

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Воронежский государственный аграрный университет
имени императора Петра I»**

На правах рукописи



БОЛОТОВ Дмитрий Борисович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ
ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА**

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного
комплекса

Диссертация

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор
Поливаев Олег Иванович

Воронеж – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОР РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ НА ОПЕРАТОРА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА	12
1.1 Влияние источников возмущения при движении транспортных средств на организм оператора	12
1.2 Системы поддрессоривания мобильных энергетических средств	16
1.3 Классификация и анализ систем поддрессоривания сиденья оператора мобильного энергетического средства и пути их совершенствования	24
1.4 Выводы	45
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА	46
2.1 Моделирование серийной подвески сиденья оператора трактора	47
2.1.1 Механическая часть серийной подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата.....	50
2.1.2 Демпфирующий механизм серийной подвески сиденья оператора трактора	53
2.1.3 Обеспечение адекватности модели серийной конструкции подвески сидения	63
2.1.4 Результаты моделирования серийной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата	67
2.2 Моделирование предложенной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата на основе демпфера с использованием магнитореологической жидкости	69
2.2.1 Демпфирующий механизм предложенной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата	70
2.2.2 Определение алгоритма управления изменением вязкости магнитореологической жидкости	76
2.2.3 Результаты моделирования работы предложенной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата	78

2.3	Снятие амплитудно-частотных характеристик	80
2.4	Выводы	81
3	ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	83
3.1	Задачи экспериментальных исследований.....	83
3.2	Объект исследования.....	84
3.3	Приборы и оборудование, применяемые при экспериментальных исследованиях.....	86
3.4	Условия и методика проведения лабораторных и дорожно-полевых исследований	91
3.4.1	Методика проверки адекватности разработанной имитационной модели серийной подвески сиденья.....	91
3.4.2	Методика экспериментальных исследований тракторно- транспортного агрегата при переезде единичной неровности и движении по участку пути	93
3.4.3	Методика обработки полученных результатов натурного эксперимента и подготовки данных для численного эксперимента.....	97
3.5	Методика численного эксперимента	100
3.5.1	Методика определения параметров суррогатной модели для предложенной конструкции подвески сиденья	100
3.5.2	Численный эксперимент при проезде тракторно-транспортным агрегатом единичной неровности и движении по участку дороги	105
3.6	Выводы	107
4	РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	109
4.1	Результаты дорожных и дорожно-полевых испытаний тракторно- транспортного агрегата.....	109
4.2	Результаты численного эксперимента при моделировании проезда тракторно-транспортным агрегатом единичной неровности и участка пути на различных скоростях движения.....	115

4.3	Определение эквивалентного скорректированного уровня виброускорения	125
4.4	Выводы	128
5	ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗДЕРЖЕК НА МОДЕРНИЗАЦИЮ СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА.....	130
5.1	Расчет себестоимости изготовления.....	130
5.2	Расчет эксплуатационных издержек тракторно-транспортного агрегата	133
5.3	Выводы	136
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	137
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	139
	Приложение А	159
	Приложение Б	163

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Современная аграрная сфера характеризуется устойчивым ростом объемов производства сельскохозяйственной продукции. Одним из факторов, определяющих данную тенденцию, является улучшение энерговооруженности мобильных энергетических средств (МЭС), которое заключается в повышении агротехнических, технологических, общетехнических, а также других эксплуатационных показателей машинно-тракторных (МТА) и тракторно-транспортных агрегатов (ТТА). Известно, что увеличение мощностных характеристик трактора, а также возрастание рабочих скоростей движения МТА и ТТА приводит к увеличению вибрационной нагруженности. Данное явление возникает вследствие преодоления мобильным энергосредством неровностей дорожного профиля, что вызывает вибрацию, которая передается через систему поддрессирования на оператора.

Анализ литературных источников позволил установить, что доля транспортных работ, выполняемых внутри хозяйства с использованием тракторно-транспортных агрегатов, составляет 40-50% от общего объема перевозок [2]. Столь значительные показатели обусловлены неудовлетворительным качеством внутрихозяйственной дорожной сети, состояние которой существенно ухудшается в осенне-весенний период. Поэтому возникает необходимость задействовать ТТА на базе колесных тракторов повышенной проходимости и универсальности [120].

Увеличение вибрационного воздействия, передаваемого от двигателей и колебаний крюковой нагрузки через систему поддрессирования транспортного средства, оказывает негативное воздействие на оператора МЭС. Из-за этого повышается утомляемость механизатора, снижается скорость движения агрегата, ухудшается качество выполняемой работы, а также возникают опасные дорожные ситуации. В связи с этим условия труда оператора МЭС оказывают значительное воздействие на производительность тракторно-транспортного агрегата. При этом длительное воздействие повышенного уровня вибрационной нагрузки на механизатора приводит к возникновению профессиональных заболеваний [20, 105].

В настоящее время наиболее перспективным решением по снижению уровня вибрации на рабочем месте оператора ТТА является использование системы поддрессирования сиденья. Самыми распространенными являются пассивные системы поддрессирования. В данных системах характеристики упругих и демпфирующих элементов постоянны. Однако пассивные системы подвески имеют низкую эффективность работы и на сегодняшний день сдерживают рост производительности ТТА. В связи с этим разработка виброзащитной системы оператора, которая может динамически изменять свои характеристики в зависимости от различных режимов работы ТТА, является актуальной проблемой.

Диссертационная работа посвящена разработке и обоснованию эффективного технического решения, позволяющего минимизировать воздействие вибрации на оператора сельскохозяйственного колесного трактора путем использования активного демпфера в системе поддрессирования сиденья. Таким образом, тема исследования является актуальной.

Диссертационная работа выполнена в рамках научно-исследовательской работы (НИР) агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский государственный аграрный университет «Инновационные направления совершенствования мобильных энергетических средств», утвержденной ученым советом университета (номер государственной регистрации 01.200.1-003986).

Степень разработанности темы. Анализ опубликованных исследований показал, что проблему уменьшения влияния вибрационной нагруженности на оператора мобильного энергетического средства некоторые исследователи предлагают решать, рассматривая различные уровни демпфирования колебаний. Так, В.Л. Бидерман, В.В. Новиков, С.Г. Пархоменко, Н.М. Колесов, С.П. Рыков, В.А. Кравченко, В.Н. Сидоров, Н.Н. Яценко, И.М. Рябов исследовали демпфирующие свойства пневматических шин. Вопросом улучшения плавности хода и снижения динамических нагрузок за счет применения упругодемпфирующих приводов занимались такие исследователи, как П.П. Гамаюнов, Д.С. Гапич, А.Г. Жутов, В.А. Кравченко, О.И. Поливаев. Повышению плавности хода мобильных энергетических средств за счет оптимальных параметров подвесок МЭС с гидравлическими

или пневматическими амортизаторами посвящены исследования Р.В. Ротенберга, И.Н. Успенского, А.А. Хачатурова, Р.А. Акопяна, Г.Е. Джохадзе, Б.А. Калашникова, Я.М. Певзнера и др. Гашение колебаний с помощью динамических гасителей изучали Дж. П. Ден-Гартог, Б.Г. Коренев, Л.М. Резников, К.В. Фролов, J.C. Snowdon и др. Вопрос снижения вибрационной нагруженности оператора МЭС за счет использования элементов поддрессоривания кабины изучали А.Б. Черненко, К.В. Шеховцев, Д.А. Линник, В.А. Кузьмин. Однако на основании проанализированной литературы можно сделать вывод, что наиболее эффективным способом снижения вибрационной нагрузки, оказываемой на оператора транспортного средства, является использование системы поддрессоривания сиденья оператора. Исследованием конструкции подвески сиденья механизатора МЭС с целью снижения вибрационной нагрузки, передаваемой на оператора, занимались: Г.О. Котиев, Ю.Ф. Устинов, В.В. Шеховцов, М.В. Лященко, О.И. Поливаев, З.А. Годжаев, А.И. Искалиев, и др. Несмотря на обширные исследования различных авторов, посвященные снижению вибрационного воздействия на оператора МЭС, некоторые аспекты данной проблемы пока остаются недостаточно проработанными. Сложность заключается в многофакторности причин колебаний рабочего места оператора ТТА. После детального анализа существующих конструктивных решений по подвескам сиденья оператора МЭС выявлены их сильные и слабые стороны. Большинство выявленных недостатков можно устранить путем усовершенствования известных систем поддрессоривания, либо разработкой новых конструктивных решений с использованием активных демпфирующих устройств.

Объект исследования: подвеска сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора Беларус-1221.2 при выполнении транспортных работ.

Предмет исследования: закономерности изменения виброускорений в октавных полосах частот вибрации на сиденье оператора сельскохозяйственного колесного трактора, работающего в составе ТТА, при управлении вязкостью магнитореологической жидкости в активном демпфере подвески сиденья.

Цель диссертационной работы: снижение вибронагруженности оператора сельскохозяйственного колесного трактора при выполнении транспортных работ

посредством управления вязкостью магнитореологической жидкости активного демпфера подвески сиденья.

Задачи исследования:

- разработать имитационные модели вертикальных колебаний подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора;
- обосновать техническое решение подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора, позволяющее снизить уровень вертикальных ускорений на сиденье;
- выявить зависимость для управления демпфированием подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора;
- установить закономерности изменения уровней вертикальных ускорений в октавных полосах частот подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора.

Научной новизной обладают:

- имитационные модели вертикальных колебаний подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора, отличающиеся комплексным учетом кинематических и динамических параметров механических элементов, а также гидравлических характеристик демпфера подвески;
- техническое решение подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора с активным демпфированием, отличающееся тем, что используется магнитореологическая жидкость с управляемой вязкостью для изменения демпфирующих свойств подвески;
- зависимость кинематической вязкости магнитореологической жидкости от скорости перемещения сиденья относительно пола кабины;
- закономерности изменения уровней вертикальных ускорений в октавных полосах частот подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора, отличающиеся учетом изменения вязкости магнитореологической жидкости в активном демпфере в зависимости от режима работы ТТА.

Теоретическая значимость работы заключается: в разработке имитационных моделей подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора.

тора, позволяющих выявлять недостатки подвески и находить новые решения для ее совершенствования, а также установить закономерности изменения уровней вертикальных ускорений в октавных полосах частот при работе трактора в составе ТТА; в получении зависимости кинематической вязкости магнитореологической жидкости от скорости перемещения сиденья относительно пола кабины, позволяющей разработать алгоритм управления активным демпфером подвески.

Практическую значимость работы составляют техническое решение подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора (патент № 233623 РФ), основанное на применении изменения вязкости магнитореологической жидкости в зависимости от режима работы, обеспечивающее снижение уровня вибронагруженности оператора и повышение рабочих скоростей ТТА; компьютерные программы, моделирующие режимы работы подвески и позволяющие устанавливать рациональные параметры подвески (свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024619829 РФ и № 2024681543 РФ).

Методология и методы исследования. В процессе исследования использовали компьютерное моделирование и экспериментальные исследования с регистрацией динамически изменяющихся сигналов, методы сглаживания экспериментальных данных, основанные на оптимизации и оценке результатов с помощью дисперсионного анализа. Лабораторные эксперименты поставлены на основе апробированных методик, при этом измерения проводили сертифицированными и поверенными приборами. При проведении расчетов и обработке результатов эксперимента использовали современные компьютеры и применяли программное обеспечение: Microsoft Excel, Matlab, Simulink, КОМПАС 3D.

Положения, выносимые на защиту:

- имитационные модели вертикальных колебаний подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора, позволяющие выявить уровень вертикальных ускорений сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора для определения допустимых по вибронагруженности скоростей движения ТТА;
- техническое решение подвески сиденья оператора сельскохозяйственного

колесного трактора с активным демпфированием, обеспечивающее снижение уровня вертикальных ускорений на сиденье;

- зависимость кинематической вязкости магнитоореологической жидкости от скорости перемещения сиденья относительно пола кабины, позволяющая эффективно управлять активным демпфером подвески;

- закономерности изменения уровней вертикальных ускорений в октавных полосах частот подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора, позволяющие установить диапазон наиболее эффективного применения предложенной подвески сиденья с активным демпфером.

Степень достоверности и апробация результатов. Результаты получены с применением современных теоретических подходов, методов математического анализа, имитационного моделирования, апробированных методик выполнения экспериментальных исследований.

Достоверность результатов подтверждается методологической базой исследований, применением методов математического моделирования, использованием современных средств вычислительной техники, поверенных измерительных приборов, сопоставлением результатов теоретических исследований с техническими данными завода-изготовителя, а также результатами внедрения в производство.

Результаты диссертационной работы внедрены в ООО «Брянский тракторный завод», где используются при выборе параметров подвесок сиденья, а также используются в учебном процессе ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ при подготовке магистров по направлению «Агроинженерия».

Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались в период с 2021 по 2025 г. на ежегодных научных конференциях профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, а также на международных, всероссийских и национальных научных конференциях.

Личный вклад соискателя заключается в постановке цели, задач, выборе методов исследований, анализе состояния вопроса, разработке и отладке имитационных моделей, получении аналитических зависимостей и проведении расчетов, обработке результатов эксперимента, выполненных лично автором; опреде-

лении методики и проведении теоретических, а также экспериментальных исследований, выполненных при участии автора; подготовке научных публикаций по теме диссертации.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 23 научные работы, в том числе три статьи – в российских журналах, включенных в перечень ВАК, пять патентов на полезные модели, один патент на изобретение и два свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и содержание работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы и приложений, изложена на 164 страницах, содержит 65 рисунков, 6 таблиц и два приложения. Список литературы включает 181 источник.

1 ОБЗОР РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ НА ОПЕРАТОРА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

1.1 Влияние источников возмущения при движении транспортных средств на организм оператора

На протяжении всей истории развития сельскохозяйственной отрасли человек прибегал к сторонней помощи для выполнения различных операций, будь то вспашка, посев, боронование, а также транспортные работы. Долгое время данную роль выполняли животные. Однако со второй половины XIX века произошло вытеснение живой силы механической. Техника стала активно развиваться – уже в первой половине XX века тракторы стали основной машиной в сельском хозяйстве, они выполняли не только транспортные и почвообрабатывающие операции, но и агрегатировались с прицепными комбайнами и стационарными машинами. Развитие тракторостроения прошло несколько этапов, каждый из которых характеризовался своими особенностями. На современном этапе особенно актуальным становится повышение энергонасыщенности тракторно-транспортных агрегатов, что связано с наращиванием объемов производства сельскохозяйственной продукции. Параллельно с этим идет возрастание рабочих скоростей движения мобильных энергетических средств с целью увеличения их производительности.

Создание энергонасыщенных тракторов сопровождается ростом динамических нагрузок, которые ухудшают эксплуатационные показатели, а также приводят к увеличению уровня вибраций и колебаний, исходящих от движителей при перемещении по неровностям рельефа дорожного профиля. Это особенно заметно при увеличении рабочей скорости движения ТТА. Данные колебания, генерируемые движителями, передаются через различные уровни системы поддрессоривания на сиденье и далее на оператора. Повышенный уровень вибронагруженности рабочего места оператора ТТА приводит как к снижению производительности, ухудшению управляемости, плавности хода транспортного средства, так и к раз-

рушению структуры почвы. Параллельно с вышеназванными фактами, повышенный уровень вибрационной нагрузки оказывает негативное влияние на оператора МЭС. Увеличивается утомляемость механизатора в течение рабочей смены и более того, вибрация оказывает негативное воздействие на здоровье оператора, приводя к развитию хронических профессиональных заболеваний. Статистически установлено, что вибрационная болезнь среди перечня профессиональных заболеваний, которым подвержены водители транспортных средств, а также операторы МЭС, за последний десяток лет занимает второе место среди патологий от воздействия вредных физических факторов [19, 105].

Причин повышенного уровня вибрационной нагруженности сиденья оператора МЭС, достаточно много. Однако наиболее распространенными являются неправильно подобранные по тем или иным причинам элементы, которые должны обеспечивать виброизоляцию рабочего места оператора от колебаний, возникающих в ходовой системе транспортного средства при перемещении по неровностям дорожного профиля. Проблему повышенного вибрационного уровня на сиденье оператора, необходимо решать путем исследования и разработок новых конструкций систем подрессоривания кресла механизатора МЭС, а также модернизации уже известных конструктивных решений.

Классификаций вибрации по частотному составу достаточно много. В данной работе будет принята классификация, используемая многими авторами [46, 65, 104]. Согласно ей, по частоте колебаний выделяют следующие виды вибраций:

- низкочастотная, в которой преобладают максимальные уровни в октавных полосах со среднегеометрическими частотами (СГЧ) от 1 до 4 герц, в случаях для общей вибрации, для локальной диапазон находится в пределах СГЧ от 8 до 16 герц;
- среднечастотная – с СГЧ от 8 до 16 герц для общей вибрации, от 31,5 до 63 герц для локальной вибрации;
- высокочастотная, находящаяся в диапазоне СГЧ от 31,5 до 63 герц для общей вибрации, и от 125 до 1000 герц – для локальной [117].

Известно, что на сиденье оператора МЭС преобладает низкочастотная виб-

рация. При этом уровень данной вибрационной нагруженности зависит от следующих факторов: скорости движения МЭС, величины и частоты неровностей дорожного профиля, эффективности работы амортизирующей системы, а также от выполняемого технологического процесса, так как различные орудия, агрегатируемые с мобильным средством, приводят к возникновению различных по величине колебаний [46].

Отличие воздействия низкочастотной вибрации от высокочастотной на организм человека заключается в том, что первый вид вибрации может активно распространяться по всему телу, негативно воздействуя на различные органы и системы, приводя к повреждению внутренних органов [6, 47, 57, 106]. При этом, согласно исследованиям, отмеченным в работах некоторых авторов [75, 76], установлено, что продолжительные колебания, находящиеся в диапазоне частот от трех до пяти герц, приводят к нарушению работы вестибулярного аппарата.

Но не только общая вибрация оказывает вредное влияние на здоровье оператора МЭС. Локальная вибрация, передающаяся на тело механизатора при контакте с рулевым колесом, рычагами и прочими органами управления, также причиняет вред организму: происходит нарушение чувствительности кожи, потеря упругости кровеносных сосудов и чувствительности нервных волокон, отложение солей в суставах кистей рук, а также другие негативные явления. При этом вибрационная болезнь, в случае работы оператора МЭС при повышенных уровнях общей или локальной вибрации, начинается развиваться уже в течение первых пяти лет [60, 105, 108].

Общему исследованию влияния вибрационной нагрузки на организм человека посвящена, например, работа Е.Ц. Андреева–Галанина [5]. Анализ распространенности заболеваний, вызванных повышенными вибрациями на рабочем месте водителя трактора, приведен, в частности, в работах зарубежных авторов: Desai R. [163], Kitazaki S., M.J. Griffin. [156, 157], Gohari M. [148], Abercromby A. F [138], Harsha S. P. [152], Singh D. [173], Kumar V. [158], Taskin Y. [176], Oncescu T. [165].

М. Мичке и Ф. Дайне [162], проводя анализ колебаний, которые воздействуют на оператора МЭС, отдельно выделяют низкочастотные колебания. При этом особое внимание они уделяют диапазону колебаний в интервале от 2 до 8 Гц. Вывод исследования, проведенного вышеуказанными авторами, сводится к тому, что именно колебания в анализируемом диапазоне приводят к возникновению профессиональных заболеваний у операторов МЭС.

На основании исследований, подробно описанных в работах Р.И. Фурунжиева [125], А.В. Синяева [116], В.А. Троицкого [122], Н.Н. Болотника [10], а также некоторых других авторов, были определены основные возможности достижения минимальных уровней колебаний на рабочем месте оператора МЭС. При анализе колебаний, воздействующих на сиденье оператора МЭС, отмечено, что вертикальные преобладают над горизонтальными и угловыми составляющими [20, 94, 108].

Колебания, передающиеся через систему поддрессирования на рабочее место оператора МЭС, имеют различную природу возникновения. Их можно разделить на две основные группы: внешние и внутренние [71]. К первому типу относятся следующие виды колебаний: возникающие вследствие перекачивания двигателя по неровностям дорожного профиля; от неравномерного крюкового усилия, создаваемого сельскохозяйственной машиной; возникающие при работе вала отбора мощности в случае агрегатирования с машиной, требующей потребления энергии. К внутренним источникам колебаний обычно относят колебания, которые генерируются в энергосиловой установке МЭС, а также в узлах трансмиссии. Причины возникновения внутренних колебаний вышеуказанных узлов связаны с дисбалансом сил инерции в цилиндрах двигателя, ударными нагрузками в элементах передачи энергии (зубчатые шестерни, карданные валы, цепные передачи и т.д.), а также с неточностью изготовления и сборки данных узлов.

Колебания, генерируемые вследствие движения опорных колес или другого типа двигателя по неровностям дорожного покрытия, передаются через систему поддрессирования остова МЭС и систему виброизоляции кабины на элементы подвески сиденья механизатора и, далее, на самого оператора. В работе [99] указыва-

ется, что величина внешних колебаний от движителей зависит от скорости движения машины и расстояния между соседними неровностями на рельефе дороги. Очевидно, чем больше скорость и меньше расстояние между неровностями, тем больше будет величина генерируемых колебаний вследствие движения МЭС. Также автор вышеуказанной работы, профессор О.И. Поливаев, указывает, что колебания от неровностей возмущений со стороны дороги (почвы), находящиеся в частотном диапазоне от 1 до 4 Гц, являются преобладающими [100].

1.2 Системы поддрессоривания мобильных энергетических средств

В системе виброзащиты рабочего места оператора МЭС можно выделить несколько уровней, характеризующихся наличием упруго-диссипативных связей. Первый уровень, который позволяет гасить возникающие колебания, – пневматические шины. Второй – система первичного поддрессоривания, то есть подвеска остова мобильного энергетического средства. В качестве следующего уровня, снижающего уровень вибрационной нагруженности на оператора МЭС, выступает система вторичного поддрессоривания, а именно система виброизоляции кабины. И, наконец, четвертый уровень — это сиденье оператора и его система поддрессоривания. При этом необходимо грамотно комбинировать количество уровней демпфирования, достигая наилучших показателей в соотношении экономическая выгода и эффективность снижения уровня вибронгруженности оператора. Решение данной задачи – одно из направлений исследований по снижению вибронгруженности оператора МЭС.

