфейсом и автономным питанием / Р. А. Ахмеджанов, А. О. Бельский, А. И. Щелканов и др. // Стандартизация, метрология и управление качеством: матер. всеросс. научн.-техн. конф., посвященной 90-летию Росстандарта и 170-летию метрологической службы России / Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 2015. – С. 145 – 152.

130. Бельский, А. О. Разработка беспроводного тензометрического датчика для экспериментальных работ по совершенствованию конструкции грузового вагона / Р. А. Ахмеджанов; А. О. Бельский, Е. А. Щелканова // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: матер. третьей всеросс. научн.-техн. конф. с междунар. участием в трех частях. Ч. 3 / Омский гос. ун-т путей сообщений. – Омск, 2015. – С. 88 – 93.

131. Analog Devices (сайт производителя) [Электронный ресурс] / Режим доступа <http://www.analog.com/ru> (дата обращения: 23.01.2015).

132. Bryan, J. M. Sigma-delta measurement ADCs [Text] / Bryan, J. M. // Practical design techniques for sensor signal conditioning. – 1999. – pp. 8.16 – 8.34.

133. Орнатский, П. П. Теоретические основы информационно-измерительной техники [Текст]: учебник для студентов вузов / Под ред. П. П. Орнатского, 2 ред. – Киев: Вища школа, 1983. – 455 с.

134. Орнатский, П. П. Автоматические измерения и приборы [Текст]: учебник для студентов вузов / Под. ред. П.П. Орнатского, 5 ред. – Киев: Вища школа, 1986. – 504 с.

135. Miller, P. Precision voltage references [Text] / P. Miller, D. Moore // Texas Instruments Incorporated. Analog Applications Journal. – 1999. – no. 183. – pp. 1 – 4.

136. Щелканов, А. И. Структурные методы синтеза измерительных схем портативных цифровых микроомметров [Текст] / А. И. Щелканов // Приборы и

методы измерений, контроля качества и диагностики в промышленности и на транспорте: матер. всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием / Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 2013. – С. 264 – 269.

137. Отт, Г. Методы подавления шумов и помех в электронных системах [Текст] / Г. Отт // Пер. с англ. Б. Н. Бронина. Под ред. М. В. Гальперина. – М.: Мир, 1979. – 318 с.

138. Nordic Semiconductor (сайт производителя) [Электронный ресурс] / Режим доступа <http://www.nordicsemi.no> (дата обращения: 23.01.2015).

139. Бельский, А. О. Научно-технические резервы повышения срока службы боковых рам двухосных трехэлементных тележек грузовых вагонов [Текст] / А. О. Бельский, А. В. Смольянинов // Транспорт Урала. / Уральский гос. ун-т путей сообщения. – Екатеринбург. – 2020. № 4 (67). – С. 45 – 49.

140. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения [Текст]. – М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1989. – 24 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Параметры и коэффициенты, используемые при вычислении сил для теоретических исследований напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы

Параметры и коэффициенты, используемые при вычислении сил для теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы по формулам (11) – (71), приведены в таблице А.1.

Таблица А.1 – Параметры и коэффициенты, используемые в расчетах значений сил

Наименование параметров и коэффициентов	Обозначение	Значение
1	2	3
Максимальная расчетная статическая осевая нагрузка, кН	P_0	230,50
Масса вагона брутто, кг	m_B	94000,00
Масса тележки, кг	m_T	4780,00
Количество осей в тележке, шт.	n_T	2
Масса колесной пары с буксовыми узлами, кг	$m_{кп}$	1414,00
Количество колесных пар в вагоне, шт.	$n_{кп}$	4
Масса надрессорной балки тележки, кг	m_H	572,00
Масса боковой рамы тележки, кг	$m_{бр}$	404,00
Количество боковых рам в вагоне, шт.	$n_{бр}$	4
Масса наружной пружины рессорного подвешивания, кг	$m_{п.н.}$	12,80
Масса внутренней пружины рессорного подвешивания, кг	$m_{п.в.}$	6,80
Количество двухрядных пружин в рессорном подвешивании, шт.	n	7
Угол наклона фрикционного клина, град	α	45
Расчетное расстояние от центра тяжести кузова вагона до уровня подпятника тележки, м	h	1,2
База вагона, м	$2l_B$	7,8
Половина продольной силы, действующей на тележку от вагонного замедлителя, кН	Q	120,00
Передаточное число тормозной рычажной передачи	$n_{рп}$	5,7
Коэффициент полезного действия тормозной рычажной передачи	$\eta_{рп}$	0,95
Общее число тормозных цилиндров в вагоне, шт.	λ	1
Суммарное число тормозных колодок подвижной единицы, шт.	m	8
Расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре, МПа	$P_{тц}$	0,30
Диаметр тормозного цилиндра, мм	d	356,00
Коэффициент полезного действия тормозного цилиндра	$\eta_{тц}$	0,92

Продолжение таблицы А.1

1	2	3
Радиус кривой, м	R	250,00
Расстояния между задними упорами автосцепных устройств, м	$2L$	10,05
Длина вагона по осям сцепления, м	$2L_c$	12,02
Расчетная длина корпуса автосцепки, м	a	1,00
Возможное одностороннее боковое перемещение шкворневого сечения кузова вагона, м	δ_3	0,04
Расчетный статический прогиб рессорного подвешивания, м	f_1	0,068
Наибольший статический прогиб несущей конструкции вагона под действием силы тяжести груза, м	f_2	0,013
Параметр для определения коэффициента динамической добавки по ГОСТ 33211-2014	A	0,005
Параметр для определения коэффициента динамической добавки по ГОСТ 33211-2014	B	0,00036
Начальная скорость движения при определении коэффициента динамической добавки по ГОСТ 33211-2014, м/с	V_0	15,00
Скорость движения при определении коэффициента динамической добавки по ГОСТ 33211-2014, м/с	V	33,75
Расчетная односторонняя вероятность при определении коэффициента динамической добавки по ГОСТ 33211-2014	ψ	0,97
Коэффициент, учитывающий влияние центробежной силы в кривых участках пути	ζ	1,1
Коэффициент по ГОСТ 33211-2014, с/м	ϑ	0,003
Начальное значение скорости движения по ГОСТ 33211-2014, м/с	V_1	5,00
Коэффициент для необрессоренных элементов частей тележки, принимаемый на основании обработки результатов теоретических и экспериментальных исследований,	a_H	0,15
Расчетная скорость движения вагона, м/с	v_H	33,3
Параметр распределения	β	1,13
Расчетная вероятность по «Нормам для расчета ...»	$p(k_{дв})$	0,97
Расчетная вероятность по «Нормам для расчета ...»	$p(k_{дг})$	0,97
Расстояние от плоскости приложения силы $P_{и}$ (плоскость на которую опирается рессорный комплект) до центра масс кузова, м	$h_{ц}$	1,69
Число параллельно нагруженных боковых рам в тележке, расположенных под одним концом вагона, шт.	m_1	2
Коэффициент, отражающий зависимость боковой силы от силы тяжести вагона брутто, по «Нормам для расчета ...»	$\eta_{ц}$	0,075
Расстояние от центра площади боковой поверхности вагона до горизонтальной плоскости, проходящей через точки приложения сил, м	$h_{в}$	2,23
Количество боковых рам, находящихся с одной стороны вагона, шт.	m_3	2
Расстояние между линиями действия сил P_6 в одной тележке, м	b_1	2,036
Число колес в вагоне, шт.	m_4	8
Коэффициент трения между колесом и рельсом по «Нормам для расчета ...»	μ	0,25
Расстояние между кругами катания колес, м	$2S$	1,58

Окончание таблицы А.1

1	2	3
База тележки, м	$2l_T$	1,85
Расстояние между серединами шеек оси колесной пары, м	$2b_2$	2,036
Коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона по «Нормам для расчета ...»	δ	0,003
Расстояние между линиями действия сил N_{H1} , N_{H2} , м	$2l_6$	0,686
Удельное давление ветра на боковую проекцию вагона, Па/м ²	ω	500
Высота верхней стороны боковой проекции кузова вагона, м	$h_{ПВ}$	3,5
Высота нижней стороны боковой проекции кузова вагона, м	$h_{ПН}$	1,4

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Расчет сил, действующих на конструкцию боковой рамы, в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...»

Методика расчета значений сил, действующих на конструкцию боковой рамы, в соответствии с требованиями «Норм для расчета ...» описана в п. 2.

Б.1. Расчет вертикальных нагрузок, действующих на конструкцию боковой рамы

Вертикальная статическая нагрузка $P_{ст}$, действующая от кузова вагона брутто, вычисленная по формуле (13), при

$$P_{бр} = 9,81 \cdot 94000 \cdot 10^{-3} = 922,14 \text{ кН},$$

$$P_{кп} = 9,81 \cdot 1414 \cdot 10^{-3} = 13,87 \text{ кН},$$

равна

$$P_{ст} = \frac{9,81 \cdot 94000 - 4 \cdot 9,81 \cdot 1414}{4} \cdot 10^{-3} = 216,66 \text{ кН}.$$

Коэффициент b , учитывающий влияние числа осей в тележке n_t или группе тележек под одним концом вагона на величину коэффициента вертикальной динамики, вычисленный по формуле (18), равен

$$b = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1.$$

Среднее вероятное значение $\overline{k_{дв}}$, вычисленное по формуле (17), равно

$$\overline{k_{дв}} = 0,15 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,3 - 15}{0,068} = 0,25.$$

Коэффициент вертикальной динамики $k_{дв}$, вычисленный по формуле (16), равен

$$k_{дв} = 0,25 \cdot \frac{1}{1,13} \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \ln\left(\frac{1}{1 - 0,97}\right)} = 0,47.$$

Максимальная вертикальная динамическая нагрузка от кузова P_d , движущегося с конструкционной скоростью, вычисленная по формуле (14), равна

$$P_d = 0,47 \cdot 216,66 = 101,83 \text{ кН.}$$

Продольное усилие, принимаемое в расчетах при I расчетном режиме, равно

$$N_{иI} = 3500 \text{ кН.}$$

Продольное усилие, принимаемое в расчетах при III расчетном режиме, равно

$$N_{иIII} = 1000 \text{ кН.}$$

Сила тяжести одной тележки P_T равна

$$P_T = 9,81 \cdot 4780 \cdot 10^{-3} = 46,89 \text{ кН.}$$

Вертикальная динамическая надбавка от продольной силы инерции кузова $P_{и}$, возникающая при ударе в автосцепку, вычисленная по формуле (19), равна

– при I расчетном режиме –

$$P_{иI} = 3500 \cdot \frac{9,81 \cdot 94000 - 2 \cdot 9,81 \cdot 4780}{9,81 \cdot 94000} \cdot \frac{1,69}{7,8 \cdot 2} \cdot 10^{-3} = 340,61 \text{ кН,}$$

– при III расчетном режиме –

$$P_{иIII} = 1000 \cdot \frac{9,81 \cdot 94000 - 2 \cdot 9,81 \cdot 4780}{9,81 \cdot 94000} \cdot \frac{1,69}{7,8 \cdot 2} = 97,31 \text{ кН.}$$

Центробежная сила $H_{ц}$, вычисленная по формуле (23), равна

$$H_{ц} = 0,075 \cdot (9,81 \cdot 94000 - 4 \cdot 9,81 \cdot 1414) \cdot 10^{-3} = 65,00 \text{ кН.}$$

Давление ветра H_v , приходящееся на кузов брутто вагона, вычисленное по формуле (24), равно

$$H_v = 500 \cdot (10,05 \cdot (3,8 - 1,4)) = 12,06 \text{ кН.}$$

Вертикальная добавка P_6 , возникающая от действия центробежной и ветровой нагрузок, вычисленная по формуле (20), равна

$$P_6 = \frac{65,00 \cdot 1,69 + 12,06 \cdot 2,23}{2 \cdot 2,036} = 33,58 \text{ кН.}$$

Вертикальная нагрузка P_I , приложенная к опорной поверхности рессорного проема при I расчетном режиме, вычисленная по формуле (11), равна

$$P_I = 216,66 + 340,61 = 557,27 \text{ кН.}$$

Вертикальная нагрузка P_{III} , приложенная к опорной поверхности рессорного проема при III расчетном режиме, вычисленная по формуле (12), равна

$$P_{III} = 216,66 + 101,83 + 97,31 + 33,58 = 449,38 \text{ кН.}$$

Б.2 Расчет продольных нагрузок, действующих на конструкцию боковой рамы

Боковая нагрузка на пятник вагона H , вычисленная по формуле (33), равна

$$H = \frac{1}{2} \cdot (65,00 + 12,06) = 38,53 \text{ кН.}$$

Сила трения между колесом и рельсом F_T , вычисленная по формуле (31), равна

$$F_T = \frac{922,14}{8} \cdot 0,25 = 28,82.$$

Величины направляющего усилия Y и расстояние a_1 определенные по графикам, построенным П. Г. Проскурневым, равны

$$Y = 110,47 \text{ кН,}$$

$$a_1 = 1,075 \text{ м.}$$

Составляющие силы трения на направления, параллельные и перпендикулярные оси пути, вычисленные по формулам (32), (34), равны

$$F_{Tx1} = 28,82 \cdot \frac{0,79}{\sqrt{0,79^2 + (1,075 + 0,925)^2}} = 10,59 \text{ кН,}$$

$$F_{Ty1} = 28,82 \cdot \frac{1,075 + 0,925}{\sqrt{0,79^2 + (1,075 + 0,925)^2}} = 26,80 \text{ кН,}$$

$$F_{Tx2} = 28,82 \cdot \frac{0,79}{\sqrt{0,79^2 + (1,075 - 0,925)^2}} = 28,31 \text{ кН,}$$

$$F_{Ty2} = 28,82 \cdot \frac{1,075 - 0,925}{\sqrt{0,79^2 + (1,075 - 0,925)^2}} = 5,38 \text{ кН.}$$

Реакции связей рамы тележки с шейками оси, вычисленные по формулам (35), равны

$$H_1 = 110,47 - 2 \cdot 26,80 = 56,87 \text{ кН},$$

$$H_2 = 2 \cdot 5,38 = 10,76 \text{ кН},$$

$$T_{1п} = 10,59 \cdot \frac{0,79}{1,018} = 8,22 \text{ кН},$$

$$T_{2п} = 28,31 \cdot \frac{0,79}{1,018} = 21,97 \text{ кН}.$$

Продольные силы инерции колесной пары $P_{икп}$ при I расчетном режиме, действующие на челюсти боковой рамы, вычисленные по формуле (28), равны

$$P_{икпI} = 6 \cdot 9,81 \cdot 1414 = 83,23 \text{ кН}.$$

Продольная сила T_{IT} , кН, действующая на боковую стойку рессорного проема при I расчетном режиме, равна

$$T_{IT} = 2 \cdot 83,23 = 166,46.$$

Продольные силы инерции колесной пары $P_{икп}$ при III расчетном режиме, действующие на челюсти боковой рамы, вычисленные по формуле (29), равны

$$P_{икпIII} = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 1414 = 6,94 \text{ кН}.$$

Продольная сила T_{III2} , действующая на наружную челюсть боковой рамы, равна

$$T_{III2} = 6,94 + 21,97 = 28,91 \text{ кН}.$$

Продольная сила T_{III1} , действующая на внутреннюю челюсть боковой рамы, равна

$$T_{III1} = 6,94 + 8,22 = 15,16 \text{ кН}.$$

Продольная сила T_{IIIT} , действующая на боковую стойку рессорного проема при III расчетном режиме, равна

$$T_{IIIT} = 28,91 + 15,16 = 44,07 \text{ кН}.$$

Б.3 Расчет боковых нагрузок, действующих на конструкцию боковой рамы

Среднее вероятное значение коэффициента горизонтальной динамики $\overline{k_{дг}}$, вычисляемое по формуле (38), равно

$$\overline{k_{дг}} = 1 \cdot 0,003 \cdot (5 + 33,3) = 0,11.$$

Коэффициент горизонтальной динамики $k_{дг}$, вычисляемый по формуле (37), равен

$$k_{дг} = 0,11 \cdot \frac{1}{1,13} \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln\left(\frac{1}{1 - 0,97}\right)} = 0,21.$$

Рамная сила H_p , приложенная к буксовому проему боковой рамы, вычисленная по формуле (36), равна

$$H_p = 230,50 \cdot 0,21 = 48,41 \text{ кН.}$$

Силы N_{H1} и N_{H2} , уравнивающие поперечную силу H_p , вычисленные по формулам (39), равны

$$N_{H1} = 48,41 \cdot \frac{0,925 + 0,343}{2 \cdot 0,343} = 89,48 \text{ кН,}$$

$$N_{H2} = 48,41 \cdot \frac{0,925 - 0,343}{2 \cdot 0,343} = 41,07 \text{ кН.}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ В. Расчет сил, действующих на конструкцию боковой рамы, в соответствии с требованиями ГОСТ 33211-2014

Методика расчета значений сил, действующих на конструкцию боковой рамы, в соответствии с требованиями ГОСТ 33211-2014 описана в п. 2.1.3.

