

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Брянский государственный технический университет»

На правах рукописи

Лукашова Елена Витальевна

**ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ
ЖЕСТКОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ КУЗОВОВ
ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук, доцент
Антипин Дмитрий Яковлевич

Брянск – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ И АНАЛИЗА ПРОЧНОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ КУЗОВОВ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ.....	11
1.1 Пути повышения уровня комфорта пассажиров.....	11
1.2 Обзор несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов.....	14
1.2.1 Обзор конструкций кузовов пассажирских вагонов зарубежного производства	14
1.2.2 Обзор конструкций кузовов пассажирских вагонов отечественного производства	19
1.3 Обзор методов исследования динамики вагонов	24
1.4 Выводы по первому разделу	33
2 МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ЖЕСТКОСТНЫХ СВОЙСТВ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА	35
2.1 Описание объекта исследования.....	35
2.2 Основные принципы методики исследования.....	37
2.3 Применение методов математического компьютерного моделирования для оценки частоты собственных изгибных колебаний кузова.....	42
2.4 Разработка пластинчатой конечноэлементной модели кузова пассажирского вагона.....	47
2.5 Верификация пластинчатой конечноэлементной модели кузова пассажирского вагона по значению первой собственной частоты изгибных колебаний.....	51
2.6 Разработка вариантов конечноэлементных схем кузова пассажирского вагона.....	53
2.7. Разработка динамической модели кузова пассажирского вагона	61
2.8. Выводы по второму разделу.....	72
3 ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЖЕСТКОСТИ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА.....	75
3.1 Способы улучшения жесткостных свойств кузова пассажирского вагона.....	75
3.2 Разработка конструктивных решений по повышению жесткости несущей конструкции кузова.....	77

3.2.1 Усиление рамы вагона, путем введения дополнительных продольных элементов.....	77
3.2.2 Установка дополнительной несущей перегородки в среднем сечении кузова.....	79
3.2.3 Установка двух несущих перегородок, находящихся друг от друга на расстоянии $1/3$ длины рамы.....	83
3.2.4 Установка двух несущих перегородок с усилением основных узлов, находящихся между ними, продольными элементами.....	84
3.3 Выбор рационального предложенного конструктивного решения.....	86
3.4 Выводы по третьему разделу.....	90
4 ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЖЕСТКОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ КУЗОВА ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА	91
4.1 Оценка влияния предложенных конструктивных решений на показатели ходовой динамики.....	91
4.2 Анализ комфорта базового и усовершенствованного варианта конструкции кузова пассажирского вагона.....	95
4.3. Выводы по четвертому разделу	98
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	100
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	103
ПРИЛОЖЕНИЕ А	121

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время стоит задача разработки конкурентоспособного пассажирского подвижного состава, отвечающего всем требованиям безопасности и комфорта пассажиров.

Уровень комфорта в пассажирском вагоне зависит от жесткостных характеристик кузова, которые в свою очередь определяют его вибрационную нагруженность.

Одним из общепринятых критериев жесткостных характеристик является первая собственная частота изгибных колебаний кузова. Она может быть определена тремя методами: аналитическим, экспериментальным и с помощью математического компьютерного моделирования.

Аналитический метод, дает приближенную оценку первой собственной частоты изгибных колебаний. Метод оценки с помощью эксперимента дает более точный результат, но имеет недостаток в виде больших затрат материальных и временных ресурсов. Метод математического компьютерного моделирования позволяет достаточно точно описать механику колебаний кузова при значительно меньших затратах ресурсов. Он способен учесть основные особенности устройства конструкции, потому наиболее приемлем для оценки вибрационной нагруженности кузовов.

Способы оценки вибрационной нагруженности с помощью компьютерного моделирования базируются на методе конечных элементов (МКЭ). Традиционно создаваемая конечноэлементная модель представляет собой только несущую конструкцию кузова, в которой вся масса, включая оборудование, элементы внутренней отделки интерьера, экипировка, а также пассажиров с багажом равномерно распределена по узлам расчетной схемы. Поэтому влияние распределения сосредоточенных масс в колеблющейся упругой системе учитывается усреднено, что непосредственно сказывается на получаемый результат.

Исходя из чего актуальной является задача в разработке уточненной методики определения первой собственной частоты изгибных колебаний кузова, а также обоснование конструктивных решений, обеспечивающих ее повышение и тем самым увеличения изгибной жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов.

Степень разработанности темы исследования. Известно значительное количество работ российских и зарубежных ученых, которые занимались изучением динамики подвижного состава и его взаимодействия с верхним строением пути, а также увеличения жесткости и прочности кузова. В числе основных теоретических и экспериментальных работ по динамике подвижного состава, необходимо отметить исследования Жуковского Н.Е., являющегося одним из основоположников математического моделирования. Дальнейшее развитие данного направления продолжили известные ученые Блохин Е.П., Манашкин Л.А. [13], Лазарян В.А. [67 – 69], Вершинский С.В. [22, 23], Данилов В.Н. [42 – 44], Петров Г.И. [103, 104], Хусидов В.Д. [144], Бурчак Г.П. [14 – 17], Савоськин А.Н. [116 – 118], Ушкалов В.Ф. [133 – 137], Волков П.В. [25], Соколов С.И. [126], Грапис О.П. [34], Коган А.Я. [62], Вериги М.Ф. [19 – 21] и др.

Моделирование динамики подвижного состава с помощью математического компьютерного моделирования с использованием прикладного программного обеспечения отражено в исследованиях Погорелова Д.Ю. [105, 106], Кобищанова В.В. [59], Антипина Д.Я. [10], Михеева Г.В. [93], Юхневского А.А. [150], Скачкова А.Н., Коршунова С.Д., Самошкина С.Л., Василевского В.В. [123, 124], Гончарова Д.И. [30, 31] и др.

Тема оптимизации несущих конструкций кузовов пассажирского подвижного состава на основе математического компьютерного моделирования отражена в работах Гурчинского Р.В. [37 – 39], Жукова А.С. [52], Ашурковой С.Н. [11], Лебедева В.А. [70].

Методы математического компьютерного моделирования для оценки комфорта пассажиров использовал в своей работе Митраков А.С. [90].

Исследованиями комфорта пассажиров при движении, в том числе в поездах с принудительным наклоном кузова в кривых занимался шведский ученый Фёрстберг Й. Среди зарубежных исследователей, занимающихся вопросами комфорта, можно отметить Шандла Г., Люгнера П., Бенацки К., Козека М., Стриберски А. [160]. С учетом проведенного анализа мирового и отечественного опыта в области исследования динамических колебаний несущих конструкций вагонов в виде подкрепленных оболочек, оценки влияния изгибной жесткости кузовов на безопасность и комфорт пассажиров были сформулированы цели и задачи диссертационной работы.

Цель и задачи. Целью работы является обоснование технических решений по повышению жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов на основе уточненного моделирования их динамической нагруженности в эксплуатации. Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие задачи:

- 1 выполнить обзор существующих несущих систем современных кузовов пассажирских вагонов и критериев оценки их жесткостных характеристик;
- 2 проанализировать методы исследования первой собственной частоты изгибных колебаний кузова пассажирского вагона;
- 3 разработать уточнённую методику оценки первой собственной частоты изгибных колебаний кузова с использованием детализированных конечноэлементных моделей;
- 4 выполнить анализ влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты расчета первой собственной частоты изгибных колебаний;
- 5 выполнить анализ влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты моделирования движения вагона по неровностям пути;
- 6 выполнить анализ методов повышения изгибной жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона;

7 разработать варианты конструктивных решений по повышению изгибной жесткости кузова;

8 на основе многовариантных расчётов выполнить обоснование конструктивного решения, обеспечивающего повышение изгибной жесткости кузова пассажирского вагона;

9 выполнить оценку эффективности полученного конструктивного решения кузова вагона, обладающего повышенной изгибной жесткостью.

Объектом исследования принят отечественный пассажирский вагон нового поколения модели 61-4517 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод».

Предметом исследования являются жесткостные характеристики кузова пассажирского вагона.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1 разработана уточнённая методика оценки первой собственной частоты изгибных колебаний кузова;

2 созданы детализированные конечноэлементные модели кузова пассажирского вагона с учетом реального расположения тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона;

3 определено влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты расчета первой собственной частоты изгибных колебаний и моделирования движения вагона по неровностям пути;

4 выполнено обоснование конструктивных решений, обеспечивающих повышение изгибной жесткости кузова пассажирского вагона.

Теоретическая и практическая значимость работы:

1 создана уточнённая методика оценки первой собственной частоты изгибных колебаний кузова с использованием детализированных конечноэлементных моделей;

2 разработаны детализированные конечноэлементные модели кузова пассажирского вагона, учитывающие реальное расположения тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона;

3 установлено влияние способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты расчета первой собственной частоты изгибных колебаний и результаты моделирования движения вагона по неровностям пути;

4 разработаны варианты конструктивных решений, обеспечивающих повышение изгибной жесткости несущей конструкции кузова;

5 в рамках предложенной методики обосновано наиболее рациональное конструктивное решение, обеспечивающее повышение изгибной жесткости кузова пассажирского вагона, на основе многовариантных расчётов;

6 методами математического компьютерного моделирования произведена оценка безопасности и эффективности полученного конструктивного решения кузова вагона повышенной жесткости.

Методология и методы исследований. Для оценки напряженного деформированного состояния и собственных частот, и форм колебаний кузова пассажирского вагона использовано конечноэлементное моделирование. Исследование динамических характеристик производилось с применением пространственных гибридных динамических моделей подвижного состава по реальным неровностям пути, реализованных в среде модуля UM Loco программного комплекса «Универсальный механизм».

Принятые допущения и ограничения:

1 оборудование вагона массой меньше 140 кг равномерно распределяется по узлам рамы кузова вагона;

2 учет внутреннего трения в несущей конструкции осуществляется в рамках гипотезы Фойгта [32];

3 силы трения между элементами интерьера салона и при их взаимодействии с несущей конструкцией кузова не учитывались;

4 вес пассажиров и багажа равномерно распределен по диванам и полкам;

5 при моделировании движения вагона по неровностям пути не учитывались продольные усилия, возникающие вследствие взаимодействия вагона с другими единицами в составе поезда.

Положения, выносимые на защиту:

1 уточнённая методика оценки первой собственной частоты изгибных колебаний кузова с использованием детализированных конечноэлементных моделей;

2 детализированные конечноэлементные модели кузова пассажирского вагона, учитывающие реальное расположение тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона, созданные на их основе гибридные динамические модели движения пассажирского вагона по неровностям пути;

3 обоснование необходимости учета реального расположения масс тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера при расчете первой собственной частоты изгибных колебаний и исследований динамических характеристик пассажирского вагона методами математического моделирования;

4 методы повышения жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона;

5 обоснование конструктивного решения, обеспечивающего повышение жесткости кузова пассажирского вагона, на основе многовариантных расчётов;

6 результаты компьютерного моделирования оценки эффективности принятого конструктивного решения кузова вагона повышенной жесткости.

Степень достоверности и апробации работы. Подтверждается корректным использованием методов математического моделирования и удовлетворительной сходимостью результатов расчетов с данными натурных статических, динамических и поездных испытаний, проведенных ЗАО НО «Тверской институт вагоностроения».

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на 10 научно-технических и научно-практических конференциях: IV Международная конференция-конкурс «Новые горизонты» (БГТУ, 2017); 4-я Международная молодежная научно-практической конференция «Прогрессивные технологии и

процессы (Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2017); «Машиноведение и инновации. Конференция молодых учёных и студентов» (ИМАШ РАН, 2017 г.); 8-я Международная научно-практическая конференция «Перспективное развитие науки, техники и технологий» (Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2018); VI Международная научно-практическая конференция «Новые горизонты» посвященная 90-летию БГТУ (БГТУ, 2019); 3-я Всероссийская научная конференция «Проблемы и перспективы развития России: молодежный взгляд в будущее» (Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2020); VII научно-практическая конференция с международным участием «Новые горизонты» (БГТУ, 2020); 3-я Международная научно-техническая конференция «Информационные технологии в управлении, автоматизации и мехатронике» (Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2021); Научно-техническая конференция «Наука, техника, инновации» (Брянск, 2023); 4-я Международная научная конференция перспективных разработок молодых ученых «Школа молодых новаторов» (Курск, 2023).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы, состоящего из 162 наименований, приложения. Общий объем диссертации составляет 123 страниц машинописного текста, содержит 54 рисунка, 11 таблиц.

1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ И АНАЛИЗА ПРОЧНОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ КУЗОВОВ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

1.1 Пути повышения уровня комфорта пассажиров

Стратегия развития подвижного состава железных дорог до 2030 г. предполагает увеличить скорость пассажирооборота не только в пределах нашей страны, но и на главных направлениях международного сообщения. Для этого необходимо производство конкурентоспособного железнодорожного транспорта, который будет отвечать всем требованиям безопасности и комфорта пассажиров.

В настоящее время, парк железнодорожного транспорта России включает в себя большое количество подвижного состава, произведенного за рубежом («Сапсан» и «Ласточка» – Siemens AG, Германия, вагоны электропоезда «Talgo 250» – Patentes Talgo S.L., Испания, и др.) и широко используемого на отечественных железных дорогах. В отличие от зарубежных подвижных составов, отечественные поезда в настоящее время не могут развивать высокую скорость, и разработка отечественного высокоскоростного подвижного состава находится в стадии активной реализации.

Подвижной состав отечественного производства составляет около 80 % пассажирского вагонного парка. В основном туда входят несамоходные пассажирские вагоны производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод» (ОАО «ТВЗ»).

Важными факторами, которые обеспечивают конкурентоспособность отечественного подвижного состава, являются: увеличение скоростей передвижения, снижение металлоёмкости кузова, безопасность и комфорт перевозок пассажиров.

Последний фактор непосредственно оказывает влияние на человеческий организм в виде физиологического и психологического воздействия. Комфорт напрямую зависит от наличия негативных источников, которые отрицательно сказываются на самочувствии пассажиров. Чаще всего он определяется как

субъективное благополучие, но при этом улучшение комфорта является фактором, способствующим конкурентоспособности железнодорожного транспорта.

Уровень комфорта напрямую зависит от вибрационной нагруженности кузова, которая в свою очередь определяется его жесткостными характеристиками. При движении пассажирского вагона кузов совершает колебания, которые возникают в следствии взаимодействия колес подвижного состава с неровностями железнодорожного полотна, а также зависят от конструктивных особенностей подвешивания и несущей конструкции. В связи с этим динамическая вибрационная нагруженность кузова зависит от нелинейных возмущающих функций, возникающих в пятне контакта рельса и колеса.

В соответствии с международным европейским стандартом ISO 2631-1.1997 влияние вибраций на человека, его здоровье и комфорт определяют с помощью среднеквадратичных значений виброускорений, которые измеряются с помощью корректирующего фильтра на полу, на креслах, на спинках кресел по одному из трех направлений. На параметры вибрации влияют многие факторы, которые зависят от различного рода условий при движении подвижного состава.

Приближенное представление реакций организма человека, на разного рода значения вибраций пассажирского вагона, приводятся в европейском стандарте, как шкала дискомфорта.

Оценка комфорта в общеевропейском стандарте CEN12299:2009 [155] предусматривается с помощью статистических методов, заключающихся в распределении среднеквадратичных виброускорений, скорректированных по частоте. Комфорт оценивается по трем направлениям, с учетом положения пассажиров. Для оценки комфорта используют коэффициенты комфорта: N_{VA} – для сидящих пассажиров, N_{VD} – для стоящих пассажиров. В соответствии со стандартом ускорения измеряют в промежутки времени от 5,0 с до 5,0 мин. Отрезки времени могут измеряться частями длительностью не менее 5,0 с, с последующим суммированием.

Критериями комфорта в соответствии с ОСТ 24.050.16-85 для пассажирского подвижного состава, эксплуатируемого на Российских железных дорогах, приняты показатели плавности хода в вертикальном W_z и горизонтальном W_y поперечных направлениях.

Значения показателя плавности хода в течение периода времени или длины пути рассчитывается по формуле:

$$W_i = \alpha \cdot \widetilde{\alpha_{ki}^{0,3}}, \quad (1.1)$$

где W_i – показатель плавности хода для реализации продолжительностью T ; α_{ki} – среднее квадратическое значение виброускорения на выходе корректирующего фильтра, м/с^{-2} ; $\alpha = 4,346$ – для вибраций, действующих в вертикальном направлении, $\alpha = 4,676$ – для вибраций, действующих в горизонтальном направлении.

С учетом приведенного выше анализа наиболее интенсивными являются изгибные колебания кузова, оказывающие основное влияние на уровень комфорта пассажиров. В свою очередь их интенсивность напрямую зависит от изгибной жесткости несущей конструкции кузова вагона.

Одним из общепринятых критериев жесткостных характеристик является первая собственная частота изгибных колебаний кузова. Указанная частота оценивается в соответствии с рекомендациями отечественных нормативных документов для расчета и проектирования несамоходных пассажирских вагонов. На основе расчета данного критерия можно подобрать методы увеличения изгибной жесткости кузова вагона.

На сегодняшний день изгибная жесткость кузова вагона обеспечивается по следующей схеме, представленной на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1 – Схема обеспечения изгибной жесткости кузова пассажирского вагона

Современные несамоходные пассажирские вагоны имеют цельнометаллическую несущую конструкцию, которая изготавливается из высокоуглеродистых и нержавеющей сталей. Кузов представляет собой структуру в виде подкрепленной оболочки из разного рода элементов – поперечных и продольных. Они образуют каркас, который затем приваривается к обшивке, гофры и выштамповки которой создают дополнительную жесткость кузова. Кузов имеет такие основные узлы как рама, боковые и торцевые стены, крыша.

При этом перед инженерами стоит задача обеспечения рациональной изгибной жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона. В настоящее время данная задача решается интуитивно на основе накопленного опыта проектировщика.

С учетом вышеизложенного, обоснование и обеспечение рациональной изгибной жесткости кузовов несамоходных пассажирских вагонов является актуальной задачей. Для ее решения необходимо выполнение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, предусматривающих изучение методов и методик расчета жесткостных показателей несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов, а также конструкций и технологий производства пассажирского подвижного состава.

1.2 Обзор несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов

1.2.1 Обзор конструкций кузовов пассажирских вагонов зарубежного производства

Изучение устройства кузовов пассажирских вагонов, выпускаемых за рубежом, показало, что для обеспечения их изгибной жесткости в основном применяются несущие конструкции кузова, имеющие однослойную или многослойную обшивку (в соответствии с рисунком 1.1).

Несущую конструкцию кузова с однослойной гофрированной обшивкой имеют американские вагоны междугороднего сообщения Amfleet, которые

выпускались с 1973 по 1983 гг. Их кузов собирался из профилей из нержавеющей стали и сваривался точечной сваркой. Боковые стены имели гофрированную обшивку в надоконном и подоконном поясах (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Американский вагон для междугороднего сообщения Amfleet (Budd)

С гладкой обшивкой боковых стен и несущим кузовом, выполненным из нержавеющей стали, широкое распространение на железных дорогах США получили вагоны Horizon (рисунок 1.3), которые использовались для междугороднего сообщения.



Рисунок 1.3 – Американский вагон для междугороднего сообщения Horizon

Пассажирские вагоны Horizon были созданы с использованием опыта предшествующих вагонов локомотивной тяги, имеющих название Comet, которые выпускались в период с 1960 г. по 2004 г. Серия вагонов Comet имела кузов из

алюминиевого сплава с гладкими боковыми стенами, которые представляли собой сэндвич-панели (рисунок 1.4).



Рисунок 1.4 – Американский вагон для междугороднего сообщения Comet с кузовом из алюминиевого сплава

Однако в период с 2002 по 2004 гг. в пригородном сообщении железных дорог Нью-Йорка появилось пятое поколение вагонов Comet V, которые по внешнему виду были похожи на своих предшественников, но кузов был изготовлен из нержавеющей стали.

В Швейцарии в 2014 г. компания Stadler выпустила серию пассажирских вагонов с несущей конструкцией кузова для Азербайджанских железных дорог (рисунок 1.5). Кузов вагона имел гладкие боковые стены, которые изготавливались из прессованных алюминиевых панелей. Вагоны предназначались для эксплуатации на международном маршруте со скоростью 160 км/ч.



Рисунок 1.5 – Пассажирский вагон, выпущенный швейцарской компанией Stadler Rail Group

В 2011 г. Испанская компания Patentes Talgo S.L. начала выпуск пассажирских несамоходных вагонов сочлененного типа (рисунок 1.6), для Российских железных дорог. Кузова этих вагонов имели несущую сварную интегральную конструкцию, которая была изготовлена из алюминиевых профилей, выполненных с помощью вакуумной экструзии. Все профили являются самостоятельными силовыми элементами, которые имеют усиления в виде интегрированных элементов – ребер жесткости. Кузов вагона имеет усиленный пол, который выполнен из специального профиля, и является силовым узлом, к которому привариваются стеновые панели.



Рисунок 1.6 – Пассажирский вагон, выпущенный испанской компанией Patentes Talgo S.L.

В 1985 г. в Германии был спроектирован высокоскоростной поезд, получивший международное обозначение ICE, способный передвигаться со скоростью 250 км/ч (рисунок 1.7) [27, 99].

При создании кузова вагона ICE применялись «модульные панели», имеющие стойкость к поперечному и продольному изгибу. Такие панели были сварены точечной сваркой из внешнего гладкого листа и листа с выпрессованными конусообразными выступами. Между нижним поясом и оконным блоком размещались «модульные панели», встраиваемые в несущий каркас, состоящий из труб прямоугольного сечения. Верхние и нижние края боковых стен кузова состояли из двух мощных полых профилей, которые проходили почти на всю длину кузова.

Амплитуда собственных изгибных колебаний кузова снижалась благодаря дугам крыши, которые крепились на болтах. Такие дуги также предотвращали резонанс при колебаниях продольной качки и подергивания.



Рисунок 1.7 – Внешний вид и поперечное сечение вагона ICE

В 2007 г. в Южной Корее прошли испытания поезда eXpress, ТТХ (рисунок 1.8). Кузова вагонов выполнялись из сэндвич-панелей с несущим каркасом вокруг оконных и дверных проемов. Рама была изготовлена из обычной нержавеющей стали и обладала низким центром тяжести, что повысило устойчивость при изгибах. Для усиления конструкции кузова были вставлены жесткостные элементы в боковые стены крышу и торцевые стены.



Рисунок 1.8 – Корейский наклонный поезд Экспресс, ТТХ

Основываясь на проведенном анализе, можно сделать вывод, что пассажирские вагоны, производимые за рубежом, имеют несущую конструкцию кузова, как с однослойной, так и с многослойной обшивкой. Однослойная обшивка используется как гофрированная, так и гладкая, подкреплённая гнутыми

элементами. В качестве многослойной обшивки используются сотовые конструкции и сэндвич-панели. В качестве материалов, для изготовления пассажирских вагонов, используют легированные и нержавеющей стали, а также алюминиевые сплавы и полимерные материалы.

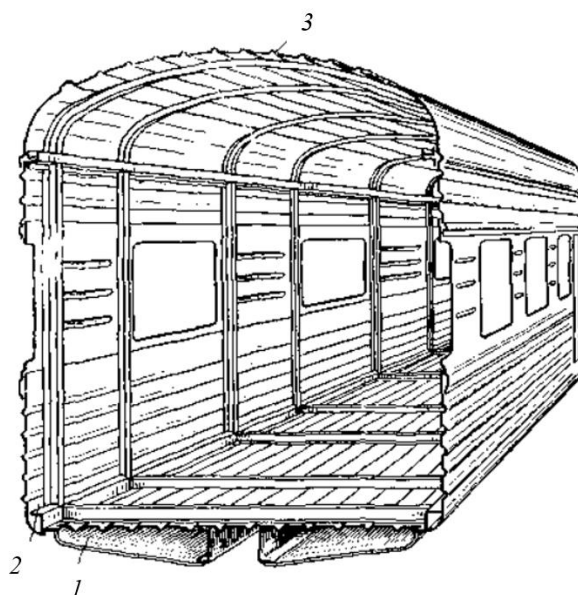
1.2.2 Обзор конструкций кузовов пассажирских вагонов отечественного производства

В отечественном вагоностроении для большинства типов пассажирских вагонов производятся унифицированные металлические кузова, которые являются несущими конструкциями типа замкнутой оболочки. Боковые стены кузовов имеют дверные и оконные проемы, расположение которых определяется архитектурно-планировочным планом вагона.

Имеются две основные конструктивные разновидности металлических кузовов пассажирского вагона, которые отличаются наличием или отсутствием хребтовой балки в средней части кузова. В целом они имеют схожую несущую конструкцию, где пол, стены и крыша изготовлены из металлической гофрированной обшивки подкреплённой продольными и поперечными жесткостными элементами. Это создает замкнутый контур, рассматриваемый как общая несущая структура. Такая конструкция обладает высокими жесткостными и прочностными характеристиками, обеспечивающими безопасность пассажиров внутри вагона.

Проектирование металлической несущей конструкции кузова включает выбор рациональной формы, размера и материала обшивки, а также геометрических параметров жесткостных подкрепляющих элементов. Расчет кузова как подкрепленной оболочки с вырезами производится по методике, разработанной профессором Никольским Е.Н. и другими исследователями [23, 94].

На данный момент кузова пассажирских вагонов разделены на конструктивно-технологические блоки, показанные на рисунке 1.9.



1 – рама с настилом пола; 2 – боковые, торцевые и тамбурные стены; 3 – крыша
Рисунок 1.9 – Кузов пассажирского вагона в среднем сечении [18]

Некупейный спальный вагон модели 61-821 (рисунок 1.10), выпущенный в 1981 г. Калининским вагоностроительным заводом, стал прототипом конструкций отечественных пассажирских вагонов. Цельнометаллический кузов был выполнен из низколегированной стали и состоял из рамы со сплошной хребтовой балкой и металлическим настилом пола, боковых стен с вырезами для окон и дверей, торцовых стен и крыши. Боковые стены имели каркас из вертикальных стоек и продольных обвязок с зетовым профилем, которые подкрепляли гофрированную однослойную обшивку.



Рисунок 1.10 – Некупейный вагон модели 61-821

В 1989 г. был изготовлен пассажирский вагон, для межобластного сообщения, Калининским вагоностроительным заводом. Особенностью кузова вагона являлась увеличенная длина и использовании при его изготовлении нержавеющей стали.

В последствии завод был переименован в «Тверской вагоностроительный завод» («ТВЗ») и на нем было освоено изготовление купейных вагонов повышенной комфортности и с улучшенными характеристиками. В 1994 г. было установлено серийное производство купейных вагонов модели 61-820, кузов которых был аналогичен предшествующим моделям.

В период с 1993 г. по 1998 г. были спроектированы и выпущены пассажирские вагоны, имеющие конструкцию аналогичную вагону модели 61-820.

Для решения задачи повышения скоростей перевозок заводом освоено производство пассажирских вагонов для скоростей движения до 200 км/ч, имеющих гладкую наружную обшивку модели 61-4170 (рисунок 1.11).



Рисунок 1.11 – Пассажирский вагон с гладкой обшивкой модели 61-4170

Цельнометаллический кузов пассажирского вагона модели 61-4170 изготовлен из нержавеющей стали и имеет двухслойную обшивку. Наружный гладкий лист подкреплён панелями с трапециевидными гофрами соединённый с наружной обшивкой при помощи точечной сварки. Боковая стена состоит из гнутых зетобразных и корытообразных стоек, верхняя обвязка выполнена из гнутого профиля, а надоконные

и подоконные элементы имеют форму уголка. Хребтовая балка рамы исполнена в виде двух швеллеров, которые также усиливают концевую часть рамы, располагаясь продольно. Настил пола имеет настил с трапециевидными гофрами.

В 2008 г. Тверской вагоностроительный завод начал производить вагоны моделей 61-4440, 61-4447 и др., имеющие аналогичную несущую конструкцию.



Рисунок 1.12 – Купейный спальный вагон повышенной комфортности модели 61-4440

В конструкции описанных вагонов произошли изменения, которые отличали их от предшественников. Боковые стены кузова были выполнены с применением комбинированной обшивки из нержавеющей стали. Хребтовая балка вагона имела сквозное сечение с изменяющимся профилем: в средней части рамы устанавливался двутавр, а в консольных частях – швеллеры. В средней части рамы настил пола был выполнен из листа с круглыми гофрами, а в консольной части использовался гладкий лист толщиной 4,0 мм. Подоконный пояс обшивки выполнен из листа с трапециевидными гофрами. Средний и верхний пояса имели двухслойную обшивку: наружная гладкая обшивка, которая с внутренней стороны подкреплена трапециевидными гофрами с помощью точечной сварки. Из стоек в виде неравнополочного уголка состоял каркас боковой стены. Также в него включена верхняя обвязка, в виде гнутого зетового профиля и подкрепляющих оконные проемы вертикальных гнутых профилей. Каркас крыши, выполненный

из продольных обвязок и дуг, подкреплял обшивку, имеющую гладкий лист на скатах и гофрированный лист в средней части.

В 2009 г. Тверской вагоностроительный завод освоил выпуск двухэтажных вагонов, к которым относятся: купейный вагон модели 61-4465 (рисунок 1.13); вагон с местами для сидения модели 61-4492 и др. Их кузова выполнены с гладкой двухслойной обшивкой боковых стен. Подкрепляющим набором являлись продольные элементы зетового сечения.



Рисунок 1.13 – Двухэтажный купейный вагон модели 61-4465

Таким образом в качестве основных конструктивных отличий кузовов отечественных пассажирских вагонов можно отметить:

- рамы, которые могут быть со сквозной хребтовой балкой или без нее;
- крыши, которые могут отличаться радиусами дуг и скатов;
- обшивки торцевых стен и крыши, которые могут быть гладкими (без гофров), гофрированными, двухслойными, многослойными и т.д.

Основными материалами, при производстве кузовов подвижного состава, являются нержавеющей и низколегированные стали.

Проведенный обзор существующих конструкций кузовов пассажирских вагонов отечественного производства показал, что чаще всего встречаются несущие конструкции с однослойными обшивками. Они используются, как гофрированные, так и гладкие, подкреплённые гнутыми элементами.

Анализ опыта эксплуатации указанных типов вагонов указал на наличие резервов для их совершенствования с точки зрения обеспечения рациональной изгибной жесткости несущей конструкции. Что в результате позволит повысить уровень комфорта перевозки пассажиров, прочность, устойчивость несущих панелей, усталостную долговечность кузовов и в конечном итоге снизить стоимость жизненного цикла вновь проектируемых вагонов. При этом вопросы обеспечения повышения изгибной жесткости кузовов пассажирских вагонов неразрывно связаны с вопросами исследования динамики подвижного состава.

1.3 Обзор методов исследования динамики вагонов

Проблема изучения колебательных процессов, возникающих в несущих конструкциях кузовов вагонов стала особенно актуальной в связи с увеличением скоростей движения поездов и повышенными требованиями к уровню комфорта и безопасности пассажиров.

Известно значительное количество работ российских и зарубежных ученых, которые занимались изучением динамики и прочности подвижного состава и его взаимодействия с верхним строением пути, а также увеличения жесткости и прочности кузова.

Среди значимых теоретических и экспериментальных исследований в области динамики и прочности подвижного состава можно выделить работы таких ученых, как Жуковский Н.Е., Лазарян В.А., Вершинский С.В., Вериго М.Ф., Коган А.Я., Данилов В.Н., Попов А.А., Хусидов В.Д., Виноградов М.В., Шадур Л.А., Власов В.З., Котуранов В.Н.