Одним из способов снижения транспортной вибрации, передаваемой от рельефа дороги, является улучшение демпфирующих свойств пневматических шин колесного трактора. Исследованиями в данной области занимались следующие авторы: В.Л. Бидерман [9], В.В. Новиков [132], С.Г. Пархоменко [81], Н.М. Колесов [129], С.П. Рыков [109], В.А. Кравченко [58], В.Н. Сидоров [50], А.В. Поздеев [80], Д.В. Гудков [107] и др. В данных работах подчеркивается, что демпфирующая способность пневматической шины определяется тем, какая часть механиче-

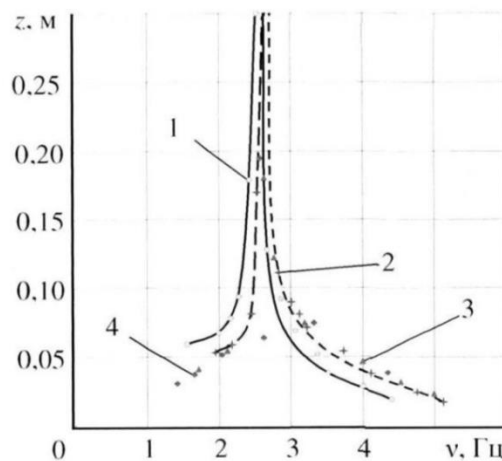
ской энергии преобразуется в тепло при ее деформации. При этом самоходные сельскохозяйственные машины, а также колесные тракторы передвигаются на достаточно низких скоростях (в среднем до 40 км/ч). На столь низкой скорости движения, в сравнении с другими транспортными средствами, использующими в качестве движителей пневматически шины, поглощающие свойства колеса снижаются до пяти раз.

Известно, что поглощающая способность пневматических шин зависит от коэффициента затухания, который для состояния покоя и при вращении шины имеет разные значения. Так, в работе [137] было определено, что для шины в статичном положении коэффициент затухания (Ψ) находится в диапазоне от 0,03 до 0,05. С увеличением скорости движения мобильного энергетического средства, а следовательно, и частоты вращения шины, за счет уменьшения влияния гистерезиса в материале шины на гашение вертикальных колебаний остова машины, коэффициент Ψ уменьшается еще в 3-5 раз. Оптимальное значение вышеуказанного коэффициента, согласно литературным источникам, находится в пределах от 0,1 до 0,3. Для повышения плавности хода МЭС, а следовательно, и снижения вибрационной нагруженности оператора за счет модернизации шины, необходимо повысить ее поглощающие свойства в 15 раз. При этом необходимо сохранить коэффициент сопротивления качению на том же уровне. До некоторого времени реализация такого решения была трудновыполнимой.

В патенте РФ № 2108240 была предложена конструкция, которая решала вышеуказанную проблему с поглощающими свойствами пневматических шин [82]. Конструкция И.М. Рябова заключалась в наличии нескольких демпфирующих систем на одном колесе. Первая была классической пневматической шиной, вторая – установленная на ободе внутренняя пневматическая демпфирующая система, полость которой сообщается с полостью шины через клапаны и дросселирующие отверстия. При этом данная система имеет возможность осевого вращения внутренней оболочки с усеченной нижней частью. Однако конструкция по патенту РФ № 2108240 не была подробно исследована. Не была разработана теория и методика оптимизации параметров элементов внутренней пневматической

демпфирующей системы, в связи с чем эффективность использования рассматриваемого технического решения вызывает некоторые сомнения.

Подробное исследование конструкции колеса МЭС было проведено в работе А.Ю. Соколова [119]. Он разработал математическую модель, которая позволяет оптимизировать параметры колеса транспортного средства с внутренней пневматической демпфирующей системой. Также Соколов оценил соотношения динамической и статической жесткости шины. Экспериментально определил параметры амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) в зависимости от давления в шине (рисунок 1.1).



1 — $p = 0,1$ МПа; 2 — $p = 0,15$ МПа; 3 — $p = 0,20$ МПа; 4 — $p = 0,26$ МПа

Рисунок 1.1 — Амплитудно-частотная характеристика размахов колебаний груза массой 700 кг на шине при различном начальном давлении

В результате проведенных исследований на стенде АЧХ было установлено следующее. Повышение виброзащитных свойств пневматической шины достигается в том случае, если увеличивается объем оболочки. Также достижение положительных результатов возможно при использовании оптимального алгоритма регулирования. За счет использования вышеуказанных особенностей значение относительного коэффициента затухания достигает 0,24.

При этом установлено, что снижение давление воздуха в пневматических шинах колесного трактора, с одной стороны, позволяет улучшить демпфирующие свойства и, соответственно, повысить плавность хода МЭС, но, с другой стороны, это приводит к быстрому износу шин.

Несмотря на эффективность и перспективность применения пневматических шин с целью улучшения их демпфирующих особенностей, данные улучшения имеют целесообразную эффективность только для МЭС, у которых не предусмотрена система поддрессирования остова.

Одним из дополнительных устройств, позволяющих снизить вибронагруженность рабочего места оператора МЭС, а также повысить плавность хода транспортного средства, является установка упругодемпфирующих элементов в привод ведущих колес или тягово-сцепное устройство. Использование данных элементов позволяет снизить величину динамических нагрузок, передаваемых от двигателя и трансмиссии, уменьшив при этом величину вертикальных ускорений остова МЭС [7, 101].

Большой вклад в изучение принципиальных возможностей повышения эффективности использования машинно-тракторного агрегата за счет улучшения плавности хода и снижения динамических нагрузок благодаря применению упругодемпфирующих элементов внесли такие исследователи, как П.П. Гамаюнов, Д.С. Гапич, А.Г. Жутов, В.А. Кравченко, Е.М. Харитончик, О.И. Поливаев и др. [24, 25, 45, 59, 77, 93, 96, 97, 102].

Однако использование упругодемпфирующей системы в приводе колеса или тягово-сцепном устройстве является экономически невыгодным, так как она имеет большую стоимость при производстве, но при этом не дает значительного эффекта снижения вибронагруженности рабочего места оператора трактора.

Другим весьма распространенным вариантом гашения колебаний является демпфирование остова мобильного энергетического средства. Амортизирующий элемент подвески МЭС оказывает существенное воздействие на плавность хода трактора, а также на другие взаимосвязанные эксплуатационные показатели.

В настоящее время в конструкции системы подвески МЭС для снижения колебаний кузова используют различные гасящие устройства. Наибольшее распространение по ряду причин имеют гидравлические и им подобные гидропневматические амортизаторы. Такой тип демпфирующего элемента позволяет обеспечить достаточно высокую плавность хода даже на дорожном покрытии с ярко

выраженными неровностями профиля, например при движении по пересеченной местности или проселочной дороге.

В подвесках современной техники зачастую применяются гидравлические амортизаторы. Попытки улучшить виброзащитные свойства подвески и плавность хода транспортного средства, представленные в трудах А.А. Дмитриева [40] и А.Д. Дербаремдикера [37], приводят к усложнению конструкции амортизирующего элемента и снижению надёжности.

Вопросам плавности хода МЭС посвящены исследования Р.В. Ротенберга [108], И.Н. Успенского [123], А.А. Хачатурова [39], Н.Н. Яценко [136] и др., рекомендуемые различные оптимальные параметры подвесок МЭС, как правило, с гидравлическими амортизаторами.

Известны и другие типы демпферов – пневматические амортизаторы с воздушным демпфированием. Исследованию таких амортизаторов в пневмоподвеске с резинокордными оболочками посвящены работы Р.А. Акопяна [1], Г.Е. Джохадзе [38], Б.А. Калашникова [53], Я.М. Певзнера [55] и др., однако данный тип демпфера имеет громоздкую конструкцию и его установка реализуема не на каждом виде транспортных средств.

Изучению гашения колебаний с помощью динамических гасителей занимались Дж. П. Ден-Гартог [36], В.В. Карамышкин [54], Б.Г. Коренев [56], Л.М. Резников [56], К.В. Фролов [124], J.C. Snowdon [174] и др. Главным недостатком использования динамических гасителей колебаний является то, что данные конструкции способны уменьшить вибрацию только на одной частоте.

В.В. Воробьевым были изучены рабочие параметры инерционно-фрикционных амортизаторов. Особое внимание было уделено тому, как изменение некоторых характеристик демпфирующего элемента оказывает влияние на виброзащитные свойства подвески транспортного средства [22].

Работа Д.А. Чумакова [128] была посвящена анализу эффективности использования различных типов демпфирующих устройств в случае их комбинирования. Математические модели, разработанные данным автором, позволяют определить наиболее рациональные сочетания демпфирующих устройств различного

типа, опираясь как на возможности компоновки для данного МЭС, так и на обеспечение требуемой плавности хода. Но стоит учитывать, что сочетание нескольких демпфирующих устройств усложняет конструкцию демпфирующего элемента и приводит к увеличению его стоимости.

При этом любое из устанавливаемых устройств поддрессоривания остова МЭС влияет на его управляемость, однако данный фактор не является критичным для тракторов, работающих в сельском хозяйстве, так как для них характерна низкая рабочая скорость движения.

Главный недостаток использования систем поддрессоривания остова МЭС заключается в том, что техника зачастую работает в составе с навесными и полунавесными машинами, которые при их агрегатировании значительно изменяют поддрессореную массу ТТА. При работе с сельскохозяйственными машинами, в зависимости от структуры почвы, глубины обработки и других параметров, в процессе работы изменяется сила тяги на крюке. Совокупность данных факторов приводит к сложностям при подборе оптимальных свойств упругодемпфирующих элементов.

Некоторый интерес представляет изучение вопроса о целесообразности производства и использования трехосных полноприводных сельскохозяйственных тракторов. Исследование на данную тему было проведено А.В. Ворохобиним, Ю.Ф. Устиновым и В.А. Жулай на базе Федерального научного агроинженерного центра ВИМ. Его результаты показали, что использование дополнительного третьего моста гасит до 15-20% колебаний, передающихся от крюковой нагрузки на ведущие колеса и остов, а также оператора транспортного средства [23]. Однако данный метод имеет большое количество недостатков, основными из которых являются значительная стоимость и усложнение конструкции трактора.

Еще одним направлением исследований, направленных на снижение вибрационной нагруженности оператора МЭС, является внедрение систем поддрессоривания кабины. Анализ некоторых работ показывает, что причина низкой эффективности от использования данного уровня виброзащиты механизатора заключается в неправильно подобранных виброизоляторах кабины [121, 125]. Зачастую в

данном типе поддресоривания используются различные упругие или упругодемпфирующие элементы, а также ограничители динамического хода. Использование подобных компонентов показывает низкую эффективность по причине конструктивных особенностей данных изделий [61, 92].

Более современным вариантом вышеуказанных, ставших уже классическими, элементов поддресоривания кабины МЭС являются пневматические элементы подвески. В них зачастую дополнительно используется система управления рабочими характеристиками, которая осуществляется бортовым компьютером при помощи клапанов и дросселирующих элементов, изменяющих давление в пневматических упругих элементах в зависимости от изменяющейся нагрузки. Данная конструктивная особенность позволяет компенсировать крены кабины при разгоне, торможении, а также прохождении поворотов МЭС. За счет этого обеспечиваются комфортные условия работы механизатора МЭС.

В тракторах зарубежных марок, известных на весь мир, таких как John Deere, New Holland, Fendt и другие, системам защиты оператора от воздействия вредных производственных факторов уделяется значительное внимание. Весьма популярным решением у производителей данных фирм являются системы поддресоривания кабины, которые обладают нелинейной характеристикой. К таким системам относятся конструктивные решения, использующие гидравлические и пневматические элементы. Отдельное внимание вышеуказанные производители МЭС последнее время уделяют активным виброзащитным системам, за счет чего значительно повышается конкурентоспособность производимых ими тракторов и другой самоходной техники.

А.Б. Черненко [127] проводил исследования пневматических систем поддресоривания кабины. Анализ особенностей компоновки и колебаний шасси показал, что большое влияние на вибронагруженность оператора МЭС оказывают упругие колебания несущей системы в местах установки кабины. Эти колебания являются совокупностью возмущений, идущих от дороги, двигателя, трансмиссии и других агрегатов трактора. При этом подвеска кабины на пассивных упругих элементах имеет ограниченные возможности. Исследования показали эффектив-

ность применения пневматической подвески и позволили снизить вибронагруженность рабочего места оператора на 7-10 дБ, в полосах частот 4-8 Гц.

К.В. Шеховцев в своей работе [131] исследовал возможность рациональности применения, а также достигаемый эффект от использования динамических гасителей для системы поддрессирования кабины. Им было установлено, что при установке динамических виброизоляторов кабины вертикальные, а также продольно-угловые ускорения кабины на разных частотах воздействия снижаются в несколько раз. Однако данные системы имеют возможность гасить колебания только в узкочастотном диапазоне.

Д.А. Линник была разработана и испытана конструкция подвески кабины трактора [66, 67]. Использование предложенной им конструкции демпфера для системы амортизации кабины МЭС позволяет снизить уровень вибрационной нагруженности на рабочем месте оператора на 70-75%, в диапазоне частот от 1 до 4 Гц. Однако конструкция, спроектированная Д.А. Линник, является технологически сложной при изготовлении и ремонте.

В работе В.А. Кузьмина была предложена система поддрессирования кабины трактора К-708.4. Автор подчеркивает, что в результате проведенных расчётно-экспериментальных исследований установлено, что по уровню гашения вибрации его конструкция на 30% эффективнее существующей системы поддрессирования в диапазоне частот от 2 до 63 Гц [62].

Однако в связи с малыми скоростями движения МЭС, работающего в сельском хозяйстве, широкое распространение системы поддрессирования кабины транспортного средства пока не получили. Кроме того, установка упругих элементов между кабиной и рамой транспортного средства вызывает увеличение габаритов, а значит удорожание конструкции. Зачастую на серийных тракторах, выпускаемых в настоящее время на отечественных, а также зарубежных предприятиях ограничиваются установкой резинового демпфера.

Анализ литературы показал [15, 70], что наиболее эффективным способом снижения вибрационной нагрузки, оказываемой на оператора транспортного средства, является использование системы поддрессирования сиденья механизато-

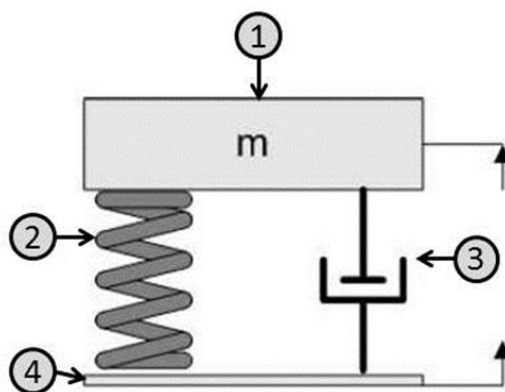
ра. Это объясняется тем, что данный механизм находится ближе всего к оператору и позволяет подрессоривать наименьшую массу, не снижая уровень вибрационной нагрузки на узлы, которые непосредственно не контактируют с оператором МЭС. При этом подрессоривание наименьшей из возможных масс также объясняется экономической целесообразностью.

В настоящее время в тракторостроении наиболее распространены пассивные системы подрессоривания сиденья оператора. В этих системах характеристики упругодемпфирующих элементов подвески постоянны. В качестве упругого элемента могут использоваться торсионы, цилиндрические пружины, эластомеры, резиновые изделия и др. Широкое применение пассивных конструкций объясняется их простотой и дешевизной. Однако при этом такой тип подвесок сиденья не обладает должным уровнем защиты оператора от повышенной вибрационной нагрузки. Альтернативными конструкциями являются активные системы подрессоривания сиденья оператора, а также полуактивные, в том числе адаптивные, системы, которые будут рассмотрены в следующем разделе [4, 11, 12, 13, 51, 95].

1.3 Классификация и анализ систем подрессоривания сиденья оператора мобильного энергетического средства и пути их совершенствования

В настоящее время наибольшее распространение имеет пассивная система подрессоривания (СП) сиденья оператора, которая обладает постоянной характеристикой упругих и демпфирующих элементов. В связи с этим данный тип системы может показывать хорошие показатели эффективности только на некоторых частотах колебаний. Пассивные системы демпфирования можно разделить на жесткие и мягкие типы подвесок. Жесткой называется система подрессоривания, в которой установлена пружина с большой упругостью. Такая система обеспечивает хорошую изоляцию от низкочастотной вибрации, возникшей, например, при переезде единичной неровности. В мягкой системе подрессоривания сиденья оператора МЭС, наоборот, устанавливаются пружины с малой величиной жесткости, что позволяет эффективно гасить высокочастотные колебания. Такие колебания воз-

никают, как правило, при движении ТТА на значительной скорости по опорной поверхности с часто расположенными неровностями. Поэтому для пассивных систем поддрессоривания необходимо на этапе проектирования подбирать наиболее вероятный диапазон колебаний, в котором подвеска сиденья оператора МЭС будет показывать наилучший эффект [41]. На рисунке 1.2 схематично изображены основные элементы пассивной системы поддрессоривания сиденья оператора.



1 — поддрессоренная масса; 2 — упругий элемент; 3 — демпфер; 4 — основание

Рисунок 1.2 — Схема пассивной конструкции подвески сиденья

Вибрация, возникающая вследствие перекатывания колес ТТА по неровностям дорожного профиля, передается через шины и систему первичного поддрессоривания на пол кабины МЭС, а далее на систему подвески сиденья оператора. Установка упругого элемента, в качестве которого обычно выступает пружина, торсион, эластомер и др., необходима для принятия механической энергии, а демпфер — для гашения данной энергии на всех направлениях движения поддрессоренной массы. Частота собственных колебаний данной конструкции — от 1 до 10 Гц [70].

В системах подвески с пассивным поддрессориванием сиденья оператора МЭС основной способ регулировки жесткости заключается в изменении коэффициента демпфирования, поскольку жесткость упругих компонентов обычно определяется массой поддрессоренного элемента.

Из вышеперечисленных упругих элементов, используемых в подвесках сиденья, наибольшую популярность снискали торсионные валы и пружины.

Торсион — это упругий элемент, работающий на кручение. Он обладает за-

данной устойчивостью к деформации при нагрузке, поддерживая массу подрессоренной части, и создает упругое сопротивление. Основные преимущества торсионного вала – простота, низкая стоимость и компактность. Однако важным недостатком является то, что подвеска сиденья, в которой в качестве упругого элемента применяется торсионный вал, обладает линейной характеристикой, способной приводить к образованию резонансных колебаний.

Большую популярность, чем торсионные валы, получили цилиндрические пружины. Они также просты в конструкции, имеют низкую стоимость, однако обладают большей эффективностью при меньшей металлоемкости, сказывающейся на весе конструкции. [110]. Недостаток использования цилиндрических пружин аналогичен недостаткам использования торсионных валов.

Для устранения недостатков пассивных систем в изобретении профессора О.И. Поливаева [83] разработана подвеска сиденья, которая снижает вибрационную нагруженность на оператора благодаря использованию в качестве упругого элемента скобообразной пружины, которая имеет нелинейную характеристику и позволяет сгладить резонансные режимы. Однако данная подвеска сиденья имеет конструктивную сложность, а также низкую надежность.

При этом абсолютно любая конструкция подвески сиденья оператора ТТА должна быть компромиссной, в выборе частот на которой данная подвеска будет показывать положительный эффект. В связи с этим конструкторы должны принимать решение о приоритете определенных частот, на которых подвеска сиденья оператора МЭС будет эффективно гасить возникающие колебания. Наличие данного компромисса приводит к тому, что пассивные системы подрессоривания имеют ограничение, устранение которого возможно только за счет использования других типов демпфирующих элементов, которые выходят за компонентную базу пассивных систем подрессоривания рабочего места оператора [63].

Несмотря на высокую надежность пассивных систем подвески сиденья оператора МЭС, во многих научных работах поднимается вопрос о низкой эффективности данных элементов в связи с наличием линейной зависимости прикладываемого усилия от деформации [18, 21, 64]. Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач и некоторые

другие авторы [43, 113, 151, 154] предлагают использовать многоуровневые системы поддрессирования, однако данные конструкции в значительной мере усложняют подвеску сиденья оператора МЭС.

В целом, недостатки пассивных систем поддрессирования сиденья оператора МЭС заключаются в низкой эффективности работы, так как они не могут результативно гасить вибрацию на различных частотах. Упругие элементы данного вида подвесок обладают линейной характеристикой, что может привести к резонансному режиму.

В настоящее время промышленностью выпускаются системы поддрессирования, которые лишены ограничений, присущих конструкциям пассивного типа. Это стало возможным благодаря использованию различных электронных систем управления, способных контролировать работу элементов подвески. Такие типы систем поддрессирования называют «активными» [175].

При этом существует некоторое разнообразие типов активных систем поддрессирования. По способу управления различают: с ручным управлением или полностью автоматические системы. Также активные системы могут покрывать как весь частотный диапазон вибраций, так и только его некоторую часть. В связи с тем, что существуют активные системы поддрессирования, которые либо потребляют внешнюю энергию, либо рассеивают полученную, то их классифицируют по способу потребления энергии. Таким образом, в настоящее время существует большое разнообразие критериев классификации активных систем поддрессирования сиденья оператора [44, 144, 146]. В данной работе система классификации аналогична представленной в статье Foag W. [147]. Согласно данной классификации, активные системы поддрессирования оператора разделяют на несколько групп: полностью активные, адаптивные и полуактивные системы.

Главное отличие пассивной системы поддрессирования от активной заключается в наличии у активной системы поддрессирования силового привода, который позволяет дополнительно вносить активное воздействие в систему. При этом в активной системе управляющее воздействие не зависит от величины перемещения, скорости или ускорения поддрессированной массы, как это свойственно пас-

сивным конструкциям, а задается контроллером, работающим по специальному алгоритму [180].

Активная СП позволяет гасить возникающие колебания во всем частотном диапазоне, а также обладает лучшей реакцией в диапазоне собственных частот, что нельзя сказать о конструкциях пассивных систем. Поэтому конструкции активных систем поддрессоривания позволяют получить хорошие показатели по снижению вибрационной нагруженности поддрессоренного сиденья оператора МЭС.

Однако всем активным системам поддрессоривания присущ недостаток, который заключается в том, что для добавления активного воздействия в систему гашения колебаний необходимо затрачивать значительное количество энергии, которое, в случае использования данных систем на МЭС, приводит к увеличению расхода топлива [180].

Поскольку в активной системе поддрессоривания изменение упругодемпфирующей характеристики (УДХ) осуществляется исполнительным силовым механизмом, мощность его привода играет существенную роль в характеристике СП. Отказ же исполнительного механизма может серьезно повлиять на поведение системы поддрессоривания в целом. Например, ошибка в работе контроллера при определении необходимого управляющего воздействия может привести к серьезному сбою при изменении демпфирования или жесткости системы, а следовательно, к значительному снижению качества демпфирования.