В.1. Расчет сил, действующих на конструкцию боковой рамы в режиме I а

Сила тяжести P , действующая на боковую раму, вычисляемая по формуле (43), при

$$\begin{aligned} P_T &= 9,81 \cdot 4780 \cdot 10^{-3} = 46,89 \text{ кН}, \\ P_H &= 9,81 \cdot 572 \cdot 10^{-3} = 5,61 \text{ кН}, \\ P_{\Pi} &= 2 \cdot 7 \cdot (12,8 + 6,8) \cdot 10^{-3} = 2,69 \text{ кН} \end{aligned}$$

равна

$$P = 230,50 - 0,5 \cdot (9,81 \cdot 4780 - 9,81 \cdot 572 - 9,81 \cdot 2 \cdot 7 \cdot (12,8 + 6,8)) \times 10^{-3} = 211,21 \text{ кН}.$$

Динамическая сила P_N , действующая на боковую раму, вычисляемая по формуле (44), при

$$N_1 = 3500,00 \text{ кН},$$

равна

$$P_N = 0,5 \cdot 3500 \cdot \left(\frac{211,21}{230,50}\right) \cdot \left(\frac{1,20}{7,80}\right) = 246,70 \text{ кН}.$$

Сила F_{z1} , действующая на боковую раму, вычисляемая по формуле (42), равна

$$F_{z1} = 211,21 + 246,70 = 457,91 \text{ кН}.$$

Сила $F_{кп}$, вычисляемая по формуле (46), равна

$$F_{кп} = \frac{457,91}{7} \cdot \text{tg}(45^\circ) = 65,42 \text{ кН}.$$

Продольная сила инерции тележки N_T по п. 4.4.1 ГОСТ 33211-2014 равна

$$N_T = 3500 \cdot \frac{4780}{94000} = 177,98 \text{ кН.}$$

Силы F_{x2} и F_{x3} , действующие на боковую раму, вычисляемые по формулам (45), равны

$$F_{x2} = 65,42 \text{ кН,}$$

$$F_{x3} = 0,5 \cdot 177,98 + 65,42 = 154,41 \text{ кН.}$$

Продольная сила колесной пары $N_{\text{КП}}$ по п. 4.4.1 ГОСТ 33211-2014 равна

$$N_{\text{КП}} = 3500 \cdot \frac{1414}{94000} = 52,65 \text{ кН.}$$

Силы F_{x4} и F'_{x5} , действующие на боковую раму, вычисляемые по формулам (47), равны

$$F_{x4} = 0,5 \cdot 52,65 = 26,32 \text{ кН,}$$

$$F'_{x5} = 26,32 \text{ кН.}$$

В.2. Расчет сил, действующих на конструкцию боковой рамы в режиме I б

Сила F_{z1} , действующая на боковую раму, вычисляемая по формуле (48), равна

$$F_{z1} = 211,21 \text{ кН.}$$

Силы F_{x4} и F'_{x5} вычисляемые по формулам (49), равны

– для варианта 1 –

$$F_{x4} = 120 \text{ кН,}$$

$$F'_{x5} = 0 \text{ кН;}$$

– для варианта 2 –

$$F_{x4} = 0 \text{ кН,}$$

$$F'_{x5} = 120 \text{ кН.}$$

Сила $F_{\text{КП}}$, вычисляемая по формуле (46), равна

$$F_{\text{КП}} = \frac{211,21}{7} \cdot \text{tg}(45^\circ) = 30,17 \text{ кН.}$$

Силы F_{x2} и F_{x3} , действующие на боковую раму, вычисляемые по формулам (51), равны

$$F_{x2} = 30,17 \text{ кН},$$

$$F_{x3} = 30,17 + 120 = 150,17 \text{ кН}.$$

В.3. Расчет сил, действующих на боковую раму в режиме I в

Сила F_{z1} , действующая на боковую раму, вычисляемая по формуле (52), равна

$$F_{z1} = 211,21 + 0,5 \cdot 246,70 = 334,56 \text{ кН}.$$

Усилие на штоке тормозного цилиндра $P_{шт}$, вычисляемое по формуле (55), равно

$$P_{шт} = 0,30 \cdot \frac{3,14 \cdot 356^2}{4} \cdot 0,92 \cdot 10^{-3} = 27,47 \text{ кН}.$$

Действительная сила нажатия тормозной колодки $F_{ТД}$, вычисляемая по формуле 54), равна

$$F_{ТД} = \frac{27,47 \cdot 5,7 \cdot 0,95 \cdot 1}{8} = 18,59 \text{ кН}.$$

Силы F_{x4} и F_{x5} , вычисляемые по формулам (53), равны

$$F_{x4} = 18,59 + 0,5 \cdot 52,65 = 44,92 \text{ кН},$$

$$F_{x5} = 18,59 - 0,5 \cdot 52,65 = -7,74 \text{ кН}.$$

Силы F_{z6} и F_{z7} , вычисляемые по формулам (56), равны

$$F_{z6} = 18,59 \text{ кН},$$

$$F_{z7} = -18,59 \text{ кН}.$$

Сила $F_{кп}$, вычисляемая по формуле (46), равна

$$F_{кп} = \frac{334,56}{7} \cdot \text{tg}(45^\circ) = 47,79 \text{ кН}.$$

Силы F_{x2} и F_{x3} , действующие на боковую раму, вычисляемые по формулам (57), равны

$$F_{x2} = 47,79 - 44,92 = 2,87 \text{ кН},$$

$$F_{x3} = 47,79 + 44,92 = 92,71 \text{ кН.}$$

Боковая сила P_N , вычисляемая по формуле (60) при

$$N_2 = 2500,00 \text{ кН,}$$

равна

$$P_N = 2500,00 \cdot \left[\frac{0,04 \cdot 0,5 \cdot 10,05}{(0,5 \cdot 7,8)^2} \left(1 + \frac{0,5 \cdot 10,05}{1} \right) + \frac{0,5 \cdot 12,02}{250} \right] \cdot \frac{7,8}{10,05} =$$

$$= 201,13 \text{ кН.}$$

Боковая сила H , вычисляемая по формуле (59), равна

$$H = 0,5 \cdot 201,13 = 100,57 \text{ кН.}$$

Учитывая, что $\bar{F}_{y1} \ll H$, то силы F_{y4} , F_{y5} , вычисляемые по формулам (58),

равны

$$F_{y4} = F_{y5} = 0,5 \cdot 100,57 = 50,29 \text{ кН.}$$

Силы F'_{y6} и F'_{y7} , действующие на боковую раму, вычисляемые по формулам (61), (62), равны соответственно

– для варианта 1 –

$$F'_{y6} = F'_{y7} = 0,5 \cdot 100,57 = 50,29 \text{ кН;}$$

– для варианта 2 –

$$F'_{y6} = F'_{y7} = 0.$$

Силы F_{y6} , F_{y7} , F_{y8} , F_{y9} , действующие на боковую раму, вычисляемые по формулам (63), (64), равны соответственно

– для варианта 1 –

$$F_{y6} = F_{y7} = F_{y8} = F_{y9} = 0,$$

– для варианта 2 –

$$F_{y8} = F_{y9} = 0,25 \cdot (0,5 \cdot 334,56) = 41,82 \text{ кН,}$$

$$F_{y6} = F_{y7} = \frac{0,5 \cdot 100,57 - 2 \cdot 41,82}{2} = -16,68 \text{ кН.}$$

В.4. Расчет сил, действующих на конструкцию боковой рамы в режиме III

Продольная сила инерции боковой рамы $N_{бр}$, вычисляемая по формуле (65), равна

$$N_{бр} = 1000,00 \cdot \frac{404}{94000} = 4,30 \text{ кН.}$$

Сила тяжести $P_{бр}$, действующая на боковую раму, вычисляемая по формуле (66), равна

$$P_{бр} = \frac{(94000 - 4 \cdot 404 - 4 \cdot 1414)}{4} \cdot 9,81 = 212,70 \text{ кН.}$$

Среднее вероятное значение коэффициента динамической добавки $\bar{k}_{дв}$ при конструкционной скорости вагона, вычисляемое по формуле (69), равно

$$\bar{k}_{дв} = 0,05 + \frac{3,6 \cdot 10^{-4} \cdot (33,75 - 15) \cdot 1}{0,068 - 0,5 \cdot 0,013} = 0,16.$$

Коэффициент динамической добавки $k_{дв}$, вычисляемый по формуле (68), равен

$$k_{дв} = 1,1 \cdot \frac{0,16}{1,13} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,33.$$

Вертикальная динамическая сила P_d , действующую на боковую раму, вычисляемая по формуле (67), равна

$$P_d = 212,70 \cdot 0,33 = 70,19 \text{ кН.}$$

Среднее вероятное значение рамной силы \bar{H}_p , вычисляемое по формуле (71), равно

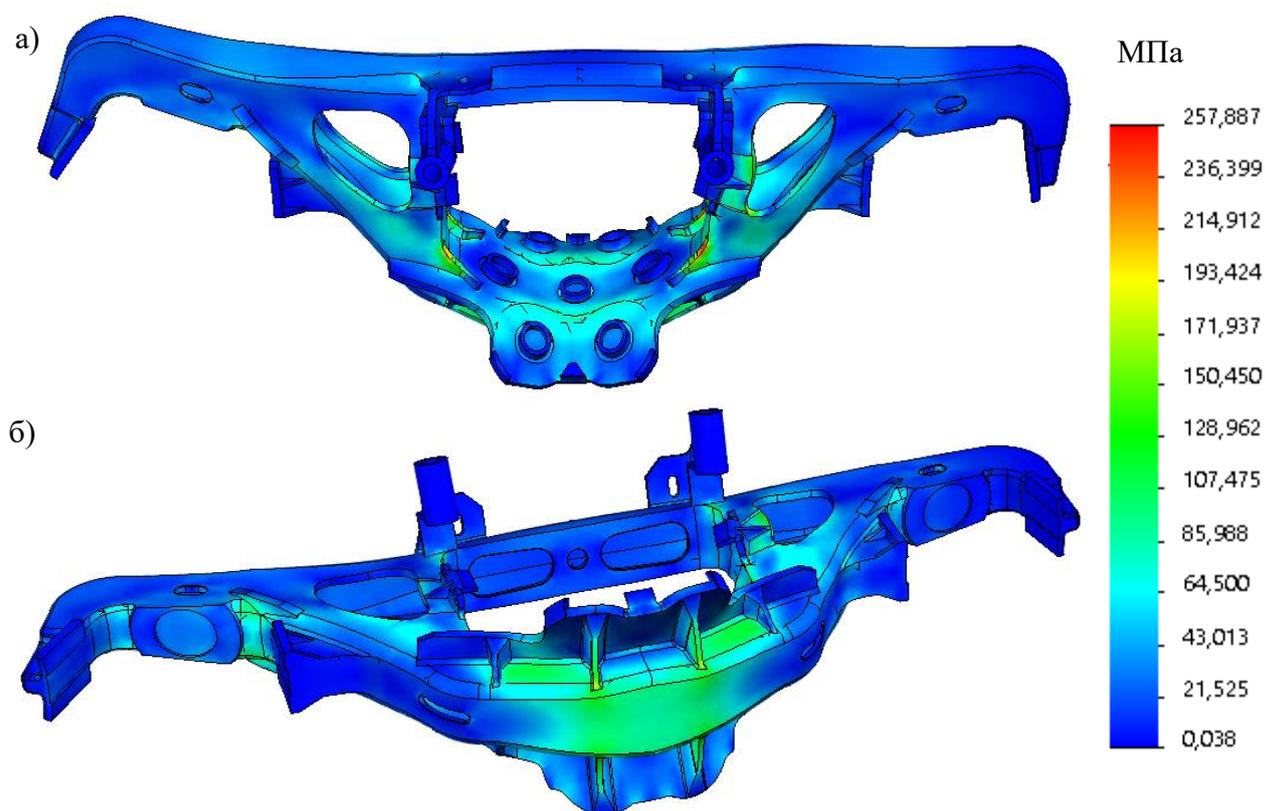
$$\bar{H}_p = 0,003 \cdot 230,50 \cdot (33,75 + 5) = 26,8.$$

Боковая сила H_p , действующую на боковую раму, вычисляемая по формуле (70), равна

$$H_p = 26,8 \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 56,63 \text{ кН.}$$

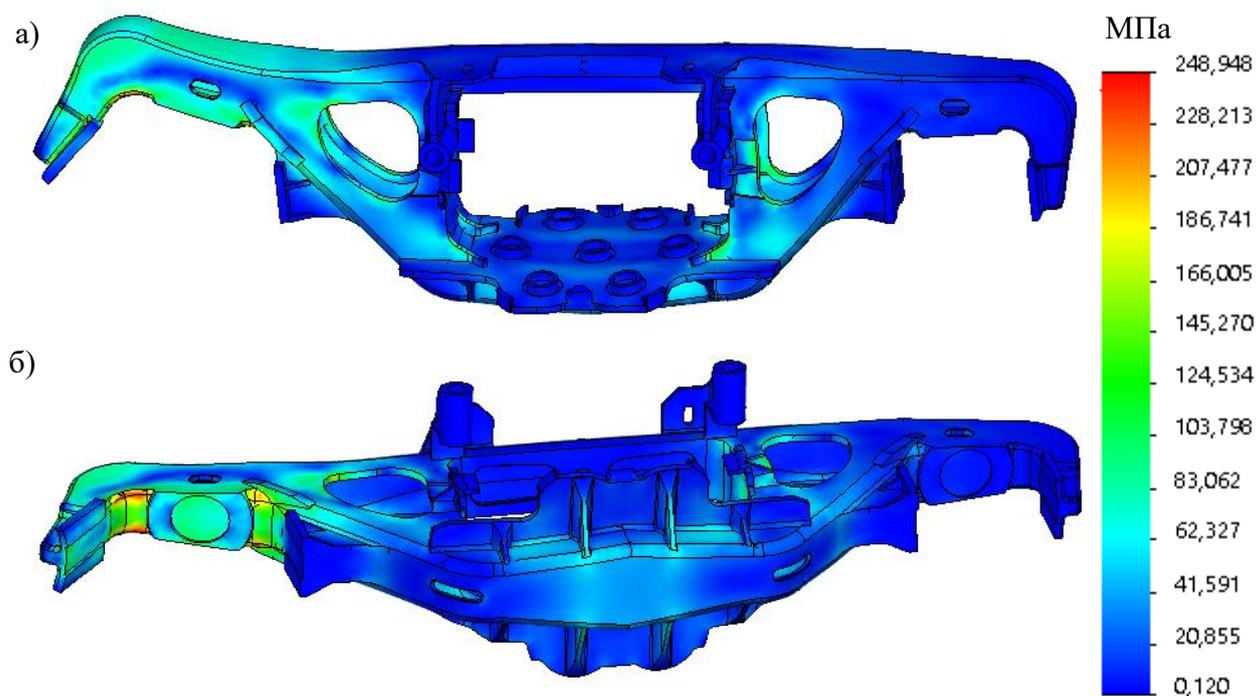
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Карты напряжений, полученные с применением традиционной и предлагаемых методик расчетной оценки, для типовой конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014

Результаты теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014, полученные с применением традиционной методики расчетной оценки, приведены на рисунках Г.1 – Г.6. Результаты теоретических исследований НДС конструкции боковой рамы при расчетных схемах по требованиям ГОСТ 33211-2014, полученные с применением разработанной методики расчетной оценки, приведены на рисунках Г.7 – Г.12.