Исследованиями динамики и прочности подвижного состава также занимались коллективы научно-исследовательских организаций и институтов России, таких как ПГУПС, АО НО «ТИВ», РУТ (МИИТ), ВНИИЖТ, ВНИКТИ, БГТУ, РГУПС, СамГУПС, УрГУПС, ОмГУПС, ИрГУПС и др. Вышеописанной проблематикой также занимались на Украине ДИИТ и Белоруссии БелГУТ.

В Санкт-Петербургском государственном университете путей сообщения (ПГУПС) исследования в области динамики вагонов проводились Третьяковым В.А., Бороненко Ю.П., Битюцким А.А., Соколовым М.М., Орловой А.М., Цыганской Л.В. и др.

Коллектив АО НО «Тверской институт вагоностроения» (АО НО «ТИВ») занимался исследованиями в области динамики и прочности пассажирских вагонов, в частности, им посвящены работы Юхневского А.А., Скачкова А.Н., Коршунова С.Д., Самошкина С.Л., Василевского В.В., Сорокиной Е.В., Ломакова П.С. и др.

Под руководством профессора Шадура Л.А. и Вершинского С.В. в Российском университете транспорта (МИИТ) были сформированы научно-исследовательские школы по динамике и прочности вагонов, в которых в последующем нашли свое развитие научные работы Хусидова В.Д., Филиппова В.Н., Хохлова А.А., Анисимова П.С., Котуранова В.Н., Петрова Г.И., Сергеева И.К., Беспалько С.В., Плотникова И.В., Козлова М.П. и др.

Исследователи Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) внесли значительный вклад в изучение динамики и прочности подвижного состава. Среди них широко известны работы Ромена Ю.С., Вершинского С.В., Когана А.Я., Данилова В.Н., Вериго М.Ф., Львова А.А., Грачева Л.О., Ершкова О.П., Иноземцева В.Г., Никифорова Б.Д., Певзнера В.О., Богданова В.М., Кочнова А.Д., Черкашина Ю.М., Письменного Е.А., Сергеева К.А. и мн. др.

Большой вклад в исследования динамики подвижного состава внесли Коссов В.С., Огонян Э.С., Овечников М.Н. и др. являющиеся представителями Всероссийского научно-исследовательского и конструкторско-технологического института (ВНИКТИ).

В Брянском государственном техническом университете (БГТУ) основоположниками научной школы, занимающейся динамикой и прочностью подвижного состава были профессора Никольский Е.Н., Никольский Л.Н., Камаев А.А. Под их началом продолжили деятельность такие исследователи как

Кобищанов В.В., Кеглин Б.Г., Костенко Н.А., Камаев В.А., Лозбинец В.П., Селинов В.И., Сакало В.И., Лозбинец Ф.Ю., Погорелов Д.Ю., Болдырев А.П., Антипин Д.Я., Высоцкий А.М., Расин Д.Ю., Булычев М.А., Ашуркова С.Н., Бондаренко О.И. и др.

Значительный вклад в изучение динамики подвижного состава внесли исследователи Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС, Ростов-на-Дону) Ворон В.А., Волков И.В.

В Самарском государственном университете путей сообщения (СамГУПС) вопросами исследования динамики подвижного состава с использованием методов математического моделирования подвижного состава занимался Балалаев А.Н.

Исследованиями динамики и прочности подвижного состава методами математического моделирования также занимались коллективы Иркутского государственного университета путей сообщения (ИрГУПС), в частности, Цвик Л.Б., Гармаев А.А. и др.

Изучением динамики подвижного состава в Уральском государственном университете путей сообщения (УрГУПС) занимались такие ученые как Лапшин В.Ф., Бачурин Н.С., Буйносов А.П., Смолянинов А.В., Павлюков А.Э., Колясов К.М. и др.

В Омском государственном университете путей сообщения (ОмГУПС) исследованиями динамики подвижного состава занимались ученые Клюка В.П., Николаев В.А. и др.

В Днепропетровском институте инженеров транспорта (ДИИТ) под руководством Лазаряна В.А. была создана научная школа исследований динамики подвижного состава участниками которой являлись ученые Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Мямлин С.В. и др.

Ученые Белорусского государственного университета транспорта (БелГут) проводят исследования надежности и прочности подвижного состава. Среди работ по данной тематике известны труды Пигунова А.В. и др.

Среди зарубежных ученых широко известны труды Балли М., Гарк В.К., Дмитриу М. [157], Дуккипати Р.В., Карлбон П., Берг М. [154], Каспакбаева К.С., Кофмана Д.Л., Кручану К., Лаурикс Г., Тадао Т., Такахиро Т., Ферстберг Дж., Камада Т., Киучи Р., Нагаи М. [159] и др.

По итогам проведенных исследований установлено, что существуют три основных подхода к оценке колебаний пассажирского вагона: эксперимент с использованием реальной конструкции вагона, аналитические методы исследования, и математическое моделирование с использованием компьютерных технологий.

Экспериментальные методы обеспечивают более точные результаты и позволяют исследовать систему, охватывая больше факторов и показателей, влияющих на вагон, но при этом требуют материальных и временных затрат. Использование экспериментальных методов обычно применяются на финальном этапе для оценки показателей готовой конструкции.

Аналитические методы позволяют выполнять приближенные расчеты. Данный подход построен на использовании классических законов физики, и достаточно адекватно описывает рассматриваемые процессы, но обладает сложностями в учете ряд дополнительных факторов или особенностей эксплуатации.

Методы математического компьютерного моделирования не обладают ограничениями, характерными для предыдущих двух методов. Они позволяют достаточно точно описать механику колебаний кузова пассажирского вагона с учетом особенностей несущей конструкции и оборудования, являются менее затратными, и дают возможность оценивать характеристики кузова на стадии проектирования. При этом, адаптированы для проведения многовариантных расчетов, необходимых для доработки конструкции.

Для выбора метода исследования целесообразно рассмотреть используемые ранее отечественными и зарубежными учеными подходы для решения задач схожих с рассмотренными в данной работе.

Вопросами исследования динамики движения вагонов среди отечественных ученых занимался профессор Жуковский Е.Н. Он является основоположником

математического моделирования динамики подвижного состава. В своих работах Жуковский Е.Н. исследовал поведение вагона при движении по рельсам, обратив внимание на его продольную динамику, то есть на взаимодействие сил инерции и силы сопротивления движению. Именно тогда ученый предложил первые математические модели, в одной из которых подвижной состав представлялся в виде упругого стержня с массой на конце, а во второй – в виде набора абсолютно упругих тел с упругими связями.

Дальнейшее развитие исследований различных аспектов динамики поездов, вагонов и других компонентов железнодорожного транспорта с использованием математического моделирования было осуществлено Блохиным Е.П., Манашкиным Л.А. [13], Лазаряном В.А. [67 – 69]. Разработанные ими математические модели были более совершенны и учитывали факторы, такие как масса, инерция, сопротивление движению, взаимодействие с рельсами и т. д.

С помощью методов математического моделирования и их дальнейшего развития появились работы, которые дают возможность рассматривать динамику вагонов в пространстве. В работах Вершинского С.В. [22, 23], Данилова В.Н. [42 – 44], Петрова Г.И. [103, 104], Хусидова В.Д. [144] вагоны имеют вид системы физических тел, связанных между собой. Колебания подобной системы описываются с использованием дифференциальных уравнений, которые являются результатом общего вариационного принципа. Такой принцип подразумевает, что работа внешних, внутренних и инерционных сил, которые действуют на тело при вариации координат траектории движения этого тела, должна сводиться к нулю.

В исследованиях Бурчака Г.П. [14 – 17], Савоськина А.Н. [116 – 118], Ушкалова В.Ф. [133 – 137], Волкова П.В. [25] и др. были созданы различного рода математические модели железнодорожных экипажей. Модели верифицировались экспериментальными данными. В указанных работах проводились исследования как для горизонтальных, так и для вертикальных колебаний, а также рассматривалось их совместное взаимодействие на подвижной состав.

Неровности рельсового полотна применялись в роли возмущающих сил, как случайных, так и детерминированных.

При моделировании систем экипаж-путь, важным фактором является согласование полученных результатов с данными натурных ходовых испытаний, обеспечивающее выбор рациональной модели пути и метода задания возмущений. В изложенных работах, при исследовании колебаний, используют, как правило, три модели пути – это дискретная, континуальная и смешанная. Среди научных исследований, посвященных определению параметров возмущения и изучению их видов, можно отметить работы Бурчака Г.П. [14 – 17], Савоськина А.Н. [116 – 118], Соколова С.И. [126], Граписа О.П. [34], Когана А.Я. [62], Вериго М.Ф. [19 – 21] и др. При математическом моделировании динамики подвижного состава возмущения делятся на два вида: кинематические и силовые. К кинематическим относятся геометрические неровности, которые имеются на поверхности рельсового полотна, а также колесных пар. К силовым возмущениям принято относить изменение диссипативных, инерционных и упругих свойств железнодорожного пути, а также колебания оборудования, установленного на подвижном составе.

С развитием компьютерных технологий для исследования динамики сложных механических систем стали применяться методы математического компьютерного моделирования. Они базируются на численных способах решения динамических задач с использованием прикладных программных комплексов, которые начали появляться еще в 80-х годах. На сегодняшний день известно огромное количество всевозможных программ для моделирования динамики как плоских, так и пространственных механических систем. К ним относятся Euler, SolidWorksMotion, SIMPACK, MSC. Adams, MEDYNA, «Универсальный механизм» и др. В данных программных комплексах моделируемые объекты представляются в виде абсолютно твердых тел с наложенными на них ограничениями, при этом их взаимодействие осуществляется с помощью упруго-диссипативных и контактных силовых элементов, а также шарниров.

Некоторые из вышеперечисленных программ имеют модули для создания гибридных динамических моделей. Они используются для учета упругих свойств тел в твердотельных расчетных схемах. Одной из таких программ является «Универсальный механизм», имеющий специализированный модуль моделирования движения рельсовых экипажей включая гибридные расчетные схемы.

В качестве численных методов для решения динамических задач при моделировании упругих тел нашли применение два подхода: конечных разностей и конечных элементов. Первый не нашел широкого применения, т. к. не обладает достаточной универсальностью и допускает значительные погрешности дискретизации. При этом достоинством метода является низкая требовательность к вычислительным мощностям. На данный момент в практике чаще всего используется второй – метод конечных элементов. Он позволяет получить более точные результаты (особенно для элементов второго порядка), но требует больших вычислительных мощностей, а также он более требователен к качеству конечноэлементной сетки.

Для расчета собственных частот и форм колебаний упругих тел в практике используют программные комплексы, реализующие метод конечных элементов. К ним можно отнести: Siemens PLM Software Femap, Siemens NX Advanced Simulation, ANSYS и др.

Моделирование динамики подвижного состава с помощью прикладного программного обеспечения отражено в исследованиях профессора Погорелова Д.Ю. [105, 106]. В своих работа он предложил метод подсистем, которых не только упрощает разработку математических моделей, но и значительно сокращает время для их создания.

С помощью математического компьютерного моделирования Михеев Г.В. [93] в своей работе проводил исследования динамических систем тел, но уже с учетом их упругости. Основная концепция состояла в том, что использовались конечноэлементные модели, уравнения движения которых имели пониженный

порядок. Такой способ позволяет формировать гибридные подсистемы, которые эффективны при исследовании колебаний рельсовых экипажей.

Исследования, которые были описаны ранее, в основном освещают динамику движения подвижного состава, уделяя большое внимание их ходовым частям. Математическое компьютерное моделирование с использованием гибридных подсистем позволило выйти на учет собственных частот и форм колебаний кузовов подвижного состава, а также оценки их влияния на динамическую нагруженность и усталостную долговечность.

Исследованиям колебаний кузова пассажирских вагонов на основе гибридных моделей посвящены работы Кобищанова В.В. [59] и Антипина Д.Я. [10]. В данных трудах проведены исследования динамической нагруженности узлов и элементов кузова в эксплуатации для последующей оценки долговечности.

Юхневский А.А. [150], Скачков А.Н., Коршунов С.Д., Самошкин С.Л., Василевский В.В. [123, 124] и др. ученые, ЗАО НО «ТИВ» в своих исследованиях решали вопросы, связанные с определением изгибной частоты колебаний кузовов и их деформацией в упругой постановке.

Использование гибридных моделей отражено в работах Гончарова Д.И. [30, 31], который произвел оценку воздействия на динамическую наружность кузова автотрасс силовой установки. Для уточненного анализа подобный способ использовал в своих работах Чечулин Е.С.

В настоящий момент существуют работы, в которых с помощью математического компьютерного моделирования не только рассчитываются жесткостные характеристики кузова, но и обосновываются способы для совершенствования конструкций кузовов за счет повышения жесткости и прочности, уменьшения массы и применения материалов отличных от сталей.

В исследованиях Гучинского Р.В. [37 – 39] на основе математического компьютерного моделирования с использованием метода конечных элементов, была произведена оптимизация конструкции кузова вагона электропоезда по значению частот собственных колебаний. Таким же методом в своей работе

воспользовалась Колчина Е.В. [64], которая предложила ряд мер по повышению изгибной жесткости кузова на основе использования детализированных конечноэлементных моделей

Жуков А.С. [52] в своей работе предложил использовать в конструкции кузовов алюминиевые панели, подтвердив работоспособность таких кузовов с помощью верифицированной конечноэлементной модели, созданной в промышленном программном комплексе.

В работе Ашурковой С.Н. [11] предлагается использовать конструкцию кузова с перфорированными подкрепляющими элементами. Для уточненного анализа динамической нагруженности кузова пассажирского вагона при эксплуатации автор использует гибридные модели.

Для уточненного анализа предложенных конструктивных решений кузовов двухэтажных пассажирских вагонов подобный способ использовал в своих работах Лебедев В.А. [70].

Методы математического компьютерного моделирования также широко используется для оценки комфорта пассажиров при поездке на железнодорожном транспорте. В работе Митракова А.С. [89] исследовался комфорт пассажиров поезда с принудительным наклоном кузовов в кривых на основе компьютерных гибридных моделей и твердотельных моделей антропометрических манекенов.

Ранее исследованием комфорта пассажиров при движении и наклоне кузова в кривых занимался шведский ученый Фёрстберг Й., но его работы проводились на натуральных поездах. Также среди зарубежных исследователей, занимающихся вопросами комфорта, можно отметить работы Шандла Г., Люгнера П., Бенацки К., Козека М., Стриберски А. [160].

Проведенный обзор научных исследований в области динамики пассажирских вагонов и анализа жесткостных характеристик несущих конструкций и их прочности кузовов, показал, что, на данный момент, рациональным методом исследований является математическое компьютерное моделирование. С его помощью возможно спрогнозировать поведение конструкций при различных внешних воздействиях еще на этапе проектирования,

что сокращает время и средства на создание современных оптимальных конструктивных решений.

1.4 Выводы по первому разделу

В настоящий момент важной целью при создании новых конструкций подвижного состава является обеспечение комфорта пассажиров. Проведенный анализ показал, что существенным конструктивным фактором, влияющим на комфорт, являются жесткостные характеристики кузова.

Выполненное исследование методов обеспечения требуемой жесткости несущих систем кузовов пассажирских вагонов позволило сделать вывод о том, что в их основу положено использование подкрепленных несущих оболочек. Другим вариантом могут быть оболочки с преимущественно несущей рамой. При этом жесткость обеспечивается применением различных типов обшивки, подкреплений в виде стрингеров, поперечных перегородок. Также существуют варианты кузовов с неплоскими стенами и многослойными обшивками.

Для отечественных вагонов традиционной схемой несущих оболочек является применение несущих систем с одно- или двухслойными обшивками плоских боковых стен. Для обоснования конструктивных решений, обеспечивающих повышение изгибной жесткости кузовов, необходимо разработать уточненную методику её оценки.

В связи с вышеописанной целью работы является обоснование технических решений по повышению изгибной жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов на основе уточненного моделирования и их динамической нагруженности в эксплуатации. Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие задачи:

- 1 выполнить обзор существующих несущих систем современных кузовов пассажирских вагонов и критериев оценки их жесткостных характеристик;

- 2 проанализировать методы исследования первой собственной частоты изгибных колебаний кузова пассажирского вагона;

3 разработать уточнённую методику оценки первой собственной частоты изгибных колебаний кузова с использованием детализированных конечноэлементных моделей;

4 выполнить анализ влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты расчета первой собственной частоты изгибных колебаний;

5 выполнить анализ влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты моделирования движения вагона по неровностям пути;

6 выполнить анализ методов повышения жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона;

7 разработать варианты конструктивных решений по повышению изгибной жесткости кузова;

8 на основе многовариантных расчётов выполнить обоснование конструктивного решения, обеспечивающего повышение жесткости кузова пассажирского вагона;

9 выполнить оценку эффективности полученного конструктивного решения кузова вагона повышенной жесткости.

2. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ЖЕСТКОСТНЫХ СВОЙСТВ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

2.1 Описание объекта исследования

Для исследования была выбрана несущая конструкция кузова пассажирского вагона модели 61-4517, произведенного на ОАО «ТВЗ».

Вагон модели 61-4517 (рисунок 2.1) предназначен для использования в сцепе из вагонов пассажирского купейного со служебными помещениями модели 61-4517 и вагона пассажирского купейного без служебных помещений модели 61-4517, соединенных тормозными концами друг к другу. Пассажирский вагон используется для перевозки пассажиров по рельсовому пути колеи 1520 мм. Масса тары вагона со служебными помещениями составляет 61,6 т, без служебных помещений 61,5 т.



Рисунок 2.1 – Пассажирский купейный вагон модели 61-4517

Конструкция кузова пассажирского вагона является металлической оболочкой замкнутого типа. Она оснащена вырезами и проемами в целях установки в них окон, дверей и люков. Она подкреплена жесткостными элементами, которые могут быть как поперечными, так и продольными. Каркас

кузова выполнен в виде шпангоутной конструкции, которая включает в себя элементы жесткости замкнутого типа: поперечные балки, рамы, стойки боковых стен и дуги крыши.

Каркас рамы выполнен с использованием сквозной хребтовой балки, которая имеет изменяющееся по длине сечение. В дополнение к этому, присутствуют шкворневые, концевые, поперечные и промежуточные балки, а также вспомогательные элементы в виде продольных и поперечных звеньев. Кроме того, на раме предусмотрены продольные обвязки, элементы крепления подвагонного оборудования. Имеется настил пола.

В конструкции кузова используется комбинированная обшивка боковых стен, разделяющаяся на три пояса (нижний, средний, верхний), выполненных из гофрированного и гладкого листового проката. Каркас боковой стены включает верхнюю обвязку из гнутого зетового профиля, стойки в форме неравнополочного уголка и профили для поддержки оконных проемов. Также имеются зетовые профили и гнутые корытообразные профили для усиления конструкции.

Торцевые стены состоят из гладкой наружной обшивки, а также вертикальных и горизонтальных подкрепляющих элементов в виде зетобразных стоек, придверных стоек корытообразного сечения и поперечной балки в виде неравнополочного уголка.

Крыша кузова имеет обшивку в средней части гофрированную и с гладким листом на скатах. Ее каркас состоит из дуг, продольных обвязок и стрингеров. Усиление люков и отверстий в крыше происходит с помощью укороченных продольных балок.

В изготовлении основных несущих элементов конструкции кузова используют коррозионно-инертную сталь, также возможно применение нержавеющей стали.

Вагон оснащен автосцепным устройством, которое установлено на раме (тип СА-3 автосцепки с поглощающим аппаратом Р-5П).

Вагон оснащен следующими системами: электроснабжения; водоснабжения и отопления; накопления и передачи диагностической информации; кондиционирования воздуха; экологически чистых туалетов.

Вагон оборудуется безлюлочными тележками, оснащенными дисковыми тормозами.

2.2 Основные принципы методики исследования

Описанные в первой главе методы оценки собственных частот колебаний кузова пассажирского вагона можно разделить на три основные группы:

- 1 экспериментальные;
- 2 аналитические;
- 3 математическое компьютерное моделирование.

Экспериментальные методы являются наиболее точными для определения собственных частот конструкций. Их основной недостаток состоит в том, что требуются значительные затраты как материальные, так и временные, поэтому данные методы используют в основном на этапе «конечного продукта» для оценки характеристик уже готовой конструкции кузова пассажирского вагона. Также экспериментальные методы не рациональны для многовариантных исследований.

Аналитические методы построены на представлении конструкции в виде балки с массой, равномерно распределенной по всей длине, и имеющей момент инерции, соответствующий среднему сечению конструкции. Данные методы используются в расчете собственных частот как кузовов вагонов, так и фюзеляжей летательных аппаратов, корпусов судов, несущих элементов трубопроводных систем и т.п.

Упругие системы, которые имеют распределённую массу и жесткость (пластины, стержни, оболочки) являются системами с бесконечным числом степеней свободы и описываются с помощью дифференциальных уравнений в частных производных. Задаются как начальные, так и граничные условия, а уравнения движения составляются по принципу Даламбера, в случае, когда

состояние движения механической системы целесообразно рассмотреть в положении равновесия если ко всем приложенным к системе силам добавить силы инерции (рисунок 2.2).

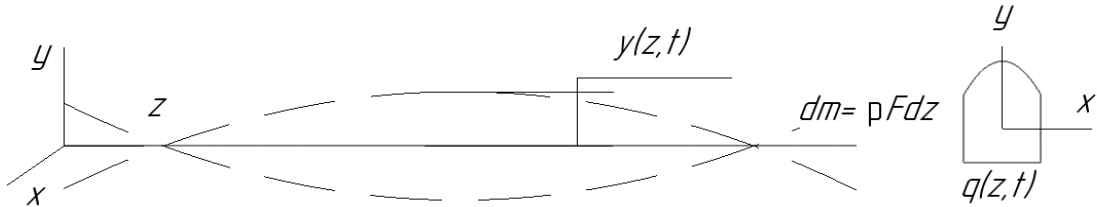


Рисунок 2.2 – Изгибные колебания системы, представленной в виде стержня, вызванные отклонением от положения равновесия

При рассмотрении изгибных колебаний системы, представленной в виде стержня, предполагается, что площадь поперечного сечения F , жесткость на изгиб $E_x I$ по всей длине l постоянны и принимаются в соответствии со средним сечением.

Относительно функции прогибов $y(z, t)$ дифференциальное уравнение изгиба стержня имеет вид:

$$EI_x = \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} = q(z, t), \quad (2.1)$$

где $q(z, t)$ – распределенный внешние силы. Даламберовы силы определяются по следующей зависимости:

$$q = -\rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (2.2)$$

где ρ – плотность материала.

Подставив 2.2 в 2.1 получаем уравнение свободных изгибных колебаний системы:

$$EI_x \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0. \quad (2.3)$$

Решения полученного уравнения находятся с помощью метода разделения переменных, имеющих функцию времени из класса гармонических колебаний:

$$y(z, t) = Y(z) \cdot e^{i\omega t}, \quad (2.4)$$

где $Y(z)$ – функция формы колебаний, ω – частота колебаний.

Подставив 2.4 в уравнение 2.3, получается дифференциальное уравнение, определяющее формы колебаний системы:

$$EI_x \frac{\partial^4 Y}{\partial z^4} + \omega^2 \rho F Y = 0. \quad (2.5)$$

Для полученного уравнения необходимо ввести частотный параметр $k^4 = \omega^2 \rho F / EI_x$, тогда уравнение 2.5 примет вид:

$$\frac{\partial^4 Y}{\partial z^4} + k^4 Y = 0. \quad (2.6)$$

Через тригонометрические и гиперболические функции можно вывести общее решение полученного уравнения:

$$Y(z) = C_1 \cos kz + C_2 \sin kz + C_3 \operatorname{ch} kz + C_4 \operatorname{sh} kz, \quad (2.7)$$

где $C_1 - C_4$ постоянные, которые определяются из граничных условий.

Кузов пассажирского вагона при расчете аналитическим методом представляется как безопорная балка. Она имеет равномерно распределенную массу и соответствующий среднему сечению кузова момент инерции.

Для получения частотного уравнения безопорного стержня необходимо определить граничные условия при $z = 0$ и $z = l$, а также составить определитель системы. Решив это уравнение, можно получить корни χ_n , которые содержат частоту колебаний стержня ω .

При нахождении корней χ_n можно вычислить частоту колебаний стержня с заданными условиями закрепления:

$$\omega_n = \left(\frac{\chi_n}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI_x}{\rho F}}. \quad (2.8)$$

С помощью найденных постоянных интегрирования $C_1 - C_4$, значения которых подставляются в уравнение 2.7, можно определить n -ю форму колебания системы, соответствующую частоте ω_n .

В настоящее время, одним из общепринятых критериев жесткостных характеристик кузова пассажирского вагона является первая собственная частота изгибных колебаний. Указанная частота оценивается в соответствии с нормативными документами для расчета и проектирования несамоходных пассажирских вагонов (ГОСТ 34093-2017):

$$\nu = k \frac{\alpha^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}; \quad (2.9)$$

где L – длина кузова, м; m – масса единицы длины кузова брутто, кг/м; I – момент инерции среднего сечения кузова, м⁴; E – модуль Юнга, Па; $k = 0,85$ – опытный поправочный коэффициент; $\alpha = 4,73$ – корень частотного уравнения.

Пассажирские вагоны, создаваемые в настоящее время имеют различного типа несущие конструкции. В них момент инерции сечения кузова значительно изменяется вдоль его длины, а масса кузова распределена по его длине не равномерно. В связи с этим можно сделать вывод, что зависимость (2.9) дает приближенные значения и применима для конструкций с постоянным по длине моментом инерции сечения и равномерно распределенной по длине кузова собственной массой и нагрузкой.

Обзор научных работ, приведенный в первом разделе, показал, что на сегодняшний день метод математического компьютерного моделирования является наиболее рациональным методом исследования и оценки жесткостных характеристик кузова. С помощью математического компьютерного моделирования, еще на стадии проектирования, можно прогнозировать поведение конструкции подвижного состава в эксплуатации. При этом данный метод позволяет избежать основных недостатков предыдущих описанных.

Математическое компьютерное моделирование позволяет достаточно точно описать механику колебаний кузова пассажирского вагона с учетом особенностей несущей конструкции тяжеловесного оборудования и внутреннего интерьера салона. Также данный метод менее затратный и дает возможность оценивать характеристики кузова на стадии проектирования и адаптирован для проведения многовариантных расчетов, необходимых для доработки конструкции.

В данной работе в качестве инструмента для исследований первой собственной частоты изгибных колебаний кузова использован промышленный программный комплекс, который реализует метод конечных элементов (МКЭ). При компьютерном моделировании кузова пассажирского вагона возможны два варианта конечноэлементных схем: пластинчато-стержневая и пластинчатая. Для наиболее точного расчета рекомендовано использовать пластинчатую схему, т. к. она наиболее точно описывает механику колебаний кузова [9].

Проведя анализ исследований по определению первой собственной изгибной частоты колебаний кузова с использованием метода конечных элементов, было установлено, что, традиционно при моделировании, масса кузова вместе с оборудованием и внутренним интерьером равномерно распределена по всем узлам конечноэлементной модели.

В реальных конструкциях пассажирского вагона вес элементов кузова различный, в частности масса рамы больше, чем масса крыши, боковой или торцевой стен. Оборудование, расположенное на подвесах, как под вагоном, так и в консольных частях крыши (кондиционер, баки для воды) и на полу (котел), также влияют на величину собственной частоты [9].

В связи с этим, в работе предложена уточненная методика оценки первой собственной частоты изгибных колебаний кузова, которая включает в себя следующие этапы:

- 1 разработка и верификация пластинчатой конечноэлементной расчетной схемы несущей конструкции кузова пассажирского вагона;

2 оценка влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты расчета первой собственной частоты изгибных колебаний;

3 оценка влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты моделирования движения вагона по неровностям пути;

4 выбор рационального варианта конечноэлементной схемы, путем сравнения полученных в ходе расчета величины частоты собственных изгибных колебаний, максимальных напряжений, прогибов и динамических показателей с натурными испытаниями.

2.3 Применение методов математического компьютерного моделирования для оценки частоты собственных изгибных колебаний кузова

При расчете конструкций с помощью предложенного метода конечных элементов необходимо решить ряд систем дифференциальных уравнений высоких порядков, что говорит о целесообразности применять ЭВМ со специальными программными комплексами. На данный момент существует несколько десятков компьютерных программ для создания детализированных конечноэлементных моделей и выполнение их расчета.

Основной концепцией МКЭ является использование элементов различной формы с помощью которых можно описать геометрию твердого деформируемого тела. Традиционно элементы бывают плоские пластинчатые, линейные стержневые и трехмерные, и имеют два и более узлов.

Геометрия конечноэлементной модели формируется сеткой, параметры которой напрямую влияют на результаты расчета и их точность. Возможность деления на конечные элементы может быть выполнена как автоматически, так и вручную. Размер элементов и регулярность сетки являются основными параметрами конечноэлементной модели. В зависимости от особенностей

геометрии, определяется тип элементов и их размеры. В результате выбора оптимальных параметров элементов сетки результаты расчета будут иметь наименьшую погрешность.

При расчетах конструкций методом конечных элементов с использованием оболочечных конечных элементов следует соблюдать следующие рекомендации при формировании сетки:

- сетку следует создавать преимущественно четырехузловыми прямоугольными элементами, также можно использовать элементы в виде разностороннего треугольника;
- элементы имеющие четыре узла следует создавать с углами меньше 180° ;
- сетка должна быть упорядоченной;
- сетка не должна иметь элементы слишком узкие и вытянутые;
- следует увеличивать размеры элементов сетки в направлении от градиента напряжений [32, 58].

С помощью МКЭ можно рассчитать изгибную жесткость кузова, для этого необходимо решить уравнение, которое имеет вид:

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + [K] \cdot \{u\} = 0, \quad (2.10)$$

где $[M]$ – матрица масс конструкции; $[K]$ – матрица жесткости; $\{u\}$ – неизвестный вектор перемещений узлов конечноэлементной модели, который зависит от времени.

Кузов вагона является сложной системой, имеющей множество степеней свободы, поэтому помимо собственных частот целесообразно определить его собственные формы колебаний. Собственные частоты – это частоты при которых конструкция кузова совершает колебания, если отклонить ее от состояния равновесия. Собственные формы колебаний – это формы деформации конструкции кузова при колебаниях с собственными частотами. Следует отметить, что каждая форма колебаний имеет определенные собственные частоты.

Решение уравнения 2.10 сводится к уравнению гармонических колебаний с частотой ω в момент времени t :

$$\{u\} = \{\varphi\} \sin(\omega \cdot t), \quad (2.11)$$

где φ – собственный n вектор угловых смещений или n -я форма колебаний. Если данное равенство продифференцировать и подставить в уравнение движения, то получим следующее выражение:

$$-\omega^2 [M] \{\varphi\} \sin \omega t + [K] \{\varphi\} \sin \omega t = 0, \quad (2.12)$$

которое после упрощения примет вид уравнения собственных частот:

$$\{\varphi\} ([K] - \omega^2 [M]) = 0, \quad (2.13)$$

Данное выражение представляет собой набор однородных алгебраических уравнений и является основой для решения задачи по определению собственных частот. Основная форма данного уравнения может быть записана в виде формулы, применяемой в линейной матричной алгебре:

$$[A - \lambda I] x = 0, \quad (2.14)$$

где A – квадратная матрица; λ – собственные значения; I – идентификационная матрица; x – собственный вектор.

Уравнение 2.13 имеет два варианта решения:

1 $([K] - \omega^2 [M]) \neq 0$, тогда $\{\varphi\} = 0$ (данный вариант решения говорит об отсутствии движения);

2 $([K] - \omega^2 [M]) = 0$, тогда $\{\varphi\} \neq 0$ (данный вариант решения имеет n количество корней).