В настоящее время среди производителей активных систем поддрессоривания рабочего места оператора можно выделить несколько фирм. Американская компания «Bose» изготавливает сиденья водителей грузовых автомобилей «Volvo» [141], а также фирма «Grammer», которая испытывает и устанавливает конструкции кресла оператора в тракторы марки «John Deere» [150], подчеркивают ряд преимуществ использования производимых ими конструкций систем поддрессоривания сиденья. Однако к основным недостаткам вышеупомянутой продукции компаний «Bose» и «Grammer» стоит отнести достаточно сложную конструкцию, которая является труднообслуживаемой при ремонте и затрачивает значительное количество энер-

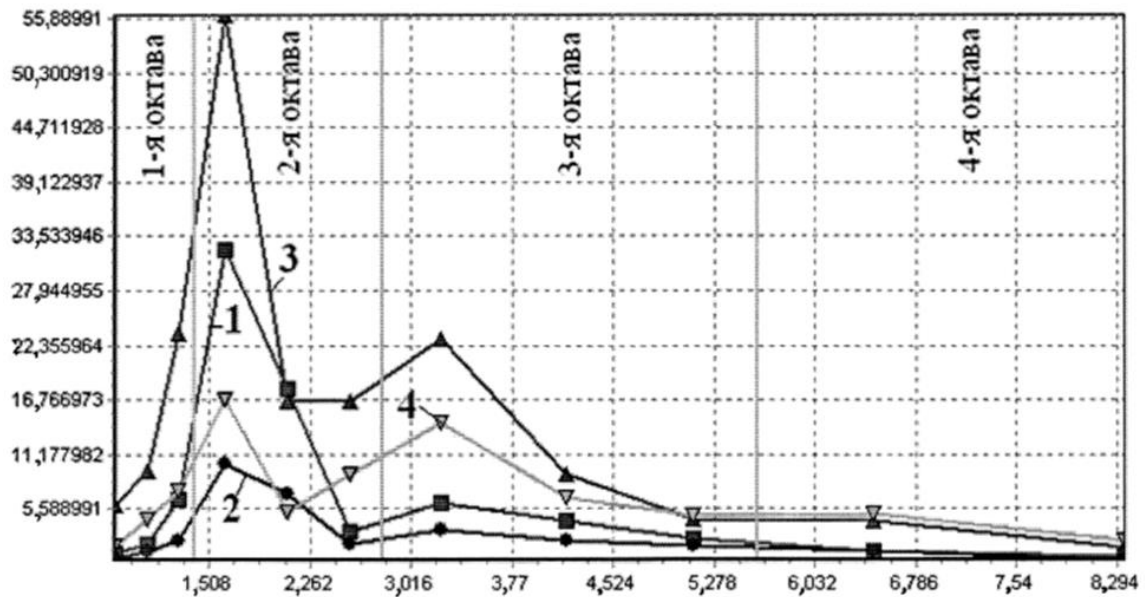
гии при работе СП, а также имеет большую стоимость, что ставит под сомнение активное распространение данных конструкций в отрасли производства МЭС.

В работе А.И. Искалиева были установлены закономерности влияния количества затрачиваемой энергии на виброзащитные свойства конструкции активной системы поддрессирования сиденья оператора МЭС, а также предложен эффективный алгоритм управления упругодемпфирующей характеристикой пневматической подвески сиденья оператора трактора с активной системой вторичного поддрессирования, действие которой основано на отборе энергии из колебательного контура. [49]. Главным минусом конструкции, описанной в работе А.И. Искалиева, является необходимость использования для эффективной работы подвески сиденья компонентов, которые должны обладать быстрым временем срабатывания, а также обеспечивать высокую точность работы. Применение таких устройств приводит к усложнению конструкции, а также ее удорожанию. Более того, быстродействующие исполнительные механизмы также генерируют нежелательные шумы.

Сравнительный анализ пассивного и активного типа поддрессирования рабочего места оператора МЭС был проведен в работах И.С. Сазонова и Н.П. Амельченко [111]. На рисунке 1.3 приведены результаты анализа вертикальных ускорений на сиденье оператора МЭС в третьоктавных полосах частот. Сравнивались два типа системы поддрессирования (активная и пассивная) для случаев движения по грунтовой дороге и по асфальтированной. Как видно из представленного графика, применение активного типа поддрессирования в сравнении с пассивным позволяет снизить величину виброускорений до 2,5 раза при движении как по асфальтированному, так и грунтовому дорожному профилю.

Резюмируя недостатки систем активного поддрессирования, можно сказать, что главными из них являются сложность конструкции и высокое энергопотребление. Исследования зарубежных авторов [144, 146] показали, что полностью активные системы поддрессирования являются лидерами по количеству затрачиваемой энергии среди всех типов систем поддрессирования. В связи с этим полностью активные СП, несмотря на высокую производительность и наличия ряда

преимуществ, не нашли широкого применения в системах подвески сиденья оператора МЭС.



1 — пассивная СП, асфальтированное покрытие; 2 — активная СП, асфальтированное покрытие; 3 — пассивная СП, грунтовое покрытие; 4 — активная СП, грунтовое покрытие
Рисунок 1.3 — Уровень вертикальных ускорений на сиденье оператора МЭС по третьоктавным полосам

Особенность использования пассивной системы поддрессоривания, как было сказано ранее, заключается в разрешении компромисса между частотами, на которых будет достигнута наибольшая эффективность работы СП, в зависимости от условий эксплуатации МЭС. На грунтовой дороге она должна быть жесткой, для эффективного гашения низкочастотных колебаний большой амплитуды. На асфальтированном покрытии — мягкой, для снижения воздействия высокочастотных колебаний. Поэтому оптимальным вариантом будет использование такой СП, которая сможет в процессе эксплуатации изменять свои характеристики, подстраиваясь под дорожный профиль. Подобный тип системы подвески называется адаптивный. По сути, такая СП является пассивной, с изменяемой величиной демпфирования [181]. Адаптивная система подвески за счет использования комплекса датчиков позволяет определить изменение профиля дорожного покрытия и подстроить величину УДХ, оптимально подходящую для данных условий.

По способу управления величиной УДХ различают системы с ручным или

автоматическим управлением. В простейших конструкциях адаптивных систем поддрессоривания изменение дорожного профиля определяется оператором МЭС, который при помощи ручного управления изменяет УДХ СП. Обычно такие системы имеют несколько уровней демпфирования. Преимущества ручного управления величиной УДХ заключается в возможности подстройки системы поддрессоривания согласно субъективным ощущениям оператора МЭС. Однако при данном способе управления невозможна быстрая и корректная настройка на коротких временных промежутках. В связи с этим в передовых системах адаптивной СП применяется автоматическая регулировка УДХ за счет использования датчиков положения и ускорений, установленных в различных частях МЭС, сигнал с которых поступает на ЭБУ, где обрабатывается согласно заложенному алгоритму и передается на исполнительный механизм для оперативного изменения величины УДХ системы поддрессоривания с целью эффективного гашения возникающей вибрации [26, 177].

Вариант конструкции подвески сиденья оператора трактора адаптивного типа был предложен в работах О.И. Поливаева и А.В. Лощенко (рисунок 1.4) [70, 86]. Система подвески оператора МЭС, предложенная указанными авторами, позволяет за счет использования датчиков, электронного блока управления, управляемых клапанов, а также регулируемого дросселя в автоматическом режиме изменять величину упругодемпфирующей характеристики. Изменение величины УДХ, а следовательно, получение нелинейной характеристики возможно за счет отключения одного из пневмогидравлических аккумуляторов от рабочих полостей демпфирующего устройства в совокупности с динамическим изменением проходного сечения дросселя, установленного на гидромагистрали, выходящей из штоковой полости гидроцилиндра. Также в конструктивном решении О.И. Поливаева и А.В. Лощенко отсутствуют механические пружины. Для обеспечения жесткостных параметров СП используются газовые полости пневмогидравлических аккумуляторов. Данная конструкция позволяет повысить эффективность гашения вибрации за счет устранения возможности возникновения резонансных явлений, а также значительного снижения вероятности пробоя подвески.

Схожая конструкция представлена в патенте на полезную модель РФ № 206649 [85]. Основное ее отличие от конструкции, описанной в патенте на полезную модель РФ № 211255 [86] заключается в несколько ином расположении пневмогидравлических аккумуляторов, что позволяет изменить характеристику подвески. Однако, обе выше представленные конструкции проф. О.И. Поливаева из-за использования механических дросселей, имеющих значительное время срабатывания, не могут оперативно изменять демпфирующие свойства подвески сиденья. Данный недостаток присущ всем адаптивным конструкциям, которые изменяют коэффициент демпфирования при помощи механических элементов. Это ведет к ухудшению их виброзащитных свойств.

Одним из основных недостатков адаптивных систем поддрессования рабочего места оператора МЭС является узкая полоса пропускания контроллера, который реагирует только на устойчивую форму изменения в рабочем состоянии, например при выходе МЭС на твердое покрытие после грунтовой дороги. Таким образом, данный тип СП может пропускать единичные колебания, возникающие при движении по установившемуся дорожному профилю. Системы поддрессирования, которые имеют большую ширину пропускания контроллера, нежели чем у адаптивных СП, не беря во внимание ранее рассмотренные активные системы, относят к полуактивным [143].

Адаптивные подвески, как правило, имеют медленный отклик по времени и ограниченное количество значений коэффициента демпфирования. Полуактивные подвески имеют отклик по времени, близкий к нескольким миллисекундам, и могут обеспечивать широкий диапазон значений демпфирования. Таким образом, адаптивные подвески обычно предлагают только разные режимы езды (асфальт, грунт, стерня), соответствующие разным коэффициентам демпфирования, в то время как полуактивные подвески изменяют демпфирование в режиме реального времени в зависимости от дорожных условий и динамики МЭС. Главное же отличие полуактивных систем от активных заключается в том, что, например, управляющее усилие никогда не может иметь направление, отличное от текущего вектора скорости подвески. При этом полуактивные подвески дешевле в проектировании и гораздо меньше потребляют энергии. В последнее время исследования в области полуактивных подвесок продолжают совершенствоваться в отношении их возможностей, сокращая разрыв между полуактивными и полностью активными системами подвески.

Общая логика конструкции полуактивной системы поддрессирования следующая (рисунок 1.5). Между поддрессированной и неподдрессированной массами установлен, аналогично пассивной системе, упругий элемент. Для демпфирования возникающих колебаний устанавливается регулируемый демпфер, который позволяет изменить скорость поглощения вибрации, опираясь на рассчитанную блоком управления необходимую величину демпфирования в зависимости от

внешних условий работы системы подпрессоривания [153].

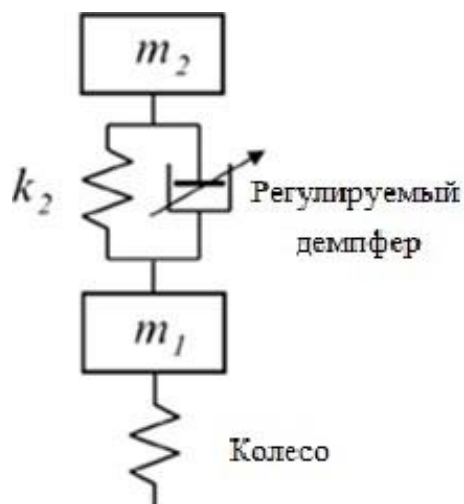


Рисунок 1.5 — Схема полуактивной системы подпрессоривания

История возникновения полуактивных подвесок уходит в семидесятые годы прошлого столетия. За время их развития конструкции данного типа подпрессоривания постоянно исследовались и улучшались посредством модернизации конструкции или алгоритма управления. За время существования данного типа подпрессоривания были проведены многочисленные теоретические исследования. Например, в работах [149, 168] были предложены системы управления полуактивной СП и проанализирован получаемый эффект от применения данных конструкций. Был сделан вывод, что полуактивная СП по эффективности работы практически идентична полностью активной системе подпрессоривания.

Одним из главных преимуществ использования полуактивного типа демпфирования колебаний является его большая надежность в сравнении с активными системами. Данный показатель обеспечивается за счет того, что полуактивная система подпрессоривания по принципу работы значительно проще активной, так как в ней контролируется только коэффициент демпфирования. В связи с этим ошибки и выход из строя элементов полуактивной системы в процессе работы СП приводит лишь к работе системы подпрессоривания в качестве пассивной с постоянным коэффициентом демпфирования, что, безусловно, не создаст критических ситуаций в работе, как это возможно в случае с активной СП.

Главное отличие активной системы подпрессоривания от полуактивной за-

ключается в конструкции демпфирующего элемента. Если в случае с активной подвеской, демпфер представляет собой сложный силовой механизм, то у полу-активных конструкций это – классический гидравлический амортизатор или гидравлический цилиндр, в котором возможно активное изменение величины демпфирования посредством изменения скорости истечения жидкости за счет использования дросселирующих элементов [155]. В настоящее время для изменения величины демпфирования используют два основных способа:

- изменение проходного сечения клапана для переливания жидкости из одной полости гидравлического амортизатора в другую;
- использование электрореологической или магнитореологической жидкости, которая способна изменять свои вязкостные свойства под воздействием внешнего источника, в качестве рабочей жидкости.

Рассмотрим подробнее первый метод регулирования величины демпфирования подвески. В данных системах изменение величины демпфирования осуществляется за счет использования регулируемого дросселя, способного динамически изменять площадь пропускного отверстия переливной магистрали. Для данного способа корректирования величины демпфирования наиболее подходящими являются гидропневматические системы подрессоривания, отличающиеся простотой конструкции. На рисунке 1.6 схематично представлена гидропневматическая система подрессоривания.

Принцип работы представленной гидропневматической системы подрессоривания с дроссельным клапаном заключается в регулировке скорости перемещения подрессоренной массы относительно неподрессоренной за счет изменения скорости истечения жидкости, посредством регулировки площади открытия дросселирующего отверстия. Однако подобные конструкции СП имеют низкую эффективность, а также обладают большой инерцией по причине значительного времени срабатывания дросселя, и особенности истечения жидкости.

На рисунке 1.7 представлена полуактивная подвеска с активным пневмопоршневым упругим элементом [90].

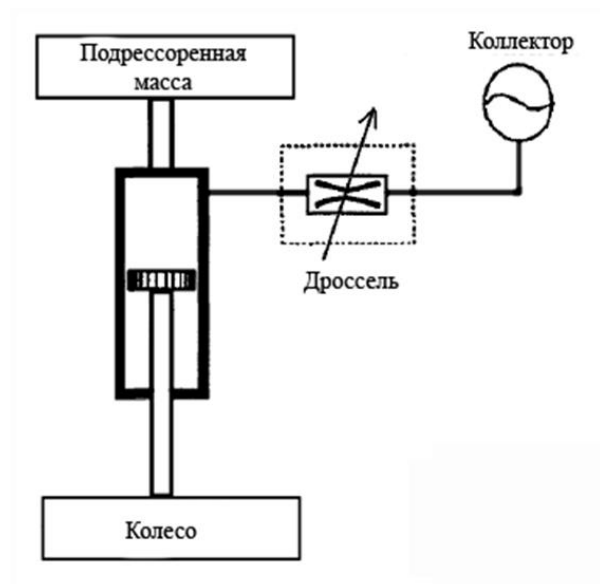
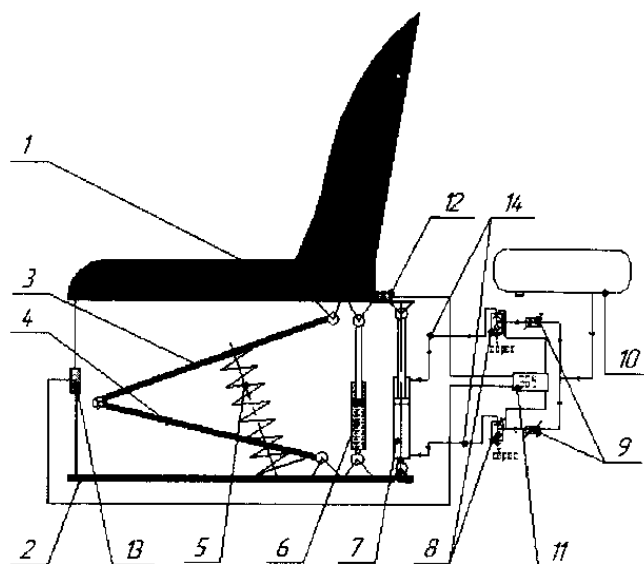


Рисунок 1.6 — Гидропневматическая система подпрессоривания с дроссельным клапаном



1 — сиденье с подушкой и спинкой; 2 — основание; 3, 4 — верхняя и нижняя пара планок;
 5 — цилиндрическая пружина; 6 — гидравлический демпфер; 7 — активный пневмоэлемент; 8 — электромагнитные клапаны; 9 — дроссель; 10 — ресивер;
 11 — электронный блок управления; 12 — датчик вибрации; 13 — датчик положения;
 14 — пневмомагистрали

Рисунок 1.7 — Полуактивная подвеска сиденья с активным пневмопоршневым упругим элементом

Особенность конструкций подобного типа состоит в том, что в данной системе подпрессоривания активный демпфирующий элемент установлен парал-

тельно с классическим амортизатором, обеспечивая возможность регулировки величины демпфирования. При этом активный демпфер заполнен сжатым воздухом. В конструкции также имеется электронный блок управления, который принимает сигнал от различных датчиков и на основании заложенного алгоритма управляет работой электромагнитных клапанов, регулирующих поступление воздуха из ресивера в рабочие полости активного упругого элемента, за счет чего изменяет жесткость подвески сиденья [135].

Преимущества данной конструкции заключаются в следующем: снижение амплитуды колебаний, исключение вероятности пробоя подвески сиденья оператора, а также смещение колебаний за резонансную зону. Однако данная конструкция обладает линейной характеристикой упругой цилиндрической пружины, работающей на среднем участке. При этом данная конструкция является достаточно громоздкой.

Второй метод регулирования величины демпфирования подвески сиденья оператора МЭС заключается в изменении вязкости рабочей жидкости, которой заполнены демпфирующие элементы. В настоящее время существует большое количество жидкостей, способных динамически уменьшать или увеличивать свою вязкость под действием внешнего воздействия. В конструкциях демпфирующих устройств чаще всего применяют два основных вида жидкостей. Первый – электрореологическая жидкость, изменяющая вязкость под воздействием электрического тока. Второй – магнитореологическая (МРЖ), способная изменять свои вязкостные характеристики под воздействием магнитного поля.

Данные типы жидкостей достаточно схожи по своим основным характеристикам, предъявляемым к рабочим жидкостям демпфирующих элементов. Однако магнитореологическая жидкость обладает высокоскоростным откликом (несколько миллисекунд), чего нельзя сказать об электрореологической жидкости. Скорость изменения вязкости рабочей жидкости является важным параметром при проектировании полуактивных систем поддрессоривания, так как в данных СП время срабатывания привода является основным параметром, позволяющим получить значительный положительный эффект от применения данной кон-

струкции демпфера. Также конструкции полуактивных систем подпрессоривания с магнитореологическим демпфирующим элементом являются компактными по своим габаритным размерам и могут без внесения значительных изменений в конструкцию СП устанавливаться на место пассивных амортизаторов. При этом магнитореологические амортизаторы могут работать в широком диапазоне демпфирования [178]. Конструкции систем демпфирования с использованием в качестве рабочей магнитореологической жидкости в настоящее время являются достаточно перспективными [51, 103, 134], поэтому подробнее рассмотрим данный метод управления величиной демпфирования регулируемых демпферов.

Общий принцип конструкции демпфирующего элемента с магнитореологической жидкостью показан на рисунке 1.8. Магнитореологический демпфер, как было сказано ранее, во многом схож с конструкцией пассивного амортизатора. Его отличает наличие несколько каналов, по которым рабочая жидкость может перетекать из одной полости демпфера в другую, электромагнитной катушки, необходимой для создания магнитного поля, а также некоторых вспомогательных элементов.

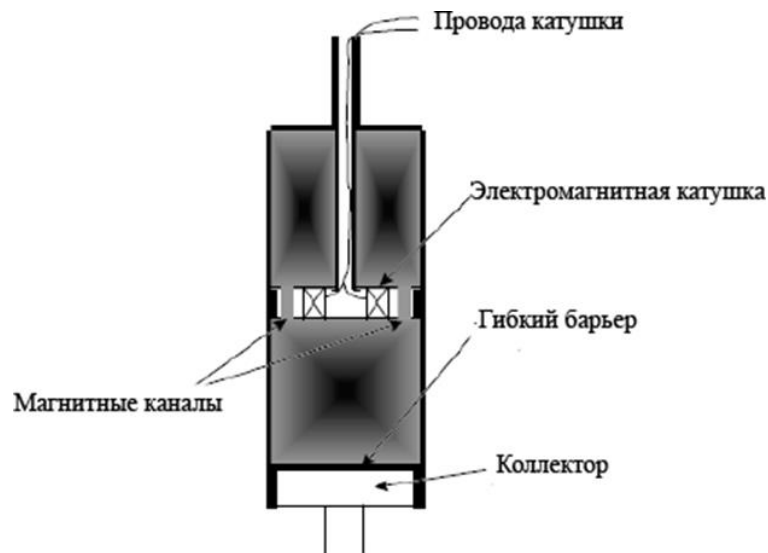


Рисунок 1.8 — Система подпрессоривания с МРЖ

Магнитореологические жидкости — это коллоидные растворы, образованные тонкодисперсными и сверхтонкими магнетическими частицами размером от нескольких нанометров до нескольких десятков микрон, суспендированными в жидкой фазе (вода, синтетическое масло, органический растворитель и др.). Для

предотвращения агрегации частиц применяются специальные добавки, а именно поверхностно-активные вещества. Сами частицы обычно изготавливаются из металлов, сплавов и оксидных соединений, обладающих выраженными магнитными свойствами. Чаще всего для данной цели используют такие материалы, как железо, магнетит и различные ферриты [78].

МРЖ обладают уникальной способностью изменять свои вязкостные свойства, а также напряжение сдвига под воздействием внешнего магнитного поля. Благодаря данной особенности магнитореологические жидкости нашли широкое применение в технике [14]. При этом вышеуказанные свойства МРЖ сохраняются в широком интервале температур, однако предельные значения зависят от термической стабильности жидкости-носителя.

Зачастую состав МРЖ, применяемой в амортизаторах, содержит мелкодисперсную взвесь, состоящую из маслянистого раствора на основе углеводорода, обогащенного мелкими частицами карбонильного железа размеров 4-12 микрон. Концентрация железосодержащих компонентов достигает 45% объема жидкости.

На рисунке 1.9 схематично представлен принцип работы демпфирующего элемента, в котором в качестве рабочей используется магнитореологическая жидкость [159]. При отсутствии подачи электрического тока на обмотку катушки частицы магнетита хаотично распределяются в рабочей жидкости демпфера, при этом сопротивление истечению, которое оказывает рабочая жидкость в отсутствии магнитного поля, невелико. При намагничивании катушки магнитические частицы выстраиваются, упорядочиваясь вдоль линий магнитного поля, и вследствие перемещения поршня некоторые частицы отделяются от сформированных структурных цепочек и втягиваются в каналы поршня совместно с потоком масла. Для разрушения образованных связей поршню приходится преодолевать дополнительное сопротивление, вызванное работой магнитного поля. Это усилие существенно превышает величину сопротивления, возникающего при отключении питания магнитной катушки, и прямо пропорционально силе протекающего тока и интенсивности магнитного поля, которое возможно регулировать. За счет этого обеспечивается динамически управляемая величина демпфирования.