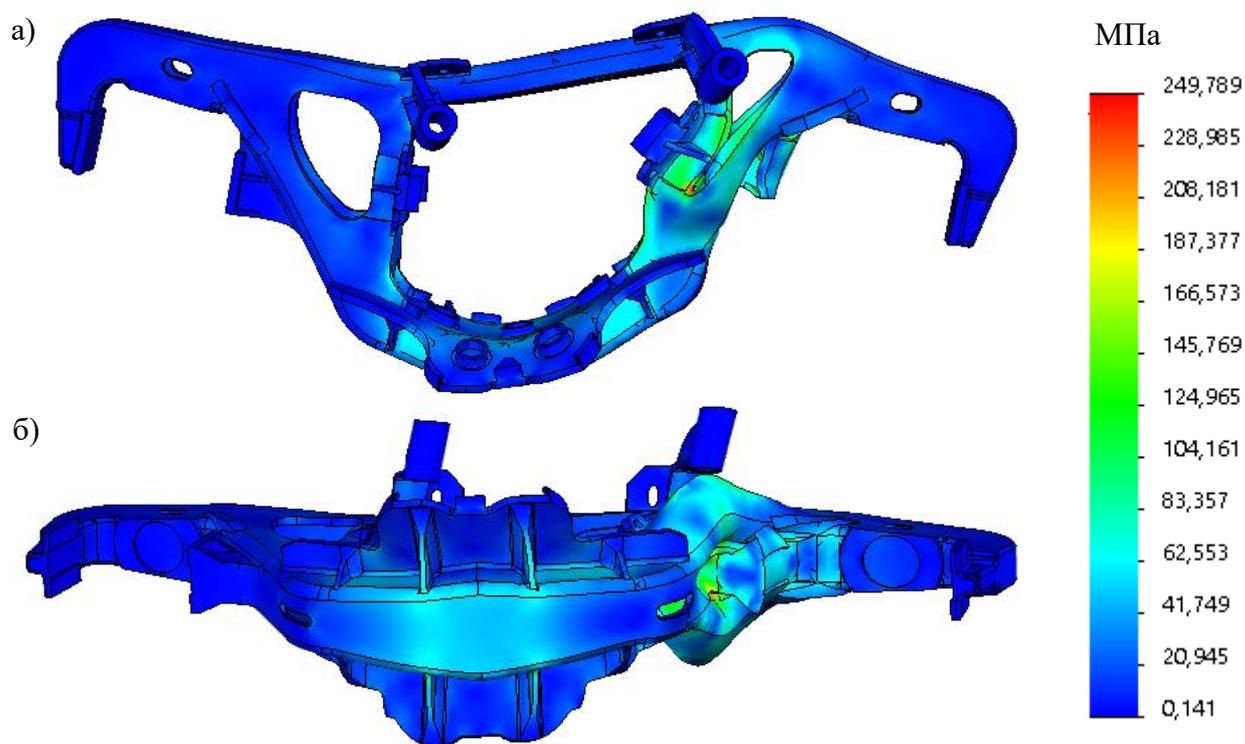
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.1 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при расчетном режиме I а с использованием традиционной методики расчетной оценки



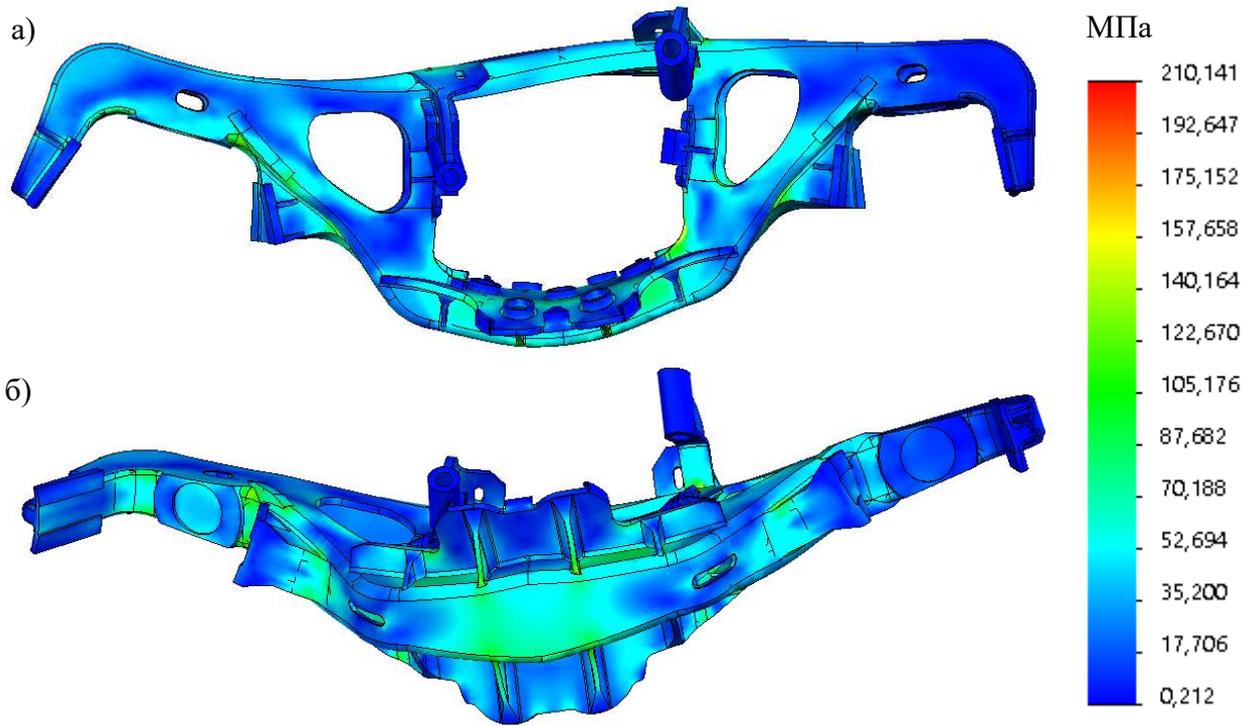
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.2 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 1 с использованием традиционной методики расчетной оценки



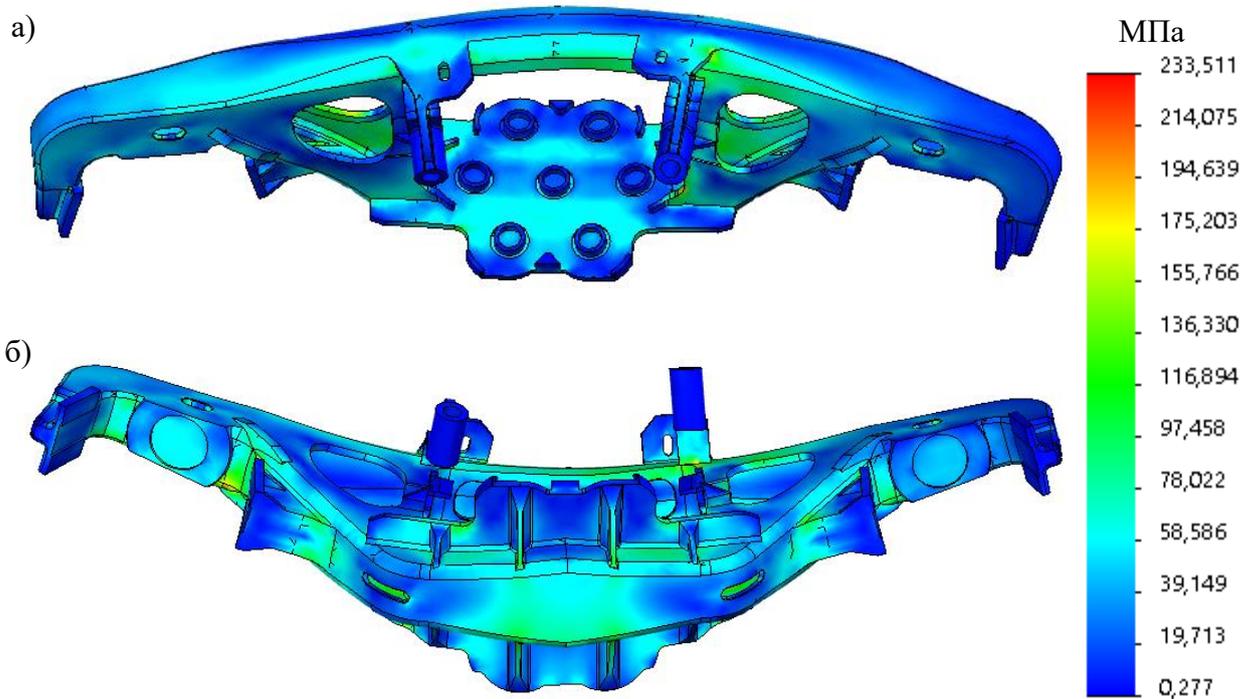
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.3 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 2 с использованием традиционной методики расчетной оценки



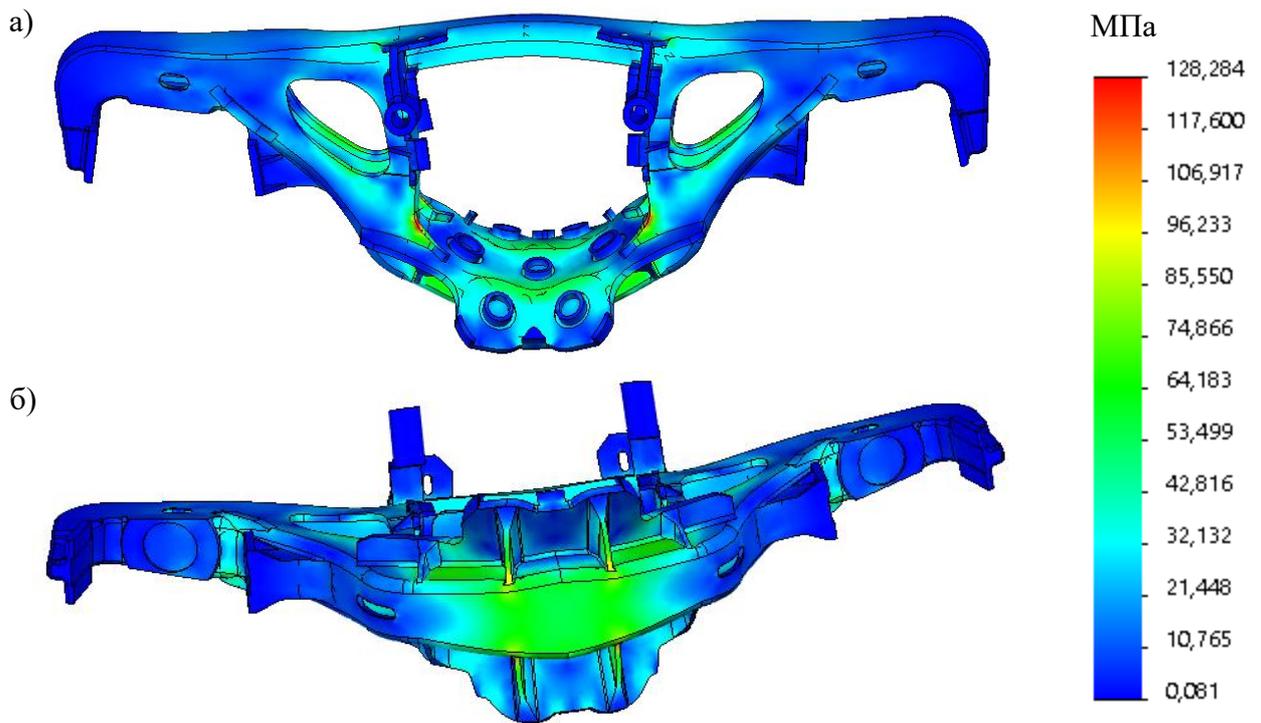
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.4 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при расчетном режиме I в варианте 1 с использованием традиционной методики расчетной оценки



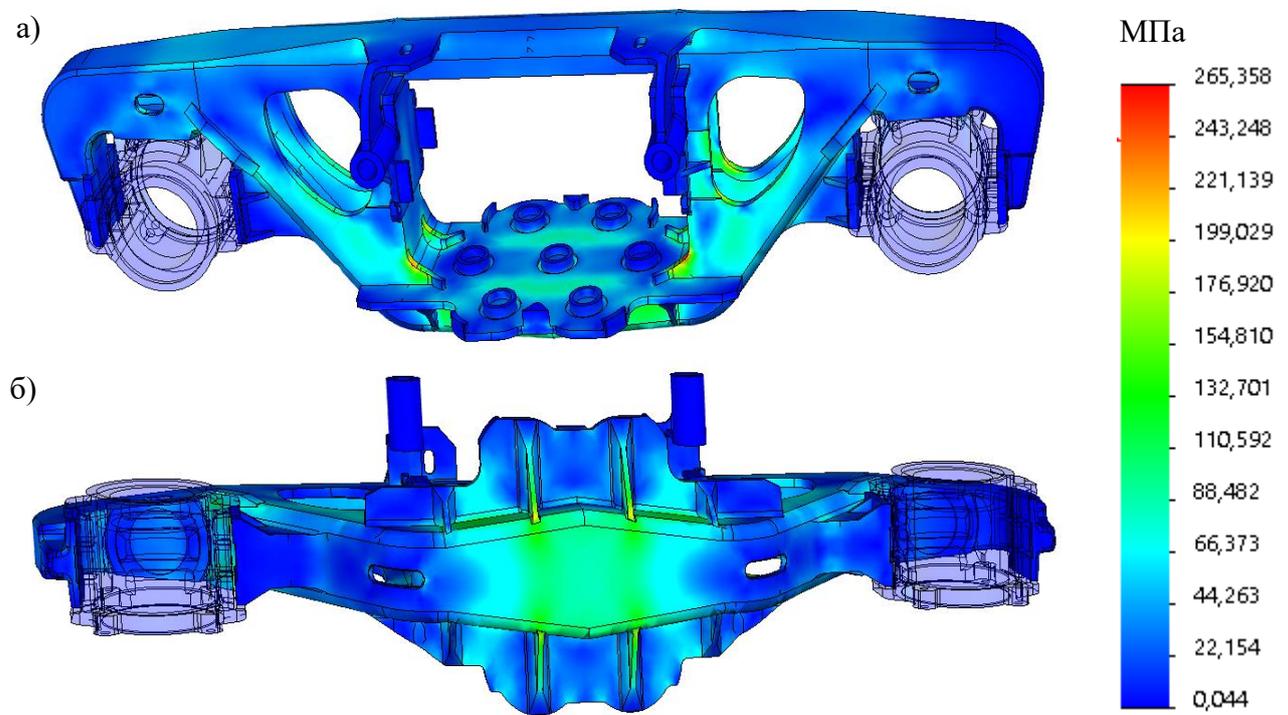
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.5 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при расчетном режиме I в варианте 2 с использованием традиционной методики расчетной оценки