Тогда общая математическая задача сводится к решению уравнения следующего вида:

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0, \quad (2.15)$$

или

$$\det([K] - \lambda [M]) = 0, \quad (2.16)$$

где $\lambda = \omega^2$, тогда уравнение 2.13 примет вид:

$$[K - \omega_i^2 M] \{\varphi_i\} = 0, \quad (2.17)$$

где $i = 1, 2, 3 \dots$

Каждое из собственных значений определяет частоты, соответствующие режимам свободных колебаний конструкции:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}, \quad (2.18)$$

где f_i – i -я собственная частота.

Собственные частоты колебаний кузова, которые представлены корнями уравнения 2.17, соответствуют количеству степеней свободы этой же системы. При их упорядочивании можно сформировать спектр собственных частот кузова.

Исходя из уравнения (2.17) можно вычислить собственные формы колебаний:

$$\{u\} = \sum \{\varphi_n\} \cdot q_n, \quad (2.19)$$

где q_n – n -ая обобщенная координата.

Если $[K]$ и $[M]$ симметричны и вещественны, как любые конечноэлементные системы, то выполняются следующие равенства:

$$\{\varphi_i\}^T [M] \{\varphi_j\} = 0, \quad (2.20)$$

при $i \neq j$;

$$\{\varphi_i\}^T [M] \{\varphi_j\} = m_j, \quad (2.21)$$

где j – обобщенная масса;

$$\{\varphi_i\}^T [M] \{\varphi_j\} = 0, \quad (2.22)$$

если $i \neq j$;

$$\{\varphi_i\}^T [K] \{\varphi_j\} = k_j, \quad (2.23)$$

где j – обобщенная жесткость = $\omega^2 m_j$.

Из уравнений 2.21 и 2.23 получается уравнение Рэлея:

$$\omega_j^2 = \frac{\{\varphi_j\}^T [K] \{\varphi_j\}}{\{\varphi_j\}^T [M] \{\varphi_j\}}. \quad (2.24)$$

Уравнения 2.21 и 2.23 определяют свойства ортогональности собственных режимов колебаний.

В решателе матрица масс находится с помощью распределения массы материала по узлам конечноэлементной сетки.

Для оценки частот и форм собственных изгибных колебаний кузова в программном комплексе, реализующем метод конечных элементов, используются семь приближенных численных методов, которые принадлежат к одной из групп или к обеим:

1 методы приведения (метод Гивенса, метод Хаусхолдера, модифицированный метод Гивенса, модифицированный метод Хаусхолдера) – это методы, при которых решаемое уравнение преобразуется к специальной форме, с помощью которой можно определить собственные формы;

2 методы итераций (метод обратной степени, модифицированный метод обратной степени Штурма) – это методы, при которых собственные значения находятся обособленно с помощью итераций.

Для нахождения значений собственных частот и форм колебаний кузова в решателе программного комплекса рекомендуется использовать метод Ланцоша [32], который сочетает положительные свойства методов итераций и методов приведения. Для вычисления требуемых корней метод обладает эффективными итерационными методами, при этом подобно методам приведения не теряет значения. Основные параметры, необходимые для вычисления собственных значений – это положительная полуопределенная матрица масс и симметричная матрица жесткостей. Метод Ланцоша имеет предпочтение при решении задач средних и больших размерностей.

2.4 Разработка пластинчатой конечноэлементной модели кузова пассажирского вагона

Конечноэлементная модель вагона модели 61-4517 (рисунок 2.3) сформирована в промышленном программном комплексе. Первым этапом была разработка идеализированной геометрической пространственной модели, с помощью которой формировалась дискретная модель путем встроенных программных алгоритмов, используемого комплекса.

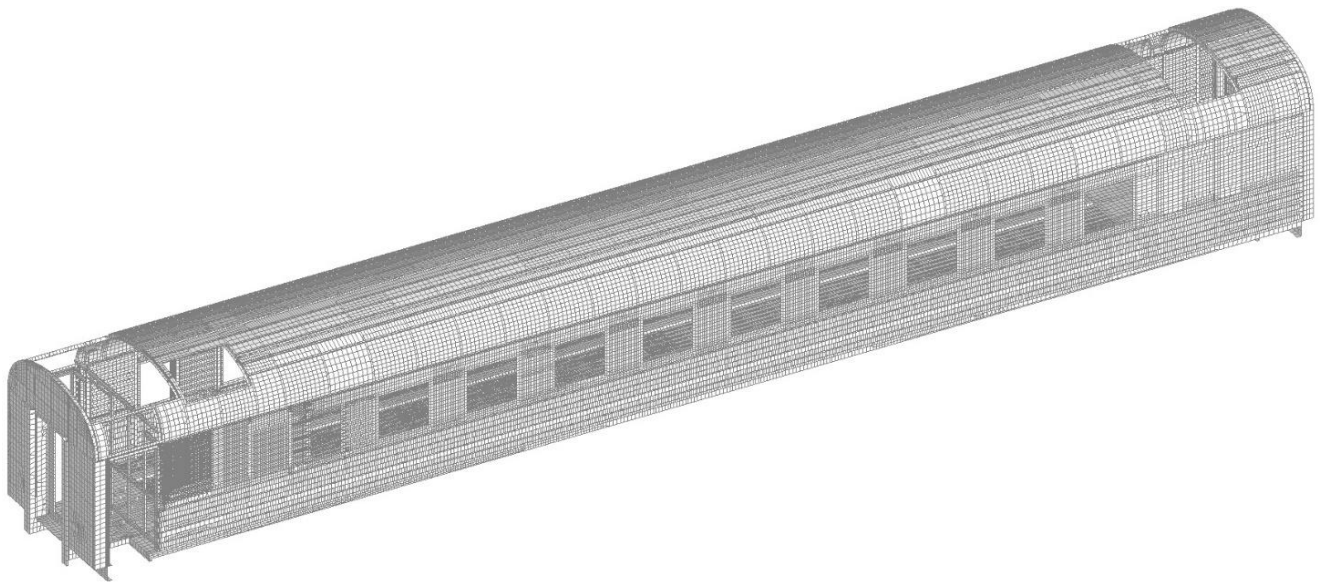


Рисунок 2.3 – Пластинчатая конечноэлементная модель несущей конструкции кузова пассажирского вагона модели 61-4517

Конечноэлементная модель создана по принципу геометрической пространственной модели, которая формировалась по срединным поверхностям геометрических примитивов. Моделирование обшивки и каркаса кузова выполнялось пластинчатыми элементами.

Модель сформирована 242 тыс. трех и четырех узловыми конечными элементами, объединенными в 139 тыс. узлов. Каждый из элементов характеризуется изотропными свойствами. Средний размер четырех узловых элементов составляет 80×80 мм, модель обладает более 900 тыс. степеней свободы.

При создании конечноэлементной модели были использованы изотропный и ортотропный материалы. Для первого были использованы следующие постоянные упругих свойств: модуль Юнга $E = 2,1 \times 10^5$ МН/м², модуль сдвига $G = 0,81 \times 10^5$ МН/м², коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Ортотропный материал использовался при создании модели гофрированного настила пола для рамы кузова.

Двумерный упругий ортотропный материал в плоскости элемента имеет зависимость деформаций от напряжения по следующей формуле:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix}, \quad (2.25)$$

где $\gamma_{12} = 2\varepsilon_{12}$, E_1 , E_2 – модули упругости в продольном и поперечном направлениях соответственно; ν_{12} , ν_{21} – коэффициенты Пуассона при нагружении осевой силой в продольном и поперечном направлениях соответственно; G_{12} – модуль сдвига в плоскости осей материала.

Формула, определяющая соотношение между касательными и сдвиговыми деформациями, выглядит следующим образом:

$$\begin{Bmatrix} \tau_{12} \\ \tau_{2Z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{12} & 0 \\ 0 & G_{2Z} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \gamma_{12} \\ \gamma_{2Z} \end{Bmatrix}, \quad (2.26)$$

где G_{2Z} – поперечный модуль сдвига в плоскости 2 – Z; Z – нормаль к плоскости осей материала.

Масса металлоконструкции кузова составляет 12,7 т. Плотность стали Х6СrNiTi18-10 – 7,79 г/см³, плотность остальных сталей конструкции – 7,85 г/см³.

Модель по всем шести степеням свободы закреплена в пространстве введением в ее узлы соответствующих связей.

Верификация разработанной конечноэлементной модели подтверждена данными натурных стендовых испытаний, проведенных на АО НО «ТИВ». Сопоставлялись нормальные напряжения в поперечном сечении кузова. Они определялись по оконному вырезу, расположенному у среднего продольного сечения кузова.

При нагружении конечноэлементной схемы использовалось три варианта нагрузок: растягивающая нагрузка, значение которой составляет 1,5 МН, продольная сжимающая нагрузка, имеющая значение 2,5 МН, вертикальная нагрузка от веса брутто кузова.

Продольные нагрузки прикладывались в зоне размещения передних и задних упоров автосцепного устройства на хребтовой балке. С помощью варьирования плотности материала была равномерно распределена вертикальная нагрузка от общей массы вагона по крыше и стенам кузова.

Эпюры, представленные на рисунках 2.4 – 2.6, отражают значения нормальных напряжений для каждого из видов нагружений в поперечном сечении кузова. В скобках показаны напряжения, полученные при стендовых испытаниях.

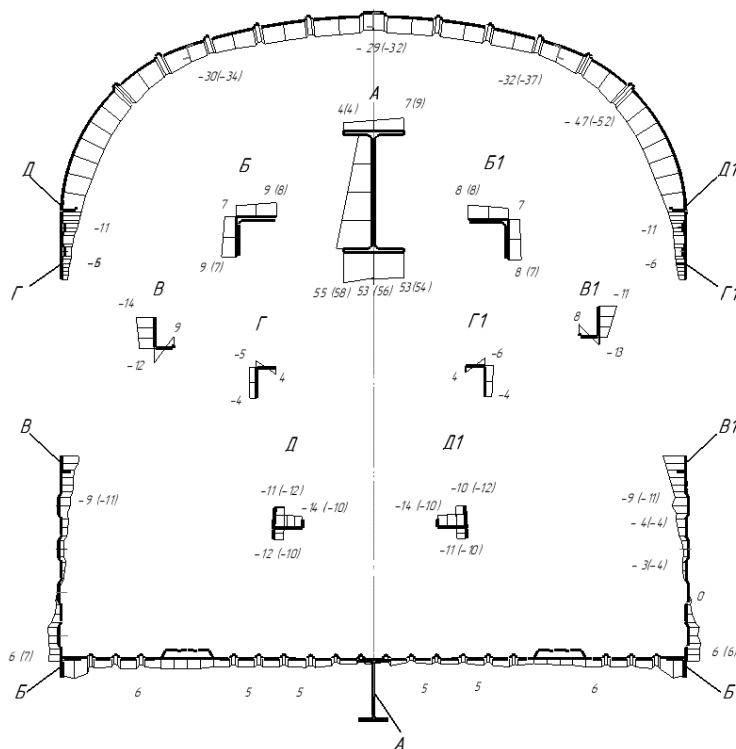


Рисунок 2.4 – Эпюра нормальных напряжений в пластинчатой модели кузова вагона от действия вертикальной нагрузки, МПа

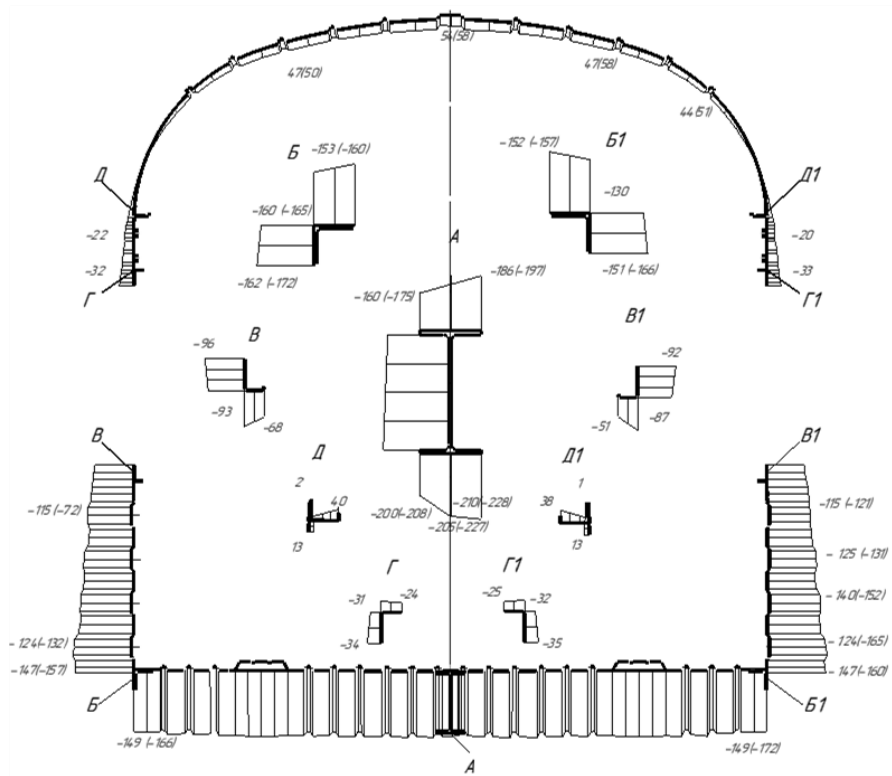


Рисунок 2.5 – Эпюры нормальных напряжений в пластинчатой модели кузова вагона от действия сжимающей нагрузки 2,5 МН, МПа

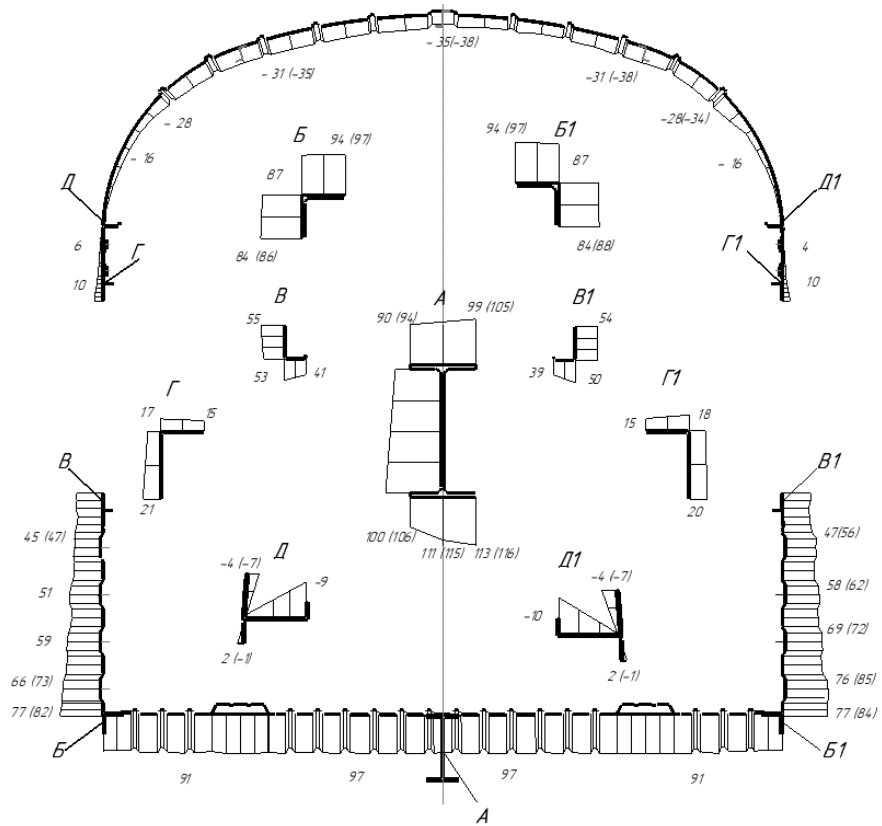


Рисунок 2.6 – Эпюры нормальных напряжений пластинчатой модели кузова вагона от действия растягивающей нагрузки 1,5 МН, МПа

Из эпюр, представленных на рисунках, видно, что полученные значения нормальных напряжений по сечению кузова для разных видов нагрузок, полученные как в результате расчетов конечноэлементной модели, так и экспериментальным путем, качественно и количественно близки. В связи с этим можно сделать вывод, что разработанная пластинчатая конечноэлементная модель может использоваться для дальнейших расчетов жесткостных и прочностных характеристик несущей конструкции кузова пассажирского вагона.

2.5 Верификация пластинчатой конечноэлементной модели кузова пассажирского вагона по значению первой собственной частоты изгибных колебаний

Верификация созданной конечноэлементной модели была проведена на основе расчетов первой собственной частоты и формы колебаний кузова, значения которых были получены с использованием алгоритмов программного комплекса. Результаты расчета сравнивались с данными типовых испытаний по определению первой собственной частоты изгибных колебаний кузова при воздействии на него возмущающей силы от вибромашины. Испытания проводились Испытательным центром АО НО «ТИВ».

Для проведения испытаний металлоконструкцию кузова устанавливают на домкраты. С помощью вибромашины ВМ-10, которая установлена в тамбуре на полу тормозного конца вагона, происходит возбуждение вертикальных колебаний кузова вагона. Вибромашина жестко закреплена на хребтовой и поперечной балках. За счет изменения числа оборотов приводного электродвигателя вибромашины варьировалась частота возмущающей силы.

Перед испытанием на кузов вагона были наклеены датчики ускорений, произведены проверки кабелей измерительных систем и разъёмов аппаратуры, выполнена калибровка приборов (рисунок 2.7).

В соответствующем порядке были проверены средства измерений и испытательное оборудование, которые необходимы для испытаний. Исследование выполнялось при температуре воздуха от + 20 °С до + 23 °С с атмосферным давлением 725 мм рт. ст.

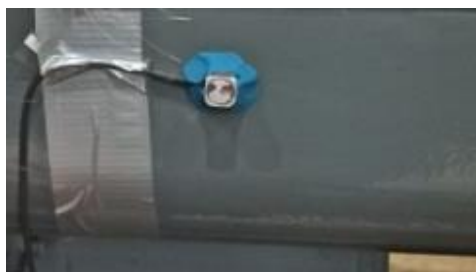
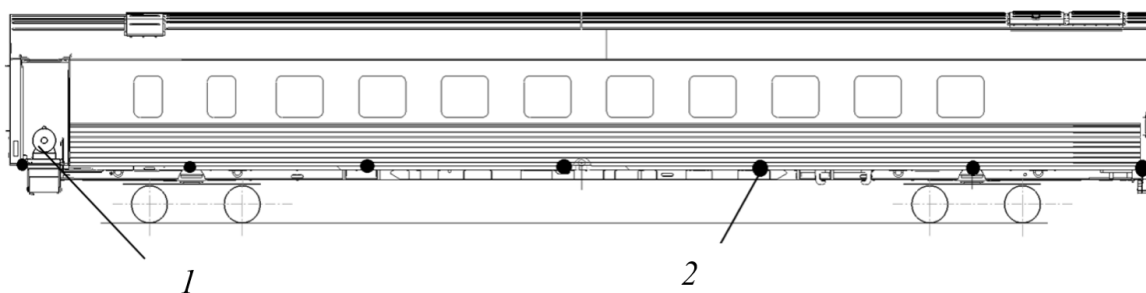


Рисунок 2.7 – Крепление датчиков ускорения на нижнюю обвязку кузова вагона

Определение необходимых показателей происходило с помощью измерительного усилителя Spider-8, которые передает все данные на ПК. Все значения регистрировались при плавном и ступенчатом увеличении частоты возмущающего воздействия от 5,0 до 25 Гц в семи точках кузова, которые располагаются по длине нижней продольной обвязки (рисунок 2.8).



1 – вибромашина; 2 – датчик ускорения Spider-8

Рисунок 2.8 – Схема установки вибромашины и датчиков ускорения

В зоне среднего сечения на полу, крыше и боковых стенах дополнительно установлены датчики ускорения.

Фиксирование данных было выполнено в реальном времени. Полученную информацию регистрирует, преобразовывает и обрабатывает оборудование, участвующие в испытании (рисунок 2.9).

Необходимые измерения производились по принципу индуктивного преобразования механического движения в электрический сигнал.

Записанные сигналограммы с датчиков анализировались, и, по полученным данным, строились гистограммы распределения процессов от частоты возмущающей силы.



Рисунок 2.9 – Процесс фиксации динамических колебаний кузова

В ходе испытаний было выявлено значение первой собственной частоты изгибных колебаний кузова в вертикальной плоскости, которое имеет значение равное 10,8 Гц.

Данный показатель при расчете конечноэлементной модели получился равным 12,08 Гц, что говорит об адекватности созданной конечноэлементной модели, т. к. расхождение с данными при испытании составляет 11,9 %.

2.6 Разработка вариантов конечноэлементных схем кузова пассажирского вагона

В настоящее время, оценка жесткостных характеристик кузова пассажирского вагона, с помощью конечноэлементных схем, заключается в определении первой собственной частоты изгибных колебаний кузова. При этом масса кузова равномерно распределяется по узлам конечноэлементной модели путем изменения плотности материала. Такое допущение способствует искажению результатов расчетов, хотя и позволяет быстро описать нагружение кузова. При равномерном распределении массы брутто по всем узлам конечноэлементной модели, происходит

увеличение массы узлов кузова сложной формы, где наблюдается сгущении конечноэлементной сетки, что приводит к искаженным результатам расчета собственных частот изгибных колебаний.

Как было описано ранее, пассажирский вагон имеет: тяжеловесное внутреннее и навесное оборудование; межкупейные перегородки; расположенный на упругих опорах, опирающийся на раму настил пола, диваны, полки перегородки. Эти элементы имеют значительные инерциальные характеристики, которые также оказывают влияние на результаты расчета собственных частот кузова.

В связи с этим предложено рассмотреть четыре варианта распределения массы элементов кузова вагона по узлам конечноэлементной модели:

Первый вариант представляет собой пластинчатую конечноэлементную модель, описанную ранее. Масса кузова вместе с оборудованием и внутренним интерьером равномерно распределена по всем узлам конечноэлементной модели.

Второй вариант конечноэлементной модели отличается от первого тем, что масса кузова равномерно распределена по основным крупным сборочным единицам кузова, таким как рама, боковые и торцовые стены, крыша. Для каждого из них задается соответствующая масса, которая также учитывает оборудование, размещенное на данном элементе.

Третий вариант в отличие от первых двух предусматривает моделирование тяжеловесного оборудования (бак с водой, кондиционер и подвагонное оборудование) с помощью трехмерных пространственных конечных элементов. Масса и инерциальные характеристики этих элементов, соответствуют соответствующим единицам тяжеловесного оборудования вагона. Способы крепления объемных элементов аналогичны креплению тяжеловесного оборудования на реальной конструкции. Оставшаяся масса брутто распределяется соответственно на каждый ответственный узел металлоконструкции.

Весовые характеристики и координаты центров тяжести элементов тяжеловесного оборудования представлены в таблице 2.1.

Левый нижний угол тормозного конца вагона принят за начало координат, ось «х» пересекается с обшивкой левой боковой стены, находящейся с наружи, ось «у» пересекает плоскость верхней части хребтовой балки, перпендикулярно кузову, в то время как ось «z» направлена вверх.

Таблица 2.1 – Масса и координаты центров тяжести внутреннего и навесного вагонного оборудования

№ п/п		Масса, кг	Координаты центра тяжести		
			<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
1	Низковольтный ящик	220	10,604	0,636	-0,495
2	Низковольтный ящик	140	9,257	0,574	-0,495
3	Высоковольтный ящик	140	9,237	2,372	-0,45
4	Преобразователь	260	11,872	2,353	-0,495
5	Аккумуляторный бокс	2400	15,659	1,552	-0,406
6	Фекальный бак	630	18,162	1,552	-0,700
7	Отделение котельное	990	2,690	2,596	1,305
8	Пульт управления	270	3,681	0,529	1,202
9	Кондиционер	1200	1,273	1,662	2,665
10	Бак для воды	650	22,949	1,552	2,764
11	Бак для воды	400	21,989	1,552	2,764
Итого		7300			

Расположение крупного тяжеловесного оборудования на кузове вагона показано на рисунке 2.10.

Все тяжеловесное оборудование моделируется однородными параллелепипедами, размеры которых соответствуют реальным. Баки для воды и фекальные баки включены в модель с учетом их полного заполнения.

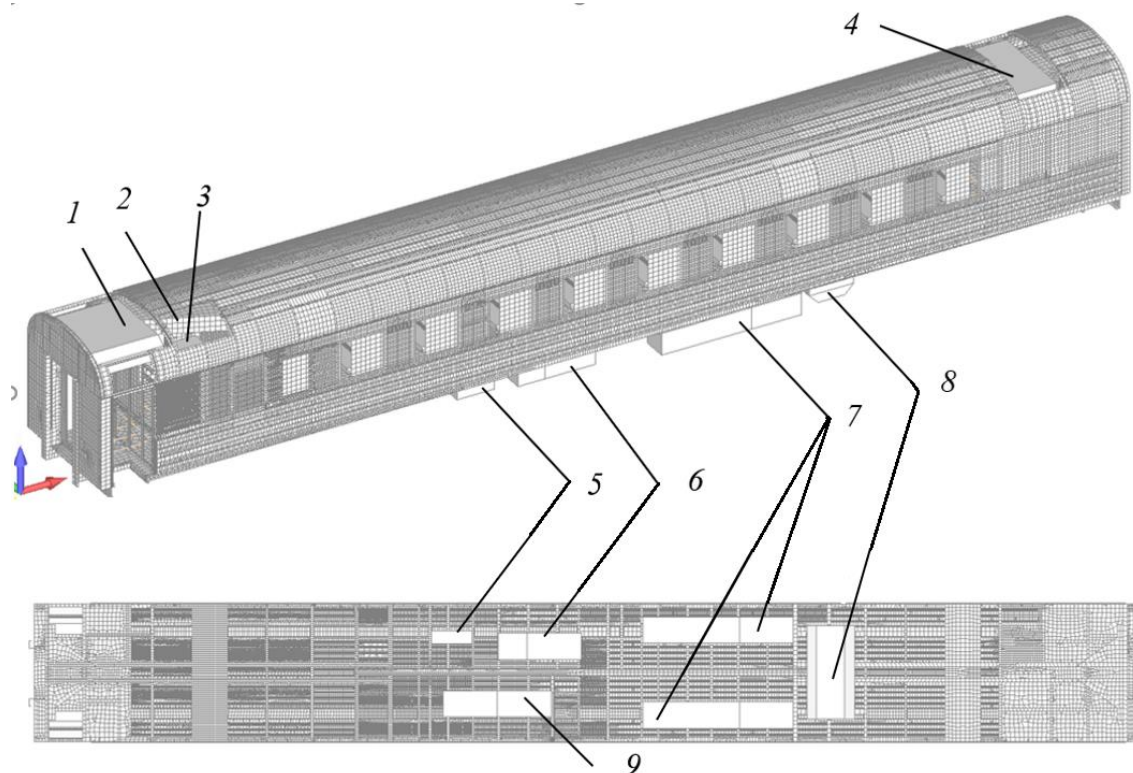
Внутреннее и навесное оборудование крепится на кузов с помощью индивидуальных кронштейнов и балок конструкции, расположенных на крыше и раме. Связь элементов кузова и оборудования осуществлялась введением в соответствующие узлы конечноэлементной модели стержневых конечных элементов, с жесткостными характеристиками, соответствующими характеристикам реальных элементов крепления оборудования.

С помощью изменения плотности материала кузова, была распределена масса остального оборудования, экипировки кузова интерьера и пассажиров с багажом.

Используется специальная зависимость для определения плотности i -го элемента кузова:

$$\rho_i = \frac{m_i}{v_i}, \quad (2.27)$$

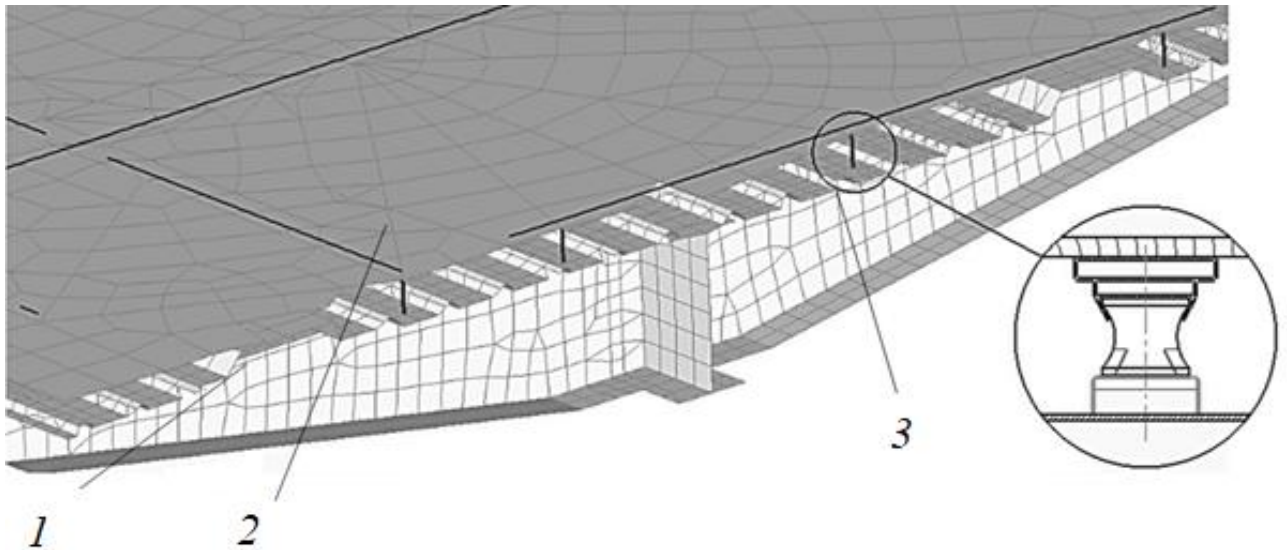
где m_i – масса элемента кузова с вычетом учтенной массы, которая имеет единую плотность, кг; v_i – объем весового элемента кузова вагона, м³.



1 – кондиционер; 2 – пульт управления; 3 – отделение котельное; 4 – баки для воды;
 5 – высоковольтный ящик; 6 – преобразователь; 7 – аккумуляторный бокс; 8 – фекальный бак;
 9 – низковольтные ящики

Рисунок 2.10 – Расположение крупноблочного тяжеловесного оборудования на модели кузова вагона

Четвертый вариант конечноэлементной модели представляет собой кузов, в котором все тяжеловесное оборудование смоделировано аналогично третьему варианту. Кроме того, на раме кузова пластинчатыми элементами был смоделирован настил пола. Он опирается на стальной настил рамы через упругие резиновые амортизаторы. Они описывались введением в модель стержневых конечных элементов, жесткостные свойства которых соответствуют реальным элементам конструкции (рис. 2.11). Также в модель были включены межкупейные перегородки, описанные пластинчатыми конечными элементами с жесткостными и инерциальными характеристиками, соответствующими реальной конструкции (рисунок 2.12). Связи межкупейных перегородок с внутренней обшивкой боковой стены и полом были выполнены введением в соответствующие узлы конечноэлементной модели специальных стержневых конечных элементов, описывающих элементы крепления перегородок в конструкции вагона (рисунок 2.13).