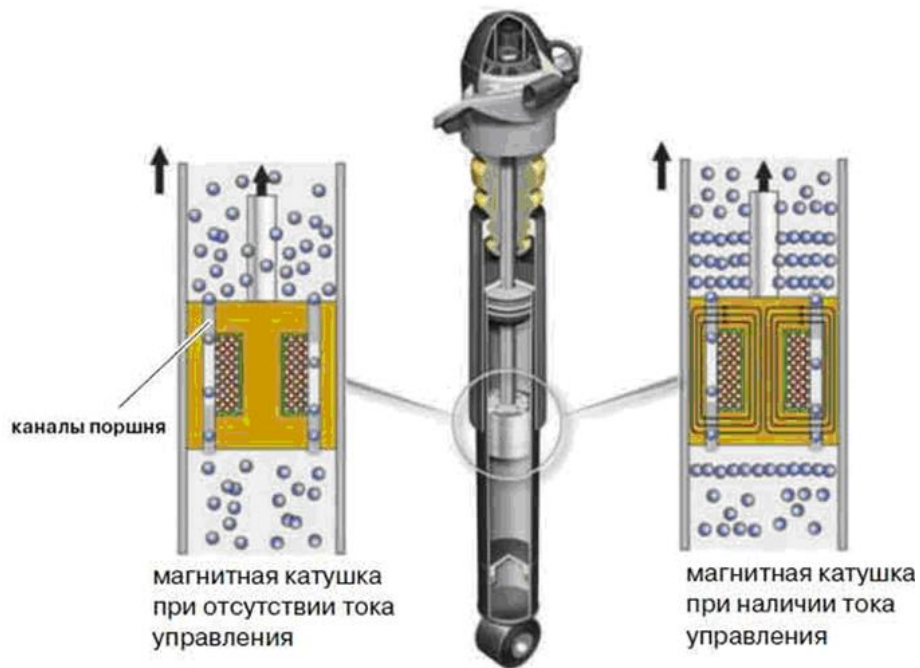


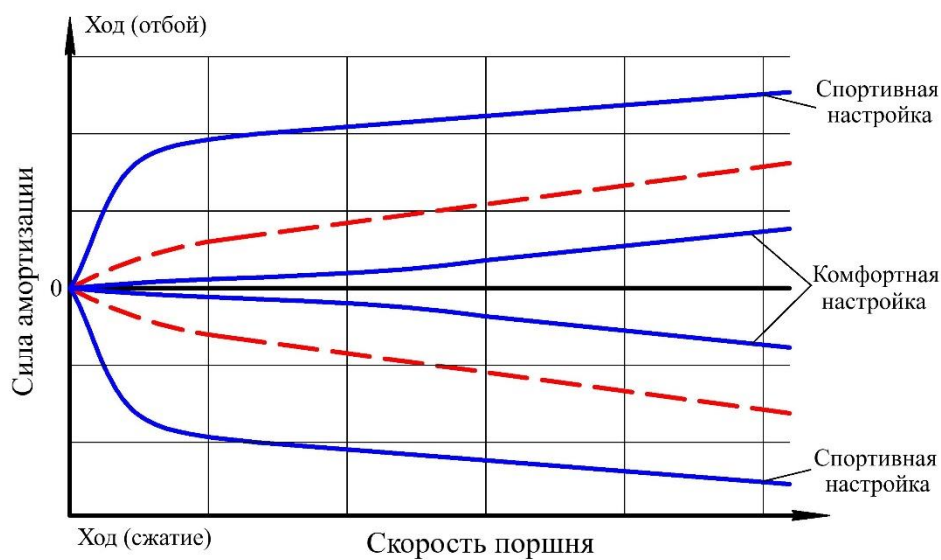
Рисунок 1.9 — Принцип функционирования МРЖ амортизаторов

Амортизаторы, основанные на применении МРЖ, несмотря на использование магнитных катушек и блока управления, в механической и гидравлической частях отличаются более простой конструкцией в сравнении с классическими гидравлическими демпферами за счет отсутствия сложных перепускных клапанов. Вместо данных дросселирующих элементов в амортизаторах с магнитореологической жидкостью внутри поршня проточены прямые каналы для перетекания жидкости из одной полости в другую. При этом для данного типа демпфирующих элементов подходят простые однотрубные конструкции виброгасителей. Однако, несмотря на некоторое упрощение конструкции, амортизаторы с МРЖ показывают лучшие характеристики в сравнении с классическими демпферами (рисунок 1.10) [170].

Широкий спектр возможностей изменения силы амортизации обеспечивается гибким управлением параметрами магнитного поля. Процесс регулировки занимает считанные миллисекунды, позволяя мгновенно настраивать уровень демпфирования под конкретные условия эксплуатации.

На сегодняшний день в отечественной научной литературе недостаточно освещены вопросы, связанные с разработкой и исследованием активных систем виброзащиты, использующих магнитореологические демпферы. В работах

Б.А. Гордеева и В.И. Ерофеева [27], В.И. Гусарова [35], П.Н. Морозова [91], О.И. Поливаева [103, 134] лишь поверхностно затрагиваются теоретические аспекты проектирования и использования амортизаторов с МРЖ. Более глубокое изучение данного вопроса можно найти в работах зарубежных авторов: Nicholas K. Petek, Choi Seung-Bok, Cristiano Spelta, Fabio Previdi, Sergio M. Savaresi, Giuseppe Fraternali, Nicola Gaudiano, Nicola Caterino [164, 171, 145, 169, 142].



--- гидравлический амортизатор; — диапазон работы магнитореологического амортизатора

Рисунок 1.10 — Сравнительные характеристики магнитореологического и гидравлического

В научных работах А.А. Жданова [42], М.Ю. Кулешова [64], С.Я. Красновского [91], И.И. Машкова [73] исследуется проблематика проектирования алгоритмических решений для виброзащитных систем, в которых используется магнитореологический амортизатор. Проведенные данными авторами путем моделирования эксперименты демонстрируют работоспособность предложенных ими подходов, однако они выполнены без детального анализа характеристик и учета специфики поведения исполнительного элемента.

В зарубежной литературе вопрос создания эффективных алгоритмов управления магнитореологическим демпфером исследован на более высоком уровне, что отражено в работах таких авторов, как: Banna Kasemi, Asan G. A. Muthalif, M.

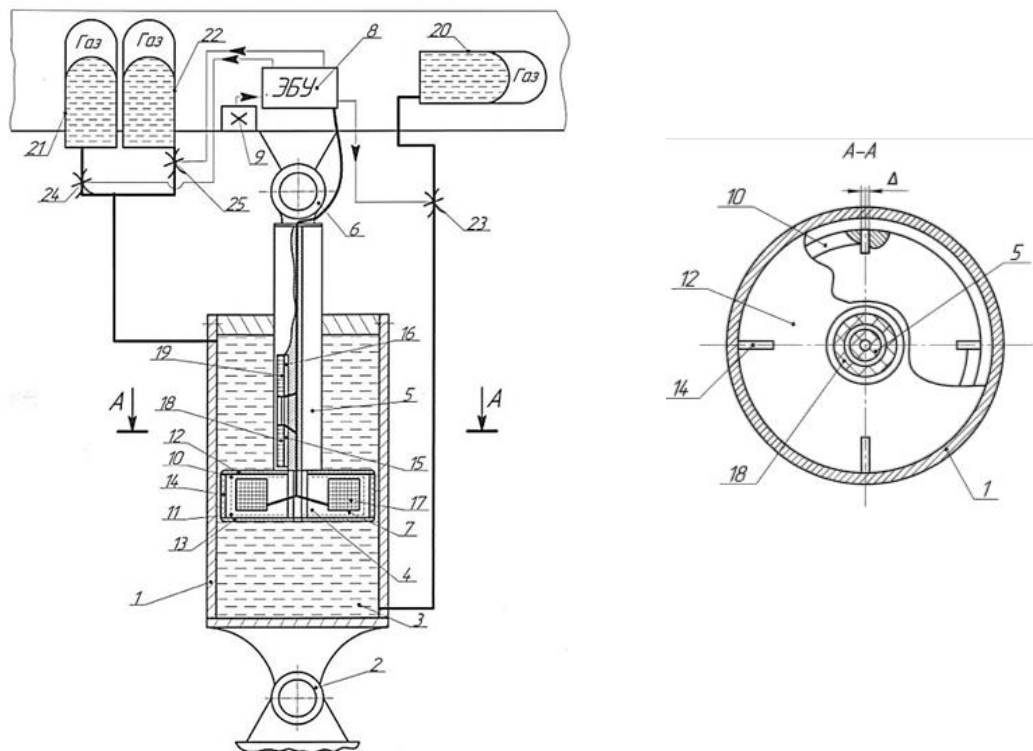
Mahbubur Rashid, Sharmila Fathima, Haiping Dua, Kam Yim Szeb, James Lamb, R.S. Prabakar, C. Sujatha, S. Narayanan, Savaresi S.M., Pussot-Vassal C., Spelta S., Senname S., Dugard L., Seung-Bok Choi, Sung-Ryong Hong, Kum-Gil Sung, Jung-Woo Sohn и др. [140, 151, 166, 167, 171].

Таким образом, можно сделать вывод, что современные отечественные исследования, посвященные электротехническим активным системам подавления вибрации за счет использования магнитореологического демпфирующего устройства недостаточно глубоко охватывают проблематику и требуют более глубокого изучения и анализа, в то время как доступ к зарубежным исследованиям имеет некоторые ограничения, а также иностранные данные не всегда адекватно коррелируют с российскими особенностями производства и эксплуатации.

При этом использование магнитореологических амортизаторов в подвесках сиденья по ряду причин пока еще не очень популярно. В настоящее время большое количество авторов предлагают свои конструктивные решения по использованию магнитореологических демпфирующих устройств в системах поддрессоривания сиденья оператора. Рассмотрим несколько наиболее известных и перспективных.

Американской фирмой «John Deere», которая активно занимается выпуском мобильных энергетических средств для сельского хозяйства, на флагманских тракторах используются полуактивные системы поддрессоривания сиденья оператора. В данных виброзащитных системах, разработанных и производимых компанией «Sears», установлен магнитореологический демпфер [48]. Особенность данной конструкции заключается в возможности динамической регулировки жесткости подвески сиденья в зависимости от условий эксплуатации трактора путем выбора оператором одного из нескольких режимов работы. Благодаря этому снижается уровень вибронагруженности на сиденье оператора, а также повышается комфорт механизатора даже при работе на сложных участках местности. Однако использование пневматических элементов совместно с гидравлическими усложняет как саму конструкцию, так и ее обслуживание, ремонт, а также повышает ее себестоимость.

На рисунке 1.11 представлен регулируемый магнитореологический амортизатор, разработанный профессором О.И. Поливаевым и другими авторами [84].



- 1 — корпус; 2,6 — узел; 3 — цилиндрическая камера; 4 — поршень; 5 — полый шток;
 6 — соленоидная катушка; 8 — ЭБУ; 9 — датчик вертикальных колебаний;
 10,11 — чередующиеся полюса; 12,13 — магнитоизолирующие шайбы;
 14 — антифрикционная магнитоизолирующая прокладка; 15,16 — сердечники;
 17,18,19 — секции соленоидной катушки; 20, 21, 22 — пневмогидравлический упругий элемент; 23,24,25 — регулируемые дроссели

Рисунок 1.11 — Регулируемый магнитореологический пневматический амортизатор

Конструктивно данный демпфер схож с классическим гидравлическим амортизатором, состоящим из цилиндра и поршня. При этом внутри поршня установлен соленоид, который обеспечивает создание магнитного поля для изменения вязкости рабочей (магнитореологической) жидкости согласно сигналу с управляющего блока. Данная конструкция способна изменять гидравлическое сопротивление с частотой до 900 Гц при использовании быстродействующих датчиков, а также корректной работы ЭБУ за счет разработанных алгоритмов работы. Избыток жидкости в каждой из полостей, возникающий вследствие перемещения поршня, перетекает

в соответствующий пневмогидравлический упругий элемент. За счет установки дросселей данные элементы возможно отключать, тем самым изменяя характеристику подвески путем увеличения жесткости. Следовательно, достигается гашение колебаний (включая резонансные) на всех режимах работы МЭС.

Однако данный регулируемый магнитореологический пневматический амортизатор имеет достаточно сложную конструкцию по причине установки соленоидной катушки внутри поршня гидравлического демпфера. Данный фактор приводит не только к увеличению стоимости конструкции, но также к сложностям при ее ремонте.

Известны конструкции подвески сиденья оператора, где используются несколько пневмогидравлических аккумуляторов совместно с магнитореологической жидкостью [87, 88]. Однако данные системы подрессоривания, несмотря на заявленную эффективность работы, являются технологически сложными при производстве и обслуживании.

Резюмируя вышесказанное, можно отметить, что применение полуактивных подвесок сиденья оператора МЭС является перспективным направлением. Данный тип подвесок является компромиссным вариантом, так как обладает лучшими показателями по сравнению с пассивными конструкциями, а в сравнении с полностью активными элементами положительным результатом является низкое потребление энергии, более простая конструкция, а также дешевизна в изготовлении. Преимущества полуактивной системы подрессоривания сиденья оператора МЭС, наряду с хорошей эффективностью, делают эти системы гораздо более предпочтительными, чем пассивные или полностью активные СП. Однако конструкции полуактивных демпфирующих устройств, известные к настоящему времени, являются достаточно сложными и дорогостоящими как при изготовлении, так и при ремонте, что ставит вопрос их модернизации. Поэтому необходимо не только улучшать эффективность работы демпфирующих устройств полуактивного типа, но также исследовать пути упрощения данных конструкций. В связи с этим, дальнейшие исследования и совершенствование подвески сиденья оператора МЭС за счет использования в качестве демпфирующего элемента

амортизатора, заполненного магнитореологической жидкостью, который позволяет мгновенно изменять коэффициент демпфирования в процессе работы подвески сиденья, являются актуальными.

1.4 Выводы

1. Создание энергонасыщенных тракторов, работающих на повышенных скоростях движения, сопровождается увеличением вибрационной нагруженности, которая негативно влияет на здоровье оператора мобильного энергетического средства, приводя к развитию профессиональных заболеваний.

2. Среди различных уровней виброзащиты оператора МЭС наиболее эффективным является использование системы подрессоривания сиденья мобильного энергетического средства. При этом данная система демпфирования колебаний также выгодна с экономической точки зрения.

3. Демпфирующие устройства пассивного типа имеют низкую эффективность работы, так как не могут результативно гасить вибрацию на различных частотах и имеют значительное время срабатывания системы.

4. Активные устройства демпфирования колебаний сиденья оператора МЭС наиболее эффективны в сравнении с другими системами, однако имеют сложную и дорогостоящую конструкцию, что не позволяет им получить широкого распространения для сельскохозяйственной техники.

5. В настоящее время наиболее перспективно использование демпфирующих устройств полуактивного типа с использованием магнитореологической жидкости в качестве рабочей. Однако известные демпфирующие устройства требуют упрощения конструкции и повышения надежности при работе.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА

Одной из проблем при изучении новых конструкций подвесок сиденья оператора ТТА является сложность определения многих рабочих параметров элементов конструкции при проведении экспериментального исследования, что объясняется большими затратами как с материальной, так и с временной точек зрения. При этом далеко не все показатели, характеризующие рабочий процесс исследуемого объекта, возможно измерить и, соответственно, проанализировать.

В настоящее время наиболее популярным вариантом решения данного вопроса является создание имитационной модели исследуемого объекта при помощи систем автоматизированного проектирования. В таких системах возможно достаточно глубоко проработать интересующие элементы. Дальнейшие исследования разработанной модели, а именно модели подвески сиденья оператора трактора, позволяют отследить необходимые параметры, выявить, какие элементы оказывают более существенное воздействие при гашении колебаний. За счет разработки и исследования имитационной модели возможно эффективно совершенствовать систему подвески сиденья оператора МЭС. При использовании математических методов расчета конструкции вопрос трудоемкости решения играет значительную роль. В связи с этим количество уравнений математического расчета стараются сократить. Кроме того, при описании системы большим количеством уравнений, среди которых неизбежно будут уравнения в дифференциальной форме, нужный результат получится только при наличии правильных начальных условий. Решение этой проблемы заключается в использовании систем автоматизированного моделирования. При этом возможно сократить количество уравнений до предельно допустимого минимума и выполнять имитацию с известного состояния моделируемого объекта.

Анализ существующих систем автоматизированного моделирования позволяет сделать вывод, что для стоящих задач нужна система невысокого уровня, позволяющая моделировать процессы в элементарных механических устройствах.

К таким относятся Matlab, Simulink, SimInTech, Engее. Выбор был остановлен на системе автоматизированного моделирования Simulink, так как, во-первых, Matlab и Simulink представляют собой комплексное решение, позволяющее не только разрабатывать системные модели, но и проводить комплексы испытаний в автоматическом режиме с регистрацией данных и возможностью их дальнейшей обработки и анализа. Во-вторых, имеется некоторый опыт работы в данной системе, что существенно сокращает время получения конечного результата.

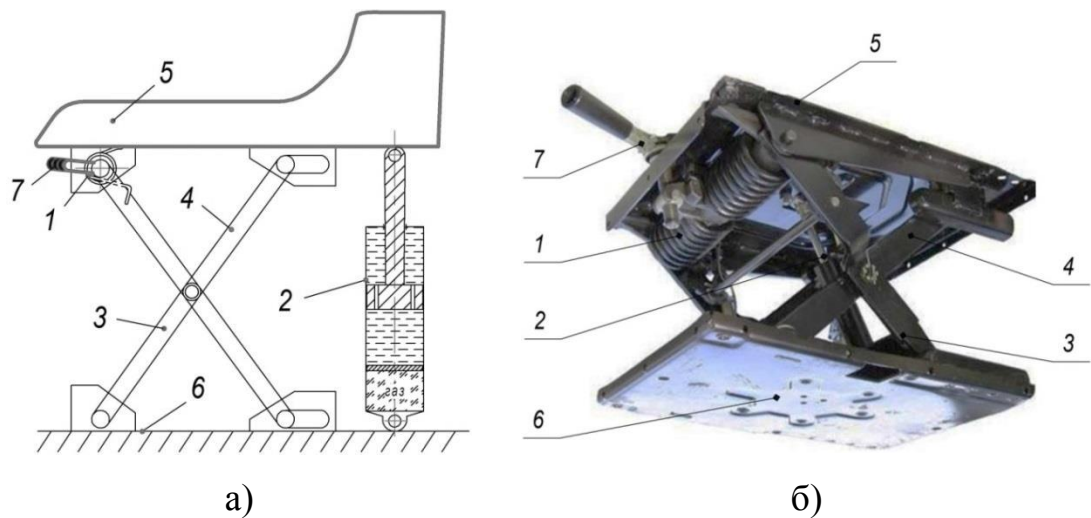
При этом создание имитационной модели позволяет провести сравнительные испытания нескольких типов конструкций при совершенно идентичных входных параметрах, что делает возможным провести исследование с большой точностью. Так, например, возможно сравнение серийной и предложенной конструкции с целью определения полученной эффективности от установки нового или модернизации существующего элемента.

Анализ опубликованных работ показал, что в настоящее время отсутствуют системные имитационные модели подвески сиденья оператора ТТА, позволяющие в динамике отследить все кинематические параметры рычагов подвески, а также параметры гидравлического демпфирующего элемента (скорость перемещения штока демпфера, изменения давления жидкости в подпоршневой и надпоршневой полостях, а также газовой полости амортизатора подвески сиденья и др.). В связи с этим необходима разработка новой имитационной модели подвески сиденья оператора, учитывающей вышеуказанные параметры и позволяющей провести комплекс численных экспериментов для определения эффективности работы как серийной конструкции, так и предлагаемой.

2.1 Моделирование серийной подвески сиденья оператора трактора

Для проведения сравнительных испытаний необходимо создать математические модели как серийной, так и предложенной конструкции. В качестве серийной конструкции используется подвеска сиденья, устанавливаемая на трактор, выпускающийся Минским тракторным заводом, – Беларус-1221.2.

Конструкция серийной подвески сиденья оператора трактора Беларус-1221.2 представлена на рисунке 2.1 [8].



1 — цилиндрическая пружина; 2 — амортизатор; 3 — передний рычаг; 4 — задний рычаг;
5 — платформа сиденья; 6 — нижняя платформа; 7 — регулировочный рычаг
а — схема серийной подвески; б — механизм подрессоривания

Рисунок 2.1 — Система подрессоривания сиденья оператора трактора Беларус-1221.2

Сиденье имеет механическую пассивную систему подрессоривания, состоящую из двух цилиндрических пружин кручения 1 выполняющих роль упругого элемента, а также газонаполненного амортизатора 2 двухстороннего действия для демпфирования колебаний

Направляющий механизм выполнен попарно из переднего 3 и заднего 4 рычагов, соединенных между собой по типу «ножницы», что обеспечивает строго вертикальное перемещение верхней платформы 5, на которую крепится сиденья оператора, относительно нижней 6, необходимой для крепления к полу кабины. Динамический ход сиденья 100 мм. Данная конструкция сиденья имеет регулировку жесткости пружин за счет их предварительной закрутки при помощи рычага 7. Это необходимо для настройки механизма сиденья в начальное положение в зависимости от веса оператора.

Для корректной работы модели подвески сиденья в первоначальный момент времени все элементы системы подрессоривания находились в крайнем положении, то есть сиденье было в нижней точке, амортизатор был полностью сжат, а пружины имели максимальный рабочий угол закрутки. При запуске модели, в те-

чение первой секунды, сиденье занимало рабочее положение. Поэтому любые испытания подвески сиденья необходимо начинать с задержкой в 2 секунды.

Схема имитационной модели серийной подвески сиденья оператора трактора Беларус-1221.2, выполненной в расширении Simulink программного комплекса Matlab представлена на рисунке 2.2 [126].

Модель подвески сиденья оператора трактора состоит из нескольких подсистем, представляющих модели платформы, имитирующей пол кабины трактора, кресла оператора, четырех рычагов подвески сиденья, а также демпфирующего элемента.

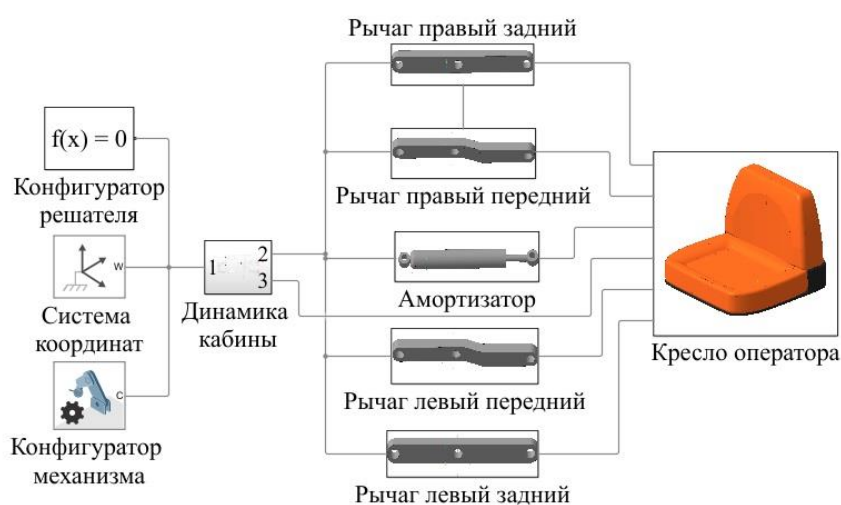


Рисунок 2.2 — Общая имитационная модель сиденья оператора трактора Беларус-1221.2

На рисунке 2.3 показана подсистема модели сиденья оператора, которая задает динамику перемещения кабины трактора за счет подачи на вход зависимостей перемещения от времени точек установки датчиков. Для качественного моделирования, кроме перемещения, должны быть заданы также скорость и ускорение.