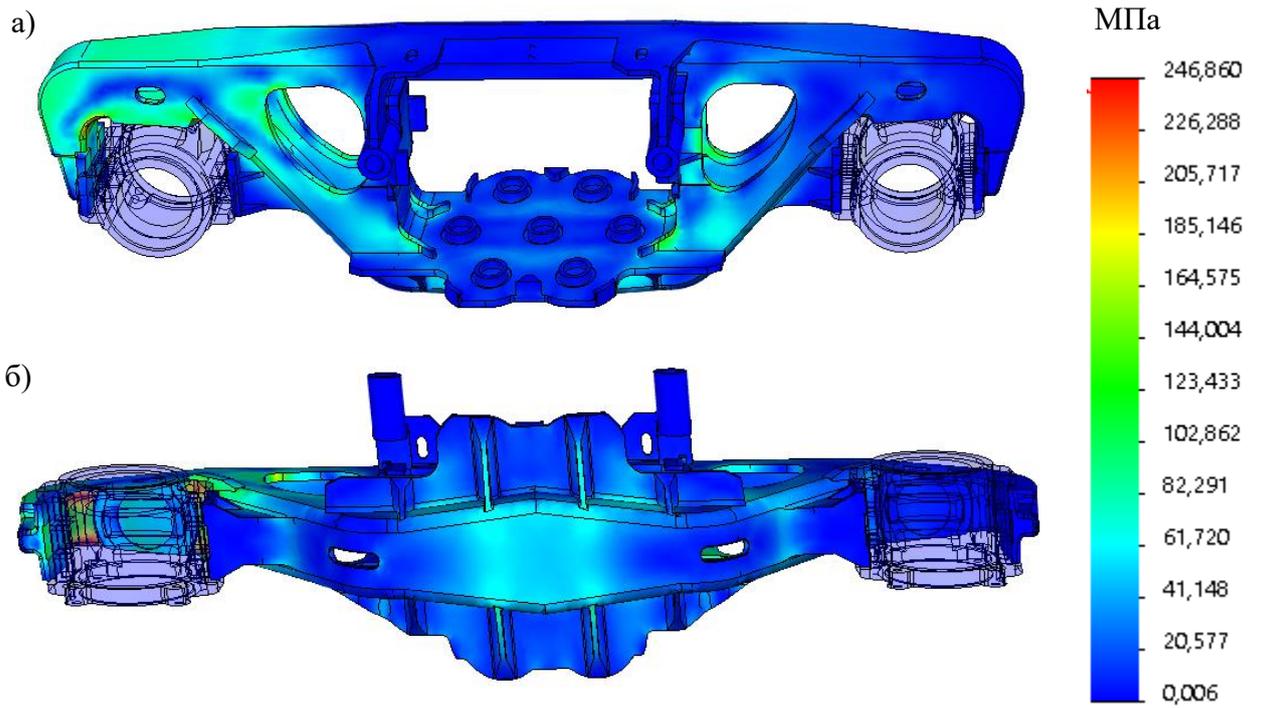
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.6 – Карта напряженно-деформированного состояния конструкции боковой рамы при расчетном режиме III с использованием традиционной методики расчетной оценки



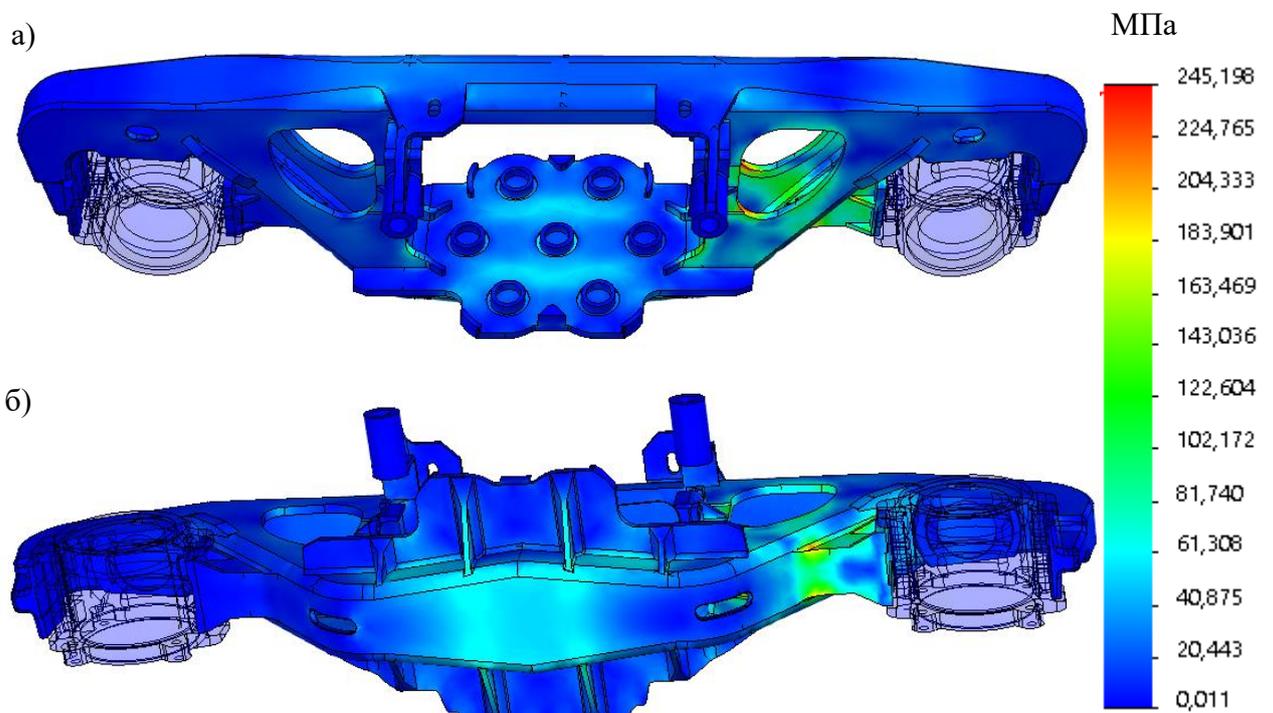
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.7 – Карта напряжений конструкции боковой рамы при расчетном режиме I а с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.8 – Карта напряжений конструкции боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 1 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Г.9 – Карта напряжений конструкции боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

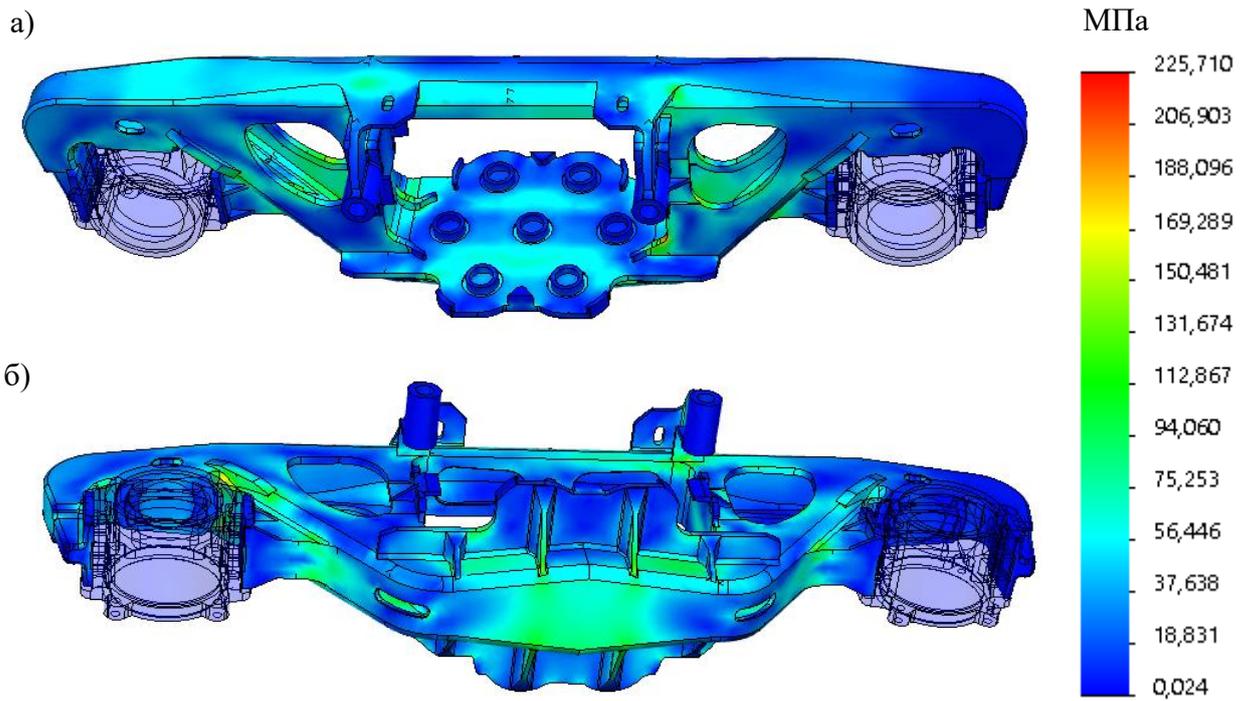


Рисунок Г.10 – Карта напряжений конструкции боковой рамы при расчетном режиме I в варианте 1 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

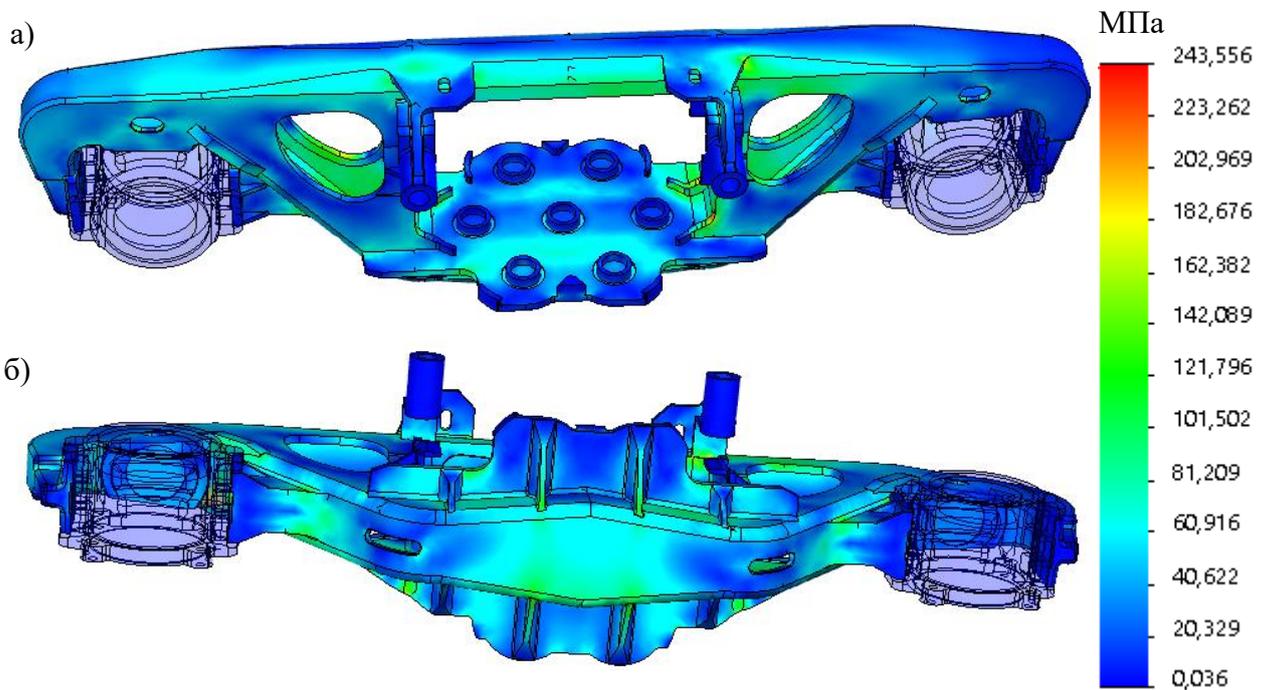
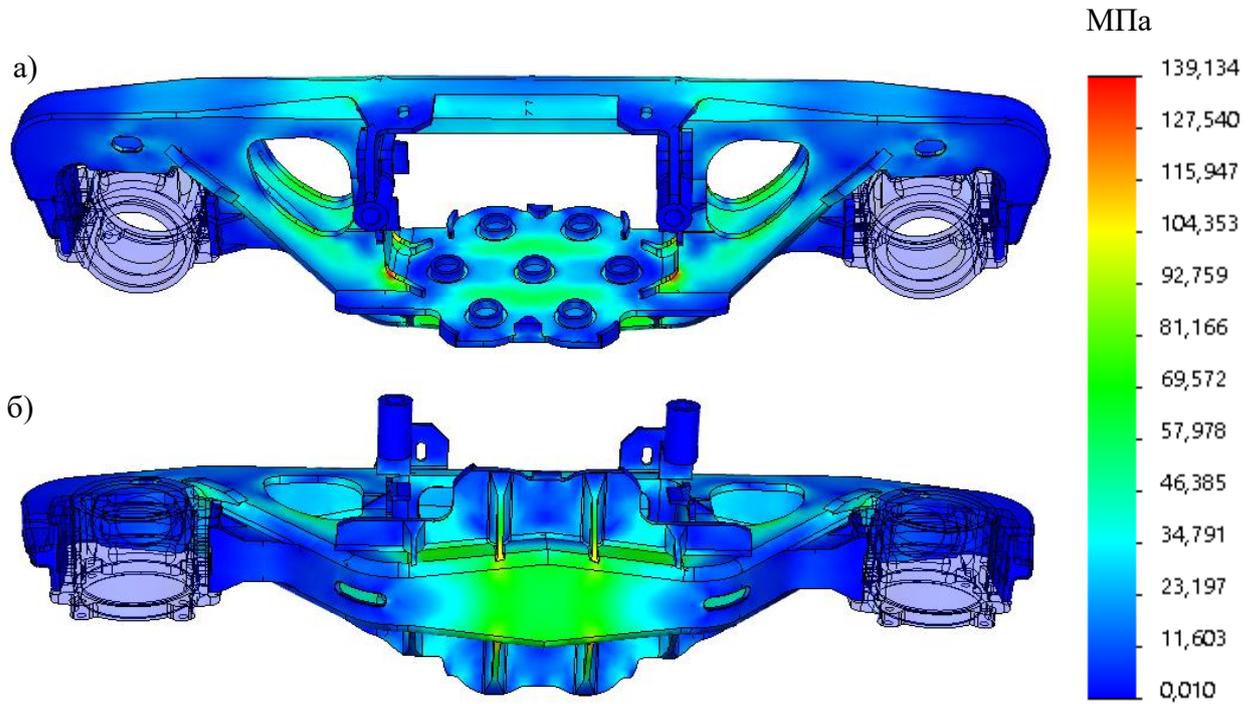


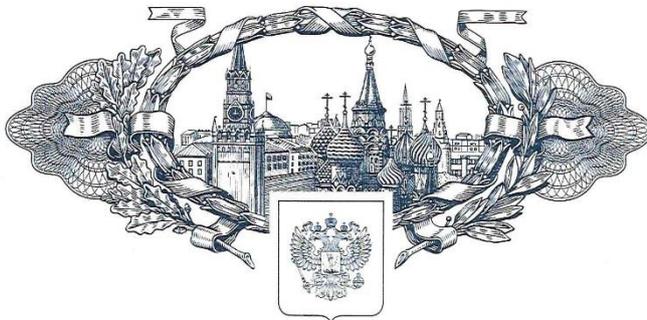
Рисунок Г.11 – Карта напряжений конструкции боковой рамы при расчетном режиме I в варианта 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона
Рисунок Г.12 – Карта напряжений
конструкции боковой рамы при расчетном режиме III
с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Патенты на изобретение

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2572442

БОКОВАЯ РАМА ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Патентообладатель(ли): *ООО "Энергосервис" (RU)*

Автор(ы): *Ахмеджанов Равиль Абдрахманович (RU), Бельский Александр Олегович (RU), Горохов Арсений Анатольевич (RU)*

Заявка № 2014129260

Приоритет изобретения **15 июля 2014 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации **09 декабря 2015 г.**

Срок действия патента истекает **15 июля 2034 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2577815

**КОНСТРУКЦИЯ СОЕДИНЕНИЯ БУКСОВОГО УЗЛА С
РАМОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА**

Патентообладатель(ли): *Общество с ограниченной
ответственностью "Энергосервис" (RU)*

Автор(ы): *Ахмеджанов Равиль Абдрахманович (RU), Бельский
Александр Олегович (RU)*

Заявка № 2014129261

Приоритет изобретения **15 июля 2014 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре
изобретений Российской Федерации **17 февраля 2016 г.**

Срок действия патента истекает **15 июля 2034 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Проектный расчет крепежных элементов

Проектный расчет проводится для определения основных параметров болтового соединения и зависит от условий нагружения. Так как подбуксовая скоба с боковой рамой устанавливаются в натяг, то работа болтовых соединений принята аналогична работе шпилек. В связи с чем условием работоспособности болтового соединения является отсутствие сдвига соединяемых деталей, прочность стержня болта на срез и на смятие (на плоскости стыка).

Условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (\text{E.1})$$

где i – число плоскостей среза. В соединении подбуксовой скобы с наружной челюстной направляющей буксового проема $i = 2$, в соединении с внутренней челюстной направляющей $i = 1$.

d – внутренний диаметр резьбы;

F – растягивающая сила.

Так как подбуксовая струнка должна работать как в обычном режиме, так и в экстренном режиме, то принимаем наиболее неблагоприятное значение силы $F = 41160 \text{ Н}$;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез, определяемое из соотношения

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,4\sigma_{\text{Т}}.$$

Из формулы (Д.1) получим необходимый минимальные диаметр болта:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot 0,4\sigma_{\text{Т}} \cdot i}}, \quad (\text{E.2})$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 41160}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1200 \cdot 1}} = 10,82 \text{ мм.}$$

Условие прочности болта на смятие для средней детали

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d\delta_1} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (\text{E.3})$$

для крайних деталей

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{2d\delta_2} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (\text{E.4})$$

где δ_1, δ_2 – соответственно толщина средней и крайней деталей,

$\sigma_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение на смятие, определяемое из соотношения

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_{\text{Т}}.$$

Из формулы (Д.3, Д.4) получим необходимый минимальные диаметр болта:

$$d \geq \frac{F}{0,8\sigma_{\text{Т}} \cdot \delta_1}, \quad (\text{E.5})$$

$$d \geq \frac{F}{2 \cdot 0,8\sigma_{\text{Т}} \cdot \delta_2}, \quad (\text{E.6})$$

$$d \geq \frac{41160}{0,8 \cdot 1200 \cdot 5} = 9,20 \text{ мм},$$

$$d \geq \frac{41160}{2 \cdot 0,8 \cdot 1200 \cdot 2} = 11,20 \text{ мм}.$$

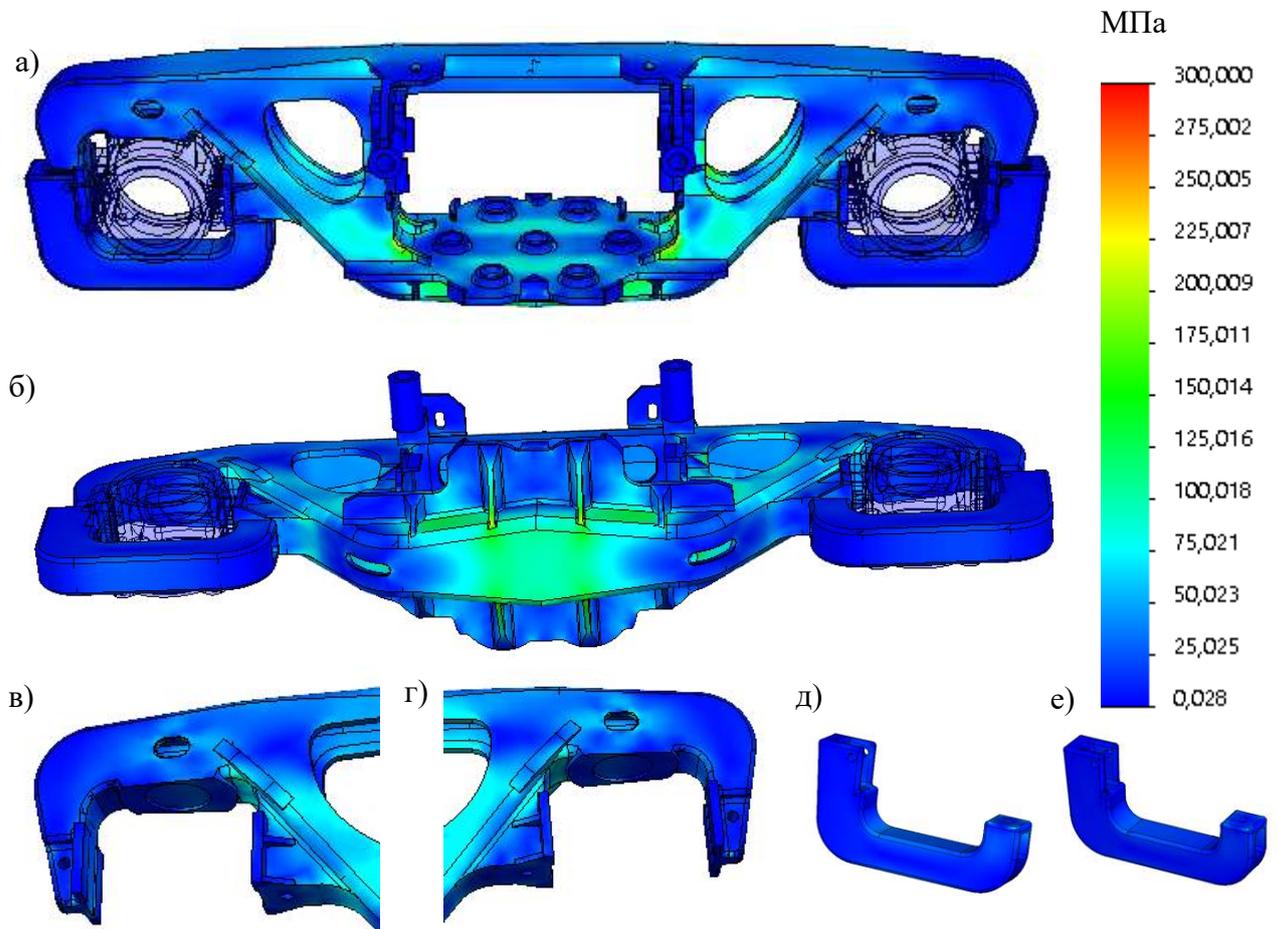
Для упрощения сборки, разборки соединения буксовой скобы с наружной и внутренней челюстных направляющих выберем болт одного диаметра. Для этого из формул (E.2), (E.5), (E.6) выберем максимальное значение, увеличенное до стандартного:

$$d = 12 \text{ мм}.$$

Болт необходимый для монтажа подбуксовой скобы с наружной челюстной направляющей обозначается М12×65.12.9 ГОСТ 7798-70. Болт необходимый для монтажа подбуксовой скобы с внутренней челюстной направляющей обозначается М12×130.12.9 ГОСТ 7798-70.

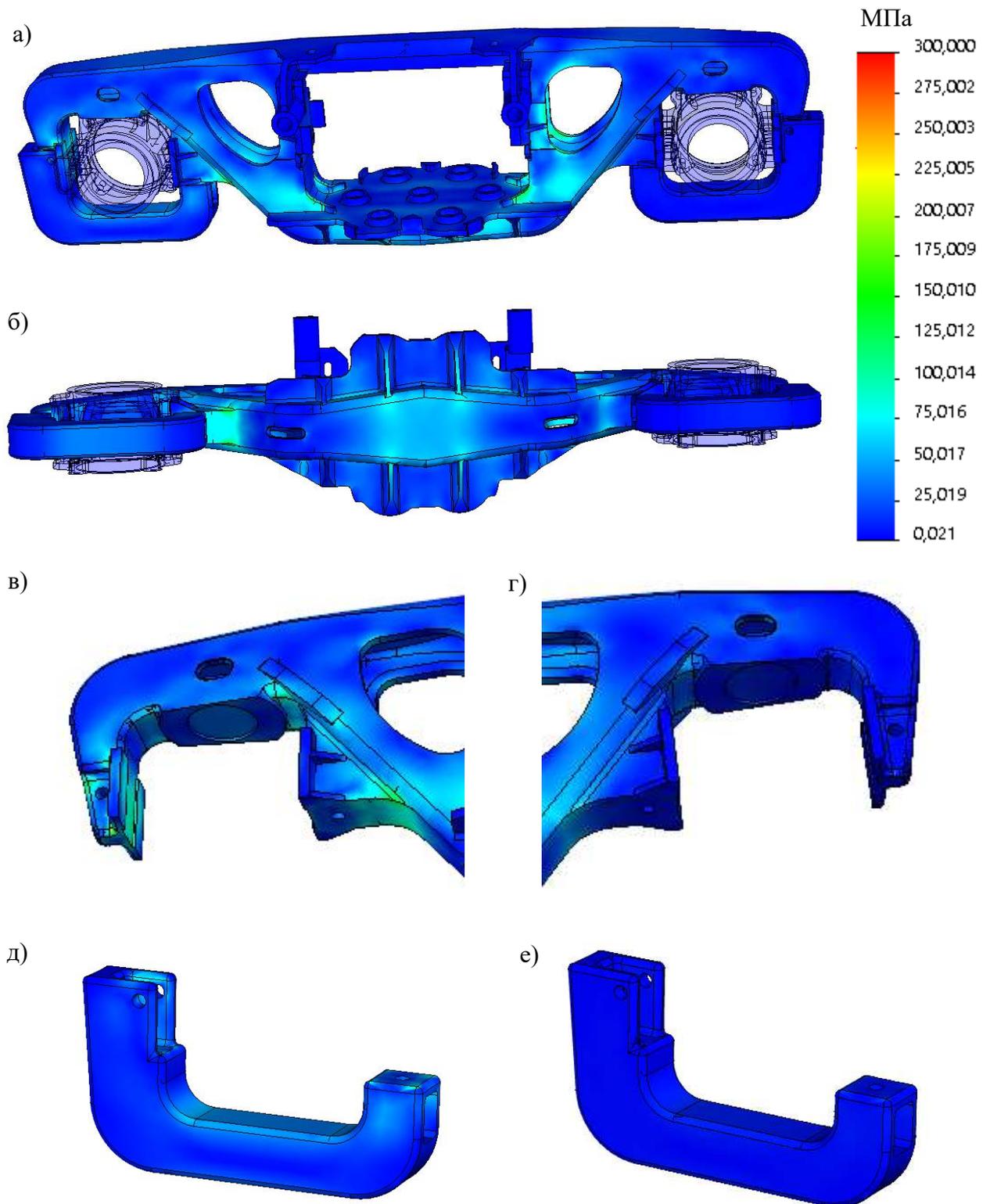
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Карты напряжений модернизированной конструкции боковой рамы, сроков службы стандартной и модернизированной конструкций боковой рамы, полученные с применением предлагаемой методики расчетной оценки по требованиям ГОСТ 33211-2014

Результаты теоретических исследований НДС модернизированной конструкции боковой рамы, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки в соответствии с расчетными схемами ГОСТ 33211-2014, приведены на рисунках Ж.1 – Ж.6.



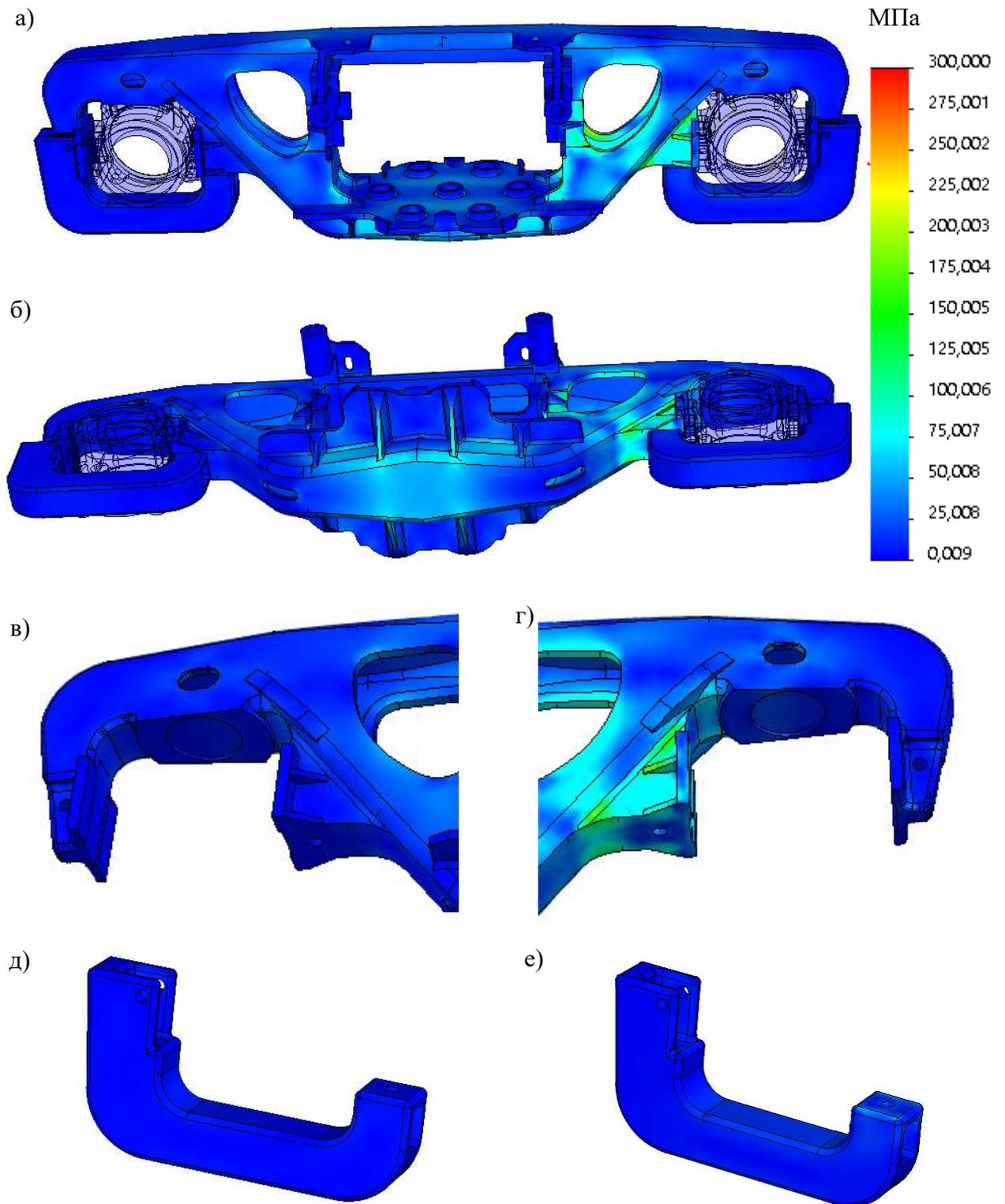
а – боковая сторона боковой рамы с техническими решениями; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими решениями; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковой рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180°)

Рисунок Ж.1 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I а с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