*1 – рама конечноэлементной модели кузова с металлическим настилом пола;
2 – пол салона вагона; 3 – упругий элемент*

Рисунок 2.11 – Рама кузова с полом на упругих элементах

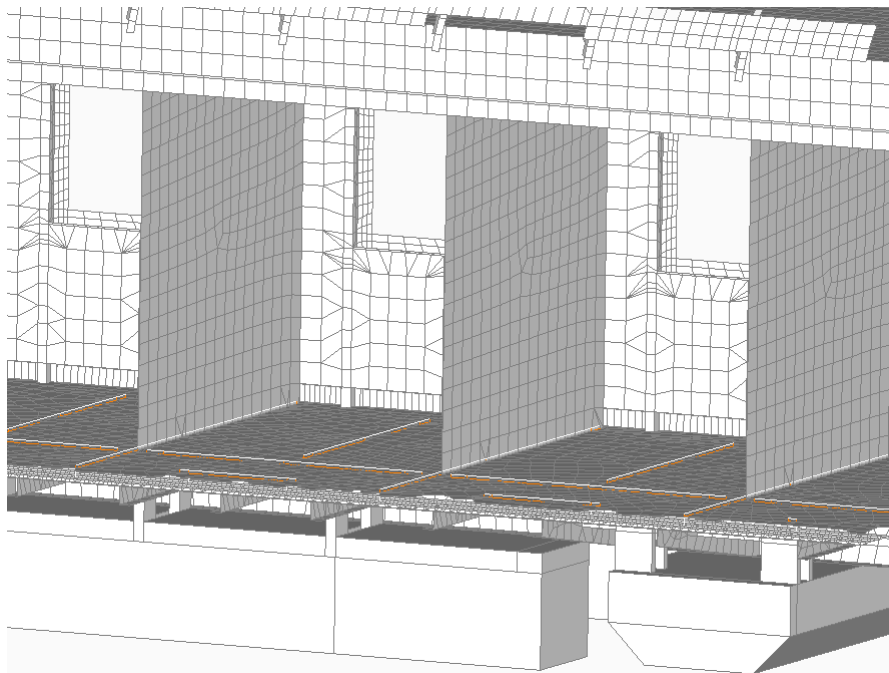


Рисунок 2.12 – Моделирование межкупейных перегородок

Для описания относительного скольжения деформируемых тел при контакте в местах несовпадения узлов в программном комплексе, реализующем метод конечных элементов, использовались конечные элементы «Slide Line» (Линия скольжения) [149]. Для них задавались такие параметры как статический коэффициент трения f указывающий отношение силы трения между поверхностями вдоль линии скольжения к силе, приложенной к этой линии скольжения. Коэффициент

жесткости C_t , который определяет относительное смещение Δ_t узлов линий скольжения основной и подчинительной поверхностей до начала проскальзывания:

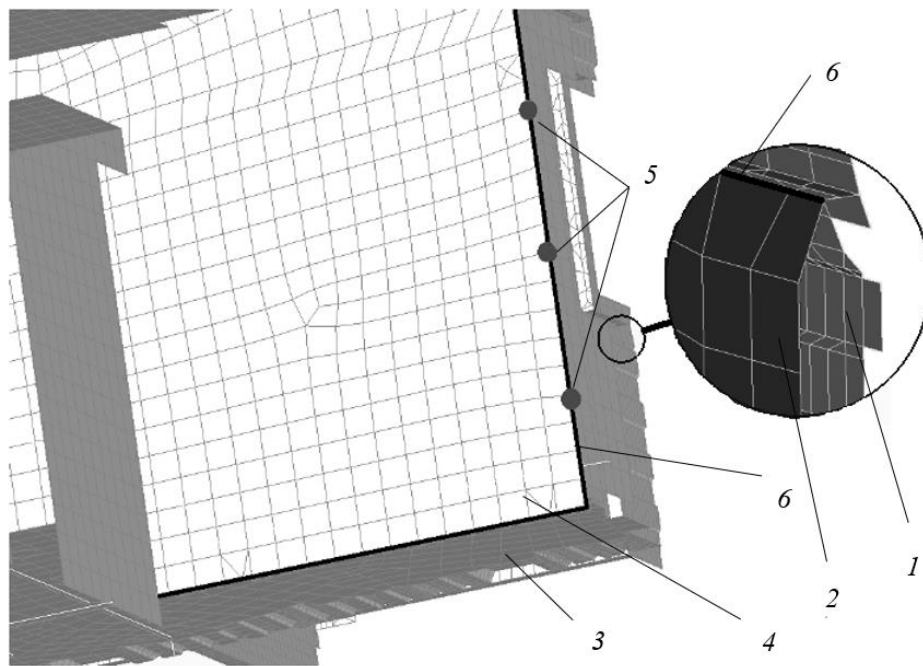
$$C_t = \frac{F_t}{\Delta_t}, \quad (2.28)$$

где F_t – сила трения.

При $F_t < \max F_t$:

$$\max F_t = f \cdot N, \quad (2.29)$$

где N – нормальное усиление в контактирующих узлах.

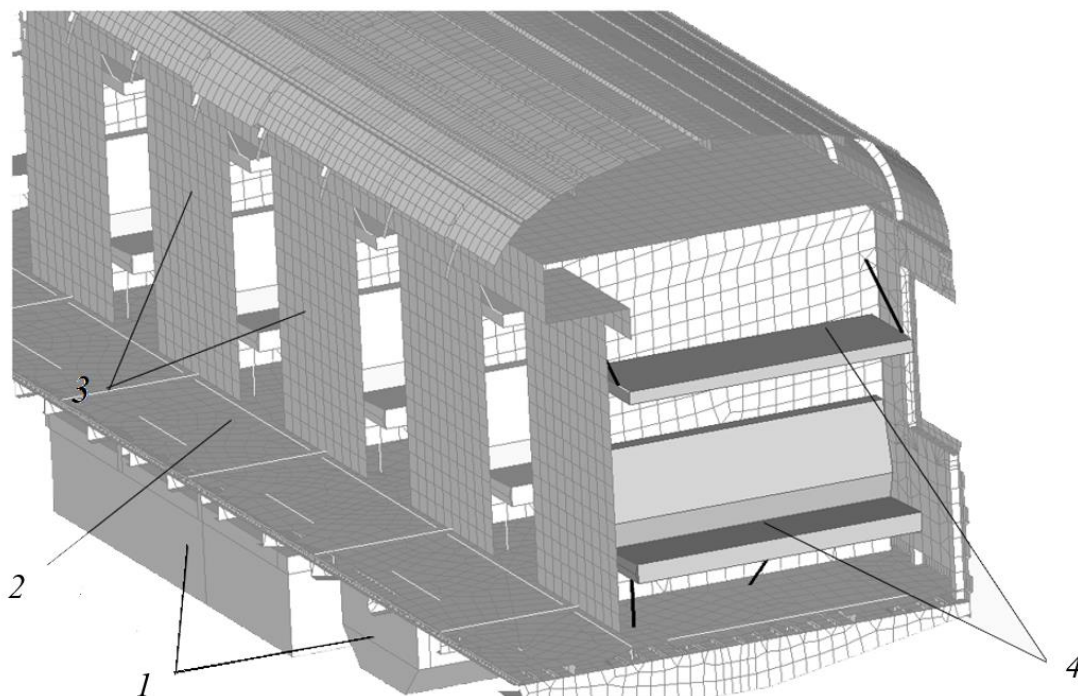


1 – боковая стена 2- внутренняя обшивка боковой; 3 – рама кузова с полом; 4 – межкупейная перегородка; 5 – узлы соединения межкупейной перегородки и внутренней обшивки боковой стены;
6 – конечные элементы «Slide Line»

Рисунок 2.13 – Соединение внутренней обшивки боковой стены и пола с межкупейной перегородкой

Составляющие интерьера вагона, такие как диваны и полки, описывались введением объёмных конечных элементов, размеры и инерциальные характеристики которых соответствуют реальным элементам интерьера. Их взаимодействие с элементами кузова описывалось аналогично перегородкам

путем введения в соответствующие узлы стержневых конечных элементов. (рисунок 2.14). Неучтенная масса (масса пассажиров с багажом) была равномерно распределена на диваны и полки.



1 – тяжеловесное оборудование; 2 – пол на упругих элементах;
3 – межкупейные перегородки; 4 – диваны и полки

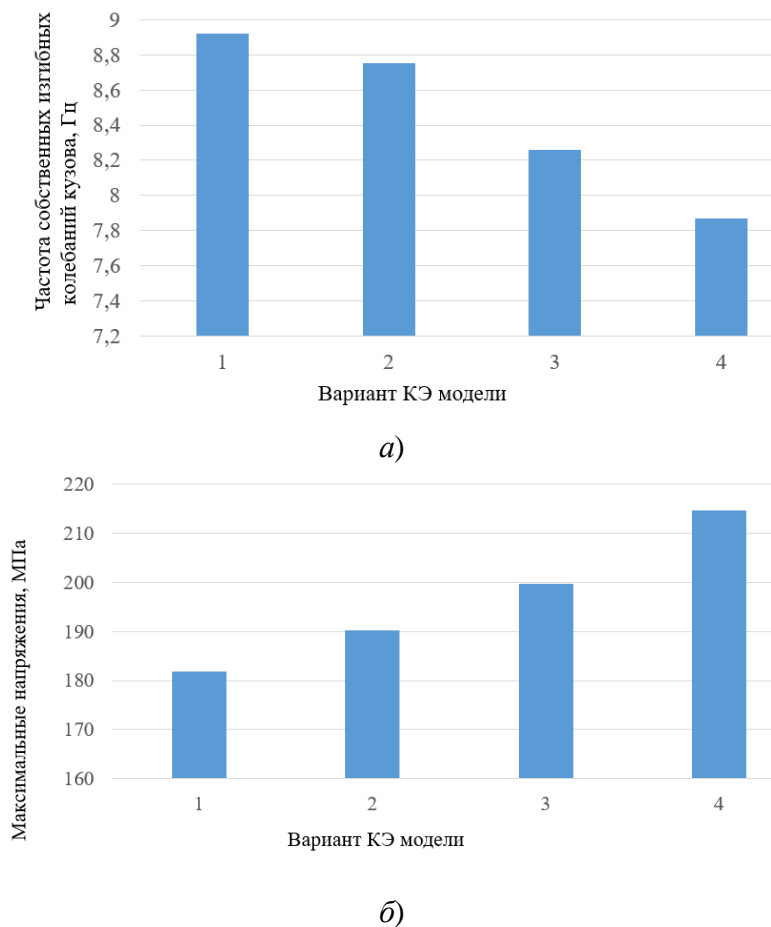
Рисунок 2.14 – Составляющие интерьера вагона, смоделированные объемными конечными элементами

Для каждого варианта конечноэлементной модели были определены основные расчетные критерии, такие как величина первой собственной частоты изгибных колебаний и максимальные напряжения (таблица 2.2), соответствующие первому и третьему расчетным режимам «Норм проектирования вагонов» [96].

Таблица 2.2 – Величины собственной частоты изгибных колебаний и напряжений

№ варианта КЭ модели	Собственные частоты, Гц	Максимальные напряжения, МПа
1	8,92	181,9
2	8,75	190,2
3	8,26	199,7
4	7,87	214,7

В результате анализа полученных результатов было установлено, что первый и второй варианты конечноэлементных моделей имеют различия по частотам 1,9 %, по напряжениям различия составляют 4,3 %. Второй и третий варианты в свою очередь различаются на 5,6 % – по частотам и на 4,7 % – по напряжениям. Различия между третьим и четвертым вариантами конечноэлементных моделей составляют 4,7 % – по частотам и 8,3 % – по напряжениям (рисунок 2.15).



а – изменения по собственным частотам; б – изменения по величине максимальных напряжений

Рисунок 2.15 – Различия расчетных критериев для вариантов конечноэлементных моделей

Разница значений первой собственной частоты изгибных колебаний и максимальных напряжений с экспериментом составляет:

- для первого варианта 10,4 % по частотам, 20 % по напряжениям;

- для второго варианта 8,6 % по частотам, 16 % по напряжениям;
- для третьего варианта 3,2 % по частотам, 12 % по напряжениям;
- для четвертого варианта 1,6 % по частотам, 5,8 % по напряжениям.

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности использования конечноэлементных моделей с реальным распределением массы тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона для расчета первой собственной частоты изгибных колебаний кузова, а также анализа прочности металлоконструкции.

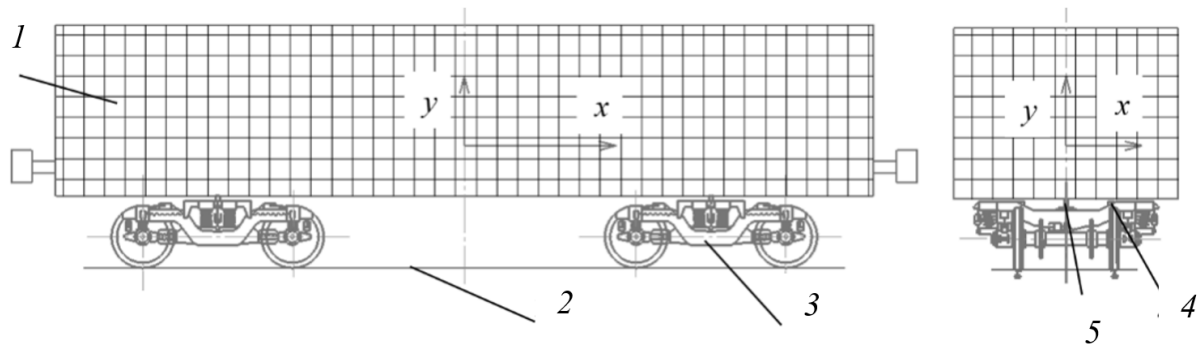
2.7 Разработка динамической модели кузова пассажирского вагона

В программном комплексе «Универсальный механизм», который разработан под руководством профессора Д.Ю. Погорелова в Брянском государственном техническом университете [105], был проведен анализ влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты моделирования движения вагона по неровностям пути.

Анализ динамической нагруженности кузова был выполнен с применением пространственной гибридной динамической модели. Она представляет собой систему связанных абсолютно твердых и упругих тел, которые моделируют колебания элементов вагона в пространстве при движении.

Упругие колебания кузова вагона описываются в модели на основе конечноэлементных моделей, описанных выше. Включение в твердотельную модель вагона «упругого кузова» осуществляется с использованием модуля UMFEM программного комплекса «Универсальный механизм». Модуль с помощью подсистем, присоединенной системы координат, связанных подструктур и конечных элементов позволяет сформировать математическую модель вагона, включающую упругие тела [92, 135, 160].

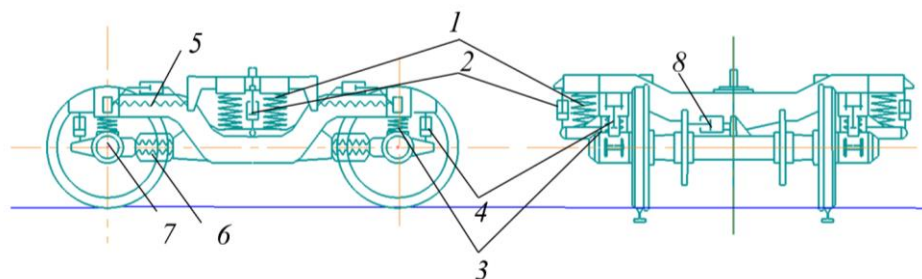
Варианты динамических моделей пассажирского вагона состоят из кузова, который соединяется силовыми элементами с двумя твердотельными подсистемами – тележками (рисунок 2.16).



1 – кузов; 2 – неровности рельсового пути; 3 – подсистема тележка;
 4 – силовой контактный элемент, моделирующий опирание кузова вагона на скользуны;
 5 – линейный силовой элемент, моделирующий ограничения горизонтальных перемещений
 кузова относительно надрессорного бруса в пятниковом узле

Рисунок 2.16 – Структурная схема гибридной динамической модели пассажирского вагона

Динамическая модель тележки сформирована совокупностью абсолютно твердых тел с реальными геометрическими и инерциальными характеристиками. Соединение абсолютно твердых тел осуществлено с использованием кинематических и силовых элементов (рисунок. 2.17), входящих в стандартный набор программного комплекса.



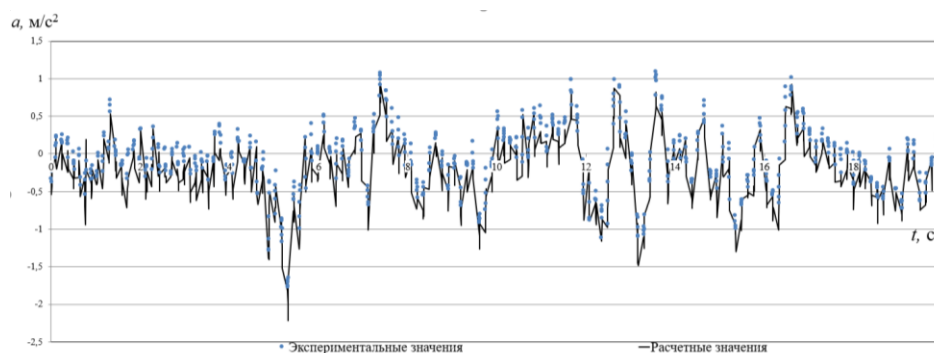
1 – линейный силовой элемент, моделирующий пружины центрального подвешивания; 2 – диссипативный линейный биполярный силовой элемент, моделирующий вертикальный гаситель колебаний центрального подвешивания; 3 – линейный силовой элемент, моделирующий пружины буксового подвешивания; 4 – диссипативный линейный биполярный силовой элемент, моделирующий вертикальный гаситель колебаний буксового подвешивания; 5 – упруго-диссипативный линейный биполярный силовой элемент, моделирующий продольный поводок центрального подвешивания; 6 – упруго-диссипативный линейный биполярный силовой элемент, моделирующий буксовый поводок; 7 – вращательный шарнир, моделирующий буксу; 8 – диссипативный линейный биполярный силовой элемент, моделирующий горизонтальный гаситель колебаний центрального подвешивания

Рисунок 2.17 – Структурная схема подсистемы «тележка»

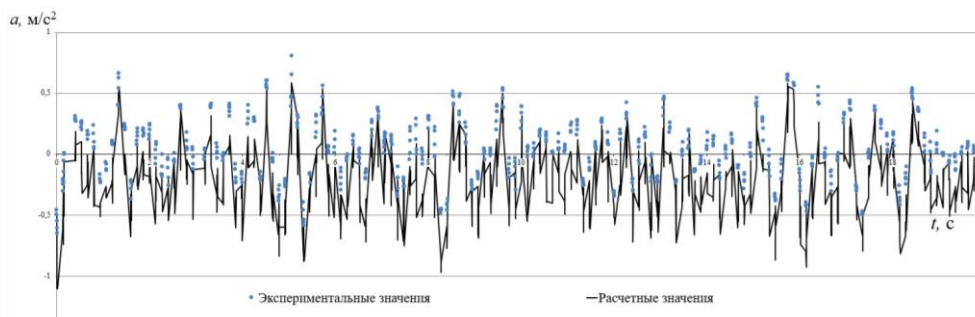
Контактное взаимодействие колеса с рельсом в программном комплексе «Универсальный механизм» реализовано в рамках модели двухточечного контакта, которая предложена в работе [105] и аппроксимирующей силы крипа аналитическими выражениями с вычислением коэффициент крипа по формуле Мюллера. Силы крипа рассчитывались при помощи алгоритма FASTSIM, который базируется на линейной теории Калкера. По ГОСТ 10791-2011 при моделировании профиль колеса принимается как стандартный неизношенный, а профиль рельса типа Р65/Р65К по ГОСТ Р 51685-2022 принимается как неизношенный.

Созданная гибридная модель пассажирского вагона была верифицирована с помощью данных ходовых динамических испытаний, которые проводились для исследуемого вагона на прямом участке пути при скорости движения 160 км/ч.

Полученные при испытаниях значения среднеквадратичных ускорений были сопоставлены с данными, выполненными при расчете гибридной модели. В качестве примера представлены графики изменения показателей ускорений в течение времени для данных, полученных при испытаниях и данных входе расчета (рисунок 2.18).



а)



б)

а – на прямом участке; *б* – в кривых

Рисунок 2.18 – Изменение показателей ускорений в течение времени

Динамические характеристики вагона исследовались на прямых и кривых участках пути. Данные участки соответствуют частям маршрута Москва – Санкт-Петербург. Диапазон скоростей на данных отрезках пути варьируется от 20 до 160 км/ч с интервалом 20 км/ч. Движение вагона моделировалось с учетом неровностей рельсовой колеи. В соответствии с РД 32.68-96 [112] указанные неровности формировались на основании функции спектральной плотности эквивалентной расчетной неровности в вертикальном и горизонтальном направлениях. Согласно [111] моделирование прохождения вагоном на рассматриваемой скорости кривых участков пути производится с минимально допустимым значением радиуса кривой. Зависимость скорости движения вагона от радиуса кривой представлена в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Скорость прохождения кривой в зависимости от ее радиуса

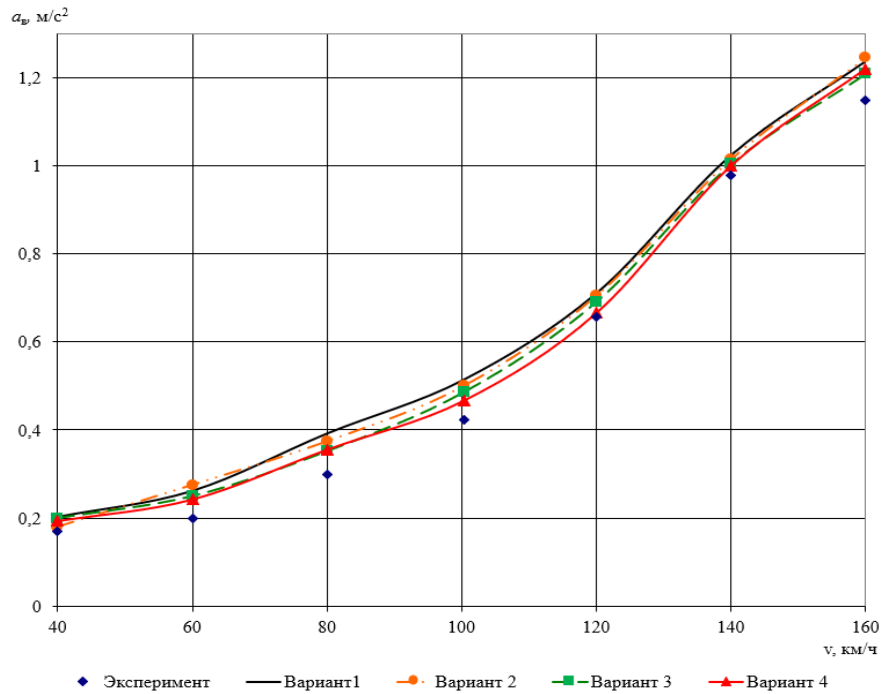
Параметр	Радиус кривой, м			
	300	500	700	1200
Скорость прохождения кривой, км/ч	80	100	120	160

В результате сопоставления данных, полученных в ходе ходовых испытаний и данных, полученных путем компьютерного моделирования, была произведена оценка показателей динамики каждого варианта динамической модели, отличающихся вариантом описания упругих свойств кузова. Полученные при испытаниях значения среднеквадратичных ускорений были сопоставлены с данными, полученными при расчете гибридной модели.

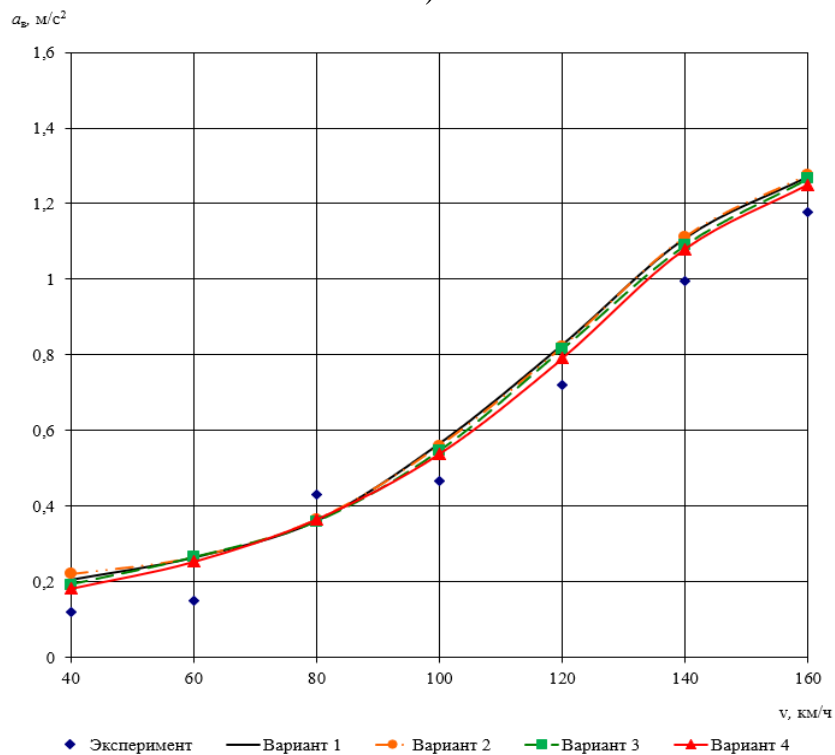
Графики зависимости показателей ходовой динамики от скорости движения представлены на рисунках 2.19 – 2.23. Рассматривались вертикальные и горизонтальные ускорения в середине кузова a_v , a_r ; коэффициент вертикальной динамики $K_{дв}$ и рамная сила H_p в зоне подпятника нетормозного конца вагона; величины плавности хода в середине кузова W_v – в вертикальном направлении, W_r – в горизонтальном направлении.

Разница показателей экспериментальных данных с показателями, полученными расчетным путем для каждого из вариантов расчетной схемы приведена в таблице 2.4.

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что динамическая модель вагона с четвертым вариантом конечноэлементной схемы кузова имеет более близкие значения приведенных показателей с результатами эксперимента.

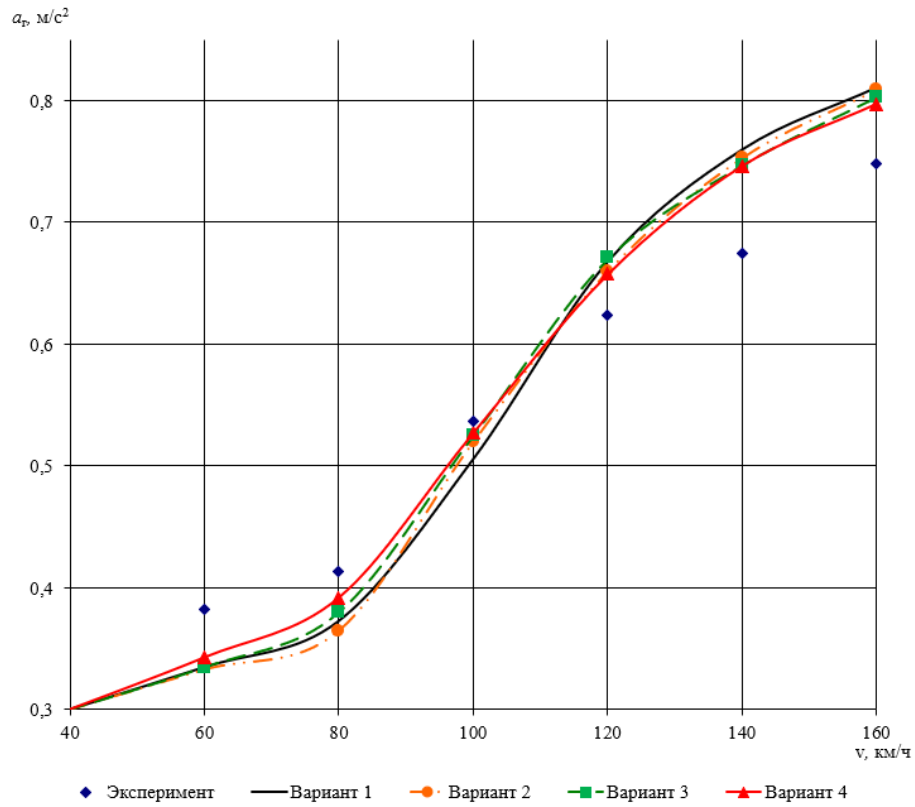


а)

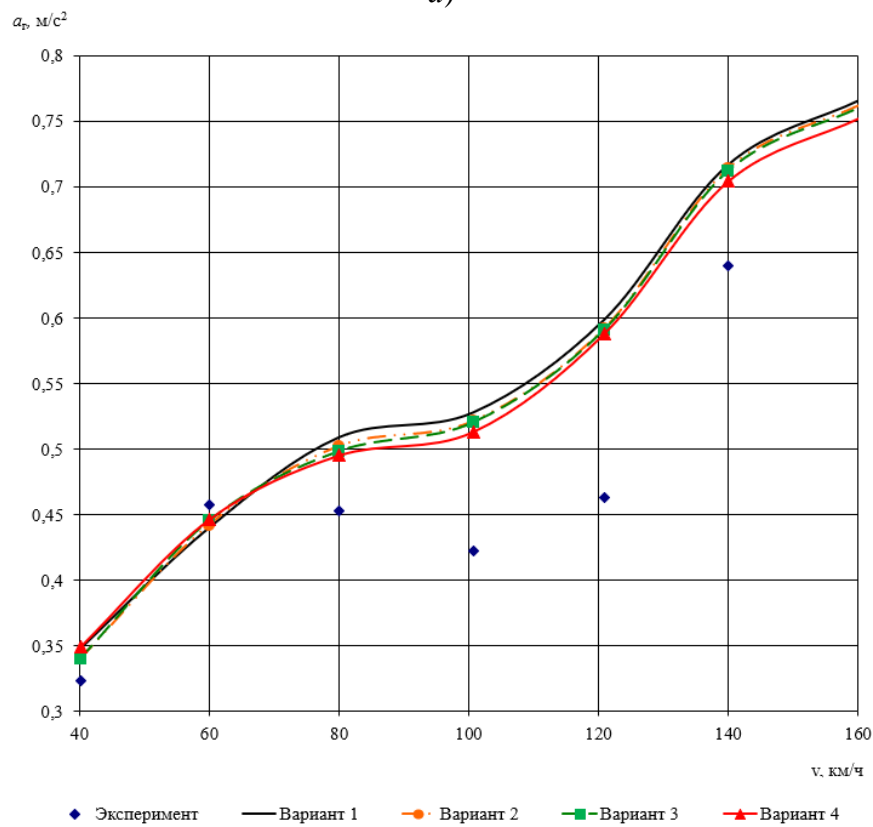


б)

а – на прямом участке; *б* – в кривых
Рисунок 2.19 – Зависимости вертикальных ускорений от скорости движения вагона

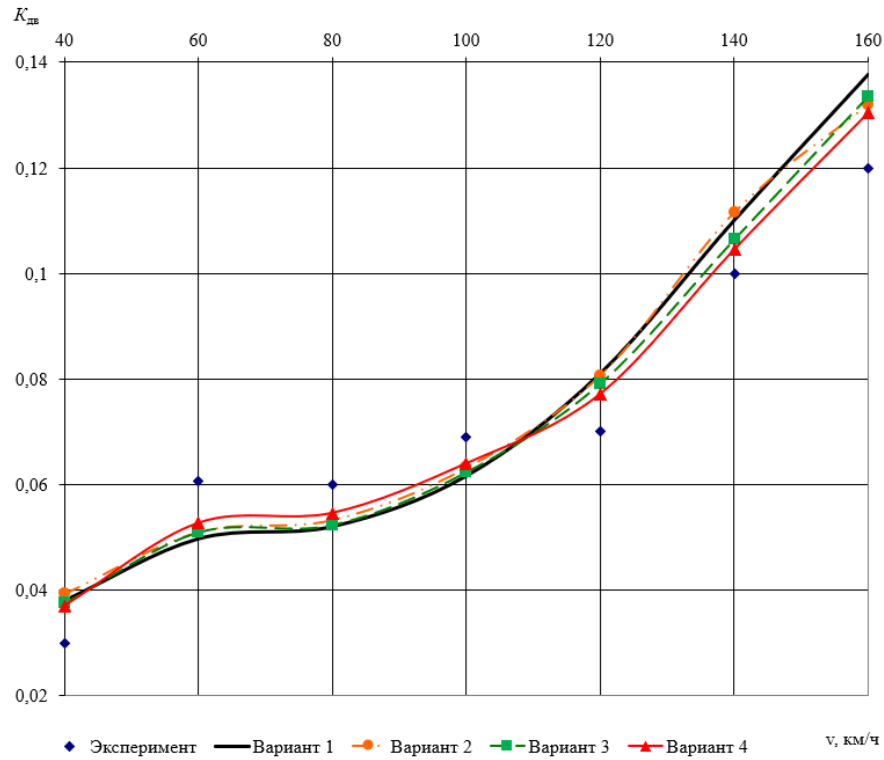


а)