Данная подсистема позволяет, опираясь на сигнал, полученный от датчиков перемещения, установленных в районе переднего и заднего колес, задать имитацию колебаний пола кабины трактора, которые в дальнейшем передаются на систему подрессоривания сиденья. Однако для получения данных величин необходимо провести натурный эксперимент, определяющий основные параметры перемещения – скорость и ускорение – некоторых точек силового каркаса трактора

относительно земли. Методика проведения данного эксперимента, а также полученные данные представлены в третьей и четвертой главах работы.

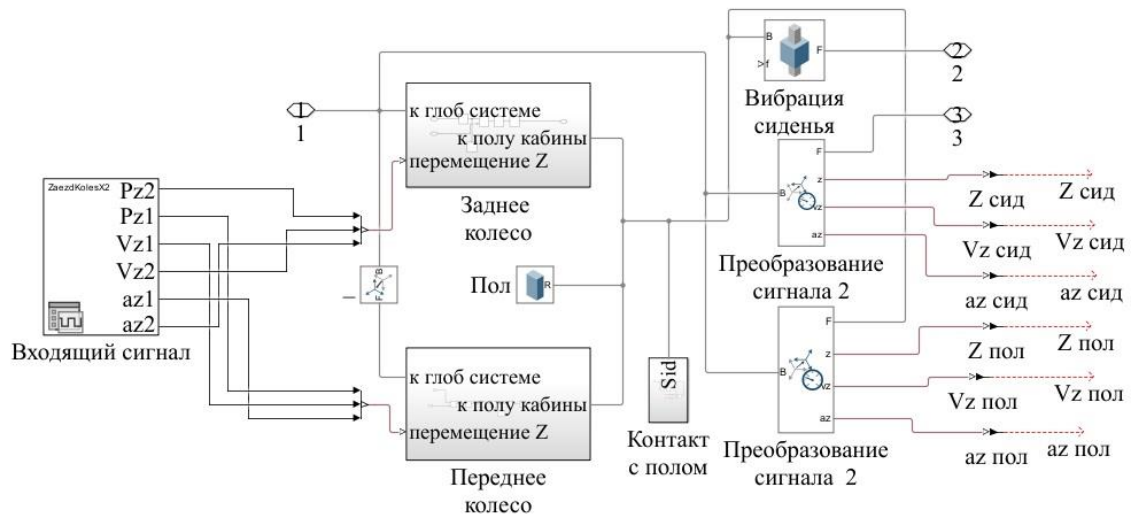


Рисунок 2.3 — Подсистема модели, задающая динамику колебаний кабины трактора

Сиденье оператора представляет собой систему из нескольких основных элементов, это цельнометаллический каркас, на котором жестко закреплены подушка сиденья и спинка. Также в модели учитывается вес оператора.

2.1.1 Механическая часть серийной подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата

Модель механической части представляет собой модели трёхмерного движения следующих элементов:

- сиденья;
- рычагов подвески (два передних, два задних);
- демпфирующего элемента;
- пола кабины трактора.

Каждое твёрдое тело имело сплошную форму и описывалось системой уравнений поступательного движения (2.1) [172]. Во всех приведенных формулах настоящей работы, если единицы измерения не указаны, то размерность величин – согласно СИ.

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{ix} &= m_i \frac{d^2 x}{dt^2} \\ \sum F_{iy} &= m_i \frac{d^2 y}{dt^2} \\ \sum F_{iz} &= m_i \frac{d^2 z}{dt^2} \end{aligned} \right\}, \quad (2.1)$$

где $\sum F$ — сумма проекций внешних сил на соответствующую ось (x, y, z), действующих на i -е тело;

m_i — масса, i -го тела;

t — время;

i — номер элемента;

x, y, z — оси координат.

При расчете твердого тела также использовалась система уравнений вращательного движения вокруг каждой из осей, где сумма крутящих моментов определялась следующим образом [172]:

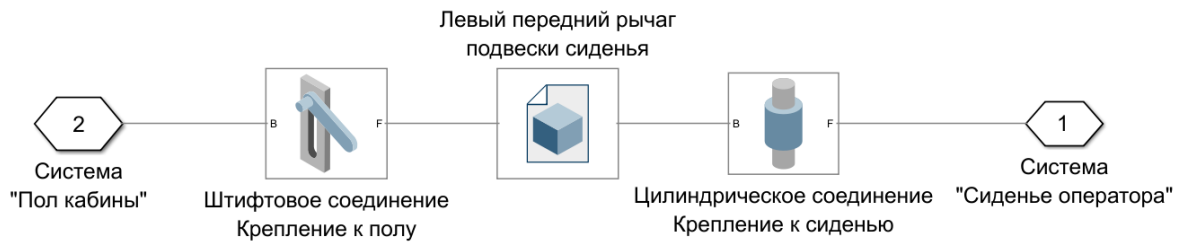
$$\left. \begin{aligned} \sum M_{ix} &= I_{ix} \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2} \\ \sum M_{iy} &= I_{iy} \frac{d^2 \varphi_y}{dt^2} \\ \sum M_{iz} &= I_{iz} \frac{d^2 \varphi_z}{dt^2} \end{aligned} \right\}, \quad (2.2)$$

где φ — угол поворота;

I — момент инерции i -го тела относительно осей x, y, z .

При этом общее количество уравнений для всех элементов конструкции подвески сиденья оператора составляло 48. Однако количество степеней свободы уменьшалось в соответствии с ограничениями шарниров. Количество степеней свободы относительно шарниров, которое определяло фактическое количество решаемых уравнений из систем (2.1–2.2), составило 11.

Модели рычагов подвески сиденья необходимы для кинематического перемещения сиденья. Они установлены попарно — два передних и два задних. Схема модели переднего рычага представлена на рисунке 2.4, а, заднего — рисунке 2.4, б.



а)



б)

а — передний рычаг подвески сиденья; б — задний рычаг подвески сиденья

Рисунок 2.4 — Схемы моделей рычагов подвески сиденья оператора

Данные подмодели включают в себя точку крепления рычага подвески к полу, которая имеет одну поступательную степень свободы относительно оси z за и одну вращательную – вокруг оси z . Другая точка крепления данного узла имеет только одну вращательную степень свободы и необходима для соединения рычага подвески с сиденьем. Кинематическая блок-схема заднего рычага подвески сиденья состоит из блоков, аналогичных передним рычагам, имитирующим крепление к полу и каркасу сиденья. Также подсистема заднего рычага включает в себя блок шарнирного соединения с одной вращательной степенью свободы, который необходим для соединения переднего и заднего рычагов между собой с целью работы механизма подвески сиденья оператора по типу «ножницы».

2.1.2 Демпфирующий механизм серийной подвески сиденья оператора трактора

В качестве демпфирующего механизма в данной модели выступает гидропневматический амортизатор. Общая схема модели данного устройства с учетом точек крепления представлена на рисунке 2.5 [114]. Параметры демпфирующего устройства были определены в соответствии с данными завода-изготовителя. На исследуемом сиденье трактора Беларус-1221.2 установлен газонаполненный телескопический амортизатор двустороннего действия, производимый фирмой ОАО «Белкард» под артикулом 80.6809100-11, заполненный технической жидкостью АЖ-12.

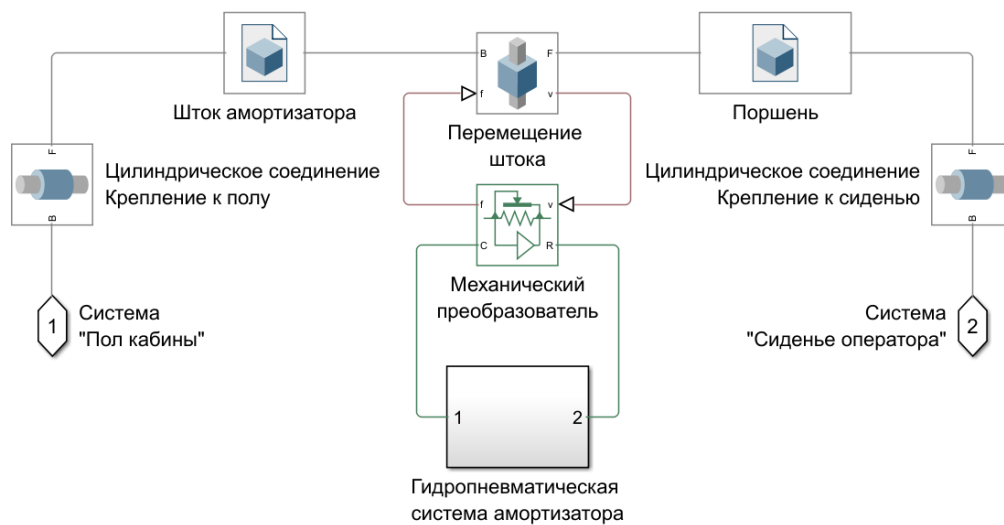
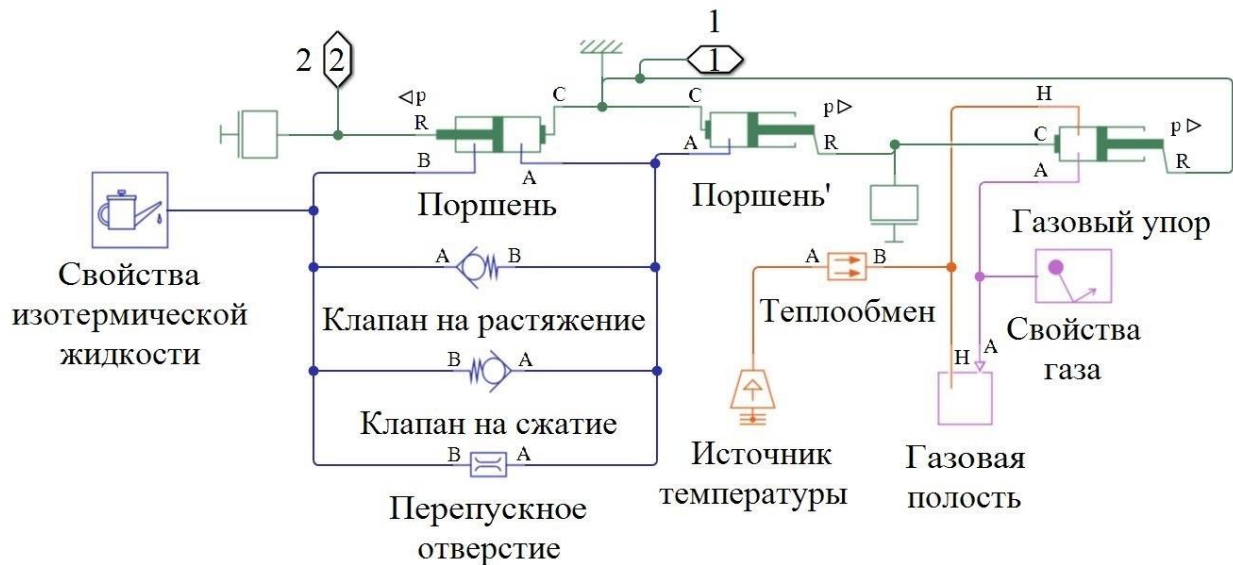


Рисунок 2.5 — Схема модели серийного демпфирующего устройства сиденья

Модель амортизатора имеет две шарнирные точки крепления, необходимые для крепления амортизатора на пол и к сиденью, между которыми добавлен блок перемещения. Данный блок ограничивает движение поршня в цилиндре только поступательно. При этом движение поршня моделируется при помощи подсистемы, которая имитирует работу гидропневматического амортизатора.

Гидропневматическая часть амортизатора вынесена в отдельную подсистему, представленную на рисунке 2.6. Подсистема демпфирующего элемента состоит из гидравлической и пневматической частей. Пневматическая часть необходима для демпфирования колебаний в случае прохождения штока более $2/3$ и недопущения удара штока об корпус демпфера. Она состоит из поршня, одна часть которого взаимодействует с емкостью, заполненной газом, а другая – с гидравлической жидкостью. Гидравлическая часть гидропневматического амортизатора

включает в себя поршень, взаимодействующий с гидравлической жидкостью, которая перетекает из подпоршневой полости гидроцилиндра в надпоршневую посредством переливания через каналы, в которых установлены обратные клапаны.



где $\frac{\partial M}{\partial p}$ — частная производная массы объема газа по давлению при постоянных температуре и объеме;

$\frac{\partial M}{\partial T}$ — частная производная массы объема газа по температуре при постоянных давлении и объеме;

p_1 — давление объема газа;

T_1 — температура газового объема;

t — время;

$\frac{dm_A}{dt}$, $\frac{dm_B}{dt}$ — массовый расход через порты гидравлических устройств А, В (рисунок 2.6). При этом расход положителен, когда жидкость втекает в блок.

Энергетический баланс связывает скорости потока энергии и тепла с динамикой давления и температуры внутреннего узла, представляющего объем газа [69]:

$$\frac{\partial U}{\partial p} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{\partial U}{\partial T} \cdot \frac{dT_1}{dt} = \Phi_A + \Phi_B + Q_n, \quad (2.4)$$

где $\frac{\partial U}{\partial p}$ — частная производная внутренней энергии объема газа по давлению при постоянных температуре и объеме;

$\frac{\partial U}{\partial T}$ — частная производная внутренней энергии объема газа по температуре при постоянных давлении и объеме;

Φ_A , Φ_B — расход энергии в порту А, В (рисунок 2.6);

Q_n — скорость теплового потока в порту Н.

Частные производные массы M и внутренней энергии U объема газа по отношению к давлению и температуре при постоянном объеме зависят от модели свойств газа. Использовались модели идеального и полуидеального газа, для которых уравнения выглядят следующим образом [69]:

$$\frac{\partial M}{\partial p} = V \frac{\rho_1}{p_1}; \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial M}{\partial T} = -V \frac{\rho_1}{T_1}; \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial U}{\partial p} = V \left(\frac{h_1}{ZRT_1} - 1 \right); \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial U}{\partial T} = V_{\rho_1} \left(c_{p1} - \frac{h_1}{T_1} \right), \quad (2.8)$$

где ρ_1 — плотность объема газа;

V — объем газа;

h_1 — удельная энтальпия объема газа;

z — коэффициент сжимаемости;

R — удельная газовая постоянная;

c_{p1} — удельная теплоёмкость при постоянном давлении объёма газа.

При разработке использовалась модель для имитации работы газового поршня, который управляется одиночной газовой камерой. Привод создает усилие при тактах выдвигания и втягивания, но усилие приведения в действие зависит от избыточного давления в одной камере.

Уравнение сохранения массы аналогично уравнению (2.3) с дополнительным членом, связанным с изменением объема газа:

$$\frac{\partial M}{\partial p} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{\partial M}{\partial T} \cdot \frac{dT_1}{dt} + \rho_1 \frac{dV}{dt} = \frac{dm_A}{dt}. \quad (2.9)$$

Уравнение энергетического баланса также аналогично уравнению (2.4). Дополнительный параметр учитывает изменение объема газа, а также работу по соотношению давление-объем, выполняемую газом на движущейся границе раздела:

$$\frac{\partial U}{\partial p} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{\partial U}{\partial T} \cdot \frac{dT_1}{dt} + \rho_1 h_1 \frac{dV}{dt} = \Phi_A + Q_n. \quad (2.10)$$

Частные производные массы M и внутренней энергии U объема газа по отношению к давлению и температуре при постоянном объеме рассчитываются также по формулам (2.5) – (2.8).

Объем газа в газовой полости гидропневматического амортизатора подвески сиденья оператора зависит от смещения движущейся границы раздела (поршня):

$$V = V_{\text{мин}} + S_{\text{пор}} x_{\text{пор}} \varepsilon_{\text{пор}}, \quad (2.11)$$

где $V_{\text{мин}}$ — мертвый объем полости;

$S_{\text{пор}}$ — площадь поперечного сечения поршня;

$x_{\text{пор}}$ — смещение поршня;

$\varepsilon_{\text{пор}}$ — коэффициент механической ориентации. Если механическая ориентация такова, что давление в точке A вызывает положительное смещение R относительно C , $\varepsilon_{\text{пор}} = 1$. Если отрицательное смещение — $\varepsilon_{\text{пор}} = -1$ (рисунок 2.6).

Вышеуказанные параметры ($V_{\text{мин}}$, $S_{\text{пор}}$, $x_{\text{пор}}$) были определены исходя из конструктивных особенностей поршня гидравлического амортизатора.

Баланс сил на движущейся границе раздела в объеме газа равен (сила направлена от порта R к C) (рисунок 2.6):

$$F_{\text{пор}} = (p_{\text{окр}} - p_1) S_{\text{пор}} \varepsilon_{\text{пор}}, \quad (2.12)$$

где $p_{\text{окр}}$ — давление окружающей среды.

Гидравлическая часть гидропневматического демпфера подвески сиденья предназначена для гашения колебания с целью уменьшения вибрационного воздействия на оператора МЭС. Данная подсистема состоит из гидравлического поршня, соответственно с подпоршневой и надпоршневой полостями, которые сообщаются между собой при помощи нескольких клапанов (прямого и обратного действия).

Гидравлический амортизатор в модели реализован при помощи модели гидравлического цилиндра двухстороннего действия. Перемещение поршня связано с перепадом давления между штоковой и поршневой полостями. Движение поршня при его почти полном выдвижении или полном втягивании ограничено одной из четырех моделей жесткого упора. Учитывая относительно невысокие давления, сжимаемость жидкости в модели не учитывалась.

При этом моделирование цилиндра двустороннего действия включает в себя несколько самостоятельных моделей: механическое преобразование поступатель-

ного движения, имитацию трения в цилиндре, а также параметры истечения жидкости [160, 161].

В модели учитывается преобразование давления изотермической жидкости в механическую силу и наоборот.

При моделировании данного блока допущены некоторые упрощения и ограничения, а именно: стенки цилиндра абсолютно жесткие, сопротивление потоку между входом и внутренней частью цилиндра незначительно, а также кинетическая энергия жидкости в цилиндре пренебрежимо мала.

Уравнение сохранения импульса в объеме гидроцилиндра имеет вид, представленный в (2.13). Сила, с которой жидкость воздействует на поршень [161]:

$$F = \varepsilon_{\text{пор}} (p_{\text{окр}} - p) S, \quad (2.13)$$

где S — площадь поперечного сечения поршня.

Для облегчения процесса расчета было допущено упрощение, которое заключалось в отсутствии динамической сжимаемости жидкости. Уравнение сохранения массы в полости гидравлического цилиндра представлено формулой

$$\frac{dm_A}{dt} = \rho_2 S v, \quad (2.14)$$

где ρ_2 — плотность жидкости;

$v = \frac{dx}{dt}$ — поступательная скорость поршня, $v = v_R - v_c$.

Объем гидравлической жидкости, находящейся в полости амортизатора, зависит от текущего положения двигающейся границы раздела (поршня) и рассчитывается, аналогично газовой полости, по формуле (2.11).

Как упоминалось ранее, в модели было учтено трение поршня о стенки цилиндра. Общее трение представляет собой комбинацию эффектов Стрибека, Кулона и вязкости. Компонент кулоновского трения включает любое начальное усилие, приложенное уплотнением, и влияние давления в цилиндре [139].

Сила трения по Стрибеку является доминирующей составляющей трения при низких скоростях. В модели использовалось уравнение [139]

$$F_{\text{Стрибек}} = \sqrt{2e}(R_{\text{отр.Кулон}} - 1) \cdot F_{\text{к}} \left(\frac{v}{v_{\text{стат.}}} \right) e^{-\left(\frac{v}{v_{\text{стат.}}} \right)^2}, \quad (2.15)$$

где $v_{\text{стат.}}$ — пороговая скорость для статического состояния;

$F_{\text{к}}$ — сила трения Кулона;

$R_{\text{отр.кул}}$ — значение параметра отношения силы трения отрыва ($F_{\text{отр}}$) к силе трения Кулона ($F_{\text{Кулон}}$).

При этом пороговая скорость для статического состояния рассчитывается следующим образом:

$$v_{\text{стат}} = \sqrt{2}v_{\text{отр}}, \quad (2.16)$$

где $v_{\text{отр.}}$ — это значение параметра скорости трения в момент отрыва. Модель устанавливает диапазон изменения значения между 0 и пороговой скоростью для статического состояния, чтобы обеспечить плавное моделирование силы трения.

Сила вязкого трения основана на значении параметра коэффициента вязкого трения для рабочей жидкости и пропорциональна скорости цилиндра [160]:

$$F_{\text{вязк}} = f_{\text{вязк}} \cdot v. \quad (2.17)$$

Сила кулоновского трения действует перпендикулярно поверхности трения. Движение поршня создает радиальную нагрузку внутри неподвижного корпуса цилиндра, которое увеличивается по мере увеличения давления в цилиндре. Радиальная нагрузка перпендикулярна движению цилиндра и приводит к возникновению силы кулоновского трения, противодействующей движению цилиндра. Сила кулоновского трения моделировалась по зависимостям [160]:

$$F_{\text{Кулон}} = F_{\text{к}} \tanh\left(\frac{v}{v_{\text{Кулон}}}\right), \quad (2.18)$$

$$v_{\text{Кулон}} = \frac{v_{\text{отр}}}{10}, \quad (2.19)$$

где $v_{\text{кул}}$ — пороговая скорость для кулоновской силы.

Пороговая скорость для кулоновской силы отличается от пороговой скорости для статической силы, которую блок использует для расчета силы трения

Стрибека, хотя они оба действуют как пороговая область для обеспечения плавного моделирования сил Кулона и Стрибека.

Сила от предварительной нагрузки уплотнения и давления в цилиндре определяется по формуле [139]

$$F_{\text{к}} = F_{\text{предв}} + f_{\text{Кулон}}(P_A + P_B), \quad (2.20)$$

где $F_{\text{предв}}$ — значение параметра силы предварительной нагрузки;

$f_{\text{Кулон}}$ — значение параметра коэффициента силы трения Кулона;

P_A и P_B — это давления в отверстиях цилиндра A и B соответственно. Данные значения являются манометрическими давлениями по отношению к давлению окружающей среды.

Трение Стрибека представляет собой отрицательно наклонную характеристику, имеющую место при низких скоростях. Трение Кулона приводит к постоянной силе при любой скорости. Вязкое трение противодействует движению с силой, прямо пропорциональной относительной скорости. Сумма трения Кулона и Стрибека вблизи нулевой скорости часто называется трением отрыва. Трение аппроксимируется следующим уравнением [139]:

$$F = \sqrt{2e}(F_{\text{отр}} - F_{\text{к}}) \cdot e^{-\left(\frac{v}{v_{\text{ст}}}\right)^2} \cdot \frac{v}{v_{\text{ст}}} + F_{\text{к}} \cdot \text{th}\left(\frac{v}{v_{\text{Кулон}}}\right) + f_v, \quad (2.21)$$

где $F_{\text{отр}}$ — трение отрыва;

$v_{\text{ст}}$ — порог скорости Стрибека, $v_{\text{ст}} = v_{\text{отр}}\sqrt{2}$.

В местах истечения жидкости (изотермической) из цилиндра, было учтено ламинарное движение.