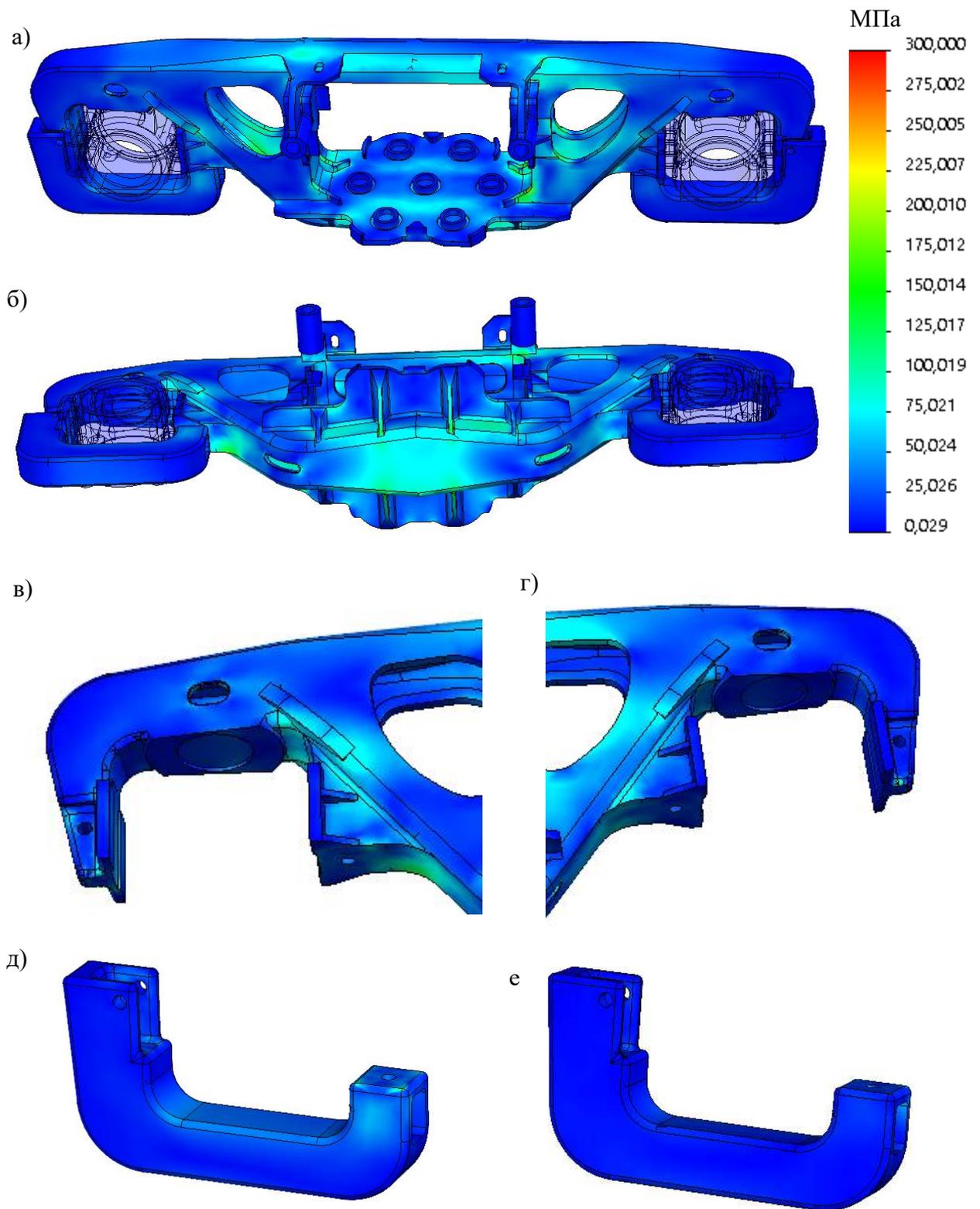
а – боковая сторона боковой рамы с техническими решениями; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими решениями; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковой рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180°)

Рисунок Ж.2 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 1 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



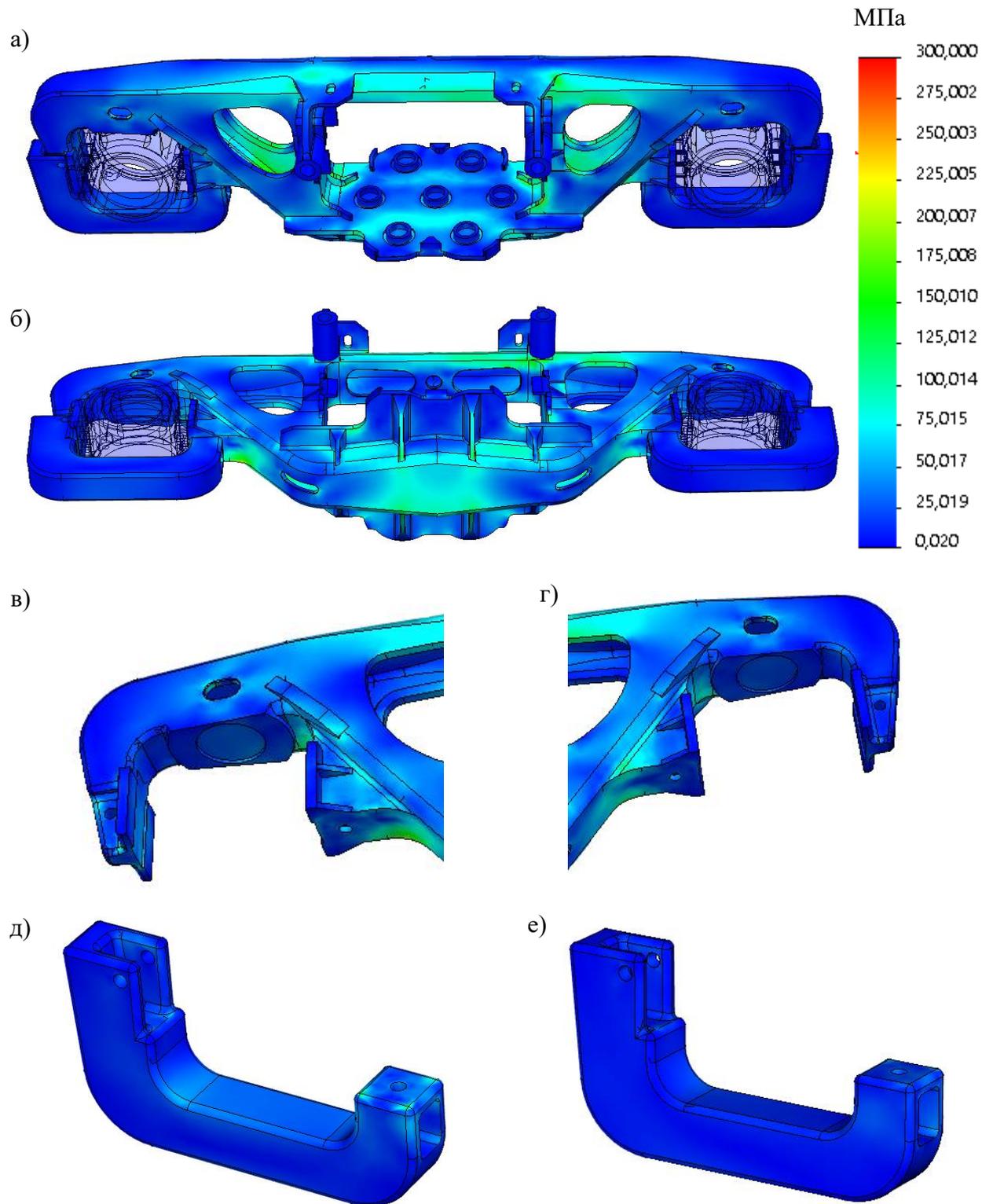
а – боковая сторона боковой рамы с техническими решениями; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими решениями; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковой рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180°)

Рисунок Ж.3 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



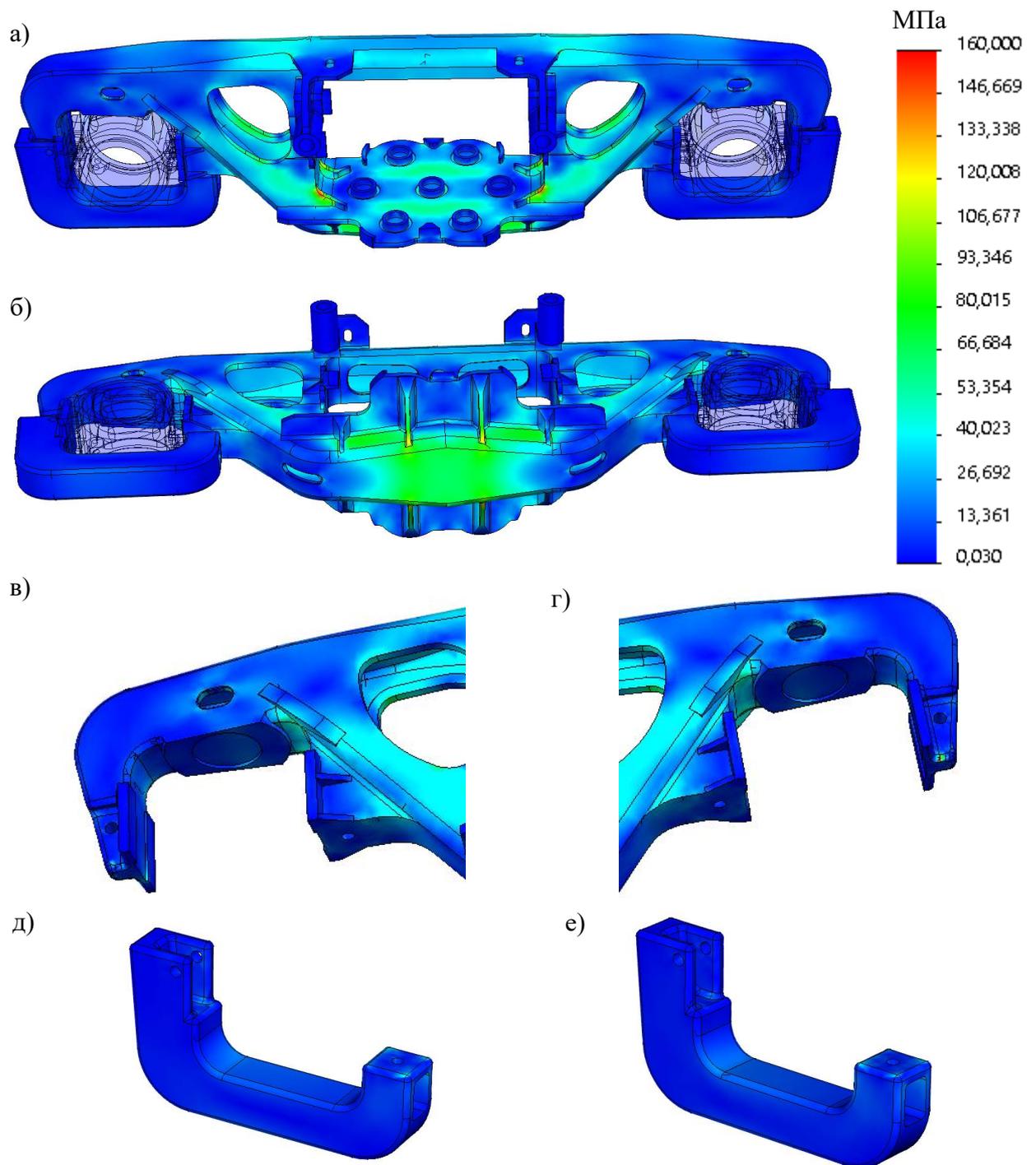
а – боковая сторона боковой рамы с техническими решениями; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими решениями; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковой рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180°)

Рисунок Ж.4 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I в варианте 1 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона боковой рамы с техническими решениями; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими решениями; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковой рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180°)

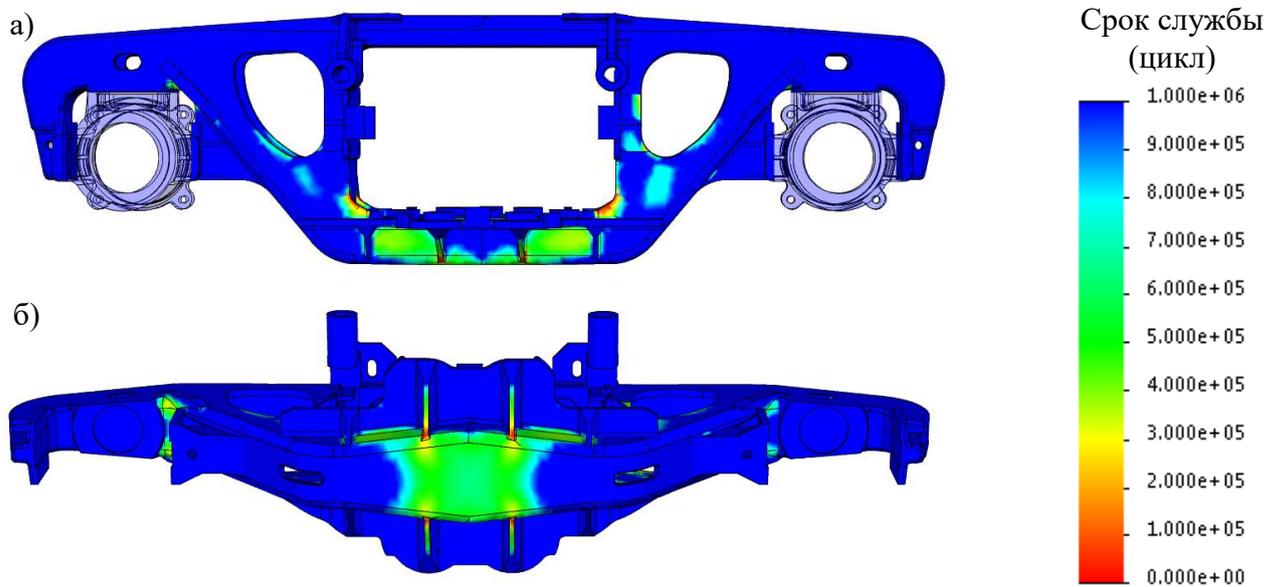
Рисунок Ж.5 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I в варианте 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона боковой рамы с техническими решениями; б – нижняя сторона боковой рамы с техническими решениями; в – левая часть боковой рамы (первый буксовый проем); г – правая часть боковая рамы (второй буксовый проем); д – левая (первая) подбуксовая скоба; е – правая (вторая) подбуксовая скоба (развернуто на 180 °)

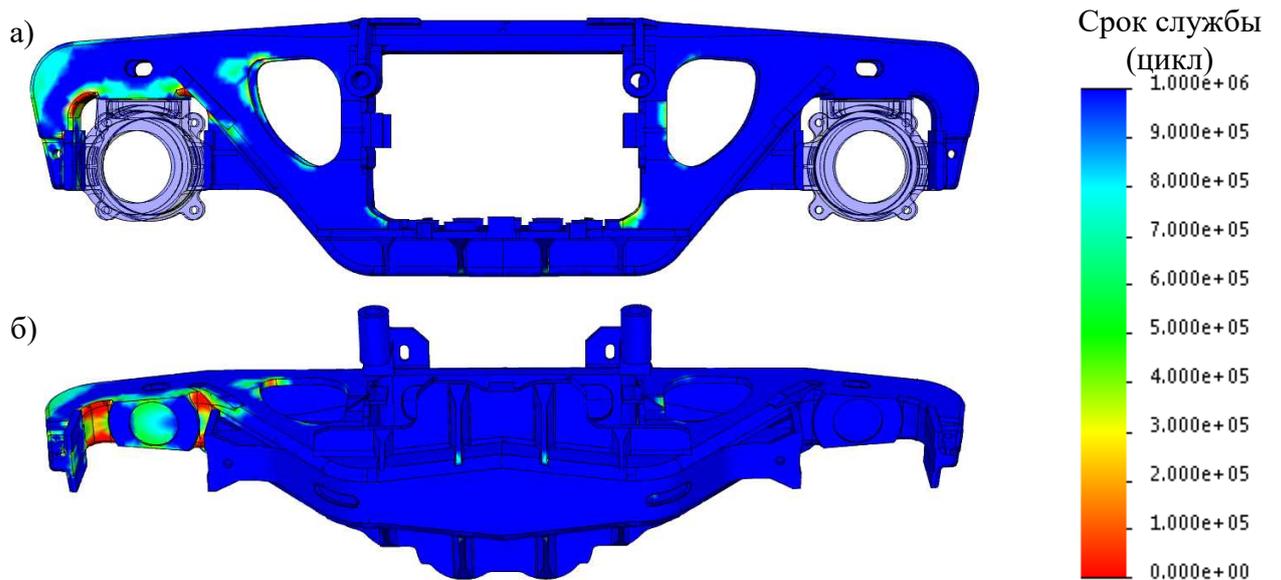
Рисунок Ж.6 – Карта напряжений конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме III с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

Результаты теоретических исследований сроков службы конструкции стандартной боковой рамы, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки в соответствии с расчетными схемами ГОСТ 33211-2014, приведены на рисунках Ж.7 – Ж.12.