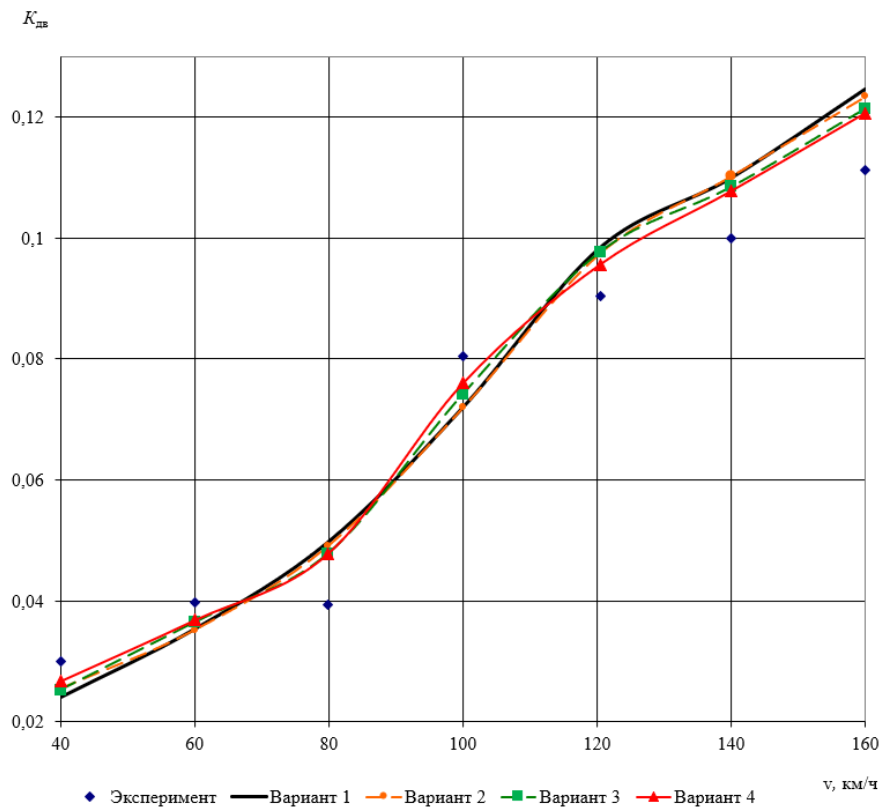


б)

а – на прямом участке; б – в кривых
Рисунок 2.20 – Зависимости горизонтальных ускорений от скорости движения вагона



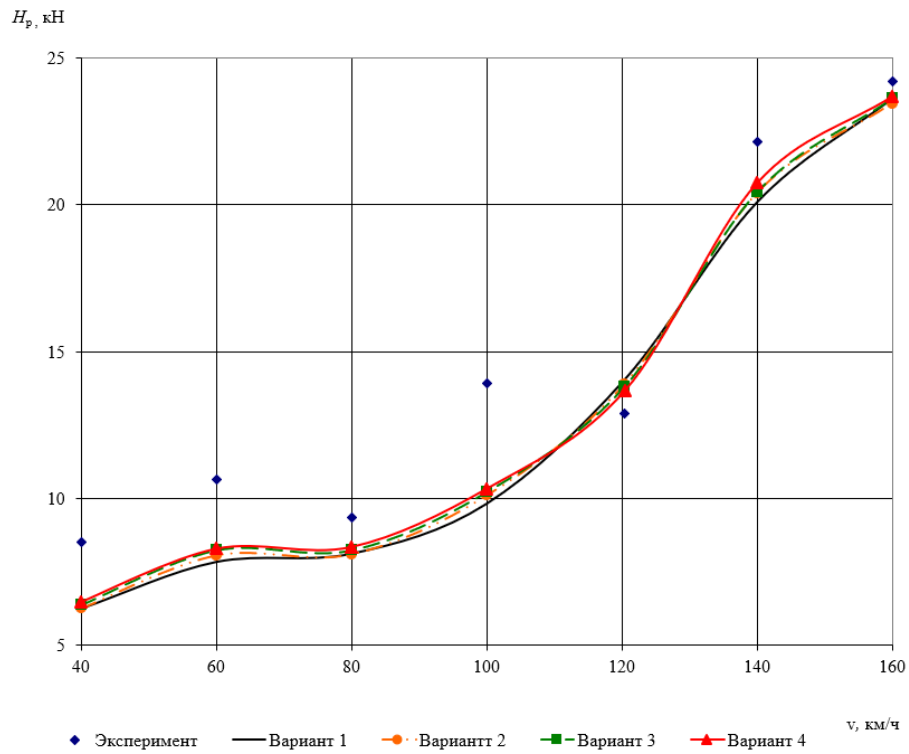
а)



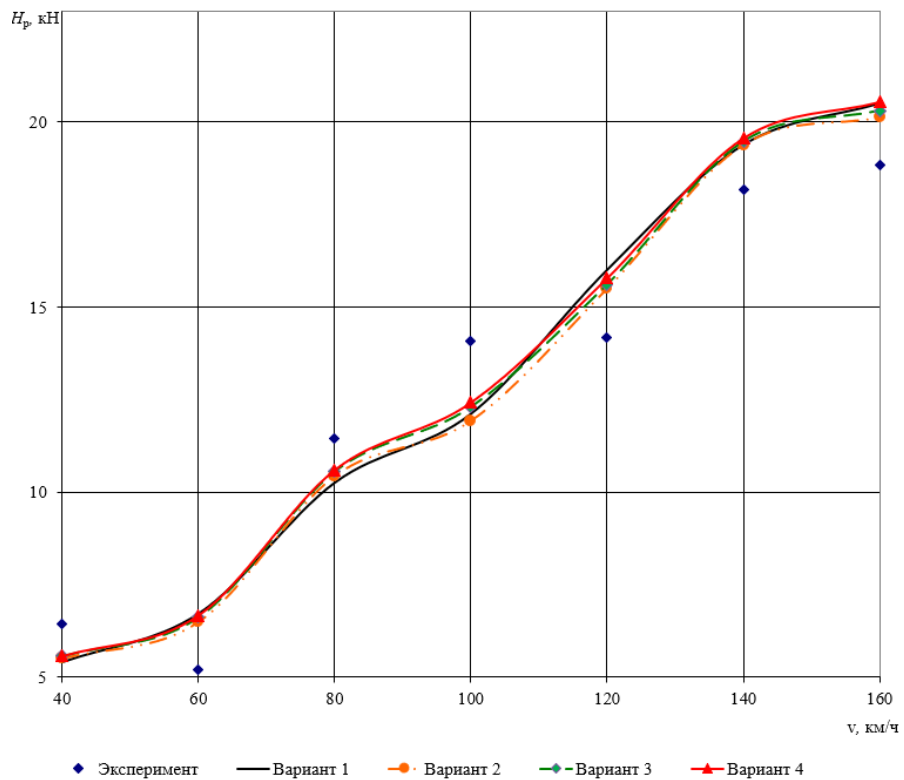
б)

а – на прямом участке; *б* – в кривых

Рисунок 2.21 – Зависимости коэффициента вертикальной динамики кузова нетормозного конца вагона от скорости движения

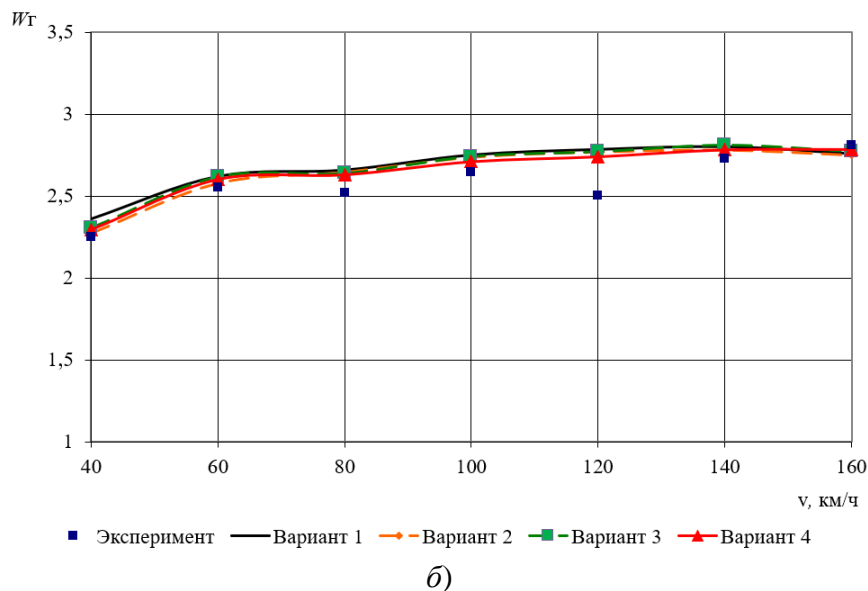
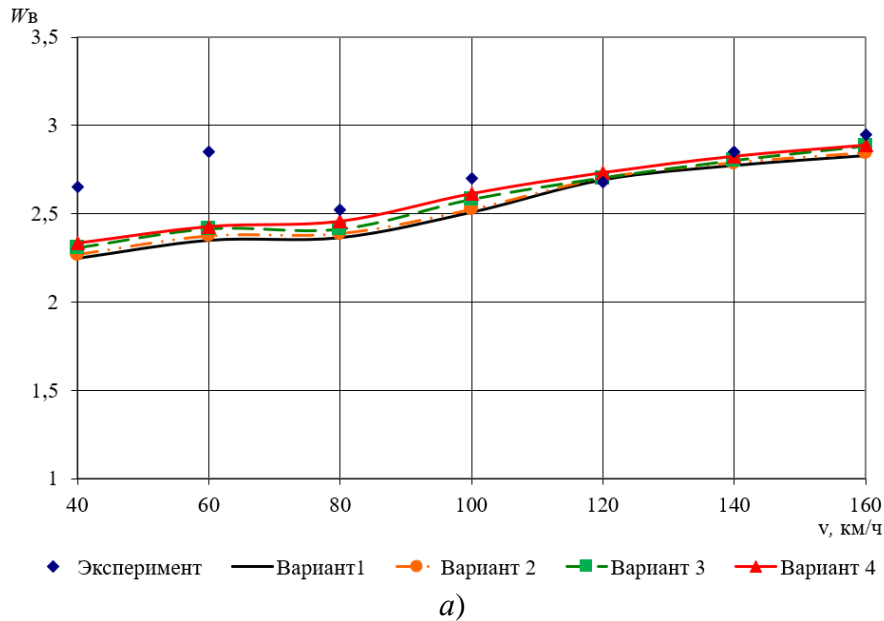


а)



б)

а – на прямом участке; *б* – в кривых
Рисунок 2.22 – Зависимости боковой силы, действующей на раму тележки кузова нетормозного конца вагона от скорости движения



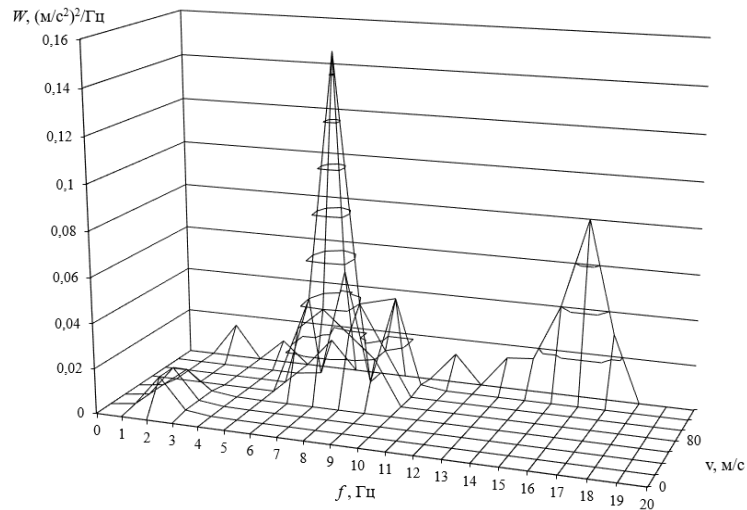
а – в вертикальном направлении; *б* – в горизонтальном направлении
Рисунок 2.23 – Зависимость показателя плавности хода в середине кузова от скорости движения вагона на прямом участке пути

Дополнительно было произведено сравнение спектральной плотности вертикального ускорения (W) для различных частот колебаний (f) и скоростей движения (v) полученных расчетным путем и экспериментально при натуральных ходовых испытаниях.

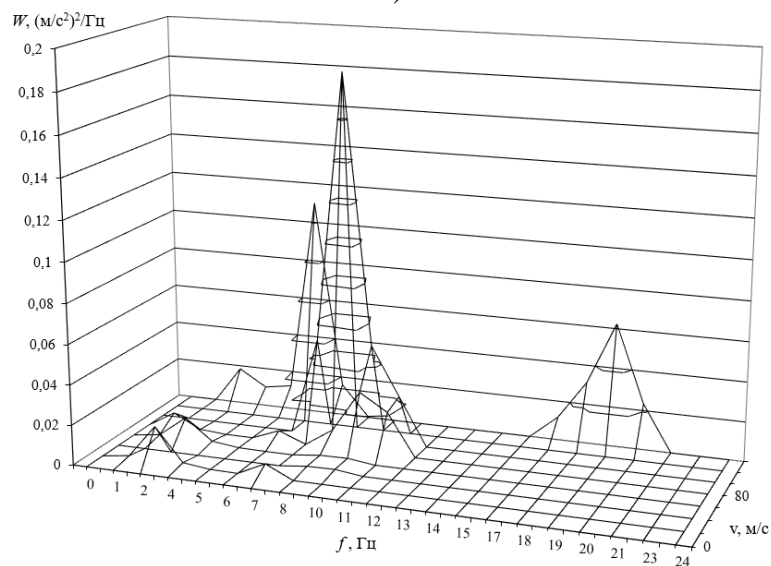
В качестве примера, на рисунке 2.24 приведены графики зависимости спектральной плотности вертикального ускорения от частоты колебаний, на скоростях движения от 20 км/ч до 140 км/ч в среднем сечении кузова.

Таблица 2.4 – Разница значений расчетных показателей с экспериментом

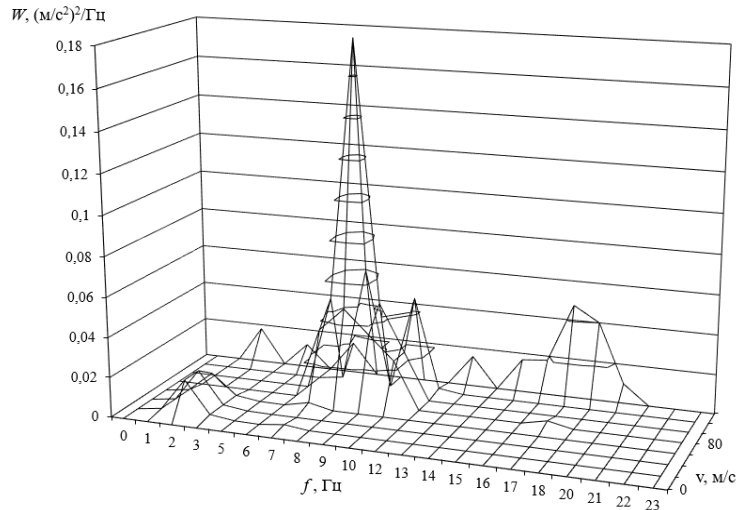
Расчетные показатели	Участок пути	Варианты модели			
		1	2	3	4
		Разница с экспериментом, %			
Вертикальные ускорения	прямая	14,66	12,51	10,94	7,15
	кривая	21,70	19,80	10,85	10,70
Горизонтальные ускорения	прямая	10,14	9,96	5,53	2,96
	кривая	13,40	10,73	9,11	5,10
Коэффициент динамики	прямая	15,13	13,85	11,15	7,81
	кривая	12,95	11,70	11,05	5,60
Рамная сила	прямая	16,26	12,67	9,29	7,08
	кривая	13,95	10,03	7,02	5,30
Плавность хода в вертикальном направлении	прямая	6,40	6,00	4,20	2,80
	кривая	12,2	7,41	5,51	3,25
Плавность хода в горизонтальном направлении	прямая	4,55	4,31	3,38	2,41
	кривая	11,96	7,92	5,89	3,49



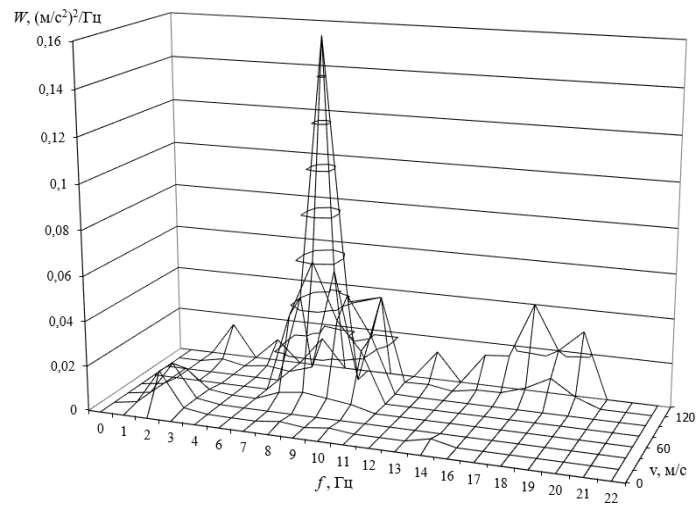
а)



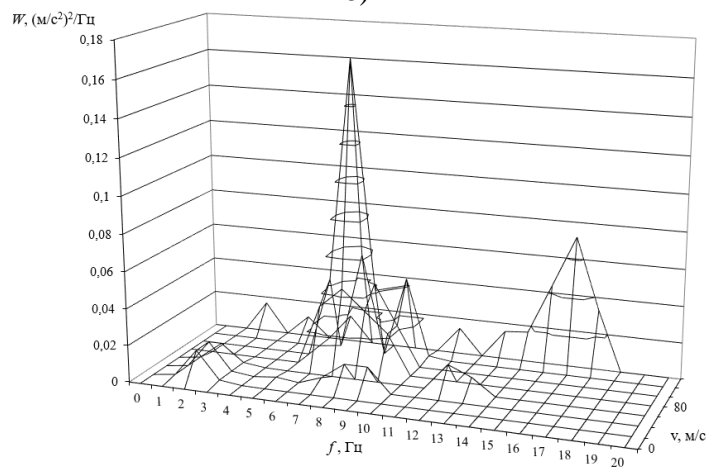
б)



б)



в)



г)

а – экспериментальные значения; б – первый вариант конечноэлементной модели;
 в – второй вариант конечноэлементной модели; г – третий вариант конечноэлементной
 модели; д – четвертый вариант конечноэлементной модели

Рисунок 2.24 – Зависимости спектральной плотности вертикального ускорения от частоты колебаний кузова в среднем сечении на уровне пола

В ходе сопоставления полученных расчетных данных с результатами натуральных ходовых испытаний было установлено, что (рисунок 2.25):

- первый вариант конечноэлементной модели имеет различия на 19...20 % по частотам и на 20...24 % по значениям спектральной плотности мощности;
- второй вариант конечноэлементной модели имеет различия на 14...17 % и 17,5...21%;
- третий вариант конечноэлементной модели имеет различия на 10...12% и 12...16 %;
- четвертый вариант конечноэлементной модели имеет различия на 7,0...9,0 % и 9,0...11%.

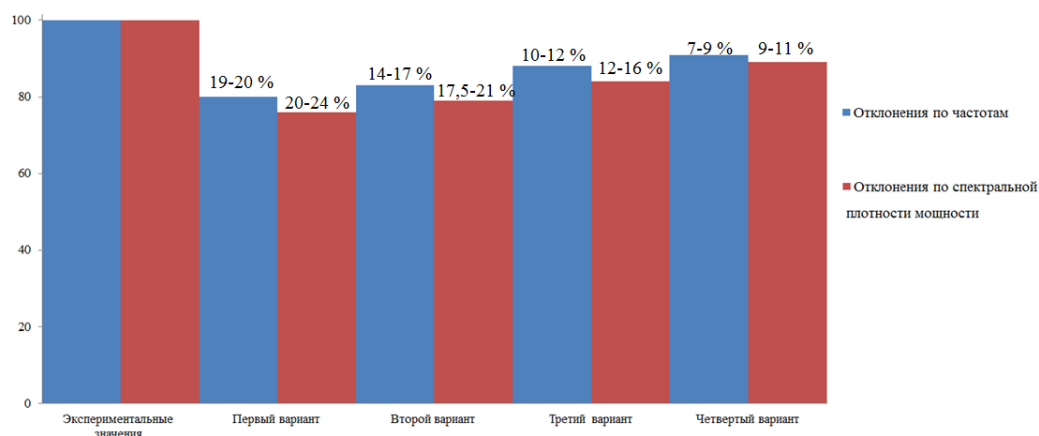


Рисунок 2.25 – Сопоставление полученных данных с натурными ходовыми испытаниями

Проведя анализ полученных данных, был сделан вывод, что четвертый вариант конечноэлементной модели имеет результаты, более приближенные к значениям, полученным при испытаниях, что говорит о том, что данный вариант схемы более всего подходит для дальнейшего исследования жесткостных характеристик кузова пассажирского вагона.

2.8 Выводы по второму разделу

1 Проведён анализ критериев, используемых отечественными и зарубежными учеными для оценки жесткости несущих подкреплённых оболочек. В качестве наиболее эффективного и распространённого критерия в подобных исследованиях используется первая собственная частота изгибных колебаний подкрепленной оболочки.

2 Проанализированы существующие методы определения первой собственной частоты изгибных колебаний. Наиболее применимым для решения поставленных задач является метод конечных элементов, реализованный в среде промышленных программных комплексов. После проведения анализа была предложена уточненная методика определения первой собственной частоты изгибных колебаний.

3 Была разработана для кузова пассажирского вагона детализированная конечноэлементная модель, и ее корректность была подтверждена путем сравнения с данными натурных стендовых испытаний. Разница между расчетными данными для металлоконструкции кузова и экспериментальными данными не превысила 10,0 % для напряжений и 12,0 % для частот.

4 На основе разработанной и верифицированной конечноэлементной модели созданы четыре варианта расчетных схем с различным распределением массы тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона

5 С использованием разработанных конечноэлементных моделей произведен расчет первой собственной частоты изгибных колебаний кузова и напряжений, возникающих в элементах несущей конструкции кузова при действии нагрузок, соответствующих первому и третьему расчетным режимам [96].

6 Анализ полученных результатов показал, что разница значений первой собственной частоты изгибных колебаний и максимальных напряжений с экспериментом составляет: для первого варианта 10,4 % по частотам, 20,0 % по напряжениям; для второго 8,6 % по частотам, 16,0 % по напряжениям; для третьего 3,2 % по частотам, 12,0 % по напряжениям; для четвертого 1,6 % по частотам, 5,8 % по напряжениям. Это свидетельствует о целесообразности использования конечноэлементных моделей с реальным распределением массы тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона для расчета первой собственной частоты изгибных колебаний кузова, а также анализа прочности металлоконструкции.

7 На основе разработанных вариантов детализированных конечноэлементных моделей с различным распределением массы брутто, в среде программного комплекса «Универсальный механизм» созданы гибридные динамические модели кузовов пассажирского вагона. С их помощью проведено моделирование движения вагона по прямолинейным и кривым участкам пути. Определены основные динамические характеристики вагона, анализ которых позволил сделать выводы о том, что максимальное расхождение первого варианта гибридной динамической модели составляет 16,26 %, а четвертого – 7,15 %.

3. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЖЕСТКОСТИ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

3.1 Способы улучшения жесткостных свойств кузова пассажирского вагона

Анализ способов обеспечения необходимых значений жесткостных показателей кузовов пассажирских вагонов позволил выделить несколько основных конструктивных решений, способствующих увеличению жесткости кузова:

- 1 неплоские боковые стены (стены цилиндрической формы большого радиуса);
- 2 нанесение специальных амортизирующих покрытий на боковые стены;
- 3 повышение площади поперечных несущих элементов кузова или введение дополнительных продольных элементов в контур поперечного сечения;
- 4 установка дополнительных несущих перегородок.

Использование неплоских боковых стен в конструкции кузова не только способствует увеличению жесткости, но также повышает аэродинамические показатели вагона. Однако этот способ чаще всего используется для высокоскоростного пассажирского подвижного состава. Стандартные спальные вагоны имеют плоские боковые стены с комбинированной обшивкой, что свидетельствует о неэффективности применения первого метода для данного типа кузовов, т. к. это потребует значительных инвестиций в перестройку технологических процессов их производства, усложнит процесс сборки стен и приведет к неполному использованию габаритов подвижного состава.

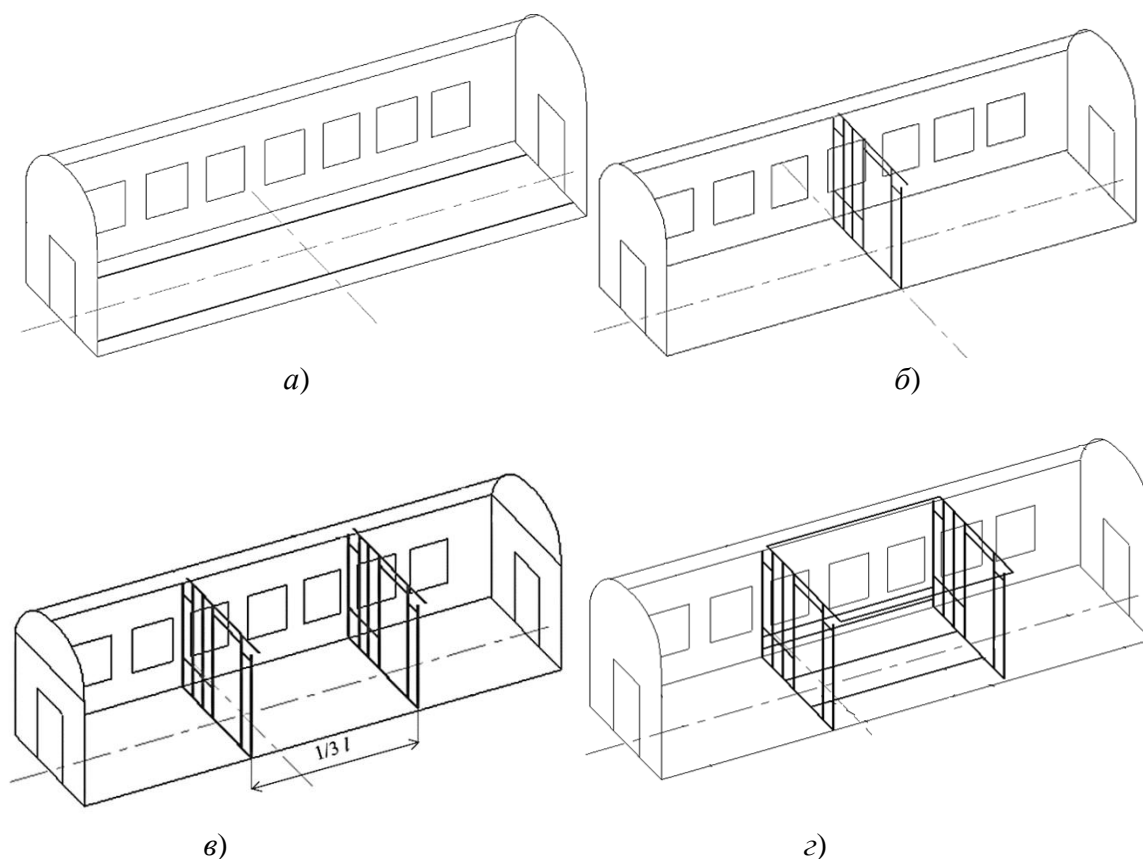
Второй метод нанесение специальных амортизирующих покрытий на боковые стены также не эффективен, поскольку требует использования в производстве дорогостоящих полимерных материалов и, как и в первом случае, связан с изменением технологического процесса по изготовлению кузовов пассажирского вагона.

Третий и четвертый методы увеличения жесткости наиболее целесообразны в использовании, так как не требуют значительных изменений в технологии производства. Кроме этого, перегородки и дополнительные продольные усиливающие элементы изготавливаются из типовых профилей, обычно

используемых в вагоностроительной индустрии, что позволяет уменьшить себестоимость проекта модернизации.

В соответствии с изложенным возможность внедрения дополнительных продольных элементов или несущих перегородок в конструкцию отечественных кузовов пассажирских вагонов является перспективным методом увеличения их жесткости. Рекомендуется применять предложенные конструктивные решения в кузовах пассажирских вагонов, которые не являются самоходными и используются вместе с локомотивными тягой.

На основе анализа способов повышения жесткости конструкции кузова пассажирского вагона были предложены четыре варианта усиления [6], которые представлены на рисунке 3.1:



а – установка продольных элементов на раме вагона; б – установка несущей перегородки; в – установка двух несущих перегородок; г – установка двух несущих перегородок, связанных между собой продольными элементами

Рисунок 3.1 – Варианты конструктивных решений по увеличению жесткости кузова

- 1 усиление рамы, путем введения дополнительных продольных элементов;
- 2 установка дополнительной несущей перегородки в среднем сечении кузова;
- 3 установка двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы;
- 4 установка двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы, связанных между собой продольными элементами, расположенными на крыше, раме и боковых стенах кузова.

3.2 Разработка конструктивных решений по повышению жесткости несущей конструкции кузова

Для оценки эффективности выше предложенных вариантов по повышению жесткости несущей конструкции кузова была использована уточненная методика оценки первой собственной изгибной частоты колебаний кузова, описанная во второй главе данной работы. В соответствии с предложенной методикой для каждого варианта конструктивных решений (рисунок 3.1) в среде промышленного программного комплекса создавались конечноэлементные схемы кузова.

В качестве основных расчетных критериев рассматривались величины первой собственной частоты изгибных колебаний, максимальных напряжений в зоне усиления, от действия нагрузок, соответствующих первому и третьему расчетным режимам «Норм на проектирования вагонов» [96], а также величина увеличения массы конструкции кузова.

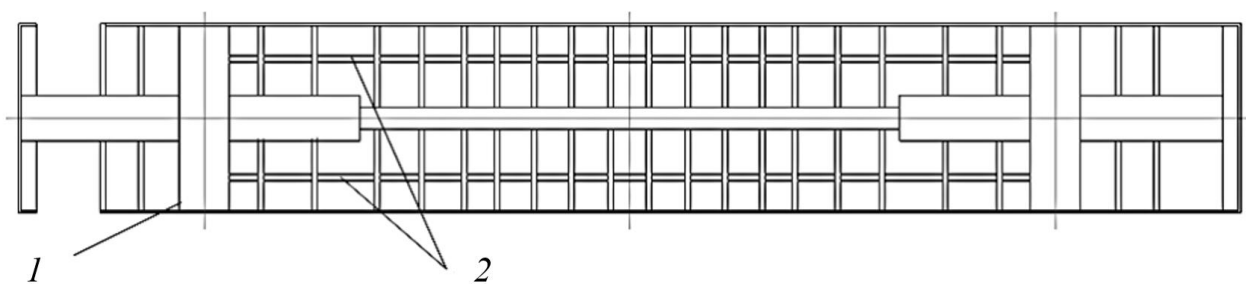
3.2.1 Усиление рамы вагона, путем введения дополнительных продольных элементов

Усиление рамы кузова пассажирского вагона продольными элементами реализуется согласно рисунку 3.2.