Расчеты расхода основаны на уравнении Хагена-Пуазейля, которое справедливо для полностью развитого ламинарного потока [179]:

$$\frac{dm_A}{dt} = \frac{K_{\text{геом}}}{\nu L}(P_A - P_B), \quad (2.22)$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости, при нормальном атмосферном давлении;

L — длина трубопровода;

$K_{\text{геом}}$ — коэффициент, учитывающий геометрию трубопровода.

В данном случае сечение трубопровода имело круглую форму, а расчет $K_{\text{геом}}$ имел следующий вид:

$$K_{\text{геом}} = \frac{\pi d^4}{128}, \quad (2.23)$$

где d — диаметр проходного отверстия.

В процессе работы амортизатора жидкость перемещается из одной полости цилиндра в другую через обратный клапан (клапан на растяжение, клапан на сжатие) (см. рисунок 2.6) со свободным потоком из порта A в порт B и ограниченным потоком из порта B в порт A (или наоборот). Когда давление в порту A (B) или перепад давления достигают установленного порогового значения давления или превышают его, клапан начинает открываться.

Площадь открытия клапана, определенная при помощи метода линейной параметризации области клапана, равна [160]:

$$A_{\text{клапан}} = \hat{p}(A_{\text{max}} - A_{\text{ист}}) + A_{\text{ист}}, \quad (2.24)$$

где $A_{\text{клапан}}$ — площадь открытия клапана;

$A_{\text{ист}}$ — площадь истечения жидкости;

$\hat{p}$ — нормализованное давление, рассчитываемое по формуле

$$\hat{p} = \frac{p_{\text{открытия}} - p_{\text{выходн}}}{p_{\text{макс}} - p_{\text{выходн}}}. \quad (2.25)$$

Уравнение массового баланса для клапана имеет вид

$$\frac{dm_A}{dt} + \frac{dm_B}{dt} = 0. \quad (2.26)$$

Массовый расход через клапан рассчитывается как [160]

$$\frac{dm}{dt} = \frac{C_{\text{расх}} A_{\text{клапан}} \sqrt{2\bar{\rho}}}{\sqrt{PR_{\text{потеря}} \left(1 - \left(\frac{A_{\text{клапан}}}{A_{\text{сеч}}} \right)^2 \right) \left[\Delta p^2 + \Delta p_{\text{крит}}^2 \right]^{1/4}}}, \quad (2.27)$$

где $C_{\text{расх}}$ — коэффициент расхода (коэффициент истечения);

$A_{\text{клапан}}$ — мгновенная площадь поперечного сечения дросселирующих отверстий;

$A_{\text{сеч}}$ — площадь поперечного сечения входных отверстий А и В;

$\bar{\rho}$ — средняя плотность жидкости;

Δp — разница давления в дросселирующем элементе;

$\Delta p_{\text{крит}}$ — критический перепад давления;

$PR_{\text{потеря}}$ — потеря давления жидкости.

Критический перепад давления ($\Delta p_{\text{крит}}$) представляет собой перепад давления, связанный с критическим числом Рейнольдса ($Re_{\text{крит}}$) — точкой перехода между ламинарным и турбулентным режимами течения:

$$\Delta p_{\text{крит}} = \frac{\pi \bar{\rho}}{8 A_{\text{др}}} \left(\frac{\nu Re_{\text{крит}}}{C_{\text{расх}}} \right)^2. \quad (2.28)$$

Потеря давления описывает снижение давления в клапане из-за уменьшения площади. Рассчитывается данная величина следующим образом [160]:

$$PR_{\text{потеря}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{A_{\text{клапан}}}{A_{\text{сеч}}} \right)^2 (1 - C_{\text{расх}}^2) - C_{\text{расх}} \frac{A_{\text{клапан}}}{A_{\text{сеч}}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_{\text{клапан}}}{A_{\text{сеч}}} \right)^2 (1 - C_{\text{расх}}^2) + C_{\text{расх}} \frac{A_{\text{клапан}}}{A_{\text{сеч}}}}}. \quad (2.29)$$

Линейная параметризация поддерживает динамику открытия и закрытия клапана. Мгновенное изменение динамического давления управления рассчитывается на основе постоянной времени открытия:

$$\frac{dp_{\text{дин}}}{dt} = \frac{p_{\text{контр}} - p_{\text{дин}}}{\tau}, \quad (2.30)$$

где $\frac{dp_{\text{дин}}}{dt}$ — динамическое давление управления;

$p_{\text{контр}}$ — смоделированное давление управления;

τ — постоянная времени открытия.

Разработанная имитационная модель серийной подвески сиденья оператора МЭС позволяет провести исследование данной конструкции с большой точно-

стью за счет возможности анализа динамически изменяющихся параметров [115]. Благодаря этому возможно выявить какие элементы оказывают более существенное воздействие при гашении колебаний. Также модель позволяет в дальнейшем провести сравнительные испытания работы серийной и предложенной конструкций. Однако для проверки адекватности разработанной имитационной модели и определения значения некоторых параметров требуется проведение дополнительных натурных экспериментов.

2.1.3 Обеспечение адекватности модели серийной конструкции подвески сиденья

Адекватность работы имитационной модели серийной подвески сиденья оператора МЭС была обеспечена сравнением результатов численных экспериментов с данными, полученными в ходе натурных экспериментов отдельных частей системы поддрессоривания, и проверкой системы подвески в сборе.

Жесткость торсионной пружины, устанавливаемой для гашения колебаний подвески сиденья оператора, измерялась экспериментально, и данное значение заносилось в модель.

Разработанная математическая модель газогидравлического демпфирующего элемента подвески сиденья оператора МЭС проверялась на адекватность ее работы за счет сравнения параметров амортизатора в известных условиях. Для проведения данной проверки в качестве эталонных показателей использовались данные завода-изготовителя. При этом условия проверки демпфирующего элемента системы поддрессоривания сиденья амортизатора были следующие: производилось сжатие или растяжение амортизатора при постоянной скорости движения штока 0,4 м/с, при этом фиксировалось усилие, которое находится в пределах 700-1000 Н в случае растяжения, 400-600 Н — сжатия.

Другим режимом проверки амортизатора подвески сиденья оператора было установление штока в среднее положение и фиксирование усилия на штоке. Согласно данным завода-изготовителя величина выталкивающей силы составляет 180 Н. Результаты проведенных испытаний представлены на рисунке 2.7.

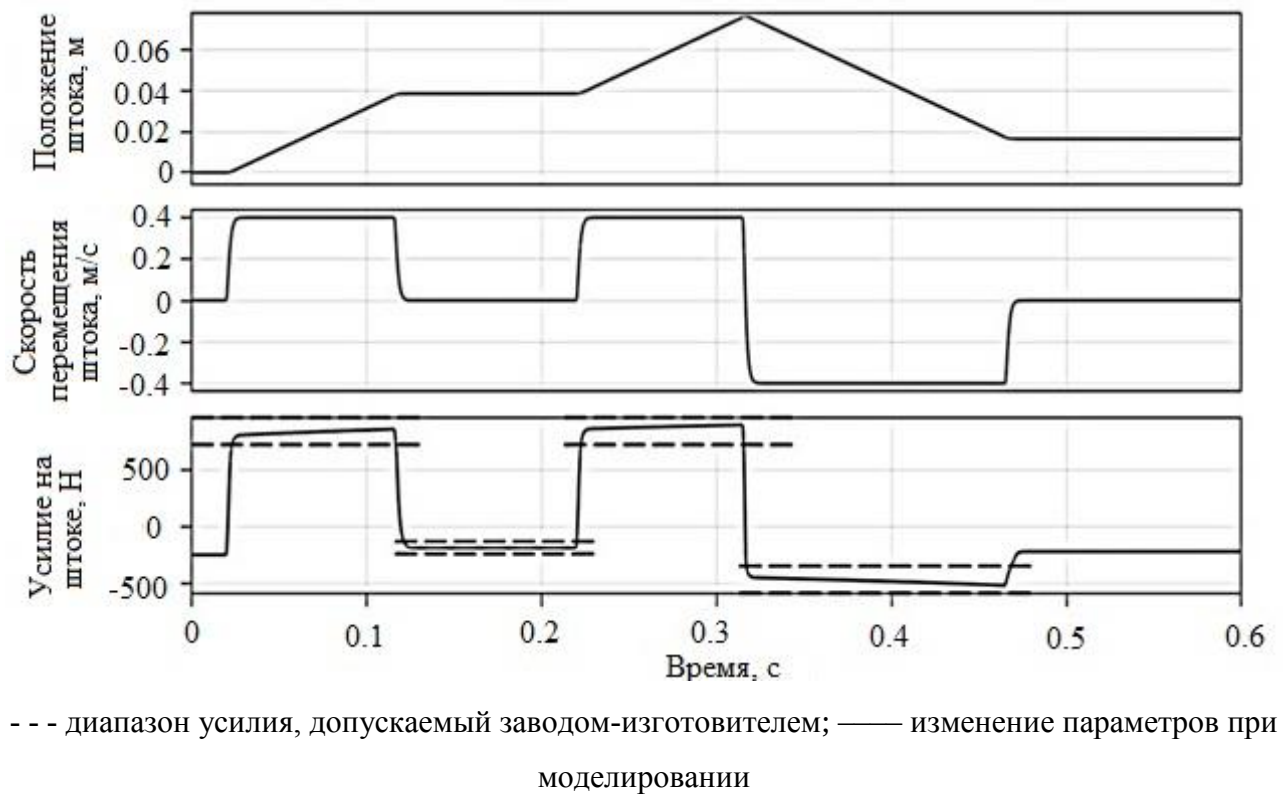


Рисунок 2.7 — Результаты проведения испытаний по проверке адекватности работы однотрубного гидропневматического амортизатора

Сравнительный анализ основных рабочих параметров однотрубного гидропневматического амортизатора показал, что рабочие параметры демпфирующего элемента, полученные в результате расчета математической модели, находятся в допустимых пределах, указанных заводом-изготовителем, что говорит об адекватности модели амортизирующего устройства.

Для проверки адекватности работы разработанной имитационной модели серийной подвески сиденья оператора проводилось сравнение свободных затухающих колебаний в результате работы конструкции подвески сиденья в сборе. Согласно методике, описанной в главе 3 данной работы, были получены значения перемещения сиденья в ходе натурного и численного экспериментов. Полученные результаты представлены на рисунке 2.8.

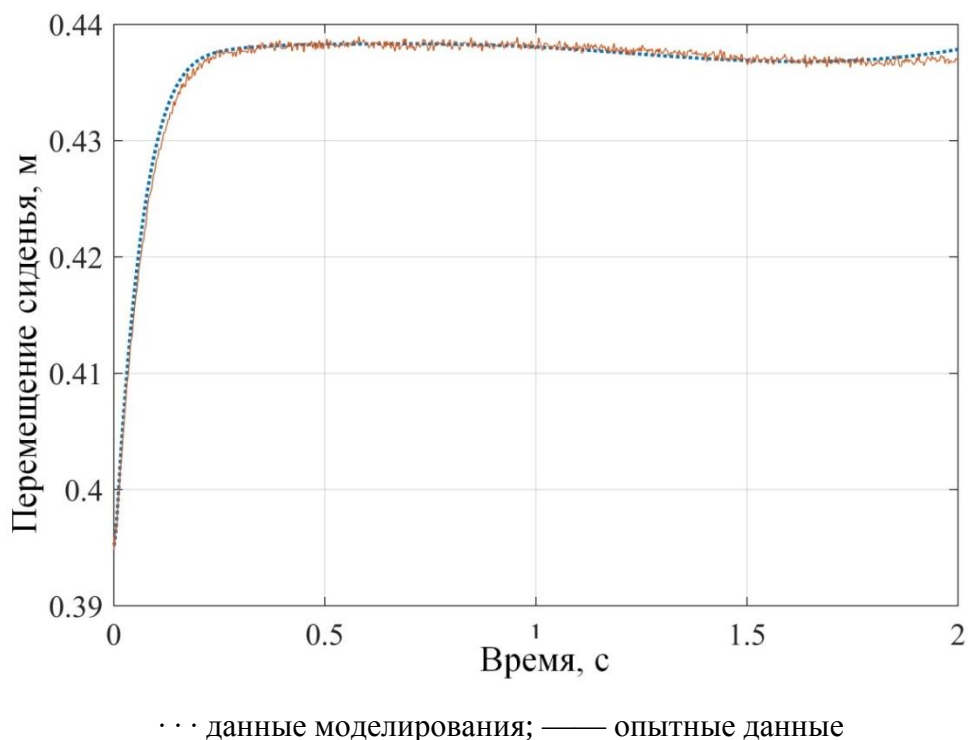


Рисунок 2.8 — График перемещения подвески сиденья

На основании полученных результатов видно, что расхождение данных по перемещению сиденья оператора в результате свободных затухающих колебаний, в ходе натурного и численного эксперимента незначительно и составляет до 4%. Такое значение позволяет сделать вывод, что разработанная имитационная модель подвески сиденья является адекватной.

Также была проведена проверка адекватности работы подвески сиденья путем сравнения теоретических и экспериментальных данных при проезде ТТА некоторого участка пути. В качестве теоретических данных выступали результаты, полученные при расчете модели, а экспериментальными значениями являются результаты замера реального уровня вибронагруженности рабочего места оператора при помощи прибора ОКТАВА-101В. Методика проведения натурного эксперимента описана в п. 3.4 настоящей работы.

В случае расчета модели данные, полученные с датчиков виброускорений некоторых точек силового каркаса энергосредства, в результате проведения дорожных и дорожно-полевых испытаний, обрабатывались и поступали в качестве входного сигнала для симуляции колебания пола кабины. После проведения расчета математической модели серийной конструкции подвески сиденья, получен-

ные значения пересчитывались в среднеквадратические значения вертикальных ускорений в октавных полосах частот согласно известным методикам [117].

Результаты проведенного сравнительного анализа, целью которого являлась проверка адекватности разработанной математической модели серийной конструкции подвески сиденья оператора, представлены на рисунке 2.9.

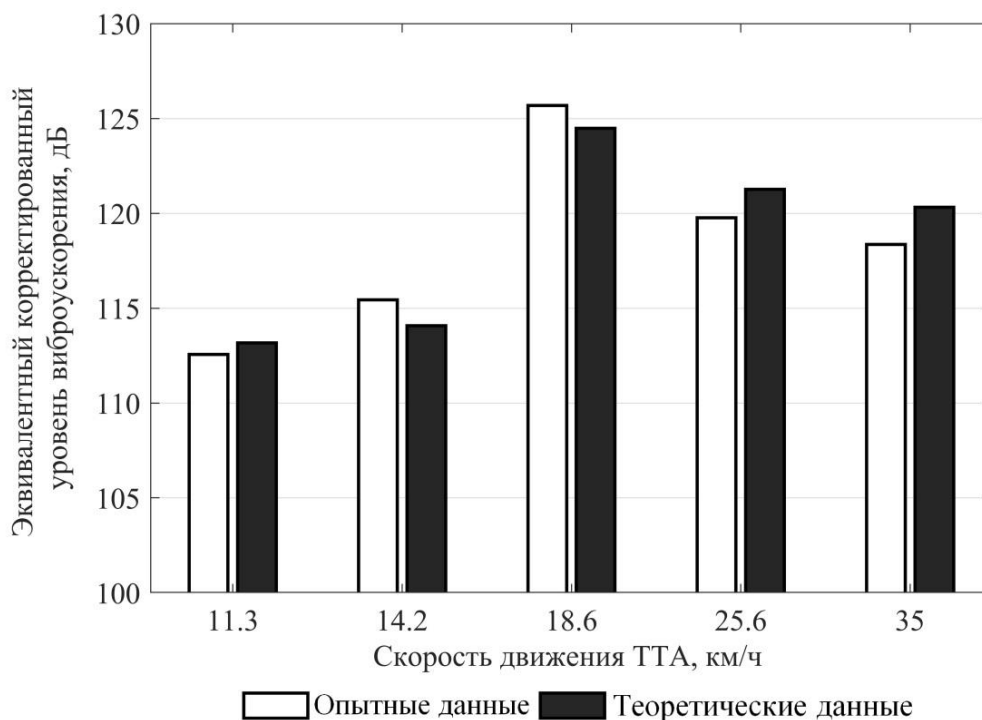


Рисунок 2.9 — Опытные и теоретические данные эквивалентного корректированного уровня виброускорений при различных скоростях движения ТТА

На основании представленных результатов проверки адекватности модели серийной подвески сиденья оператора МЭС можно сделать вывод о том, что разработанная математическая модель серийного механизма подрессоривания сиденья с достаточной степенью точности описывает процесс демпфирования колебаний системой подвески сиденья. Расхождение опытных и теоретических данных, также, не превышает 4%. Таким образом, разработанная математическая модель является адекватной и ее возможно использовать как при разработке новых конструкций подвесок сиденья, так и для исследования процессов и явлений в уже существующих системах подрессоривания сиденья оператора МЭС при движении ТТА в различных условиях эксплуатации.

2.1.4 Результаты моделирования серийной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата

В результате расчета математической модели серийной конструкции подвески сиденья, согласно методике, описанной в следующих главах настоящей работы, можно определить многие кинематические и гидравлические параметры работы подвески сиденья.

Примеры результатов расчета имитационной модели серийной подвески сиденья оператора представлены на рисунках 2.10 – 2.13. Данные результаты получены для случая движения ТТА через единичную неровность на скорости 9 км/ч. На рисунке 2.10 показан график зависимости ускорения сиденья оператора ТТА от времени опыта.

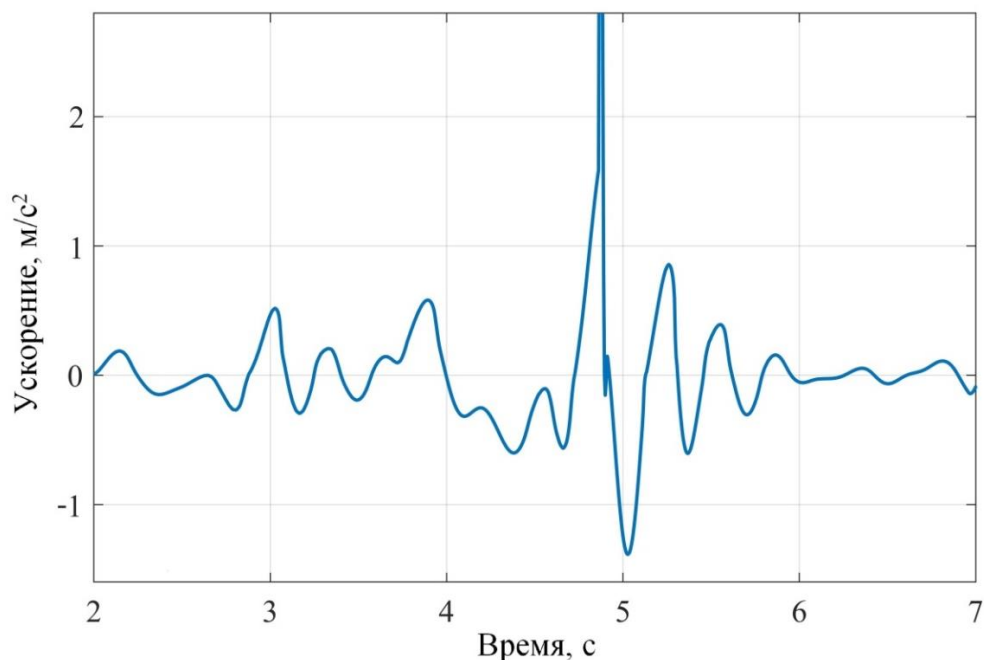


Рисунок 2.10 — Результат расчета имитационной модели серийной конструкции подвески сиденья оператора при проезде ТТА единичной неровности на скорости 9 км/ч

Результаты расчетов показали, что амплитуда ускорения сиденья в основном не превышает $1,7 \text{ м/с}^2$, однако ближе к 5 секунде опыта наблюдается резкое увеличение ускорения – свыше 2 м/с^2 , которое объясняется пробоем – ударом рычага подвески об ограничитель хода. Также на основании расчета имитацион-

ной модели сиденья оператора ТТА можно отследить развиваемое давления жидкости в поршневой полости (рисунок 2.11), которое составило более 4 МПа на 5-й секунде эксперимента, а в штоковой полости (рисунок 2.12) гидроцилиндра демпфирующего устройства давление в момент пробоя подвески составило более 3,1 МПа.

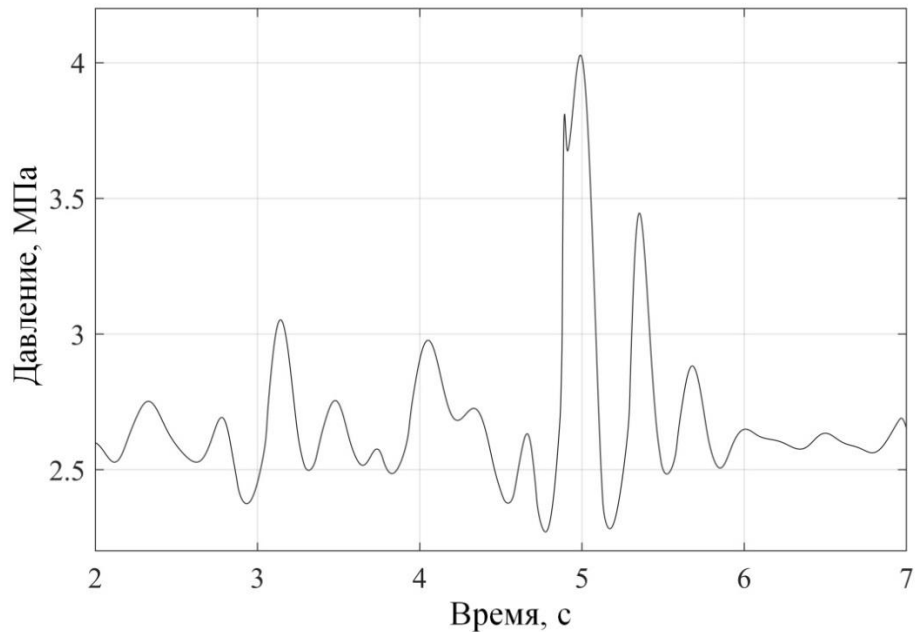


Рисунок 2.11 — Давление жидкости в поршневой полости гидравлического демпфера

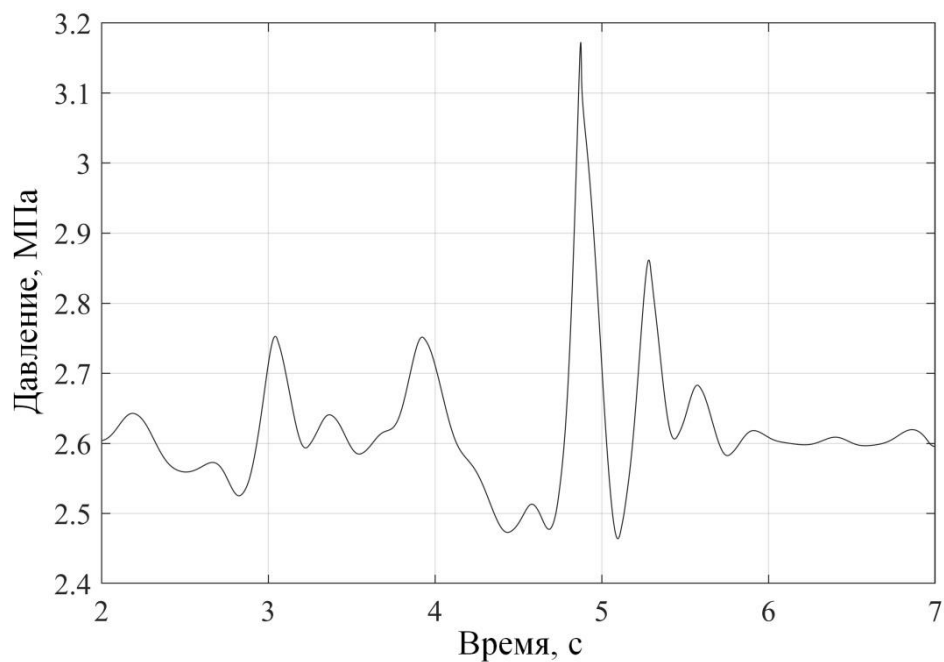


Рисунок 2.12 — Давление жидкости в штоковой полости гидравлического демпфера

На рисунке 2.13 изображено значение величины открытия (площадь) обратного клапана в зависимости от времени, которое показало, что в момент пробоя подвески клапан имел наибольшую площадь открытия — 90 мм^2 .