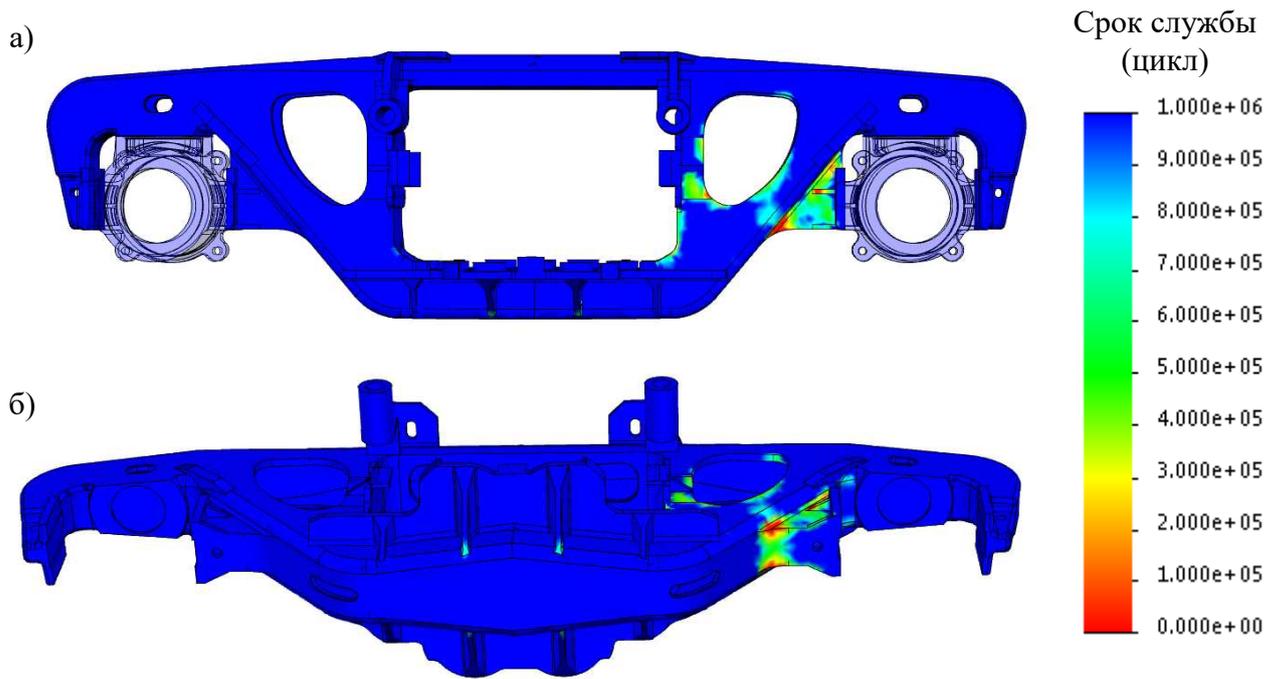
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.7 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме I а с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



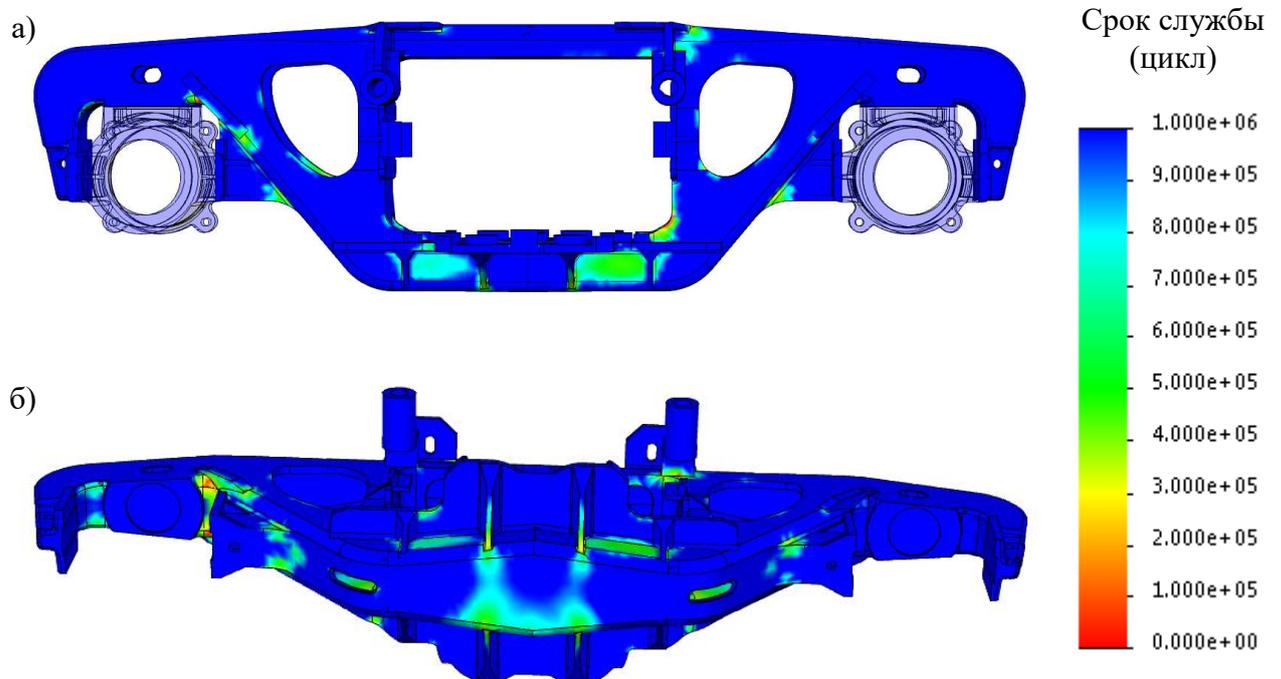
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.8 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 1 с использованием предлагаемой расчетной модели



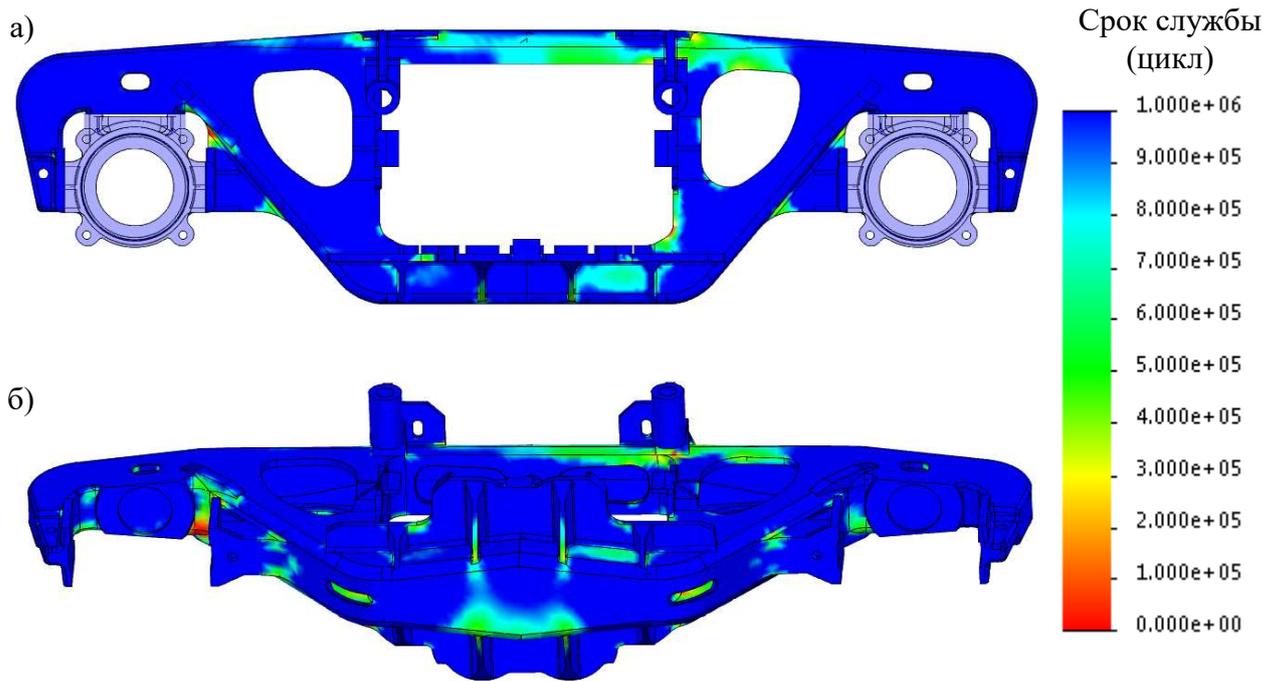
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.9 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



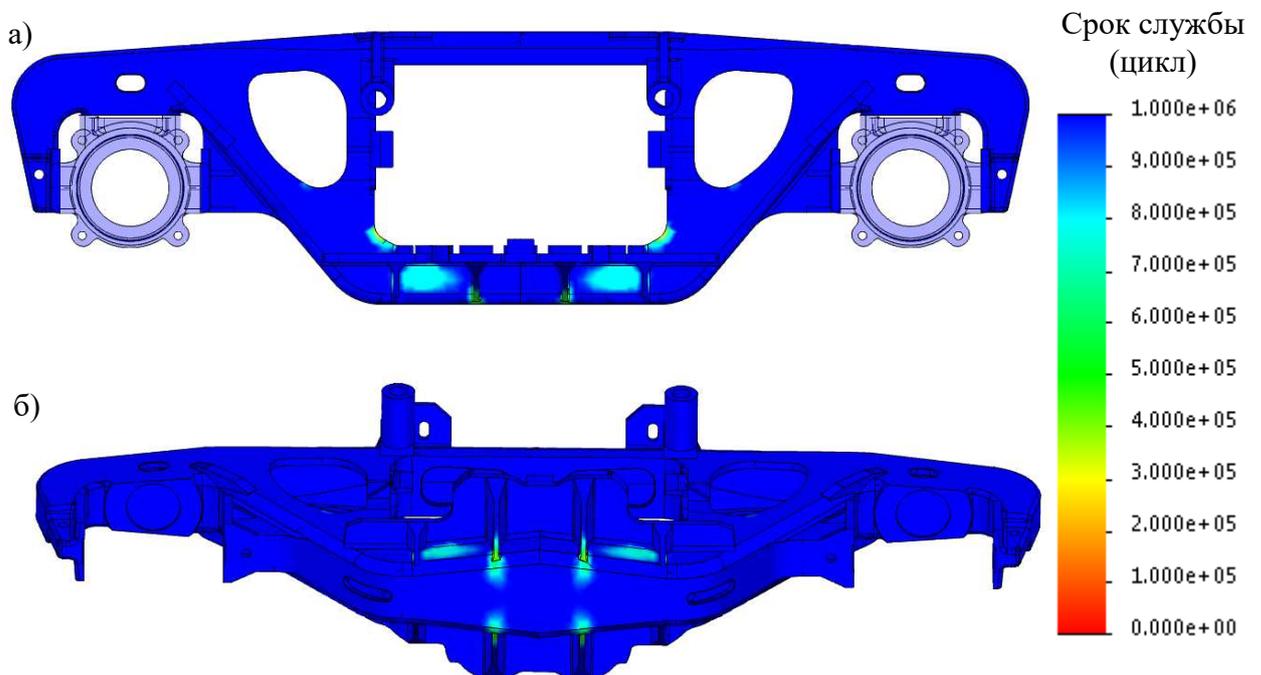
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.10 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме I в варианта 1 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.11 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме I в варианте 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.12 – Карта срока службы конструкции стандартной боковой рамы при расчетном режиме III с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

Результаты теоретических исследований сроков службы конструкции модернизированной боковой рамы, полученные с использованием предлагаемой методики расчетной оценки в соответствии с расчетными схемами ГОСТ 33211-2014, приведены на рисунках Ж.13 – Ж.18.

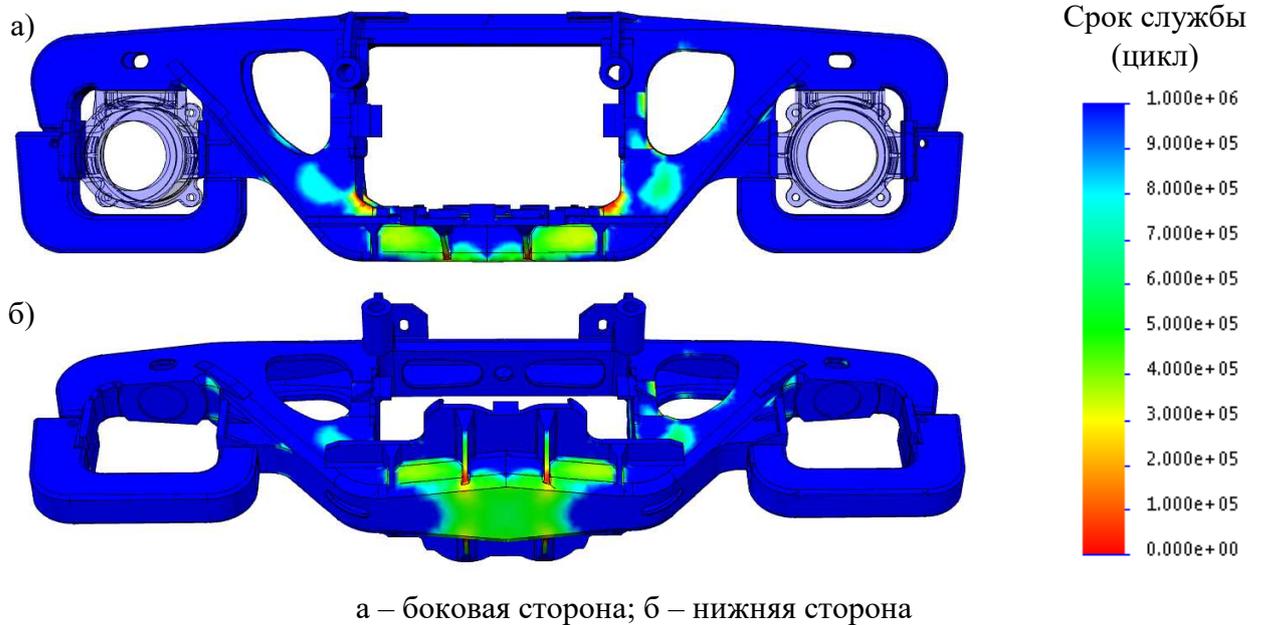


Рисунок Ж.13 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I а с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