В качестве поперечных сечений выбраны следующие варианты, представленные в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Варианты продольных элементов

№ варианта	Профиль
1	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 100×60×60×4
2	Профиль стальной гнутый замкнутый сварной квадратный и прямоугольный для строительных конструкций ГОСТ 19771-2012 100×100×4
3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 100×100×4
4	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 100×110×49×4

*1 – рама кузова; 2 – продольные элементы***Рисунок 3.2 – Схема расположения усиливающих продольных элементов на раме кузова**

С использованием среды программного комплекса, реализующего метод конечных элементов, было проведено моделирование стержневыми элементами предложенных дополнительных продольных составляющих рамы вагона. Это позволило подобрать оптимальные сечения профилей, которые придадут дополнительную жесткость конструкции. В ходе анализа были получены результаты, которые представлены в таблице 3.2.

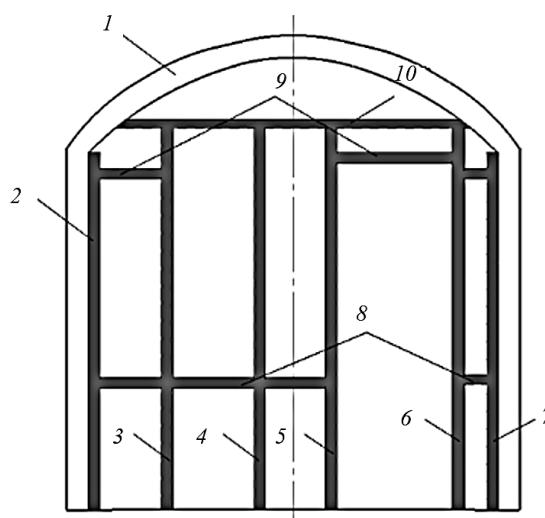
Таблица 3.2 – Значения основных расчетных критериев

№ варианта	Собственные частоты, Гц	Максимальные напряжения, МПа	Увеличение массы конструкции, кг
1	8,13	169,4	110
2	8,19	156,3	199
3	8,11	178,2	103
4	8,15	172,1	129

Проанализировав в ходе расчета полученные данные, было принято решение в качестве рационального варианта по усилению рамы кузова выбрать второй вариант, он обладает наибольшими жесткостными характеристиками.

3.2.2 Установка дополнительной несущей перегородки в среднем сечении кузова

В качестве конструкции дополнительной несущей перегородки, установленной в среднем сечении кузова предлагается вариант по типу межкупейной перегородки (рисунок 3.3).



1 – кузов; 2, 3, 4, 5, 6, 7 – вертикальные стойки; 8, 9, 10 – продольные стрингеры

Рисунок 3.3 – Схема несущей перегородки в среднем сечении кузова

Для обеспечения дополнительной жесткости кузова с помощью несущей перегородки в исследовании было представлено десять вариантов конструкции с различными типами сечений стоек и стрингеров, данные о которых представлены в таблице 3.3. Для проектирования были использованы стандартные сечения, применяемые в вагоностроении, такие как зетовый профиль, швеллер, равнополочный уголок и неравнополочный уголок.

С использованием среды программного комплекса, реализующего метод конечных элементов, было проведено моделирование несущей перегородки стержневыми элементами, для подбора вариантов рациональных сечений стоек и стрингеров, которые придадут дополнительную жесткость конструкции. В ходе подбора были получены результаты, которые представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.3 – Варианты конструкции перегородки

Номер элемента перегородки	Вариант сечения 1	Вариант сечения 2	Вариант сечения 3	Вариант сечения 4	Вариант сечения 5	Вариант сечения 6	Вариант сечения 7	Вариант сечения 8	Вариант сечения 9	Вариант сечения 10
2	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 55×55×3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 55×55×3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 50×50×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×2,5	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 55×55×3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 55×55×3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 55×55×3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×3
3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 55×55×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×2,5	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×2,5	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×3
4	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Уголок стальной гнутый равнополочный ГОСТ 19771-93 55×55×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×2,5	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×2,5	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Профиль стальной гнутый зетовый ГОСТ 13229-78 55×50×40×3	Швеллер стальной гнутый равнополочный ГОСТ 8278-83 50×40 × 40 ×3

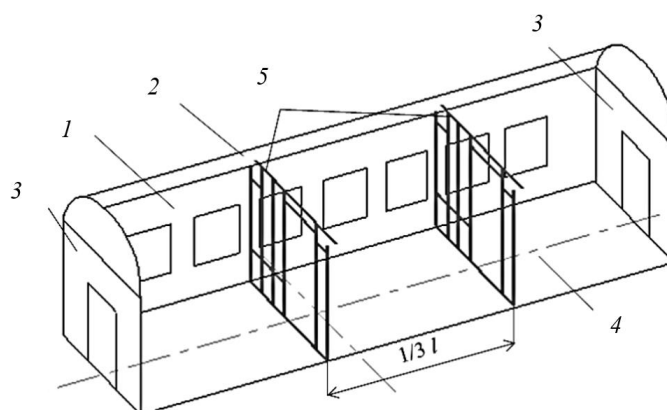
Таблица 3.4 – Значения основных расчетных критериев

Варианты	Собственные частоты, Гц	Максимальные напряжения, МПа	Увеличение массы конструкции, кг
1	8,18	159,2	79
2	8,08	173,2	53
3	8,08	170,1	55
4	8,10	168,2	56
5	8,13	160,3	66
6	8,12	163,4	62
7	8,12	165,7	59
8	8,15	159,8	71
9	8,07	173,9	53
10	8,11	166,2	572

Проанализировав в ходе расчета полученные данные, было принято решение, в качестве рационального варианта по усилению кузова с помощью установки несущей перегородки в среднем сечении кузова, выбрать первый вариант, который обладает наибольшими жесткостными характеристиками.

3.2.3 Установка двух несущих перегородок, находящихся друг от друга на расстоянии $1/3$ длины рамы

Конструкцию каркасов двух несущих перегородок, как и в предыдущем варианте, предлагается выполнить по типу межкупейной перегородки (рисунок 3.4).



1 – боковая стена; 2 – крыша; 3 – торцевые стены; 4 – рама; 5 – перегородки
Рисунок 3.4 – Схема расположения двух несущих перегородок в кузове вагона

Сечения стоек и стрингеров перегородок подбирались аналогично второму варианту конструкторских решений (таблица 3.3).

С использованием среды программного комплекса, реализующего метод конечных элементов, было проведено моделирование двух несущих перегородок стержневыми элементами, для подбора вариантов рациональных сечений стоек и стрингеров, которые придадут дополнительную жесткость конструкции. В ходе подбора были получены результаты, которые представлены в таблице 3.5.

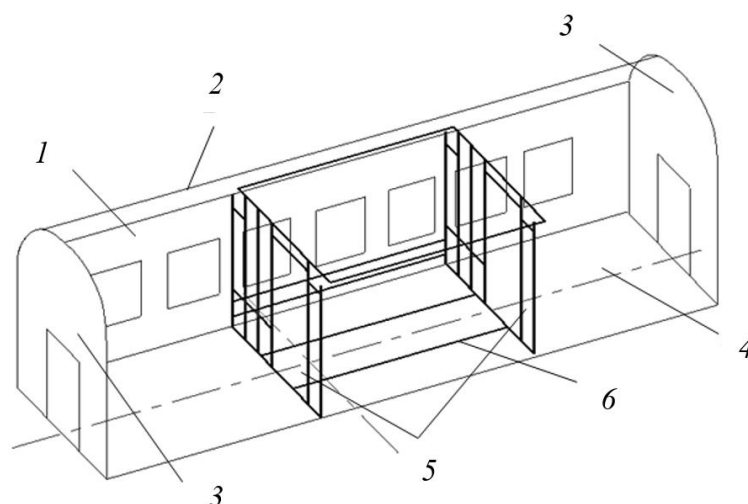
Таблица 3.5 – Значения основных расчетных критериев

Варианты	Собственные частоты, Гц	Максимальные напряжения, МПа	Увеличение массы конструкции, кг
1	8,53	153,6	159
2	8,36	168,3	105
3	8,40	165,2	109
4	8,42	163,5	112
5	8,49	157,2	131
6	8,46	159,7	124
7	8,45	160,1	118
8	8,50	155,3	143
9	8,38	155,3	107
10	8,42	163,8	113

Проанализировав в ходе расчета полученные данные, было принято решение, в качестве рационального варианта по усилению кузова с помощью установки двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы, выбрать первый вариант, который обладает наибольшими жесткостными характеристиками.

3.2.4 Установка двух несущих перегородок с усилением основных узлов, находящихся между ними, продольными элементами

Данное конструкторское решение было выполнено аналогично третьему варианту, за исключением того, что здесь дополнительно были введены стрингеры в форме перфорированного гнутого зетового профиля размером $40 \times 65 \times 45 \times 2,5$ мм. Их предложено установить в качестве дополнительных жесткостных составляющих боковых стен, рамы и крыши. Усиление перфорированными элементами узлов кузова и подбор их оптимальных значений производились на основании работы [9]. Длина предложенных элементов была определена расстоянием между введенными поперечными перегородками (рисунок 3.5).



1 – боковая стена; 2 – крыша; 3 – торцевые стены; 4 – рама; 5 – перегородки; 6 – продольные элементы

Рисунок 3.5 – Схема расположения перегородок и усиливающих продольных элементов на кузове вагона

С использованием среды программного комплекса, реализующего метод конечных элементов, было проведено моделирование двух несущих перегородок стержневыми элементами, для подбора вариантов рациональных сечений стоек и стрингеров, которые придадут дополнительную жесткость конструкции. Перфорированный профиль выполнялся в виде пластинчатой схемы. В ходе подбора были получены результаты расчета, которые представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Значения основных расчетных критериев

Варианты	Собственные частоты, Гц	Максимальные напряжения, МПа	Увеличение массы конструкции, кг
1	8,92	145,4	282
2	8,69	167,2	229
3	8,73	164,2	233
4	8,75	163,9	236
5	8,84	150,1	255
6	8,82	153,6	247
7	8,80	158,9	242
8	8,89	148,4	266
9	8,71	165,7	230
10	8,92	145,4	282

Проанализировав в ходе расчета полученные данные, было принято решение, в качестве рационального варианта по усилению кузова с помощью установки двух

несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы с усилением основных узлов, находящихся между ними, продольными элементами, выбрать первый вариант, который обладает наибольшими жесткостными характеристиками.

3.3 Выбор рационального предложенного конструктивного решения

На основании проведенного анализа по выбору оптимальных значений жесткостных и прочностных характеристик предложенных вариантов конструктивных решений по повышению жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона, необходимо сопоставить предложенные конструктивные решения и выбрать то, которое обеспечивает наилучшие показатели по принятым критериям.

В качестве предложенных конструктивных решений были приняты следующие варианты:

1 усиление рамы вагона, путем введения продольного элемента в виде стального гнутого равнополочного швеллера ГОСТ 8278-83 с размерами $100 \times 60 \times 60 \times 4$;

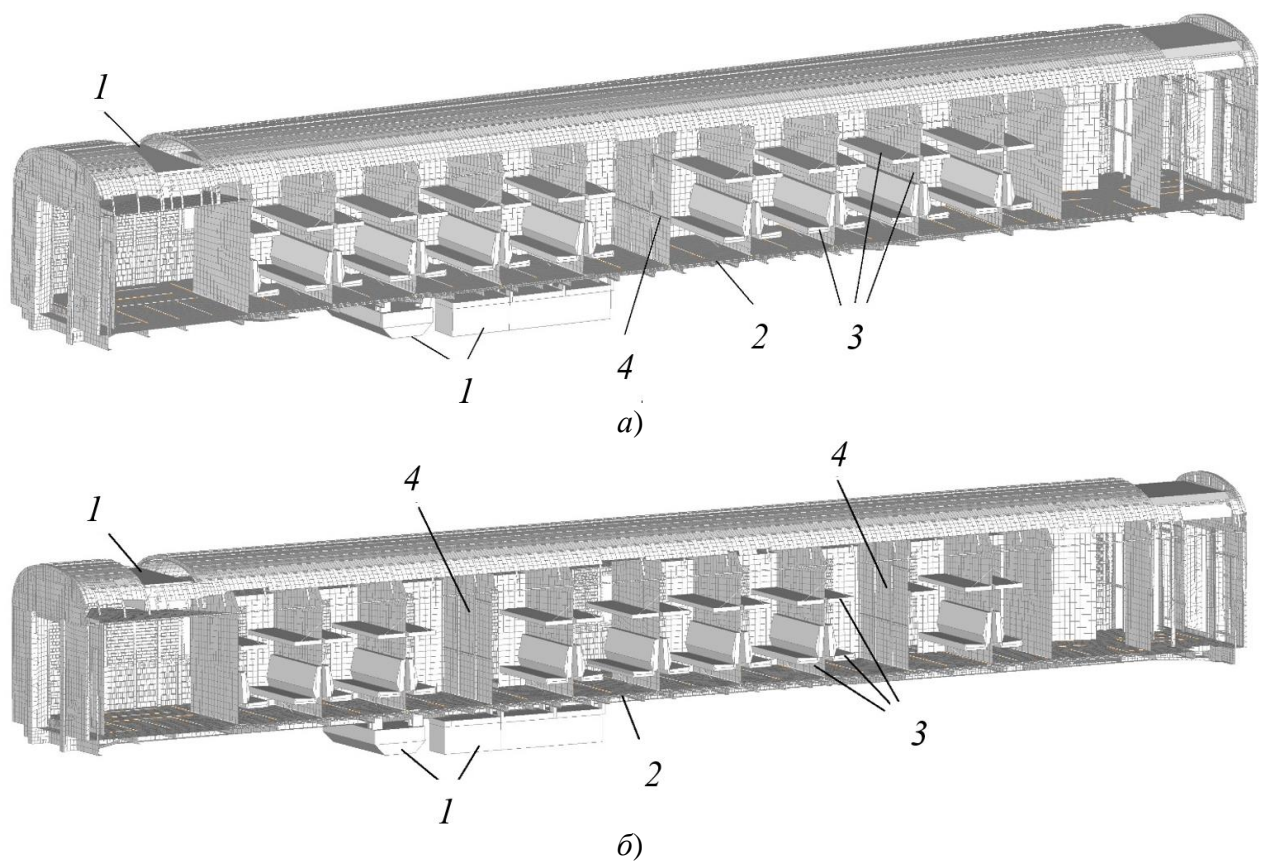
2 установка дополнительной несущей перегородки в среднем сечении кузова, стойки которой выполнены из стального гнутого зетового профиля ГОСТ 13229-78 с размерами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ и стального гнутого равнополочного уголка ГОСТ 19771-93 с размерами $55 \times 55 \times 3$, который используется также и для стрингеров;

3 установка двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы, стойки которых выполнены из стального гнутого зетового профиля ГОСТ 13229-78 с размерами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ и стального гнутого равнополочного уголка ГОСТ 19771-93 с размерами $55 \times 55 \times 3$, который используется также и для стрингеров;

4 установка двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы, стойки которых выполнены из стального гнутого зетового профиля ГОСТ 13229-78 с размерами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ и стального гнутого равнополочного

уголка ГОСТ 19771-93 с размерами $55 \times 55 \times 3$, который используется также и для стрингеров, связанных между собой продольными элементами в форме перфорированного гнутого зетового профиля размером $40 \times 65 \times 45 \times 2,5$ мм.

Для уточненного расчета собственных изгибных колебаний и сопоставления полученных результатов создавались пластинчатые конечноэлементные модели кузовов с различными вариантами конструктивных решений. Детализированная конечноэлементная схема была разработана на основе уточненной методики, описанной во второй главе. (рисунок 3.6).



а – вариант модели с одной усиливающей перегородкой; б – вариант модели с двумя усиливающими перегородками;
1 – тяжеловесное оборудование; 2 – пол пассажирского салона; 3 – элементы интерьера пассажирского салона; 4 – усиливающие перегородки

Рисунок 3.6 – Конечноэлементная модель кузова пассажирского вагона

По итогам расчёта конечноэлементных моделей были определены значения основных расчетных критериев результаты которых приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Значения основных расчетных критериев

Номер конструктивного решения	Первая собственная частота, Гц	Максимальные действующие напряжения, МПа	Увеличение массы, кг
1	8,19	178,2	199
2	8,18	173,9	79
3	8,53	168,3	159
4	8,92	167,2	282

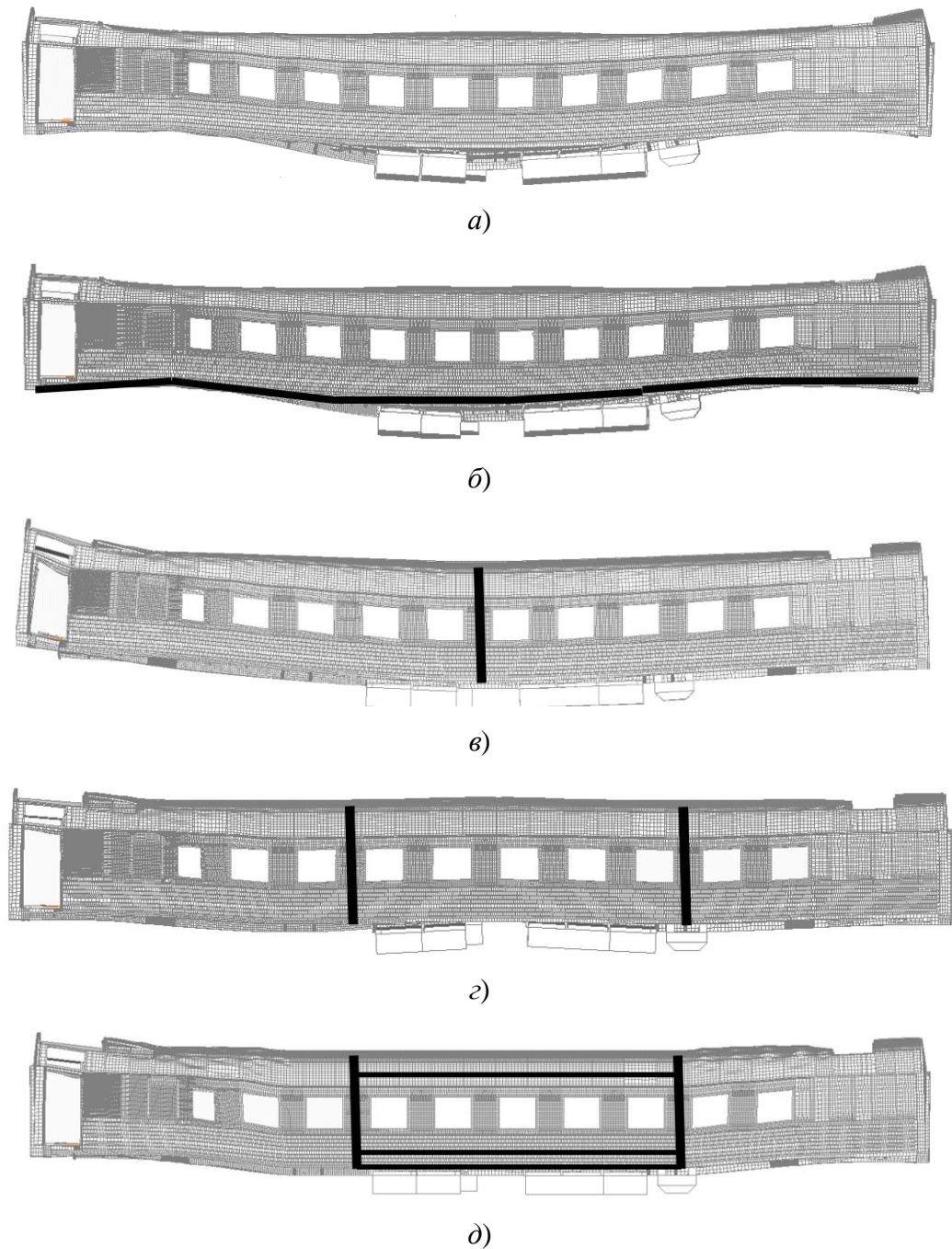
В результате анализа было установлено, что при первом конструктивном решении (повышение жесткости рамы кузова) наблюдается наименьший результат при значительном увеличении массы. Рассчитанные значения прогибов в среднем сечении кузова от вертикальной нагрузки уменьшились на 2,8 % на хребтовой балке и на 2,3 % на нижней обвязке (рисунок 3.7, б).

Второй вариант конструктивного решения, а именно усиление кузова с помощью перегородки, установленной в середине вагона, повышает жесткость контура поперечного сечения, при этом обеспечивая только локальный эффект. В тоже время увеличение массы, в сопоставлении с первым вариантом, ниже практически в 2,5 раза. Значения прогибов в среднем сечении кузова от вертикальной нагрузки уменьшились на 3,5 % на хребтовой балке и на 3,2 % на нижней обвязке (рисунок 3.7, в).

Третий вариант конструктивного решения, в отличие от второго, повышает жесткость контура на большую длину базы вагона, вместе с тем наблюдается изменение формы колебаний кузова с одной волны на две. Значительное увеличение жесткости кузова влечет за собой увеличение его массы сопоставимо с вторым вариантом усиления. Значения прогибов в среднем сечении кузова от вертикальной нагрузки уменьшились на 4,15 % на хребтовой балке и на 3,8 % на нижней обвязке (рисунок 3.7, г).

Четвертое конструктивное решение в отличие от третьего не имеет недостатка, связанного с совместным колебаниями усиливающих перегородок. Поскольку данный вариант имеет продольные элементы, усиливающие узлы кузова, то такого рода конструкция дает возможность двум перегородкам действовать в виде одной несущей системы. При этом действующие напряжения максимально снижаются, а увеличение массы составляет около 282 кг. Значения прогибов в среднем сечении

кузова от вертикальной нагрузки уменьшились на 4,34 % на хребтовой балке и на 4,0 % на нижней обвязке (рисунок 3.7, д).



а – вариант базовый; б – вариант с усиленной рамой; в – вариант модели с одной усиливающей перегородкой; г – вариант модели с двумя усиливающими перегородками; д – вариант модели с двумя усиливающими перегородками, связанными продольными элементами

Рисунок 3.7 – Формы колебаний кузова пассажирского вагона

В результате исследования было установлено, что четвертый вариант конструктивного решения, который включает установку двух несущих перегородок,

связанных между собой продольными несущими элементами наиболее эффективен в качестве способа для повышения жесткости.

3.4 Выводы по третьему разделу

1 Проведен анализ методов повышения жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона, на основе которых разработаны варианты конструктивных решений, обеспечивающих повышение жесткости несущей конструкции кузова купейного пассажирского вагона.

2 В качестве критериев выбора рационального конструктивного решения приняты: величины первой собственной частоты изгибных колебаний, максимальных напряжений в зоне усиления, от действия нагрузок, соответствующих первому и третьему расчетным режимам «Норм на проектирования вагонов», а также величина увеличения массы конструкции кузова, связанного с внедрением усиливающих элементов в конструкцию кузова.

3 Предложенные решения реализованы в разработанной ранее конечноэлементной модели, с помощью которой, на основе ее многовариантных расчетов, в качестве рационального конструктивного решения было принято усиление кузова за счет установки двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы, стойки которых выполнены из стального гнутого зетового профиля ГОСТ 13229-78 с размерами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ и стального гнутого равнополочного уголка ГОСТ 19771-93 с размерами $55 \times 55 \times 3$, который используется также и для стрингеров, связанных между собой продольными элементами, расположенными на крыше, раме и боковых стенах кузова. Данный вариант обеспечивает повышение жесткости кузова пассажирского вагона, при увеличении массы до 282 кг и снижении действующих напряжений до 167,2 МПа.

4 ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЖЕСТКОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ КУЗОВА ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

4.1 Оценка влияния предложенных конструктивных решений на показатели ходовой динамики

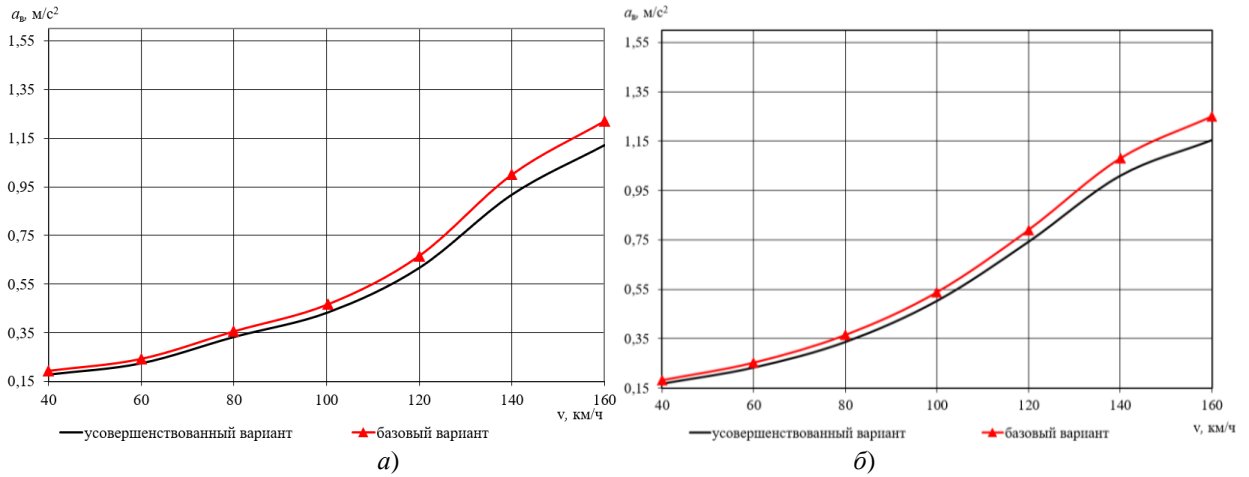
Исследования, проведенные в третьем разделе диссертационной работы, показали, что в качестве рационального конструктивного решения следует принять вариант с двумя усиливающими перегородками, связанными продольными элементами.

Для оценки работоспособности принятого варианта были рассчитаны следующие динамические показатели: вертикальные и горизонтальные ускорения в середине кузова $a_{в}$, $a_{г}$; коэффициент вертикальной динамики $K_{дв}$ и рамная сила H_p в зоне подпятника нетормозного конца вагона; величины плавности хода в середине кузова $W_{в}$ – в вертикальном направлении, $W_{г}$ – в горизонтальном направлении; λ – коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса; коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М. Надаля – Nad и критерию Вайнштоку – Wa ; $F_{y_{max}}$ – максимальная сила отжатия рельса.

Анализ и оценка динамических показателей усовершенствованной конструкции кузова была осуществлена с использованием пространственной гибридной динамической модели, созданной по методике, описанной во второй главе диссертационного исследования. Данная модель является совокупностью связанных упругих и абсолютно твердых тел, описывающих колебания вагона в пространстве.

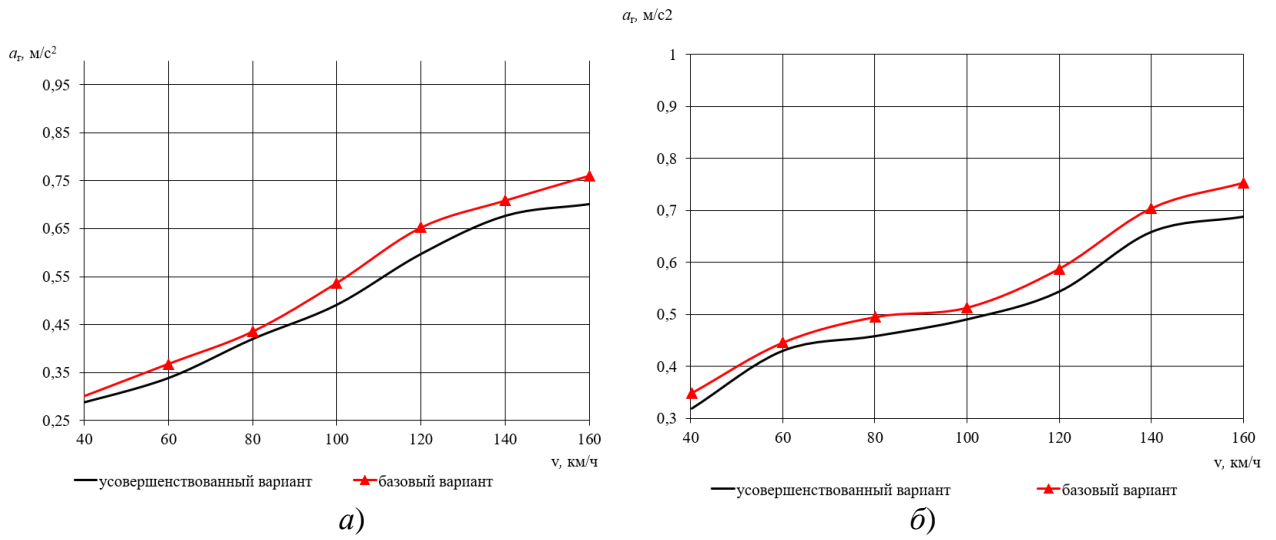
Данные, полученные в результате расчета усовершенствованной конструкции кузова, сопоставлялись с данными, полученными при расчете базового варианта гибридной динамической модели, описанной во второй главе диссертационного исследования.

На рисунках 4.1 – 4.8 представлены графики зависимости показателей динамики от скорости движения состава.