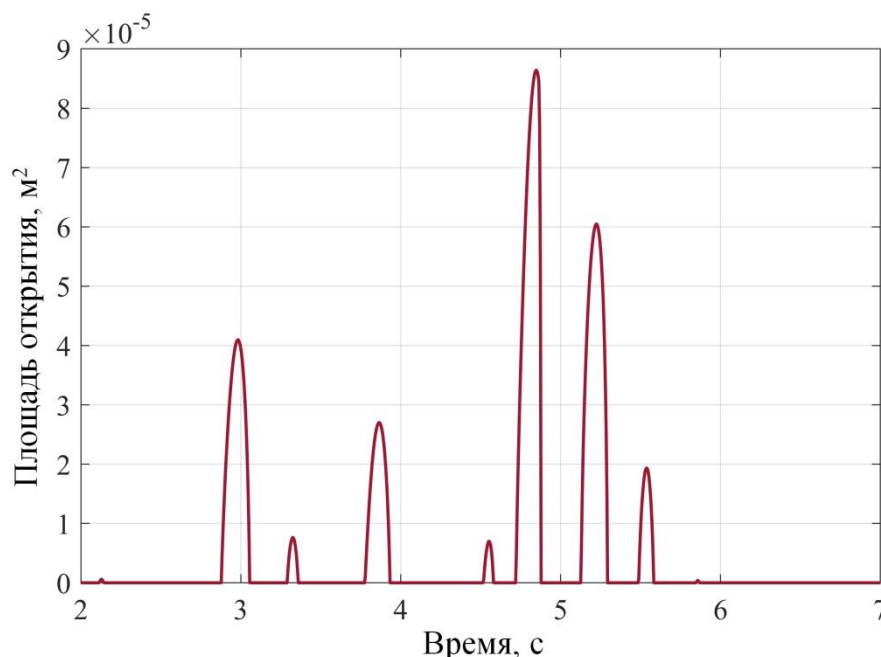


Рисунок 2.13 — Величина открытия обратного клапана гидроцилиндра

Результат расчета разработанной математической модели позволяет более детально анализировать работу некоторых элементов системы поддрессирования оператора. При этом определение подобных параметров на основе проведения натурных экспериментов достаточно трудоемко, что говорит о значительной пользе применения имитационного моделирования для исследования работы различных конструкций подвесок сиденья с целью их дальнейшего совершенствования.

2.2 Моделирование предложенной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата на основе демпфера с использованием магнитореологической жидкости

Согласно исследованиям, проведенных в работах [3, 70, 118], классическая пассивная система поддрессирования сиденья оператора МЭС, устанавливаемая на трактор Беларусь-1221.2 и его аналоги, не на всех режимах работы эффективна. В

связи с этим разработана конструкция демпфера, в котором магнитореологическая жидкость используется в качестве рабочей.

Схема устройства предлагаемой подвески сиденья оператора МЭС, на которую был получен патент на полезную модель № 233623, представлена на рисунке 3.1 [89]. Принцип работы данной системы подрессоривания подробно описан в следующей главе.

Для расчета данной конструкции, также как и для серийной подвески, была создана имитационная модель в системе автоматизированного проектирования Simulink. Общая схема имитационной модели предложенной подвески сиденья оператора трактора Беларус-1221.2 содержит аналогичный набор основных элементов, представленных на рисунке 2.2.

Все механические элементы в модели представленной подвески сиденья оператора ТТА аналогичны серийной конструкции. Расчет данных элементов также производился по формулам (2.1) – (2.2). Отличительной особенностью предложенной конструкции сиденья оператора является использование нового демпфирующего устройства, а также установка торсионных пружин с жесткостью 350 Н·м/рад, вместо – 700 Н·м/рад с регулируемым начальным углом закрутки для корректной настройки сиденья в первоначальное положение в зависимости от веса оператора с целью повышения эффективности гашения вибрационных нагрузок.

2.2.1 Демпфирующий механизм предложенной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата

Схема демпфирующего устройства, используемого в предлагаемой системе подвески сиденья оператора МЭС, представлена на рисунке 2.14. В предлагаемой конструкции демпфера модернизирована гидравлическая часть. Вместо установки обратных клапанов и перепускного отверстия используется элемент, имитирующий намагничивание магнитореологической жидкости в канале. В настоящее время известно большое количество магнитореологических жидкостей, различных по своему составу и свойствам. В работе используется жидкость, которая по своим свойствам близка к магнитореологической жидкости MRF-122EG [72].

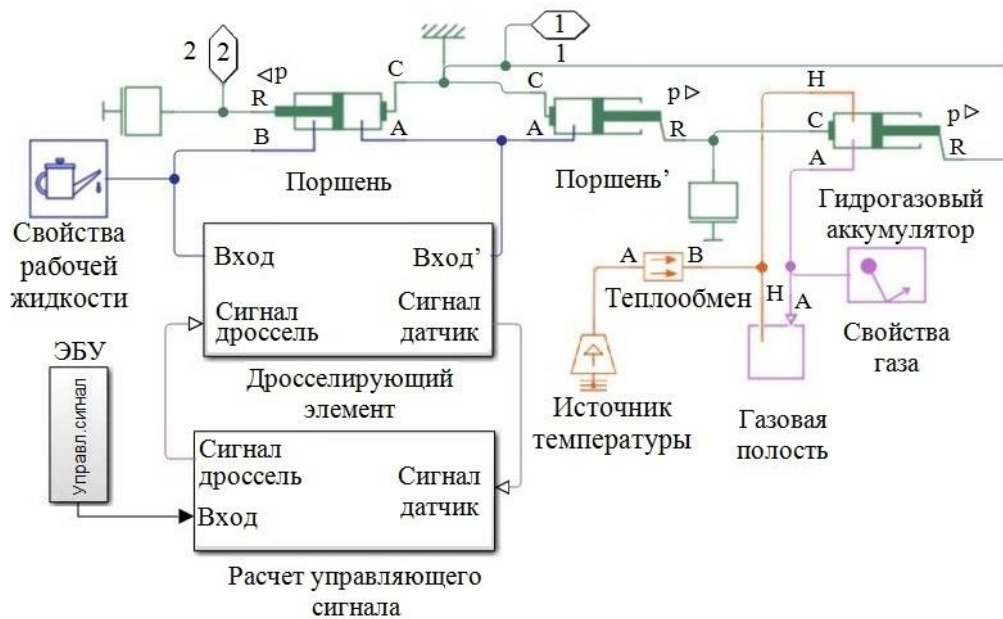


Рисунок 2.14 — Схема модели предлагаемого демпфирующего устройства подвески сиденья

Так как при намагничивании магнито реологической жидкости, используемой в качестве рабочей, происходит изменение ее вязкости, что в конечном итоге изменяет сопротивление истечению жидкости в месте намагничивания, то это приводит к изменению потерь давления в зависимости от расхода жидкости.

Для локального намагничивания данной жидкости используется индукционная катушка. При этом моделирование работы данных элементов имеет определенные ограничения. Это объясняется тем, что нельзя динамически изменять вязкость рабочей жидкости в части гидравлической системы. Поэтому необходимо прибегнуть к созданию дополнительной модели, позволяющей заменить работу одного элемента, другим замещающим по свойствам исходный. Некоторые авторы называют данную модель суррогатной.

Суррогатное моделирование представляет собой метод расчета, при котором осуществляется замещение одной, более сложной и трудоемкой модели, аналогичной по свойствам, но упрощенной. Основная идея использования данного метода заключается в аппроксимации результатов с точностью, необходимой для дальнейшего использования.

В качестве суррогатной модели использовался дросселирующий элемент с переменным сечением отверстия с двумя участками трубопровода (рисунок 2.15). Принцип работы данного элемента заключается в изменении местного сопротивления истечению жидкости, аналогичному процессу намагничивания.

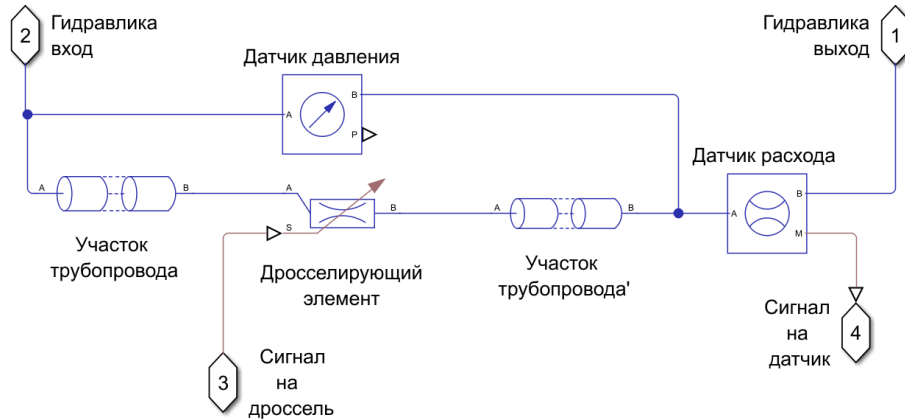


Рисунок 2.15 — Схема гидравлической части суррогатной модели

Основа моделирования работы дросселирующего элемента опирается на закон сохранения массы в виде [161]

$$\frac{dm_A}{dt} + \frac{dm_B}{dt} = \rho v_A A_A + \rho v_B A_B = 0. \quad (2.31)$$

Баланс масс в данной формуле подразумевает, что при уменьшении площади канала при открытии дросселирующего элемента происходит увеличение скорости потока, а при уменьшении — снижение. Согласно закону Бернули, такое изменение скорости приводит также к изменению давления в дроссельной заслонке и в зоне расширения.

Моделирование истечения жидкости через дросселирующий элемент проводилось с использованием следующих зависимостей, схожих с теми, которые использовались при расчете клапанов.

Массовый расход жидкости через дросселирующий элемент, описывается зависимостью аналогичной (2.27). При этом $A_{\text{клапан}} = A_{\text{др}}$, где $A_{\text{др}}$ — расчетная площадь поперечного сечения дросселя [179].

Потеря давления жидкости при прохождении через регулируемый дроссель рассчитывается аналогично (2.29), при этом $A_{\text{клапан}} = A_{\text{др}}$.

При этом расчет участков трубопроводов описывался следующими известными закономерностями [179]. Так как сечение трубы представляет собой круг, то номинальный гидравлический диаметр трубы будет соответствовать фактическому диаметру $d_{\text{труб}}$, а площадь поперечного сечения определяется следующим выражением:

$$A_{\text{труб}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{труб}}^2. \quad (2.32)$$

Потери из-за трения о стенки трубопровода, возникающие из-за неоднородностей трубы, моделировались аналитической корреляцией Хааланда в виде следующего уравнения [69]:

$$\Delta p_f = \frac{v\lambda}{2D^2S} \frac{L}{2} \frac{dm}{dt}, \quad (2.33)$$

где λ — постоянная ламинарного трения, для круглого сечения она равна 64;

D — гидравлический диаметр трубы.

Также баланс импульса для случаев, когда не учитывается динамическая сжимаемость жидкости (в связи с упрощением расчета), определяется следующим выражением [69]:

$$\frac{dm_A}{dt} + \frac{dm_B}{dt} = 0. \quad (2.34)$$

Суррогатная модель была создана для элементов, имитирующих местное сопротивление в трубопроводе. Согласно предложенной конструкции, создание местного сопротивления осуществляется в канале, соединяющем полости гидроцилиндра, который на некотором участке облучается при помощи индукционной катушки. За счет создания катушкой регулируемого по величине магнитного поля, которое, воздействуя на жидкость, приводит к изменению ее вязкости, достигается необходимая величина сопротивления, приводящая к потере напора.

Суррогатная модель замещает одни параметры другими, основываясь на взаимосвязи, которая сопоставляет потерю напора в трубопроводе Δp_v , полученные за счет локального изменения вязкости рабочей жидкости, с потерями напора в местном сопротивлении $\Delta p_{\text{дросс}}$, полученные за счет изменения сечения дросселя

при различных скоростях потока жидкости и определяемые решением системы из уравнений (2.27) и (2.29), адаптированных под расчет дросселя с учетом $A_{\text{клапан}} = A_{\text{др}}$. Кроме дросселя в суррогатной модели имеются небольшие участки трубопроводов и поэтому общие потери также определяются

$$\Delta p_v = \Delta p_{\text{дросс}} + \Delta p_{\text{доп.тр}} \quad (2.35)$$

Потери напора в трубопроводе $\Delta p_{\text{доп.тр}}$ определялись аналогично (2.33).

В левой части (2.35) Δp_v определяется для необходимого значения вязкости ($v_{\text{расч}}$) магнитореологической жидкости в облученном состоянии, а в правой части – для той же жидкости в необлученном состоянии. Тогда получаем систему уравнений, описывающую смысл суррогатной модели:

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_v &= \Delta p_{\text{дросс}} + \Delta p_{\text{доп.тр}} \\ \Delta p_v &= \frac{v_{\text{расч}} \lambda}{2D^2 S} \frac{L}{2} \frac{dm}{dt} \\ \frac{dm}{dt} &= \frac{C_{\text{расч}} A_{\text{др}} \sqrt{2\bar{\rho}}}{\sqrt{PR_{\text{потеря}} \left(1 - \left(\frac{A_{\text{др}}}{A_{\text{сеч}}} \right)^2 \right)}} \frac{\Delta p}{[\Delta p^2 + \Delta p_{\text{крит}}^2]^{1/4}} \\ \Delta p_{\text{доп.тр}} &= \frac{v \lambda}{D^2 S} \frac{L}{2} \frac{dm}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

Здесь $A_{\text{др}}$ — изменяется в суррогатной модели, определяя потери давления. Но потери также зависят от расхода (Q) в обоих случаях. Следовательно, нужна взаимосвязь $A_{\text{др}} = f(v_{\text{расч}}, v_{\text{баз}}, Q)$.

При этом необходимо было определить, на основании какого закона будет регулироваться проходное сечение дросселя для адекватной работы суррогатной модели. Данная закономерность является неотъемлемой составной частью суррогатной модели.

Для решения данного вопроса была разработана вспомогательная модель, на которой был проведен численный эксперимент, подробно описанный в п. 3.5.1 данной работы.

Изменения свойств магнитореологической жидкости под воздействием магнитного поля подробно изучено в работах [72, 79, 149]. Одним из основных параметров, необходимых для проведения вышеуказанного эксперимента, является изменения вязкости намагниченной жидкости в зависимости от напряженности магнитного поля. В модели были использованы закономерности, полученные в работе Е.В. Шельдешовой [130].

По результатам проведенного численного эксперимента с использованием суррогатной модели была получена взаимосвязь (2.35), которая сопоставляет местное сопротивление в трубопроводе, полученное за счет локального изменения вязкости магнитореологической жидкости, с местным сопротивлением от изменения сечения дросселя при различных скоростях потока жидкости в численном виде. Из нее получено соотношение (2.37), работоспособное при базовой кинематической вязкости магнитореологической жидкости $\nu_{\text{баз}} = 0,005 \text{ м}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}
 A_{\text{др}} = & 12,724 - 2369 \cdot \nu_{\text{расч}} - 55159 \cdot \nu_{\text{расч}} \cdot Q + 39522 \cdot Q^2 + 2,275 \cdot 10^5 \cdot \nu_{\text{расч}}^2 + \\
 & + 1,906 \cdot 10^6 \cdot Q^2 \cdot \nu_{\text{расч}} - 2,328 \cdot 10^6 \cdot Q^3 - 1,008 \cdot 10^7 \cdot \nu_{\text{расч}}^3 - 6,738 \cdot 10^7 \cdot Q^2 \cdot \nu_{\text{расч}}^2 + \\
 & + 9,957 \cdot 10^7 \cdot Q \cdot \nu_{\text{расч}}^3 + 5,239 \cdot 10^7 \cdot Q^4 + 2,248 \cdot 10^8 \cdot \nu_{\text{расч}}^4 + 9,022 \cdot 10^8 \cdot Q^3 \cdot \nu_{\text{расч}}^2 - \\
 & - 5,528 \cdot 10^8 \cdot \nu_{\text{расч}} \cdot Q^4 - 2,828 \cdot 10^9 \cdot Q \cdot \nu_{\text{расч}}^4 - 5,45 \cdot 10^8 \cdot Q^5 - 2,509 \cdot 10^9 \cdot \nu_{\text{расч}}^5 + \\
 & + 1,347 \cdot 10^{10} \cdot Q^3 \cdot \nu_{\text{расч}}^3 - 1,432 \cdot 10^{10} \cdot Q^4 \cdot \nu_{\text{расч}}^2 + 5,774 \cdot 10^8 \cdot Q^2 \cdot \nu_{\text{расч}}^4 + \\
 & + 9,676 \cdot 10^9 \cdot \nu_{\text{расч}} \cdot Q^5 + 3,597 \cdot 10^{10} \cdot Q \cdot \nu_{\text{расч}}^5 + 2,117 \cdot 10^9 \cdot Q^6 + 1,103 \cdot 10^{10} \cdot \nu_{\text{расч}}^6 - \\
 & - 1,697 \cdot 10^{11} \cdot Q^3 \cdot \nu_{\text{расч}}^4 + 5,586 \cdot 10^{10} \cdot \nu_{\text{расч}}^2 \cdot Q^5 - 4,681 \cdot 10^{10} \cdot \nu_{\text{расч}} \cdot Q^6 - \\
 & - 1,73 \cdot 10^{11} \cdot Q \cdot \nu_{\text{расч}}^6 + 7,783 \cdot 10^{11} \cdot Q^3 \cdot \nu_{\text{расч}}^5,
 \end{aligned} \tag{2.37}$$

где Q — текущий расход жидкости через дроссель;

$\nu_{\text{расч}}$ — желаемый уровень вязкости жидкости при намагничивании.

Данная формула была помещена в подсистему дросселирующего элемента, и отвечает за расчёт величины подаваемого управляющего сигнала на регулируемый дроссель, основываясь на массовом расходе жидкости, что эквивалентно скорости движения поршня, а также получаемой или желаемой величины кинематической вязкости магнитореологической жидкости. При этом время срабатывания дросселя было менее 0,01 секунды.

Как правило, лучшим решением по созданию эффективной подвески сиденья являются конструкции, в которых используется мягкая пружина (с малым значением жесткости). Однако недостаток таких конструкций заключается в большой вероятности «пробоя» сиденья при переезде значительной единичной неровности. В связи с тем, что в предлагаемой конструкции подвески сиденья оператора используется активный (регулируемый) демпфирующий элемент, данный недостаток утрачивает свою актуальность. Это объясняется тем, что при возникновении значительного ускорения на сиденье оператора, возможна мгновенная корректировка параметров демпфирующего элемента, который не допускает удар рычага подвески о резиновый ограничитель (пробой). Для этого необходима разработка алгоритма, согласно которому будет изменяться вязкость МРЖ для повышения эффективности гашения колебаний сиденья оператора.

2.2.2 Определение алгоритма управления изменением вязкости магнитореологической жидкости

С целью эффективной работы системы подрессоривания сиденья оператора ТТА с регулируемым демпфирующим элементом необходимо не только использовать магнитореологическую жидкость, но иметь эффективный алгоритм управления, который будет заложен в электронный блок управления. Суть работы данного алгоритма должна заключаться в корректной подаче сигнала, отвечающего за величину силы тока на индукционных катушках, которые мгновенно намагничивают рабочую жидкость для снижения колебаний сиденья оператора, тем самым уменьшая уровень вибрационной нагрузки на механизатора. Разработка алгоритма работы электронного блока является отдельной задачей, которая решается независимо от работы остальной части системы подрессоривания. В связи с этим возможно использование различных вариаций системы управления в зависимости от конкретных условий работы ТТА. В данной работе предлагается зависимость для управления демпфированием подвески сиденья, которая может использоваться в алгоритме изменения вязкости магнитореологической жидкости, что должно привести к получению положительного результата от работы.

Идея, заложенная в алгоритме, сводится к приведению расстояния между сиденьем оператора и полом кабины наиболее близко к первоначальному положению. В связи с этим, чем быстрее сиденье отклоняется от начального положения, тем выше сила тока подается на индукционные катушки. При этом максимальная сила тока и, соответственно, наибольшая вязкость рабочей жидкости достигается в тот момент, когда скорость перемещения сидения практически достигает максимума. Это позволяет снизить скорость при приближении к крайнему положению и снизить вероятность образования «пробоя» подвески об резиновый ограничитель, которое обычно происходит из-за инерционных явлений. Предложенная зависимость для управления демпфированием подвески сиденья описана следующим выражением, которое рассчитывает необходимую величину вязкости магнитореологической жидкости пропорционально повышению относительной скорости сидения:

$$v_{\text{расч}} = |V_{\text{сид}} - V_{\text{пол}}| \cdot (v_{\text{макс}} - v_{\text{баз}}) + v_{\text{баз}}, \quad (2.38)$$

где $v_{\text{расч}}$ — необходимая величина кинематической вязкости;

$V_{\text{сид}}$ — скорость перемещения сиденья относительно опорной поверхности, м/с;

$V_{\text{пол}}$ — скорость перемещения пола кабины относительно опорной поверхности, м/с;

$v_{\text{макс}}$ — максимально возможное значение кинематической вязкости жидкости, полученное в результате воздействия магнитного поля, м²/с. Согласно литературным источникам $v_{\text{макс}} = 0,08$ м²/с;

$v_{\text{баз}}$ — базовое значение кинематической вязкости жидкости без воздействия магнитного поля, м²/с. Согласно литературным источникам $v_{\text{баз}} = 0,005$ м²/с.

Представленная выше зависимость является одним из вариантов для алгоритма управления вязкостью магнитореологической жидкости, которая использовалась в работе для проведения численных экспериментов и показала свою эффективность (п. 4.4 настоящей работы).