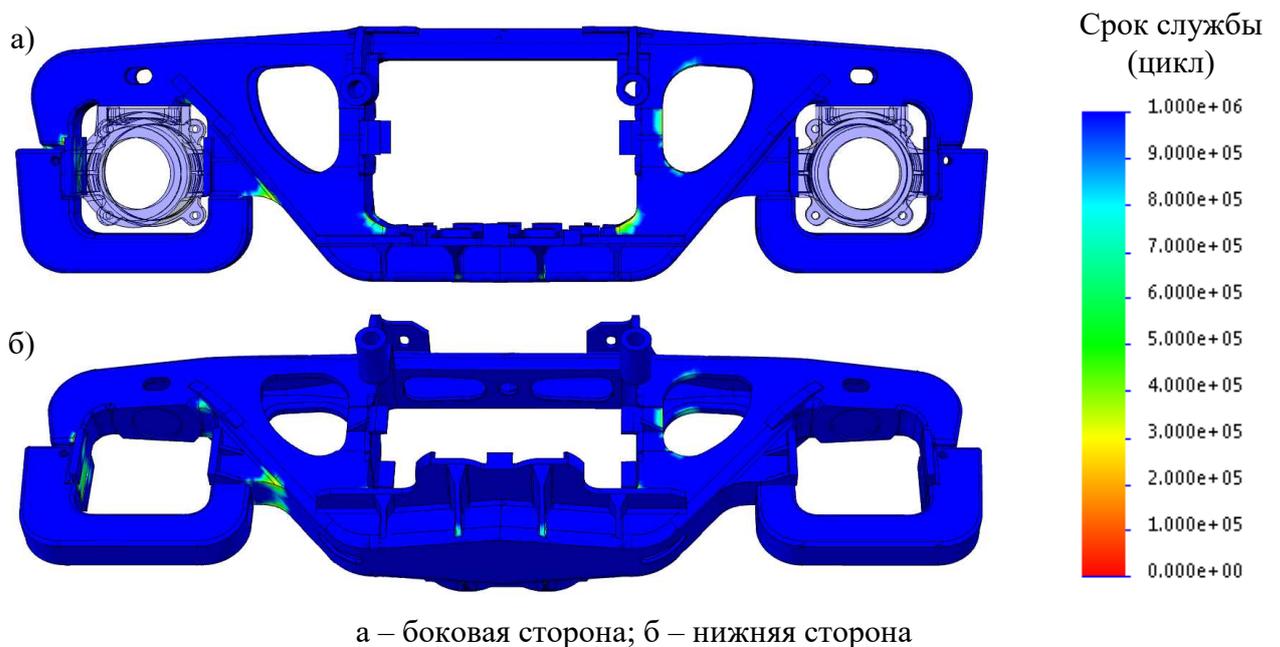
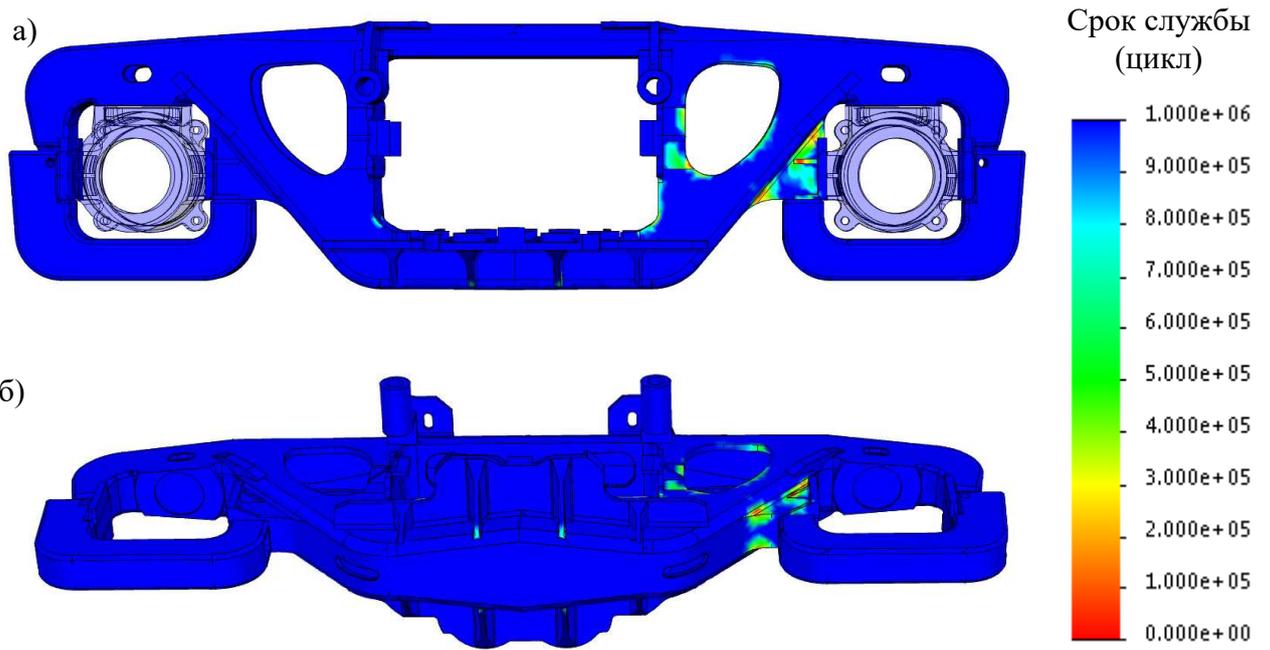
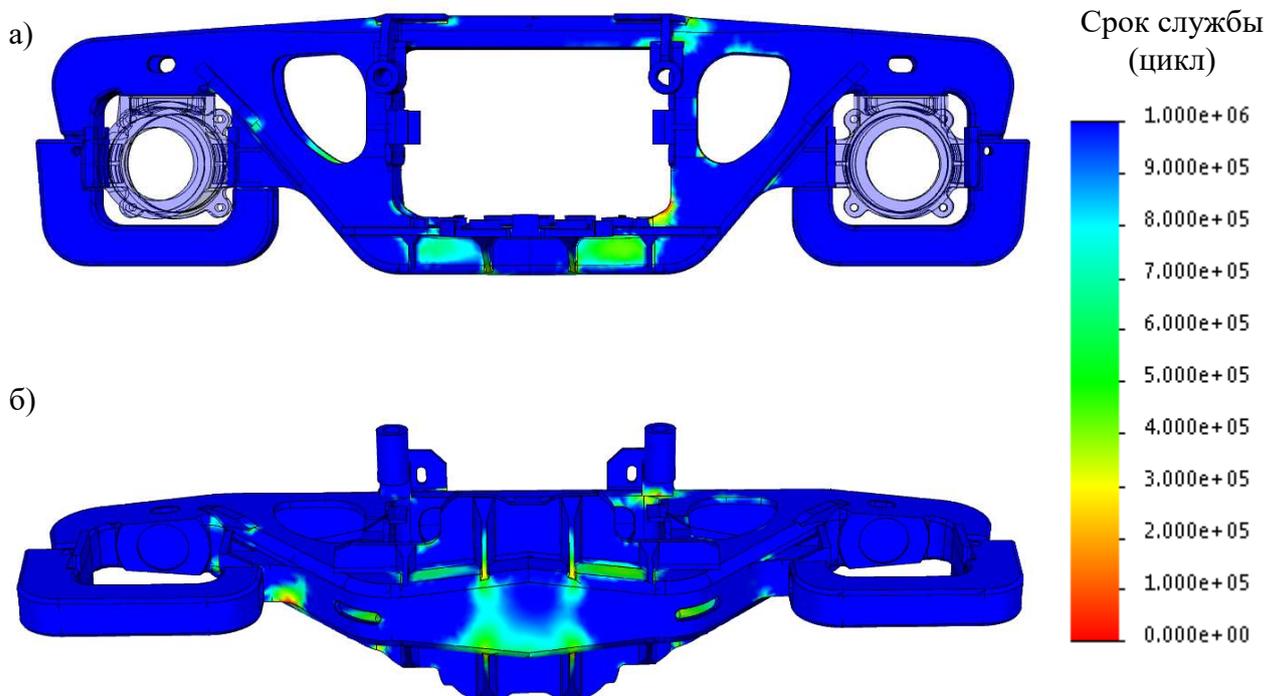


Рисунок Ж.14 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 1 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



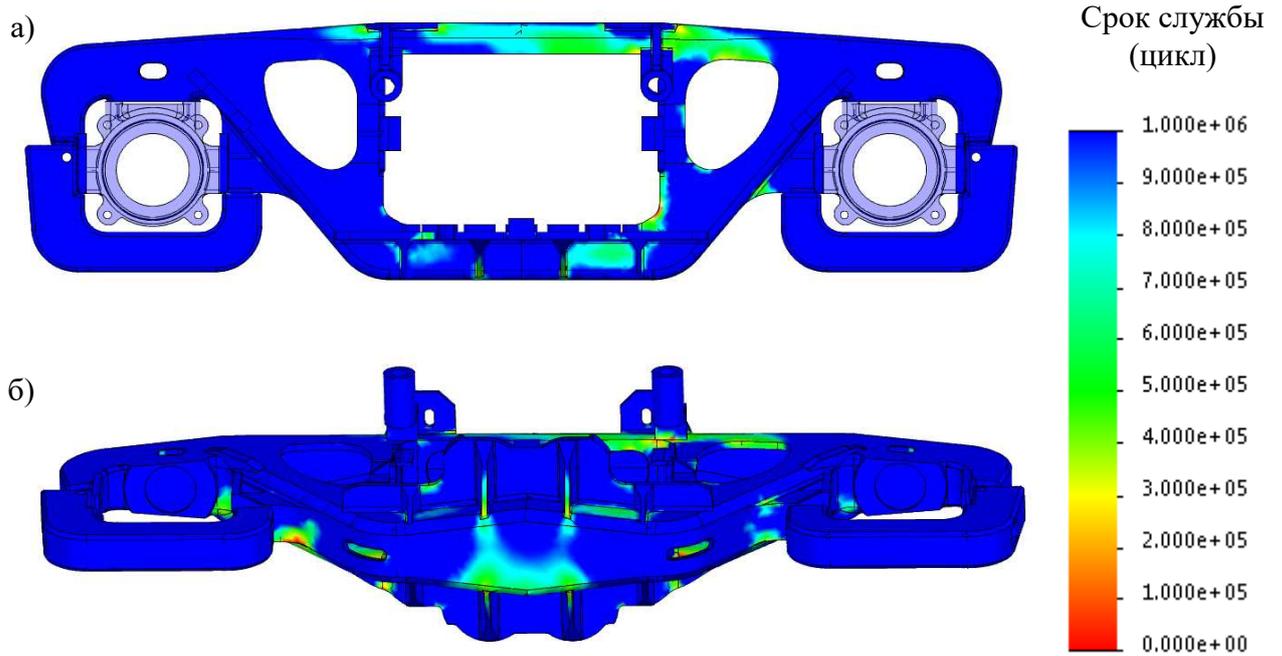
а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.15 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I б варианта 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

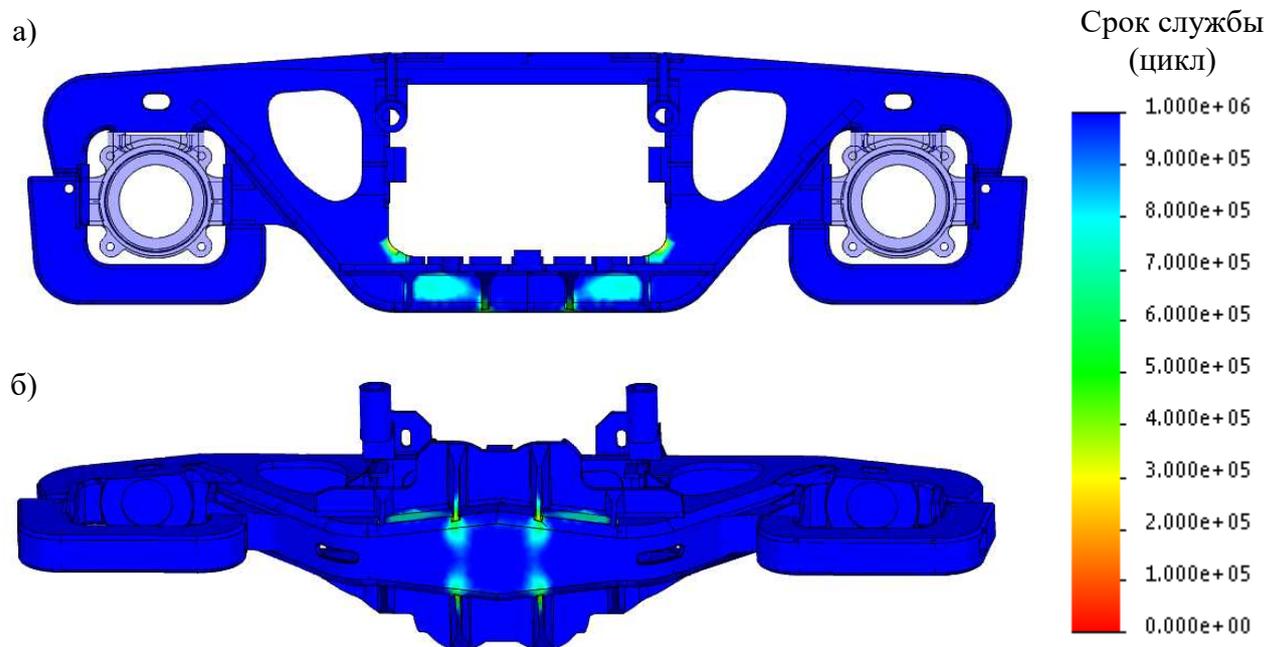


а – боковая сторона; б – нижняя сторона

Рисунок Ж.16 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I в варианта 1 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона
 Рисунок Ж.17 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме I в варианте 2 с использованием предлагаемой методики расчетной оценки



а – боковая сторона; б – нижняя сторона
 Рисунок Ж.18 – Карта срока службы конструкции модернизированной боковой рамы при расчетном режиме III с использованием предлагаемой методики расчетной оценки

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Свидетельство о поверке партии тензорезисторов

Федеральное государственное унитарное предприятие "Сибирский государственный
ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский институт метрологии"
ФГУП "СНИИМ"

наименование органа Государственной метрологической службы, юридического лица

СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ № 10-949

Действительно до
26.05.2025

Средство измерений Тензорезисторы проволочные приклеиваемые; ПКС-8

наименование, тип

Серия и номер клейма предыдущей поверки (если такие серия и номер имеются)

заводской номер метка синяя

принадлежащее ФГУП "СибНИИ им. С.А. Чаплыгина", 5401101598

наименование юридического (физического) лица, ИНН

поверено и на основании результатов первичной (периодической) поверки признано
пригодным к применению.



84043048

Поверительное клеймо

Зам. начальника отдела
должность руководителя подразделения

подпись

К.В. Тукмачев
инициалы, фамилия

Поверитель

подпись

К. В. Тукмачев
инициалы, фамилия

26.05.2015

Бланк № 159274

630004, г. Новосибирск, пр. Димитрова, 4,
т. (383)-2101618, факс: 2101360,
e-mail: evgrafov@sniim.ru
http://sniim.ru

ФГУП «СНИИМ» аккредитован на
техническую компетентность в области
поверки СИ и зарегистрирован в Реестре под
№073. Шифр поверительного клейма "Н"

Результаты поверки

(в соответствии с А02.411709.015 МП)

Тип тензорезистора	Значение	
	Допускаемое	Фактическое
Наименование характеристики		
Диапазон измеряемых деформаций, млн ⁻¹ :	±2000	±3000
Номинальная база тензорезистора ПКС-8-120, мм	-	8
Номинальное значение сопротивления $R_{НОМ}$, Ом		120,6
Предельное относительное отклонение сопротивления в партии от номинального, %	1	0,03
Погрешность измерений, %	2-6	1,7
Чувствительность при нормальных условиях		
Среднее значение K , не менее	2	2,10
Среднее квадратическое отклонение, S_K	0,02	0,014
Часовая ползучесть при нормальных условиях, Π		
Среднее значение Π , %, не более	0,5	0,0005
Среднее квадратическое отклонение S_{Π} , %	0,5	0,0036
Температурная характеристика сопротивления (ТХС)		108
Максимальные значения ТХС в рабочей области значений температуры $\pm 50^{\circ}\text{C}$, не более	100xK 20	12
Среднее квадратическое отклонение S_{Tm} , мкОм/Ом		
Минимальное значение сопротивления изоляции в рабочей области значений температуры, K_m , МОм	102Мом.	110

Партия состоит из 1000 шт. Метка партии — синяя.

Поверитель



К.В.Тукмачев
(383) 210-14-13
E-mail: lui@sniim.ru