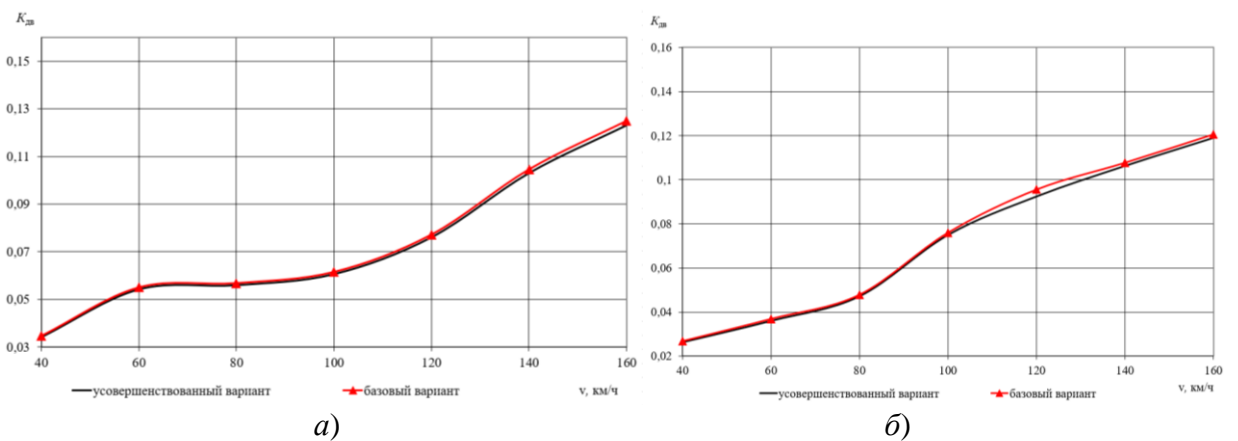
а) — на прямом участке; б) — в кривой

Рисунок 4.1 – Зависимости вертикальных ускорений от скорости движения вагона



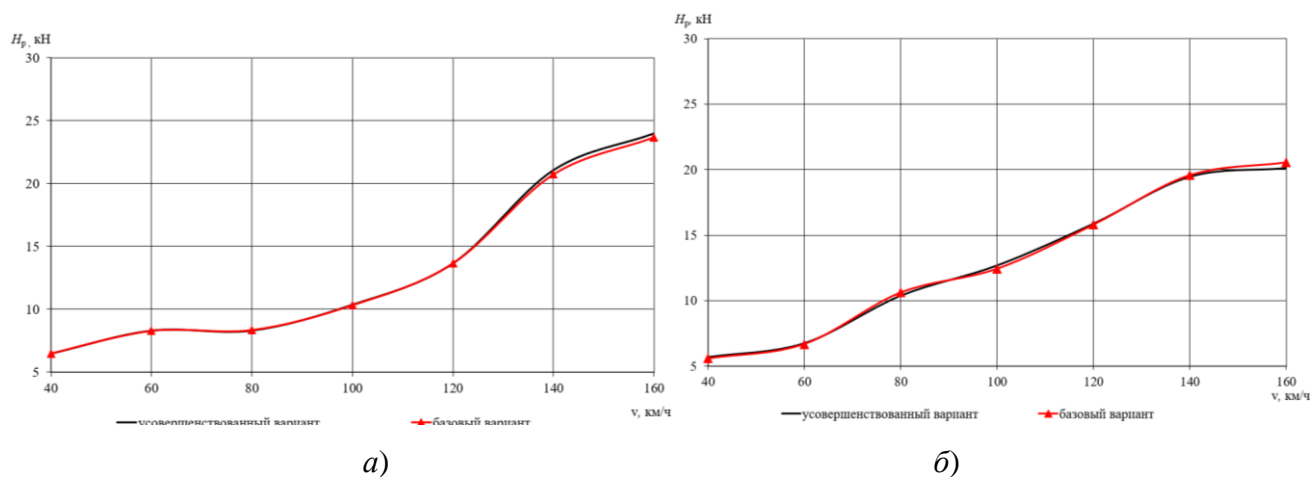
а) — на прямом участке; б) — в кривой

Рисунок 4.2 – Зависимости горизонтальных ускорений от скорости движения вагона



а) — на прямом участке; б) — в кривой

Рисунок 4.3 – Зависимости коэффициента вертикальной динамики кузова нетормозного конца вагона от скорости движения

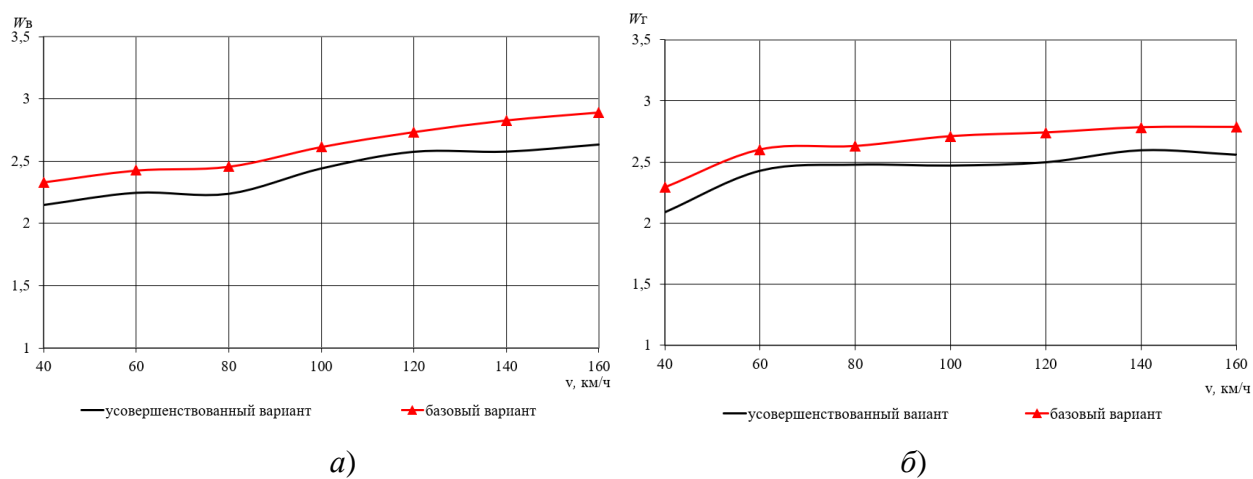


а)

б)

а – на прямом участке; б – в кривой

Рисунок 4.4 – Зависимости боковой силы, действующей на раму тележки кузова нетормозного конца вагона от скорости движения

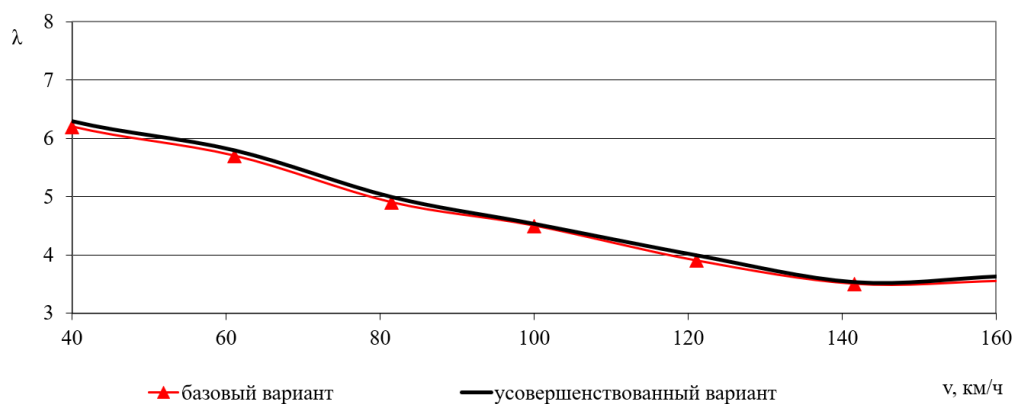


а)

б)

а – в вертикальном направлении; б – в горизонтальном направлении

Рисунок 4.5 – Зависимость показателя плавности хода в середине кузова от скорости движения вагона на прямом участке пути

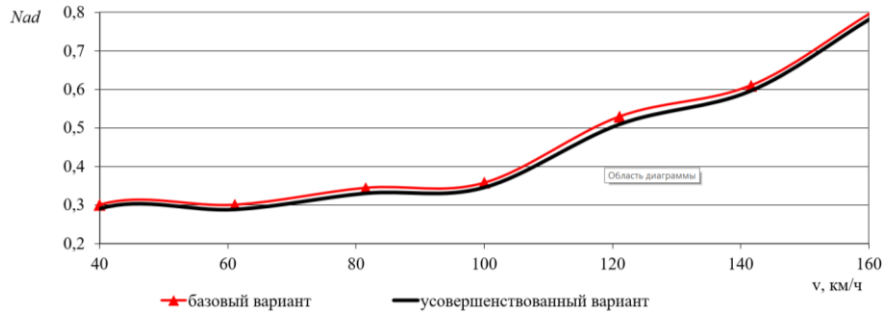


▲ базовый вариант

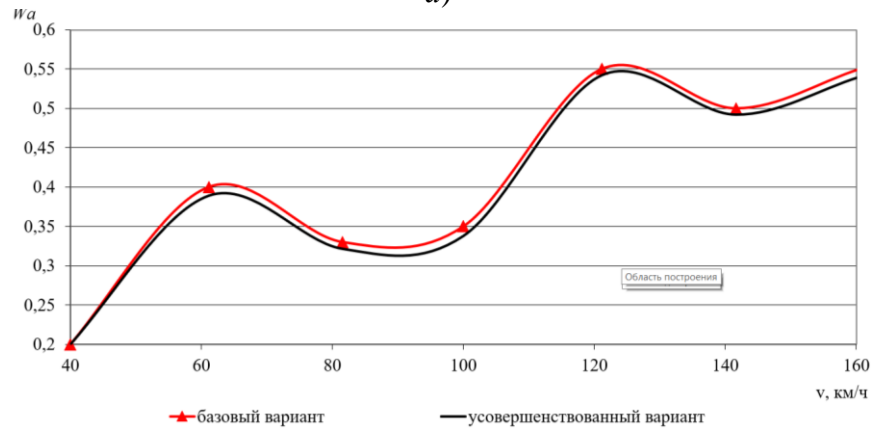
— усовершенствованный вариант

v, км/ч

Рисунок 4.6 – Зависимость коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса от скорости движения вагона



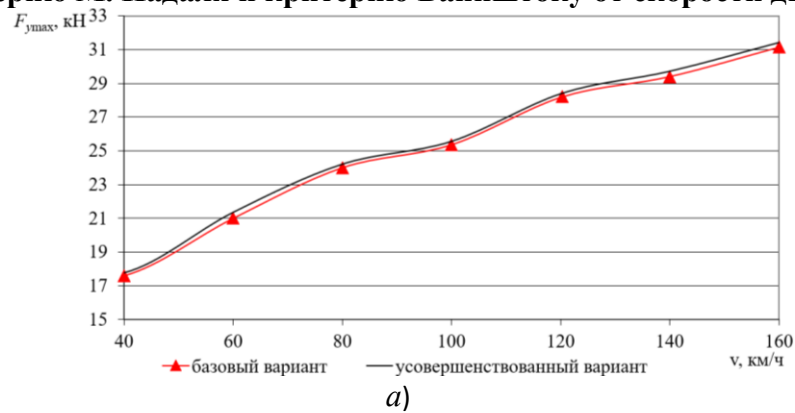
а)



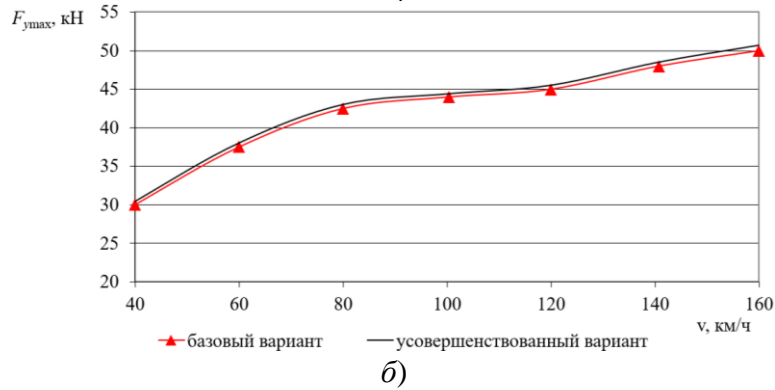
б)

а – по критерию Надаля; б – в кривой

Рисунок 4.7 – Зависимость коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М. Надаля и критерию Вайнштоку от скорости движения вагона



а)



б)

а – на прямом участке; б – в кривой

Рисунок 4.8 – Зависимость максимальной силы отжатия рельса от скорости движения вагона

Проанализировав полученные данные, было установлено, что усовершенствованный вариант превосходит базовый по следующим значениям динамических показателей:

- вертикальные ускорения кузова снизились на 6,52...8,24 % – на прямых участках пути; на 6,13...8,75 % – в кривых;

- горизонтальные ускорения кузова снизились на 3,45...7,85 % – на прямых участках пути; на 3,65...8,7 % – в кривых;

- коэффициент вертикальной динамики снизился на 1,0...1,5 % – на прямых участках пути; на 1,0...2,1 % – в кривых;

- рамные силы увеличились на 0,3...3,08 % – на прямых участках пути; на 0,1...1,9 % – в кривых;

- показатели плавности хода на прямых участках пути в вертикальном направлении снизились на 5,68...8,74 %;

- показатели плавности хода на прямых участках пути в горизонтальном направлении снизились на 5,68...8,9 %;

- коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса увеличился на 0,8...2,4 %;

- коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М. Надаля – *Nad* снизился на 1,6...2,6 % и критерию Вайнштоку – *Wa* снизился на 1,8...2,8 %;

- максимальная сила отжатия рельса увеличилась на 1,24...2,77 % – на прямых участках пути; на 1,16...2,22 % – в кривых;

Оценка приведенных результатов говорит о работоспособности принятого рационального варианта конструкции.

4.2 Анализ комфорта базового и усовершенствованного варианта конструкции кузова пассажирского вагона

На сегодняшний день критериями комфорта для пассажирского подвижного состава, эксплуатируемого на Российских железных дорогах, в соответствии с

ОСТ 24.050.16-85 являются показатели плавности хода в вертикальном W_z и горизонтальном W_y поперечных направлениях.

Для оценки коэффициентов проводится анализ результатов измерений виброускорений, которые получены на протяжении длительного временного интервала. Измерения производятся в различных точках кузова вагона, включая пол, область пятников и середину. При оценке плавности ускорения рассматриваются отдельно для вертикального и горизонтального направлений хода.

Представленный показатель не дает четкого представления о том, как влияют измеряемые виброускорения непосредственно на пассажира, так как их фиксирования происходят на металлоконструкции кузова.

Как описывалось ранее, вагон состоит не только из металлоконструкции кузова. Внутри есть отделка, перегородки, пол на упругих элементах, а также сиденья и полки на которых и находятся пассажиры большую часть времени в пути. В соответствии с этим измерение показателей плавности хода на полу металлоконструкции кузова не совсем актуально.

В рамках европейского стандарта CEN 12299:2009 [155] предлагается производить расчет критериев полного комфорта, которые предусматривают определение индекса комфорта N отдельно для стоящих и сидящих пассажиров. Измерения для сидящих пассажиров проводятся на сидении кресла для бокового и вертикального направлений и на спинке для продольных направлений.

Для вычисления полного комфорта пассажиров на прямых участках пути используются следующие зависимости:

– для сидящих пассажиров:

$$N_{VA} = 2 \cdot \sqrt{(a_{YA95}^{Wd})^2 + (a_{ZA95}^{Wb})^2} + 4 \cdot (a_{ZP95}^{Wb}) + 4 \cdot (a_{XD95}^{Wc}); \quad (4.1)$$

– для стоящих пассажиров:

$$N_{VD} = 3 \cdot \sqrt{16 \cdot (a_{YP50}^{Wd})^2 + 4 \cdot (a_{YP50}^{Wd})^2 + (a_{ZP50}^{Wb})^2} + 5 \cdot (a_{YP95}^{Wd}), \quad (4.2)$$

где a_x , a_y , a_z – значения среднеквадратичных ускорений (X – в продольном направлении; Y – в боковом направлении; Z – в вертикальном направлении); W_b – надстрочный индекс, который описывает тип взвешивающих функций для

вертикальных ускорений; W_c – для продольных ускорений (спинка сиденья); W_d – для боковых ускорений; A, P, D – индекс определяющий точку измерения ускорений; 95, 50 – значение перцентиля, которое принимается при статической обработке [83].

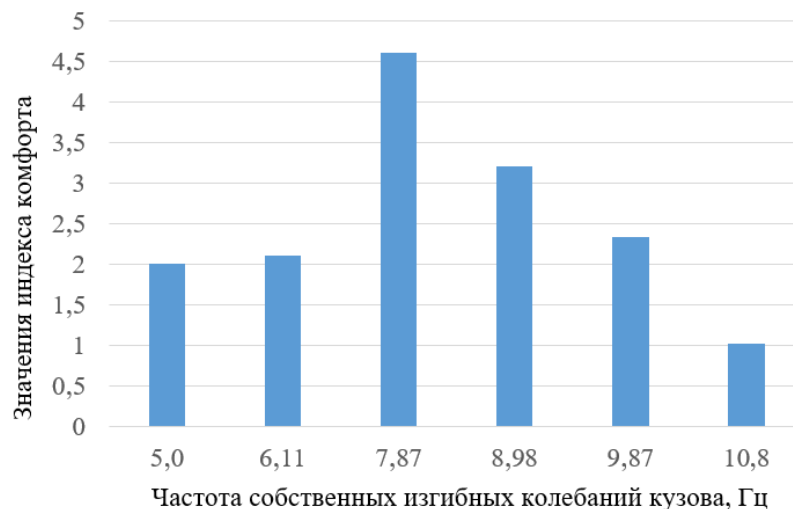
Оценка уровня полного комфорта происходит по следующим значениям индекса комфорта:

- $N < 1$ – очень комфортно;
- $1 \leq N < 2$ – комфортно;
- $2 \leq N < 4$ – нет дискомфорта;
- $4 \leq N < 5$ – дискомфортно;
- $N \geq 5$ – очень дискомфортно.

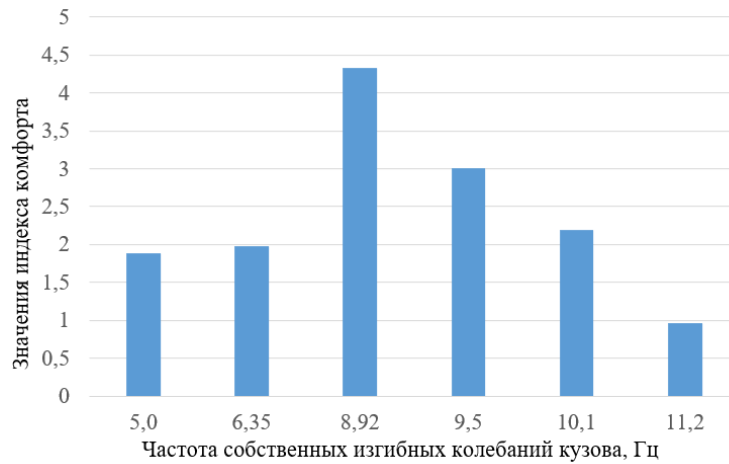
С помощью описанной методики оценка комфорта проводилась для базового и усовершенствованного кузовов.

На основании расчета индекса комфорта в зависимости частоты собственных изгибных колебаний кузова были получены диаграммы для базового и усовершенствованного вариантов, представленные на рисунке 4.9.

На основании полученных данных, можно сделать вывод о том, что наименьший комфорт при базовой конструкции кузова ощущается при частоте в 7,87 Гц, а при усовершенствованной в 8,92 Гц. Данные значения являются первой собственной частотой изгибных колебаний кузова.



a)



б)

а – базовый вариант; б – усовершенствованный вариант

Рисунок 4.9 – Значения индекса комфорта

Исходя из полученных осциллограмм следует, что предложенные конструктивные решения позволило увеличить значение частоты собственных изгибных колебаний металлоконструкции кузова вагона до 8,92 Гц, и понизить значения индекса комфорта до 6,0 %.

4.3 Выводы по четвертому разделу

1 На основе анализа нормативно технической документации установлены критерии оценки эффективности предложенных конструктивных решений в качестве которых приняты: вертикальные и горизонтальные ускорения в середине кузова; коэффициент вертикальной динамики и рамная сила в зоне подпятника нетормозного конца вагона; величины плавности хода в середине кузова; коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса; коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М. Надаля и критерию Вайнштоку; максимальная сила отжатия рельса; значения индекса комфорта.

2 С использованием разработанных гибридных динамических моделей движения по неровностям пути получены установленные критерии оценки эффективности для базового и усовершенствованных вариантов. Сравнение

полученных данных позволяет сделать вывод о том, что конструктивное решение привело к улучшению динамических показателей, в частности, вертикальных ускорений кузова, они снизились на 6,52...8,24 % – на прямых участках пути; на 6,13...8,75 % – в кривых. Горизонтальные ускорения кузова снизились на 3,45...7,85 % – на прямых участках пути; на 3,65...8,7 % – в кривых; коэффициент вертикальной динамики снизился на 1,0...1,5 % – на прямых участках пути; на 1,0...2,1 % – в кривых; рамные силы увеличились на 0,3...3,08% – на прямых участках пути; на 0,1...1,9 % – в кривых; показатели плавности хода на прямых участках пути в вертикальном направлении снизились на 5,68...8,74 %; показатели плавности хода на прямых участках пути в горизонтальном направлении снизились на 5,68...8,9 %; коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса увеличился на 0,8...2,4 %; коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М. Надаля – *Nad* снизился на 1,6...2,6 % и критерию Вайнштоку – *Wa* снизился на 1,8...2,8 %; максимальная сила отжатия рельса увеличилась на 1,24...2,77 % – на прямых участках пути; на 1,16...2,22 % – в кривых, что подтверждает работоспособность принятого рационального варианта конструкции.

3 Выполнен анализ комфорта базового и усовершенствованного варианта конструкции кузова пассажирского вагона, при котором было установлено, что в усовершенствованном варианте значение индекса комфорта было снижено до 6,0 %, что доказывает, что он способствует повышению комфорта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Выполнен обзор существующих несущих систем современных кузовов пассажирских вагонов и критериев оценки их жесткостных характеристик. В качестве основного критерия принята первая собственная частота изгибных колебаний кузова.

2 Проанализированы существующие методы определения первой собственной частоты изгибных колебаний. Наиболее применимым для решения поставленных задач является метод конечных элементов, реализованный в среде промышленных программных комплексов. На основе проведенного анализа предложена уточненная методика определения первой собственной частоты изгибных колебаний.

3 Разработана уточнённая методика оценки первой собственной частоты изгибных колебаний кузова с использованием детализированных конечноэлементных моделей, на основе которой выполнен анализ влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты расчета первой собственной частоты изгибных колебаний. Созданы четыре варианта расчетных схем с различным распределением массы тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона. Анализ полученных результатов показал, что разница значений первой собственной частоты изгибных колебаний и максимальных напряжений с экспериментом составляет: для первого варианта 10,4 % по частотам, 20 % по напряжениям; для второго 8,6 % по частотам, 16 % по напряжениям; для третьего 3,2 % по частотам, 12 % по напряжениям; для четвертого 1,6 % по частотам, 5,8 % по напряжениям. Что свидетельствует о целесообразности использования конечноэлементных моделей с реальным распределением массы тяжеловесного оборудования и элементов внутреннего интерьера салона для расчета первой собственной частоты изгибных колебаний кузова, а также анализа прочности металлоконструкции.

4 Выполнен анализ влияния способа распределения массы кузова вагона по узлам конечноэлементной модели на результаты моделирования движения

вагона по неровностям пути. Определены основные динамические характеристики вагона, анализ которых позволил сделать выводы о том, что максимальное расхождение первого варианта гибридной динамической модели составляет 16,26 %, а четвертого – 7,15 %.

5 Произведен анализ методов повышения жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов, на основе которого разработаны варианты конструктивных решений, обеспечивающих повышение жесткости несущей конструкции кузова купейного пассажирского вагона.

6 Принято усиление кузова за счет установки двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы, стойки которых выполнены из стального гнутого зетового профиля ГОСТ 13229-78 с размерами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ и стального гнутого равнополочного уголка ГОСТ 19771-93 с размерами $55 \times 55 \times 3$, который используется также и для стрингеров; связанных между собой продольными элементами, расположенными на крыше, раме и боковых стенах кузова. Данный вариант обеспечивает повышение жесткости кузова пассажирского вагона при увеличении массы до 282 кг и снижении действующих напряжений до 167,2 МПа.

7 Выполнена оценка эффективности полученного конструктивного решения кузова вагона повышенной жесткости. Путем использования разработанных гибридных динамических моделей движения по неровностям пути были определены установленные критерии оценки эффективности для базовых и улучшенных вариантов. Проведенное сравнение полученных данных показало, что применение конструкторского решения сопровождалось следующими улучшениями динамических показателей: на прямых участках пути вертикальные ускорения кузова снизились на 6,52...8,24 % – на прямых участках пути; на 6,13...8,75 % – в кривых; горизонтальные ускорения кузова снизились на 3,45...7,85 % – на прямых участках пути; на 3,65...8,7 % – в кривых; коэффициент вертикальной динамики снизился на 1,0...1,5 % – на прямых участках пути; на 1,0...2,1 % – в кривых; рамные силы увеличились на 0,3...3,08 % – на прямых участках пути; на 0,1...1,9 % – в кривых; показатели плавности хода на прямых

участках пути в вертикальном направлении снизились на 5,68...8,74 %; показатели плавности хода на прямых участках пути в горизонтальном направлении снизились на 5,68...8,9 %; коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса увеличился на 0,8...2,4 %; что подтверждает работоспособность принятого рационального варианта конструкции.

8 Рекомендуется для реализации вариант усиления кузова за счет установки двух несущих перегородок на расстоянии $1/3$ длины рамы, стойки которых выполнены из стального гнутого зетового профиля ГОСТ 13229-78 с размерами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ и стального гнутого равнополочного уголка ГОСТ 19771-93 с размерами $55 \times 55 \times 3$, который используется также и для стрингеров связанных между собой продольными элементами, расположенными на крыше, раме и боковых стенах кузова. Данный вариант позволяет увеличить жесткость кузова, снижая напряжения при незначительном увеличении массы.

9 Перспективной дальнейшей разработки темы является совершенствование уточненной методики расчета первой собственной частоты изгибных колебаний кузова за счет учета сил трения между элементами интерьера салона и при взаимодействии их с несущей конструкцией кузова. Исследование возможности повышения жесткости кузова за счет применения многослойных оболочек. Разработка методики анализа уровня комфорта пассажиров за счет применения антропометрических манекенов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Американские железнодорожные энциклопедии. Вагоны. Под ред. Е. С. Изралимский-Марут. – Москва : Трансжелдориздат, 1937. – 843 с.
- 2 Анисимов, П. С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов / П. С. Анисимов // Железнодорожный транспорт. – 1999. – № 6. – С. 38–42.
- 3 Анисимов, П. С. Модель пространственных колебаний платформы с длинномерным грузом / П. С. Анисимов // Мир транспорта. – 2013. – № 4. – С. 6–13.
- 4 Анисимов, П. С. Пространственные колебания вагона-платформы / П. С. Анисимов, Г. И. Петров // Мир транспорта. – 2014. – № 2. – С. 20–26.
- 5 Антипин, Д. Я. Обоснование методики анализа комфорта и безопасности при перевозках пассажиров за счет уменьшения вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона / Д. Я. Антипин, Е. В. Лукашова, П. Д. Жиров // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2021. – № 2(99). – С. 44–50. – DOI 10.30987/1999-8775-2021-2-44-50. – EDN RRGQW.
- 6 Антипин, Д. Я. Обоснование конструктивных решений по повышению жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона / Д. Я. Антипин, Е. В. Лукашова, А. П. Болдырев, Ф. Ю. Лозбинев // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 5 (17). – С. 60–68. – DOI 10.30987/2782-5957-2023-5-60-68. – EDN TWKNOC.
- 7 Антипин, Д. Я. Обоснование методики повышения комфорта и безопасности при перевозках пассажиров на железнодорожном транспорте за счет уменьшения вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона / Д. Я. Антипин, Е. В. Лукашова // Перспективное развитие науки, техники и технологий: Сборник научных статей материалы 8-й Международной научно-практической конференции, Курск, 24–25 октября 2018 года / Ответственный редактор А.А. Горохов. – Курск : Юго-Западный государственный университет, 2018. – С. 10-12. – EDN YNNZYD.
- 8 Антипин, Д. Я. Оценка влияния вибраций кузова железнодорожного транспорта на пассажиров / Д. Я. Антипин, Е. В. Лукашова // Проблемы и

перспективы развития России: молодежный взгляд в будущее: сборник научных статей 3-й Всероссийской научной конференции, Курск, 15–16 октября 2020 года. Том 4. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2020. – С. 116–118. – EDN KDOJEE.

9 Антипин, Д. Я. Совершенствование методики оценки вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона / Д. Я. Антипин, Е. В. Лукашова, А. П. Болдырев, Ф. Ю. Лозбинев // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 4 (16). – С. 39–46. – DOI 10.30987/2782-5957-2023-4-39-46. – EDN JJMIGA.

10 Антипин, Д. Я. Прогнозирование усталостной долговечности и живучести сварных несущих конструкций пассажирских вагонов с учетом их нагруженности при движении: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.07 / Антипин Дмитрий Яковлевич – Брянск, 2004. – 165 с.

11 Ашуркова, С. Н. Обоснование проектных решений конструкции кузова пассажирского вагона с перфорированными подкрепляющими элементами: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.07 / Ашуркова Светлана Николаевна. – Москва, 2019. – 138 с.

12 Братчев, Э. П. Автоматизация расчетов при проектировании ходовой части тепловозов / Э. П. Братчев, А. А. Камаев, В. А. Камаев // Тр. ВНИТИ. – 1983. № 57. С. 69–71.

13 Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – Москва: Транспорт, 1982. – 222 с.

14 Бурчак, Г. П. Колебания неподрессоренной массы, движущейся по рельсу со случайной геометрической неровностью / Г. П. Бурчак // Тр. МИИТ. – 1971. – вып. 374. С. 194–212.

15 Бурчак, Г. П. Колебания неподрессоренной массы на неравноупругом пути с неровностями / Г. П. Бурчак // Тр. Акад. ком. хоз-ва им. К. Д. Памфилова. – 1980. – вып. 175. С. 84–98.

16 Бурчак, Г. П. О сравнении некоторых моделей железнодорожного пути, применяемых в исследовании колебаний подвижного состава / Г. П. Бурчак, И. И. Вучетич // Тр. ВНИИВ. – 1972. – вып. 19. – С. 3–17.

17 Бурчак, Г. П. К вопросу выбора расчетных схем и возмущающих воздействий в задачах о вертикальных колебаниях подвижного состава / Г. П. Бурчак, И. И. Вучетич, А. В. Бузаев // Труды ВНИИВ, вып. 25. Москва: ВНИИВ, 1974. – С. 3–17.

18 Вагоны. Проектирование и устройство / под ред. Л. Д. Кузьмича. – Москва, «Машиностроение», 1978. – 376 с.

19 Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под общ. ред. М. Ф. Вериго. – Москва: Транспорт, 1986. – 559 с.

20 Вериго, М. Ф. Динамика вагонов. Конспект лекций для студентов заочников специальности «Вагоностроение и вагонное хозяйство» / М. Ф. Вериго. – Москва: Типография ВЗИИТа, 1971. – 175 с.

21 Вериго, М. Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути / М. Ф. Вериго, Г. И. Петров, В. В. Хусидов // Бюллетень ОСЖД. – Варшава: ОСЖД. – 1995. – № 6/93 (212). – С. 3–8.

22 Вершинский, С. В. Исследование боковых колебаний восьмиосных вагонов / С. В. Вершинский, А. А. Хохлов // Динамика, прочность, экономика и ремонт восьмиосных вагонов. – Москва, 1976. – № 530. – С. 38–45.

23 Вершинский, С. В. Расчет вагонов на прочность / С. В. Вершинский, Е. Н. Никольский, и др. // 2-е изд., «Машиностроение». – Москва, 1971.

24 Ветухов, Ю. П. Анализ и классификация схем ходовых частей восьмиосных вагонов / Ю. П. Ветухов, Е. А. Корнильев, В. А. Двухглазов // Динамика вагонов. – Москва, 1977. – № 403. – С. 37–45.

25 Волков, П. В. Вопросы улучшения динамики высокоскоростного подвижного состава // Проблемы динамики и прочности ж.-д. подвижного состава. – Днепропетровск, 1983. – С. 59–65.

26 Вучетич, И. И. О матричном представлении спектральных соотношений в задаче о колебаниях вагона / И. И. Вучетич, О. П. Грапис // Применение ЭВМ при проектировании, испытании и эксплуатации электропоездов. – Рига: Зинатне, 1970. – С. 151–156.

27 Высокоскоростной поезд ICE 3 в международных перевозках // Железные дороги мира. – 2006. – № 9. – С. 30–38.

28 Гаев, С. А. Влияние местных детерминированных неровностей на поверхности катания рельса и случайных неровностей на колесе на уровень вертикальных сил / С. А. Гаев. – Москва, 1985. – 5 с. – Деп. В ЦНИИТЭИ МПС, № 3164–85.

29 Глушко, М. И. Взаимодействие колесной пары с рельсами / М. И. Глушко // Транспорт Урала. – 2008. – № 4 (19). – С. 40–45.

30 Гончаров, Д. И. Исследование динамических характеристик самоходной автотрицикла методами математического моделирования / Д. И. Гончаров, В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин // Вестник Брянского государственного технического университета. – Брянск: БГТУ, 2014. – № 4. – С. 16–20.

31 Гончаров, Д. И. Оценка динамической нагруженности несущих конструкций автотрицикла: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.07 / Гончаров Дмитрий Игоревич. – Москва, 2006. – 146 с.

32 Гончаров, П. С. NX Advanced Simulation. Практическое пособие. / П. С. Гончаров, И. А. Артамонов, Т. Ф. Халитов, С. В. Денисихин, Д. Е. Сотник. – Москва: МДК Пресс. – 2014. – 112 с.

33 Горинов, А. В. Изыскания и проектирование железных дорог: учебник для вузов ж-д. транспорта / А. В. Горинов, И. И. Кантор, А. П. Кондратченко, И. В. Турбин – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва: Транспорт, 1979. – Т. I. – 319 с.

34 Грапис, О. П. О статических характеристиках вертикальных возмущений от железнодорожного пути / О. П. Грапис, И. И. Балтер, А. М. Березовский, И. И. Вучетич, Х. Г. Халупович // Тр. ВНИИВ. – 1971. – вып.15. – С. 88–109.

35 Грачева, Л. О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути / Л. О. Грачева // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 356. – Москва : Транспорт, 1968. – 288 с.

36 Грачева, Л. О. Динамические особенности восьмиосной цистерны с опиранием котла на скользуны двухосных тележек / Л. О. Грачева, Б. С. Евстафьев, И. В. Козлов, А. А. Львов, В. О. Певзнер, В. Н. Филиппов, А. Н. Шамаков // Механика и эксплуатация перспективных вагонов. – Москва, 1980. – № 677. – С. 61–69.

37 Гучинский, Р. В. Влияние жесткости оборудования на собственную частоту изгибных колебаний кузова вагона электропоезда / Р. В. Гучинский // Вестник ВНИИЖТ. – 2018. – Т. 77. – № 4. – С. 251–255.

38 Гучинский, Р. В. Предварительный расчет частоты собственных изгибных колебаний кузовов вагонов электропоездов / Р. В. Гучинский, С. В. Петин // Вестник Института проблем естественных монополий: техника железных дорог. – 2019. – № 2 (46). – С. 50–57.

39 Гучинский, Р. В. Расчет частоты собственных изгибных колебаний кузова вагона электропоезда с учетом податливости опор / Р. В. Гучинский // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 2 (42). – С. 4–11.

40 Гуцин, П. А. К вопросу улучшения динамических качеств вагонов / П. А. Гуцин, Я. Д. Подлесников // Труды IV международной научно-практической конференции «Современные концепции научных исследований». – Москва, 2014. – № 4 (14) часть 5. – С. 136–138.

41 Давыдов, А. Н. Разработка математической модели грузового вагона, оборудованного боковыми опорами кузова непрерывного контакта / А. Н. Давыдов // Молодой ученый. – 2010. – № 7 (18). – С. 30–35.

42 Данилов, В. Н. Исследование некоторых вопросов динамики восьмиосных вагонов с опиранием кузова на скользуны двухосных тележек / В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов // Динамика, прочность, экономика и ремонт восьмиосных вагонов. – Москва, 1976. – № 530. – С. 29–37.

43 Данилов, В. Н. О методах исследования динамики железнодорожных экипажей / В. П. Данилов, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – № 2. – С. 12–14.

44 Данилов, В. Н. Уравнения пространственных колебаний восьмиосных вагонов / В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов // Вопросы совершенствования большегрузных вагонов. – Москва, 1972. – № 399. – С. 27–41.

45 Данович, В. Д. Пространственные колебания скоростных рельсовых экипажей / В. Д. Данович, Т. Ф. Мокрый, Е. Ю. Трубицкая // Колебания и динамические качества механических систем. – Киев, 1983. – С. 72–76.

46 Данович, В. Д. Об учете инерционных свойств пути при исследовании пространственных колебаний рельсового экипажа / В. Д. Данович // Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. – Киев, «Наукова думка». – 1976. – С. 148–151.

47 Данович, В. Д. Определение сил взаимодействия движущегося объекта и инерционного основания. Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем / В. Д. Данович, И. А. Литвин, Т. Ф. Мокрый, Е. Ю. Трубицкая. – Киев, «Наукова думка». – 1977. – С. 93–99.

48 Динамика. Перев. с англ. Р. Халфман. Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука». – 1972 г. – 568 с.

49 Доронин, Н. С. Улучшение динамических характеристик железнодорожных экипажей с гибкими кузовами в вертикальной плоскости / Н. С. Доронин, А. Н. Щербаков, И. И. Вучетич, В. В. Василевский // Вестник ВНИИЖТ. – 1984. № 4. – С. 38–40.

50 Ермаков, В. М. О сходах порожних вагонов / В. М. Ермаков, В. О. Певзнер // Железнодорожный транспорт. – 2002. – № 3. – С. 29–33.

51 Жибцов, П. П. Способ улучшения вертикальной динамики экипажа на двух двуосных тележках // Вопросы динамики и прочности подвижного состава. – Брянск, 1984. – С. 133–139.

52 Жуков, А.С. Обоснование конструкции кузова пассажирского вагона из экструдированных алюминиевых панелей: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.07 // Жуков Александр Сергеевич. – Москва, 2020. – 160 с.

53 Залесский, А. И. Определение параметров математической модели подрельсового основания железнодорожного пути / А. И. Залесский // Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. – Киев, «Наукова думка» – 1976. – С. 160–165.

54 Золотарский, А. Ф. Железнодорожный путь и подвижной состав для высоких скоростей движения / А. Ф. Золотарский, С. В. Вершинский. – Москва: «Транспорт», 1964. – 272 с.

55 Иванов, В. Н. Определение составляющих сил крипа и условий устойчивости движения колесной пары / В. Н. Иванов, И. П. Исаев, Н. А. Панькин, В. К. Якубовский // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – № 8. – С. 32–36.

56 Иванов, П. С. Системная причина / П. С. Иванов, А. П. Галунин // Железнодорожный транспорт. – 1987. – № 10. – С. 40–41.

57 Игембаев, Н. К. Анализ конструкций тележек грузовых вагонов, созданных в России / Н. К. Игембаев // Транспорт Урала. – 2009. – № 4 (23). – С. 76–80.

58 Каплун, А. Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – Москва : Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.

59 Кобищанов, В. В. Оценка динамической нагруженности отечественных пассажирских вагонов при аварийных соударениях поездов с препятствиями / В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин, С. Г. Шорохов // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: материалы третьей всероссийской научно-технической конференции с международным участием в трех частях. Часть 2. – Омск: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2015. – С. 50–56.

60 Ковалев, Н. А. Боковые колебания подвижного состава / Н. А. Ковалев. – Москва: Государственное транспортное железнодорожное издательство, 1957. – 247 с.

61 Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособ. для машиностр. спец. Вузов / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. – Москва: Высш. шк., 1991. – 319 с.

62 Коган, А. Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь / А. Я. Коган // Тр. ВНИИЖТ. – 1969. – вып. 402. – 206 с.

63 Колебания машин, приборов и элементов систем управления. Институт машиноведения АН СССР – Москва: Наука, 1968. – С. 21–27.

64 Колчина, Е. В. Обоснование конструктивных мер повышения жесткости кузова пассажирского вагона в вертикальной плоскости / Е. В. Колчина // В сборнике: Проблемы и перспективы развития вагоностроения. Сборник научных

трудов VIII Всероссийской научно-технической конференции. Брянский государственный технический университет. – 2019. – С. 69–71.

65 Кондрашов, В. М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и эксперименте / В. М. Кондрашов. – Москва: Интекст, 2001. – 190 с.

66 Кудрявцев, Н. Н. Определение вертикальных возмущений, вызывающих колебания обрессоренных частей вагона при движении по рельсовому пути / Н. Н. Кудрявцев, В. Н. Белоусов, Г. П. Бурчак // Вестник ВНИИЖТ. – 1982. – № 5. – С. 33–37.

67 Лазарян В. А. Динамика вагонов / В.А. Лазарян. – Москва: Транспорт, 1964. – 255 с.

68 Лазарян, В. А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания / В. А. Лазарян. – Москва: Транспорт, 1964. – 256 с.

69 Лазарян, В. А. Динамика транспортных средств. Избранные труды / В. А. Лазарян. – Киев: Наукова думка, 1985. – 528 с.

70 Лебедев, В. А. Обоснование технических решений конструкции двухэтажного пассажирского вагона: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.07 / Лебедев Владимир Александрович. – Москва, 2017. – 178 с.

71 Левков, Г. В. Установление рациональных параметров упругодиссипативных связей кузова грузового вагона с тележкой / Г. В. Левков, А. М. Подбелло, Б. Я. Тененбаум // Динамика вагонов. – Москва, 1977. – № 403. – С. 30–37.

72 Левков, Г. Н. Направления совершенствования конструкции тележек грузовых вагонов / Г. Н. Левков // Механика и эксплуатация перспективных вагонов. – Москва, 1980. – № 677. – С. 91–97.

73 Липп, А. Высокоскоростной поезд Velaro для России // А. Липп, Д. Йон, Р. Манглер, В. А. Гапанович, А. С. Назаров, О. Н. Назаров, В. П. Шилкин // Железные дороги мира, 2009. – № 1. – С. 36–50.

74 Лосев, Д. Н. Тележка «Барбер»: новый подход к изучению передовых технологий / Д. Н. Лосев // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2014. – № 4 (40). – С. 2–4.

75 Лукашова, Е. В. Анализ вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона и его влияние на комфорт перевозок / Е. В. Лукашова, С. Н. Ашуркова, М. В. Мануева // Прогрессивные техно логии и процессы: Сборник научных статей 4-й Международной молодежной научно-практической конференции, Курск, 21–22 сентября 2017 года / Ответственный редактор А.А. Горохов. – Курск: Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2017. – С. 104–107. – EDN ZJQIMJ.

76 Лукашова, Е. В. Анализ влияния жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона на безопасность и комфорт перевозок пассажиров / Е. В. Лукашова // Машиноведение и инновации. Конференция молодых учёных и студентов (МИКМУС-2017) : материалы конференции, Москва, 06–08 декабря 2017 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, 2018. – С. 76–79. – EDN YOZFTD.

77 Лукашова, Е. В. Анализ и оценка комфорта при поездке пассажиров на железнодорожном транспорте на основе индекса комфорта / Е. В. Лукашова // Новые горизонты: Материалы VII научно-практической конференции с международным участием, Брянск, 20 марта 2020 года. – Брянск: Брянский государственный технический университет, 2020. – С. 87–90. – EDN IPYQEK.

78 Лукашова, Е. В. Анализ методов вычисления собственных частот колебаний кузова пассажирского вагона / Е. В. Лукашова, Н. А. Лукашов // Наука, техника, инновации: Сборник статей Научно-технической конференции, Брянск, 01–03 апреля 2023 года. – Брянск: Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2023. – С. 28–31. – EDN HQPNYQ.

79 Лукашова, Е. В. Анализ ходовой динамики кузовов пассажирских вагонов / Е. В. Лукашова // Повышение эффективности транспортных машин. – Брянск: Брянский государственный технический университет, 2017. – С. 199–204. – EDN ZUDUDD.

80 Лукашова, Е. В. Динамика движения кузова пассажирского вагона / Е. В. Лукашова // Новые горизонты: Материалы IV Международной конференции-конкурса, Брянск, 28 марта 2017 года. – Брянск: Брянский государственный технический университет, 2017. – С. 79–81. – EDN YQHYSP.

81 Лукашова, Е. В. Исследование упругих колебаний кузова пассажирского вагона / Е. В. Лукашова // Информационные технологии в управлении, автоматизации и мехатронике: сборник научных трудов 3-й Международной научно-технической конференции, Курск, 07 апреля 2021 года. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2021. – С. 166–168. – EDN OVKJMH.

82 Лукашова, Е. В. Обоснование методики оценки комфорта и безопасности на железнодорожном транспорте при перевозках пассажиров / Е. В. Лукашова // Новые горизонты : Материалы VI Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию БГТУ, Брянск, 21 марта 2019 года. – Брянск: Брянский государственный технический университет, 2019. – С. 70–73. – EDN PBQNGK.

83. Лукашова, Е. В. Оценка качества перевозок пассажиров с использованием методов математического моделирования / Е. В. Лукашова, Н. А. Лукашов // Управление качеством на этапах жизненного цикла технических и технологических систем : Сборник научных трудов 3-й Всероссийской научно-технической конференции, Курск, 28 мая 2021 года / Редколлегия: Е.В. Павлов. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2021. – С. 224-226. – EDN MAAAQI.

84 Лукашова, Е. В. Повышению жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона / Е. В. Лукашова, Н. А. Лукашов // Школа молодых новаторов : сборник научных статей 4-й Международной научной конференции перспективных разработок молодых ученых, Курск, 13 июня 2023 года / Северо-Кавказский федеральный университет, Пятигорский институт. Том 2. – Курск: Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2023. – С. 310–314. – EDN QUHFFK.

85 Лукьянчиков, В. П. Влияние жесткости упругих скользунов и величины их предварительного поджатия на частоты свободных колебаний кузова на пятниках / В. П. Лукьянчиков, С. В. Павлов // Динамика вагонов. – Москва, 1982. – С. 42–47.

86 Львов, А. А. Некоторые характеристики геометрических (вертикальных) неровностей пути / А. А. Львов, А. Я. Коган, А. М. Бржезовский, А. М. Захаров // Вестник ВНИИЖТ. – 1971. – №3. – С. 39–40.

87 Львов, А. А., Современные методы исследования динамики вагонов / А. А. Львов, Л. О. Грачева // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 457. – Москва: Транспорт, 1972. – 160 с.

88 Методы и аппаратура для статистических исследований динамических процессов в пути и подвижном составе / под. ред. М. Ф. Вериги и А. Д. Скалова. – Москва: Транспорт, 1972. – 182 с.

89 Мехов, Д. Д. Выбор конструктивных систем и параметров связей ходовых частей вагона. – Деп. в ВИНТИ – Москва, 1985. 41 с. – № 1937–8588.

90 Митраков, А. С. Обоснование параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.07 / Митраков Артем Сергеевич. – М., 2020. – 171 с.

91 Михальченко, Г. С. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования / Г. С. Михальченко, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Тяжелое машиностроение. – 2003. – №12. – С. 2–6.

92 Михеев, Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: монография / Д. Ю. Михеев. – Брянск: БГТУ. – 1997. – 156 с.

93 Михеев, Г. В. Компьютерное моделирование динамики систем абсолютно твердых и упругих тел, подверженных малым деформациям: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.07 / Михеев Геннадий Викторович. – Брянск, 2004. – 153 с.

94 Никольский, Е. Н. Оболочки с вырезами типа вагонных кузовов / Е. Н. Никольский – Машгиз, Москва, 1963.

95 Ноков, В. В. Аналитическое конструирование системы рессорного подвеса транспортного экипажа двухтележечного типа / В. В. Ноков // Тр. РИИЖТ. – 1984. – вып. 176. С. 38–43.

96 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосВНИИВ – ВНИИЖТ. 1996 г. Изменения и дополнения. 2004 г., – 5 с.

97 Оленцевич, В. А. Вертикальные колебания вагона с грузом при движении подвижного состава по волнам неровности пути / В. А. Оленцевич // Транспорт Урала. – 2010. – № 1 (24). – С. 49–53.

98 Орлова, А. М. Влияние параметров, характеризующих состояние тележек грузовых вагонов, на боковой износ гребней колес / А. М. Орлова, Е. И. Артамонов // Транспорт Урала. – 2008. – № 3 (18). – С. 36–40.

99 От опытного поезда ICE S к серийному Velaro // Железные дороги мира. – 2008. – № 3. – С. 40–47.

100 Певзнер, В. О. Основы разработки нормативов содержания пути и установления скоростей движения: науч. тр. ОАО «ВНИИЖТ» / В. О. Певзнер, Ю. С. Ромен. – Москва: Интекст, 2013. – 224 с.

101 Переоборудование узла гашения колебаний тележки модели 18-578 М 1826.00.000 ИМ. Инструкция по монтажу. ПКБ ЦВ ОАО «РЖД». – 2010. – 18 с.

102 Петров, А. Г. Моделирование силовых связей при движении и сходе колесной пары вагона с учетом качения, проскальзывания и скольжения гребней колес по боковым граням головок рельсов / А. Г. Петров, С. Л. Юрковский // Транспорт Урала. – 2008. – № 3 (18). – С. 46-50.

103 Петров, Г. И. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / Под ред. А. А. Хохлова. – М.: МИИТ. – 2001 г. – 160 с.

104 Петров, Г. И. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути / М. Ф. Вериге, Г. И. Петров, В. В. Хусидов // Бюллетень ОСЖД, Варшава. – 1995. – № 6. – С. 3–8.

105 Погорелов, Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: монография. – Брянск: БГТУ. – 1997. – 156 с.

106 Погорелов, Д. Ю. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования / Г. С. Михальченко, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Тяжелое машиностроение. – 2003. – С. 2–6

107 Поляков А. И. Моделирование на ЦВМ горизонтальных случайных неровностей пути при исследовании нелинейных колебаний рельсовых экипажей / А. И. Поляков // в сб. науч. тр. Оборудование и эксплуатация электроподвижного состава изд. МИИТа. – 1983. – Вып. 738. – С. 151–155.

108 Поляков, А. И. Методика моделирования многомерного случайного процесса возмущений при исследовании колебаний рельсового подвижного состава / А. И. Поляков // Тезисы докладов Ш174 научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб., 2003. – С. 144–145.

109 Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава / Под ред. Е. П. Блохина // Тр. ДИИТ. – Днепропетровск, 1983. 130 с.

110 Радзиховский, А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками / А. А. Радзиховский // Вагонный парк. – 2008. – № 8. – С. 10–16.

111 Расчеты железнодорожного пути на вертикальную динамическую нагрузку / Под ред. А. Я. Когана // Тр. ВНИИЖТ. – 1973. – Вып. 502. С. 1–80.

112 РД 32.68-96 «Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. – Москва: ВНИИЖТ, 1997. – 20 с.

113 Ромен, Ю. С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний / Ю. С. Ромен. – Москва: ВМГ-Принт, 2014. – 210 с.

114 Ромен, Ю. С. Динамические качества грузовых вагонов с осевыми нагрузками до 25 тс / Ю. С. Ромен, А. В. Заверталюк, А. В. Коваленко // Вестник ВНИИЖТ. – 2006. – № 3. – С. 21–26.

115 Сабиров, Р. Д. Движение колесной пары вагона по неравноупругому пути вдоль рельса / Р. Д. Сабиров // Транспорт Урала. – 2009. – № 4 (23). – С. 69–72.

116 Савоськин, А. Н. К выбору методики прочностного и динамического расчёта тележек электропоездов / А. Н. Савоськин // Тр. МИИТ. – 1968. – вып. 265. – С. 77–98.

117 Савоськин, А. Н. О выборе аналитического выражения для функции спектральной плотности случайных колебательных процессов / А. Н. Савоськин // Тр. МИИТ. – 1971. – вып. 373. – С. 78–85.

118 Савоськин, А. Н. Об учёте влияния характеристик экипажа и пути на возмущения, вызывающие вертикальные колебания рельсовых экипажей / А. Н. Савоськин // Тр. МИИТ. – 1970. – вып. 329. – С. 14–32.

119 Светлов, В. И. Технические решения по механике пассажирских вагонов. Методы обоснования: дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук : 05.22.07 / Светлов Виктор Иванович. – Москва, 2002. – 201 с.

120 Селинов, В. И. Проектирование подвешивания вагонов: учеб. пособие / В.И. Селинов. – Брянск: БГТУ, 1999. – 251 с.

121 Сердобинцев, Е. В. Исследование надежности виброзащитных свойств рессорного подвешивания ЭПС: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Москва, 1977. – 176 с.

122 Сирин, А. В. Оценка влияния степени дискретизации конечно-элементной модели на точность определения критерия подобия усталостного разрушения / А. В. Сирин // Транспорт: наука, техника, управление. – 2012. – № 9. – С. 13–16.

123 Скачков, А. Н. Определение параметров изгибных колебаний кузовов вагонов и оценка ходовых динамических и эксплуатационных показателей электропоезда нового поколения / А. Н. Скачков, С. Л. Самошкин, С. Д. Коршунов, П. С. Ломаков, А. С. Жуков // Вестник РГУПС, 2018. – № 4 (72). – С. 78–87.

124 Скачков, А. Н. Разработка основополагающих принципов экспериментального метода определения изгибной жесткости кузовов цельнометаллических вагонов / А. Н. Скачков, С. Л. Самошкин, С. Д. Коршунов, А. С. Жуков, Д. А. Никифоров // Тяжелое машиностроение, 2018. – № 10. – С. 32–38.

125 Смольянинов, А. В. К вопросу обеспечения безопасности движения вагонов с увеличенной высотой центра тяжести / А. В. Смольянинов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов, Я. Д. Подлесников // Транспорт Урала. – 2014. – № 2 (41). – С. 39–43.

126 Соколов, С. И. Исследование динамики и прочности пассажирских вагонов / С. И. Соколов, В. В. Наварро, Г. Ф. Левенсон и др. – Москва: Машиностроение, 1976 – 223 с.

127 Соппротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. – 5-е изд., перераб. и доп. – Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 775 с.

128 Сорокин, Е.С. Об учете упругих несовершенств материалов методами теории наследственной упругости / Е. С. Сорокин, Г. Б. Муравский // Строительная механика и расчет сооружений. – 1975. – №4 (100) – С. 52–58.

129 Сорочкин, Э. М. Спектральный анализ вертикальных колебаний тепловоза ТЭМ7 / Э. М. Сорочкин, И. И. Зеленов // Тр. ВНИТИ. – 1983. – вып. 58. С. 49–61.

130 Тибиллов, Т. А. О вероятностном анализе колебаний подвижного состава / Т. А. Тибиллов // Тр. РИИЖТ. – 1965. – вып. 51. – С. 16–32.

131 Тибиллов, Т. А. О статистическом рассмотрении колебаний подвижного состава / Т. А. Тибиллов // Тр. РИИЖТ. – 1965. – вып. 51. – С. 4–16.

132 Усов, В. Е. Исследование параметров рессорного подвешивания пассажирских вагонов / В. Е. Усов, В. Н. Белоусов, А. М. Краснобаев // Тез. Докл. Всесоюзн. конф. «Проблемы механики железнодорожного транспорта: Повышение надежности и совершенствование конструкции подвижного состава» (г. Днепропетровск, май 1984г.). – Днепропетровск, 1984. – С. 134–136.

133 Ушкалов, В. Ф. Случайные колебания механических систем при сухом и вязком трении / В. Ф. Ушкалов // Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем. – Киев: Наукова думка, 1977. – С. 16–23.

134 Ушкалов, В. Ф. Математическая модель случайных вертикальных возмущений рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, С. Ф. Редько, Л. П. Бояринцева // Вестник ВНИИЖТ. – 1986. – № 6. – С. 21–25.

135 Ушкалов, В. Ф. Исследование колебаний железнодорожного экипажа, движущегося по деформируемому пути со случайными неровностями / В. Ф. Ушкалов, А. К. Шерстюк // Вестник ВНИИЖТ. – 1973. – №3. – С. 20–23.

136 Ушкалов, В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, В. С. Иккол и др.; под ред. В.Ф. Ушкалова. – Киев.: Наук. думка, 1989. – 240 с.

137 Ушкалов, В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев: Наукова Думка, 1982. – 360 с.

138 Федюнин, Ю. П. Исследование боковых колебаний вагона метрополитена с пневмоподвешиванием при воздействии случайных неровностей пути / Ю. П. Федюнин, А. Н. Савоськин, Е. В. Сердобинцев // Тр. Акад. коммунальн. хоз-ва. – 1975. – вып. 121. – С. 128–138.

139 Филиппов, В. Н. Нормы устройства и взаимодействия рельсовой колеи и колесной пары – основные факторы обеспечения безопасности движения / В. Н. Филиппов, Г. И. Петров, В. С. Плоткин // Труды IV научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». – Москва, 2003. – С. I-8 – I-11.

140 Харин, Д. А. Некоторые результаты исследований вертикальных траекторий колеса / Д. А. Харин, А.Н. Савоськин, Л. В. Гойхман // Труды МИИТ. вып. 296. – 1968. – С. 143–157.

141 Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи (основные положения) / Х. Хейман. – Москва: Государственное транспортное железнодорожное издательство, 1957. – 415 с.

142 Хохлов, А. А. Исследование горизонтальных колебаний восьмиосных вагонов / А. А. Хохлов // Исследование динамики и прочности большегрузных вагонов. – Москва, 1968. – № 283. – С. 54–64.

143 Хохлов, А. А. Управление динамическими процессами вагонов / А. А. Хохлов // Механика и эксплуатация перспективных вагонов. – Москва, 1980. – № 677. – С. 48–56.

144 Хусидов, В. Д. Моделирование возмущений в системе экипаж путь / В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов // Вопросы проектирования, эксплуатации и ремонта большегрузных вагонов. – Москва, 1981. – № 679. – С. 3–7.

145 Царев, И. В. Математическое моделирование случайного внешнего возмущения железнодорожного экипажа / И. В. Царев, Н. М. Ершова, В. И. Ершов // Конструирование и производство транспортных машин. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те. – 1989. – вып. 21. – С. 17–21.

146 Челноков, И. И. Критерии ограничения скорости движения экипажа в кривой / И. И. Челноков, Н. А. Чурков, Л. Л. Осинковский // Динамика вагонов. – Москва, 1977. – № 403. – С. 45–57.

147 Черепов, О. В. Вертикальные колебания вагона как одноосного экипажа с упругой подвеской при наличии силы сухого трения / О. В. Черепов, В. А. Оленцевич // Транспорт Урала. – 2010. – № 1 (24). – С. 54–58.

148 Шадур, Л. А. Развитие отечественного вагонного парка / Л. А. Шадур. – Москва: Транспорт, 1988. – 279 с.

149 Шимкович, Д. Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows / Д. Г. Шимкович. – Москва: ДМК Пресс. – 2003. – 448 с.

150 Юхневский, А. А. Оценка прочности кузова пассажирского вагона / А. А. Юхневский, В. В. Кобищанов // тез. докл. 53-й науч. конф. проф. преподав. состава БГТУ. Брянск, 1996. – ч.1. – С. 38.

151 Яковлев, В. Ф. Геометрические неровности рельсовых нитей / В. Ф. Яковлев, И. И. Семенов // Тр. ин-та. – Ленингр. ин-т инж. ж.-д. трансп. – 1964. – вып. 222. – С. 29–67.

152 Яковлев, В. Ф. Вопросы расчета на прочность элементов пути и стрелочных переводов / В. Ф. Яковлев // Тр. ЛИИЖТ. – 1964. – вып. 222. – С. 106–137.

153 Antipin, D. Y. Technique of increasing passenger comfort by ensuring rational parameters of flexural stiffness of bodies of passenger cars / D. Y. Antipin, E. V. Lukashova // Proceedings of the 4th International conference on industrial engineering ICIE 2018 : Lecture notes in mechanical engineering, Москва, 15–18 мая

2018 года. – Москва: Springer International Publishing, 2019. – P. 2339-2345. – DOI 10.1007/978-3-319-95630-5_252. – EDN ZGGKZK.

154 Carlbom, P., Berg, M. Passengers, seats and carbody in rail vehicle dynamics, *Vehicle System Dynamics*, 37(S1), 290–300, 2002.

155 CEN. Railway applications – Ride comfort for passengers – Measurement and evaluation. EN 12299:2009, European Committee for Standardization, Brussels.

156 Craig, R. R. Jr. Coupling of substructures for dynamic analysis: an overview/ R. R. Jr. Craig // *AIAA Dynamics Specialists Conference*. – Atlanta, 2000.

157 Dumitriu, M. Ride comfort enhancement in railway vehicle by the reduction of the car body structural flexural vibration / M. Dumitriu // Department of Railway Vehicles, University Politehnica of Bucharest, 313 Splaiul Independenței, 060042, Bucharest, Romania.

158 Julian, E. Springs and Natural Frequencies // *Przeł Nk Kolejowy*. – 1999. – № 3. – P. 1–4.

159 Kamada, T., Kiuchi, R., Nagai, M. Suppression of railway vehicle vibration by shunt damping using stack type piezoelectric transducers, *Vehicle System Dynamics*, 46(S1), 561–570, 2008.

160 Schandl, G., Lugner, P., Benatzky, C., Kozek, M., Stribersky, A. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body, *Vehicle System Dynamics*, 45(9), 835–847, 2007.

161 Shabana, A. A. Flexible multibody dynamics: review of past and recent developments / A. A. Shabana // *Multibody System Dynamics*. – 1997 – № 1. – P. 189–222.

162 Wollström, M. Effects of vibrations on passenger activities: writing and reading a literature survey. TRITA-FKT Report 2000:64, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2000.


ПРИЛОЖЕНИЕ А

**документ о внедрении результатов работы в учебный процесс
кафедры «Подвижной состав железных дорог»
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»**

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по перспективному развитию
ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет»



 д.т.н., проф. Киричек А.В.
5.09.23

АКТ о внедрении

Настоящим актом подтверждается, что материалы диссертации соискателя по кафедре «Подвижной состав железных дорог» Е.В. Лукашовой «Обоснование технических решений по повышению жесткости несущих конструкций пассажирских вагонов» внедрены в учебный процесс на кафедре «Подвижной состав железных дорог»

Методика, компьютерные модели и технические решения используются при изучении дисциплин «Основы механики подвижного состава» и «Методы и промышленные программные комплексы оценки нагруженности несущих конструкций подвижного состава».

Зав. каф. «Подвижной состав
железных дорог»
ФГБОУ ВО «Брянский
государственный
технический университет»



к.т.н., доц. А.А. Лагутина

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А
документ о внедрении результатов работы в ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»
в г. Мытищи «Конструкторское бюро «Городской транспорт»



Ф 7.5-532

ООО «ТМХ Инжиниринг»
 Озерковская наб., д. 54, стр. 1, Москва, 115054
 Тел.: +7 495 539 22 05
 Email: odo@tmh-eng.ru

№ _____
 На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Директор ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»
 в г. Мытищи «Конструкторское бюро
 «Городской транспорт»

 А.А. Жмак

АКТ о внедрении

Настоящим актом подтверждается, что предложенные в диссертационной работе Лукашовой Е.В. «Обоснование технических решений по повышению жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов» технические решения, обеспечивающие повышение жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов использованы при разработке перспективных конструкций моторвагонного подвижного состава.

Главный конструктор проекта
 ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»
 в г. Мытищи «Конструкторское бюро
 «Городской транспорт»

 А.В. Трипачев



Система менеджмента предприятия
 сертифицирована на соответствие требованиям
 ISO 9001:2015, ГОСТ Р ИСО 9001-2015,
 EN 15085-2

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А
документ о внедрении результатов работы в ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»
в г. Тверь «Конструкторское бюро «Пассажирский транспорт»



Ф 7.5-532

ООО «ТМХ Инжиниринг»
 Озерковская наб., д. 54, стр. 1, Москва, 115054
 Тел.: +7 495 539 22 05
 Email: odo@tmh-eng.ru

№ _____
 На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Директор ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»
 в г. Тверь «Конструкторское бюро
 «Пассажирский транспорт»


 О.А. Акимушкин

АКТ о внедрении

Настоящим актом подтверждается, что предложенные в диссертационной работе Лукашовой Е.В. «Обоснование технических решений по повышению жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов» технические решения, обеспечивающие повышение жесткости несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов использованы при разработке перспективных конструкций моторвагонного подвижного состава.

Главный конструктор
 ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»
 в г. Тверь «Конструкторское бюро
 «Пассажирский транспорт»


 П.ИИ. Мусаев



Система менеджмента предприятия
 сертифицирована на соответствие требованиям
 ISO 9001:2015, ГОСТ Р ИСО 9001-2015,
 EN 15085-2