Для эффективной работы подвески сиденья жесткость пружины должна быть снижена. В работе доказана эффективность работы подвески сиденья при

использовании предложенной зависимости для алгоритма управления совместно со снижением жесткости пружины в 2 раза относительно серийной.

2.2.3 Результаты моделирования работы предложенной конструкции подвески сиденья оператора тракторно-транспортного агрегата

В результате расчета основных параметров предложенной конструкции подвески сиденья оператора, в которой в гидравлическом демпфере используется магнитореологическая жидкость в качестве рабочей, были получены результаты, которые подробно будут проанализированы в четвертой главе настоящей работы. Для демонстрации работы имитационной модели (также как и для серийной конструкции) на рисунке 2.16 показан график изменения ускорений на сиденье при проезде ТТА единичной неровности на скорости 9 км/ч.

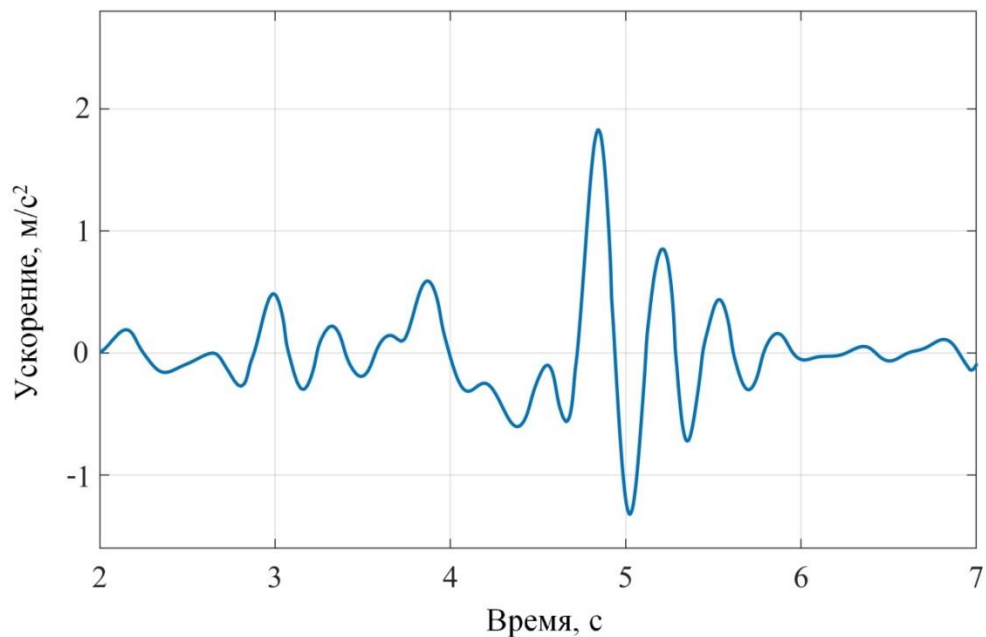


Рисунок 2.16 — Результат расчета имитационной модели предложенной конструкции подвески сиденья оператора при проезде ТТА единичной неровности на скорости 9 км/ч

Сравнивая полученные результаты с серийной конструкцией, видно что снижение уровня виброускорений на сиденье с предложенной конструкцией демпфирования, составляет в среднем $0,5 \text{ м/с}^2$, а также наблюдается отсутствие

пробоя подвески, который присутствовал у серийной конструкции на временном промежутке с 4-й по 5-ю секунду.

При этом имитационная модель позволяет отследить то, как на основании расчета предложенного алгоритма управления изменялась величина вязкости магнитореологической жидкости при проезде ТТА через единичную неровность на скорости 9 км/ч (рисунок 2.17).

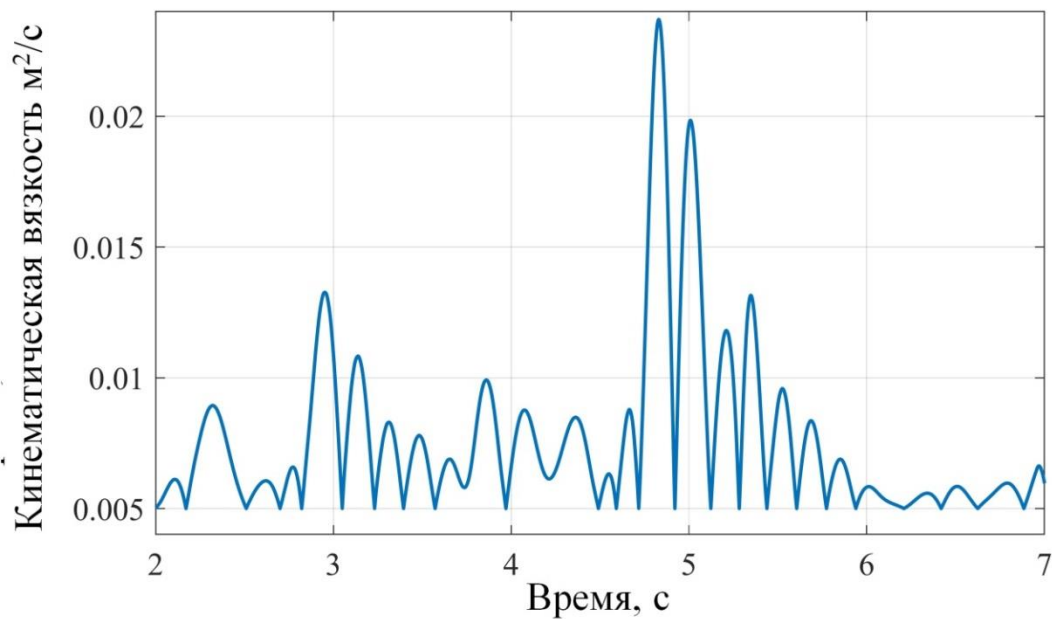


Рисунок 2.17 — Изменение кинематической вязкости жидкости в демпфирующем устройстве предложенной конструкции подвески сиденья

Видно, что чем больше была величина ускорений на сиденье оператора, тем большим было значение кинематической вязкости рабочей жидкости, изменяемой за счет создания электромагнитной катушкой, управляемой на основании алгоритма, магнитного поля на участке трубопровода. Наибольшее значение вязкости при данном эксперименте составило $0,24 \text{ м}^2/\text{с}$ – в момент времени, на котором у серийной конструкции наблюдался пробой. Снижение величины виброускорения, а также отсутствие пробоя подвески говорит о получении положительного эффекта от работы предложенной конструкции при данном режиме эксплуатации ТТА. Однако для определения эффективности работы предложенной конструкции необходимо проведение исследования нескольких возможных режимов работы ТТА, которые подробно будут описаны в 4-й главе настоящей работы.

2.3 Снятие амплитудно-частотных характеристик

Для определения амплитудно-частотных характеристик серийной и предложенной конструкции был проведен численный эксперимент, который заключался в подаче возмущающих колебаний на пол кабины МЭС с различной частотой и регистрацией результатов работы системы подрессоривания. В результате сравнения полученных данных отношения виброскорости на сиденье и полу кабины (рисунок 2.18) видно, что предложенная подвеска сиденья оператора позволяет снизить максимальную амплитуду значений виброскорости на сиденье относительно колебаний пола. Для серийной подвески максимальное значение отношения амплитуд виброскорости на сиденье и на полу кабины МЭС составляет 1,15, а для предложенной конструкции – 1,05. Также наблюдается смещение зоны резонанса с частоты 2,2 Гц в низкочастотную область – 1,3 Гц.

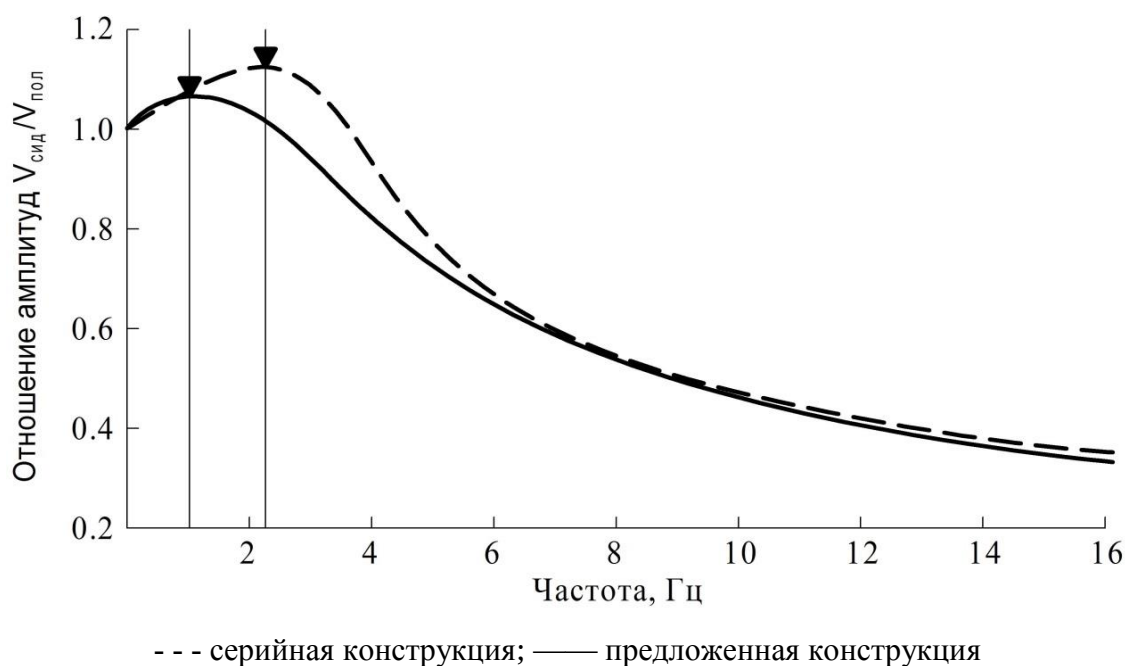


Рисунок 2.18 — Результаты численного эксперимента при снятии амплитудно-частотных характеристик серийной и предложенной конструкции подвески сиденья

2.4 Выводы

1. Разработанная имитационная модель серийной системы подвески сиденья оператора трактора Беларус-1221.2, учитывающая геометрические параметры рычагов системы поддрессоривания, работу гидропневматического амортизатора и характеристики торсионной пружины, позволяет в результате проведенных испытаний определить значения кинематических параметров сиденья оператора, а также параметры рабочей жидкости и газа в демпфирующем элементе. Результаты расчетов имитационной модели проезда ТТА единичного препятствия на скорости 9 км/ч показали, что амплитуда ускорения сиденья в основном не превышает $1,7 \text{ м/с}^2$, при этом на некоторых временных промежутках наблюдается пробой подвески.

2. Разработанная имитационная модель предлагаемой конструкции подвески сиденья оператора по патенту на полезную модель РФ № 233623 позволяет провести комплекс численных экспериментов, на основе которых возможно определить значения различных динамических параметров сиденья оператора, влияющих на эффективность гашения вибрационной нагрузки на оператора ТТА. Результаты расчета проезда ТТА единичной неровности на скорости 9 км/ч показали, что снижение уровня виброускорений на сиденье с предложенной конструкцией демпфирования достигает $0,5 \text{ м/с}^2$, а также наблюдается отсутствие пробоя подвески, который был присущ серийной конструкции.

3. Разработанная суррогатная модель позволила получить взаимосвязь, которая сопоставляет местное сопротивление в трубопроводе, полученное за счет локального изменения вязкости магнитореологической жидкости, с местным сопротивлением от изменения сечения дросселя при различных скоростях потока жидкости.

4. Установлена зависимость изменения вязкости магнитореологической жидкости от ее свойств и скорости перемещения сиденья относительно пола кабины МЭС – $v_{\text{расч}} = |V_{\text{сид}} - V_{\text{пол}}| \cdot (v_{\text{макс}} - v_{\text{баз}}) + v_{\text{баз}}$, необходимая для алгоритма управления демпфирующими свойствами предлагаемой конструкции подвески сиденья, которая позволяет повысить эффективность гашения вертикальных

ускорений на сиденье оператора МЭС, за счет изменения кинематической вязкости магнитореологической жидкости в диапазоне $0,005 \dots 0,08 \text{ м}^2/\text{с}$.

5. Анализ амплитудно-частотных характеристик серийной и предложенной конструкций подвески сиденья оператора колесного сельскохозяйственного трактора показал снижение максимального значения отношения амплитуд виброскорости на сиденье и на полу кабины МЭС на 9,5 %, а также смещение зоны резонанса с частоты 2,2 Гц в область более низких частот – 1,3 Гц.

6. Проверка адекватности разработанной имитационной модели механизма подрессоривания сиденья показала, что расхождение опытных и теоретических данных не превышает 4%, свидетельствуя о том, что модель в достаточной степени точно описывает процесс демпфирования колебаний системой подвески сиденья, в связи с чем разработанная математическая модель является адекватной.

3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Задачи экспериментальных исследований

Для практического применения имитационной модели, разработанной в системе автоматизированного моделирования Simulink и описанной во второй главе данной работы, необходимо провести некоторые натурные и численные эксперименты. Результаты данных испытаний будут использованы для уточнения параметров подвески сиденья оператора МЭС, которые невозможно получить при теоретическом исследовании.

Проведение экспериментальных исследований осуществляется с использованием методики, разработанной специально для решения представленных ниже задач и изучения выбранных объектов, на основе общих научных подходов [32, 68, 98].

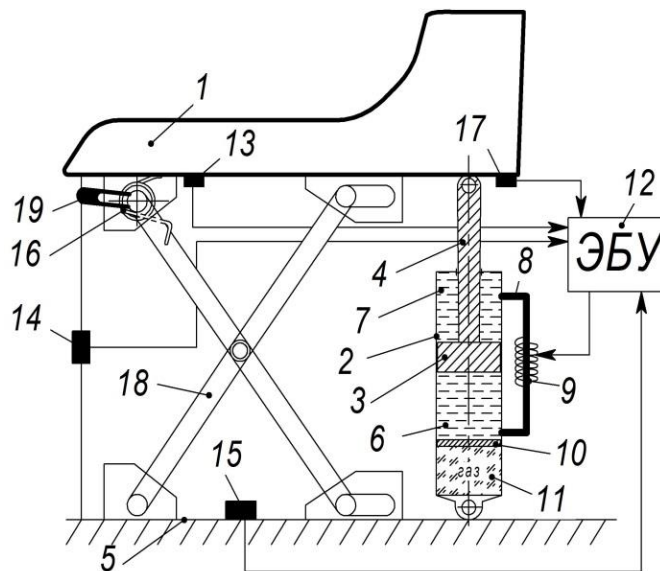
Задачами проведения численных и натурных экспериментов являлось:

- проведение дорожных испытаний с целью измерения параметров вибрации остова МЭС в составе ТТА Беларусь-1221.2 + 2ПТС-6 при проезде через единичную неровность, а также движения по участку пути;
- проверка адекватности разработанной математической модели серийной конструкции подвески сиденья оператора ТТА;
- проведение численных экспериментов для определения параметров суррогатной модели предложенной конструкции подвески сиденья;
- проведение сравнительных численных экспериментов для испытаний ТТА, состоящего из трактора Беларусь-1221.2 и прицепа 2ПТС-6, с целью оценки эффективности применения разработанного технического решения подвески сиденья оператора в сравнении с серийной конструкцией.

3.2 Объект исследования

Объектом исследования является ТТА, состоящий из универсально-пропашного трактора Беларус-1221.2, агрегатируемого с прицепом 2ПТС-6.

Предложенная конструкция подвески сиденья оператора транспортного средства (рисунок 3.1) работает следующим образом [89]. В процессе перемещения каркаса сиденья относительно пола кабины МЭС происходит перемещение переднего и заднего рычагов подвески, что приводит к закрутке торсионной пружины, которая одним концом упирается в передний рычаг подвески, а другим – в упор, за счет чего обеспечивается упругая характеристика сиденья оператора. При этом в демпфирующем элементе в качестве рабочей используется магнитореологическая жидкость, которая перетекает по магистрали, проходящей через индукционную катушку, из одной полости гидроцилиндра в другую. Использование магнитореологической жидкости объясняется тем, что она может менять свои свойства, а именно вязкость, под воздействием электромагнитного поля, создаваемого индукционной катушкой. При этом величина магнитного поля регулируется управляющим сигналом, поступающим с электронного блока управления, который на основании входящих сигналов с различных датчиков перемещения и ускорения, согласно заложенному алгоритму, рассчитывает необходимую величину силы тока для намагничивания жидкости. Также в демпфирующем элементе при помощи мембраны отделена газовая часть амортизатора, необходимая для компенсации разностей объемов поршневой и штоковой полостей гидравлической части демпфера при перетекании магнитореологической жидкости из одной полости в другую. Упругие и демпфирующие свойства предложенной подвески сиденья оператора МЭС обуславливаются совокупностью применения торсионной пружины, магнитореологической жидкости, индукционной катушки, а также газовой камеры с установленной в ней мембраной.



- 1 — каркас сиденья; 2 — гидроцилиндр; 3 — поршень; 4 — шток; 5 — основание подвески сиденья; 6,7 — полости гидроцилиндра; 8 — магистраль; 9 — индукционная катушка;
 10 — мембрана; 11 — компенсирующая камера; 12 — электронный блок управления;
 13,14,15 — датчики виброускорений сиденья, перемещения, виброускорений пола кабины;
 16 — торсионная пружина; 17 — датчик горизонтальных колебаний; 18 — рычаг подвески;
 19 — регулировочная рукоятка

Рисунок 3.1 — Схема предложенной конструкции подвески сиденья оператора

Первоначальное положение сиденья оператора определяется величиной давления газа в камере, рассчитанной на среднестатистический вес оператора. Если значение отличается, более точная настройка осуществляется за счет изменения угла начальной закрутки торсионной пружины при помощи рукоятки. Корректировка положения оператора прекращается при установлении поддрессоренной части подвески сиденья в положении $2/3$ величины хода штока. Настройки первоначального положения сиденья необходимы для обеспечения более эффективной работы подвески сиденья оператора, а также снижение вероятности пробоя подвески.

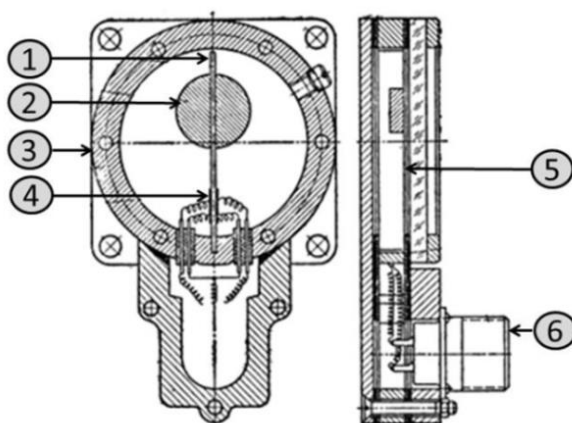
Преимущество использования предложенной конструкции сиденья оператора МЭС заключается в возможности мгновенного изменения демпфирующих свойств за счет использования индукционной катушки и магнитореологической жидкости в качестве рабочей. Данный принцип работы позволяет устранить не только возможность резонансных явлений, но и вероятность пробоя подвески,

способствуя при этом созданию наиболее комфортных условий работы оператора МЭС. При этом предложенная конструкция подвески сиденья оператора отвечает основным критериям, предъявляемым к данному устройству [31, 30].

3.3 Приборы и оборудование, применяемые при экспериментальных исследованиях

Для создания сценария симуляции движения ТТА по неровностям необходимы значения изменения во времени величин скорости и ускорения определенных точек каркаса МЭС. С целью получения данных параметров проводился натурный эксперимент, в котором производили замер уровней колебаний в определенных точках трактора.

Для замера уровней виброускорений остова МЭС в качестве измерительной аппаратуры использовался тензометрический виброакселерометр типа АТ-1 (рисунок 3.2), который позволяет производить измерения ускорений в диапазоне от $-2G$ до $2G$ [17].



1 — пластина; 2 — грузик; 3 — корпус; 4 — тензодатчик; 5 — прокладка; 6 — разъем

Рисунок 3.2 — Тензометрический акселерометр АТ-1

Принцип работы датчика заключается в следующем. В конструкции используется инерционный грузик 2, который закреплен на свободном конце упругого элемента (пластины) 1. При этом на данную пластину с обеих сторон приклеены тензодатчики 4, включенные в смежные плечи полумостовой схемы.

Другой конец упругого элемента 1 жестко зафиксирован в корпусе 3. В том случае, когда на виброакселерометр воздействует ускорение, свободный конец датчика с инерционным грузиком отклоняется, вызывая прогиб упругого элемента, что приводит к изменению силы тока. Для улучшения характеристик внутренняя полость тензометрического виброакселерометра заполнена демпфирующей силиконовой жидкостью.

Для регистрации колебаний остова МЭС тензометрические датчики были установлены в районе передней (датчик виброускорений переднего моста) и задней (датчик виброускорений заднего моста) частях трактора согласно схеме, представленной на рисунке 3.3.

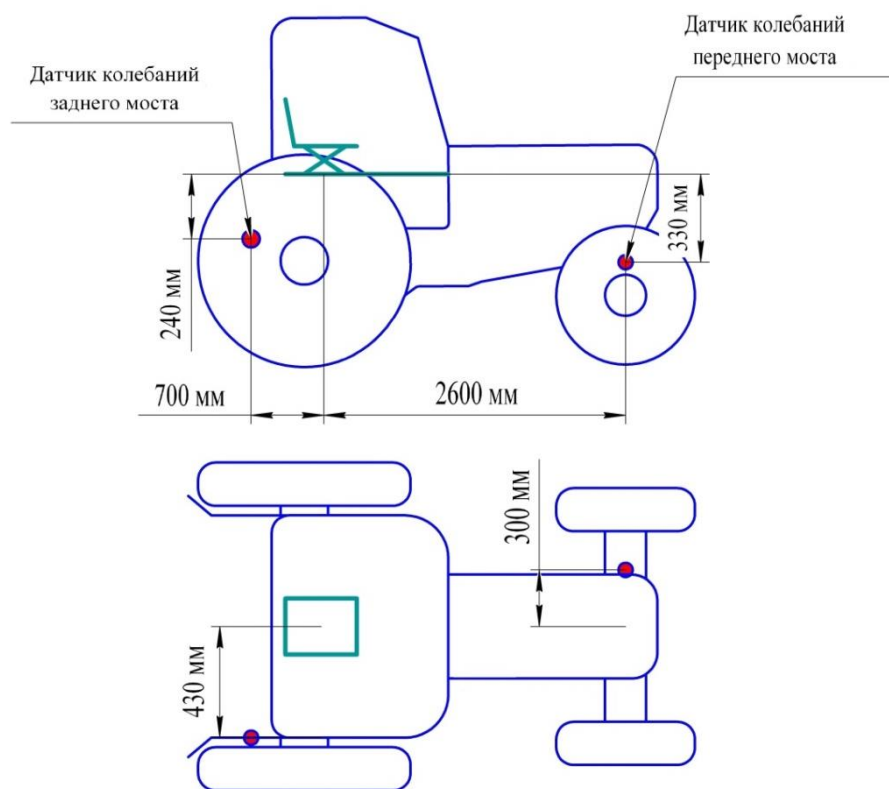
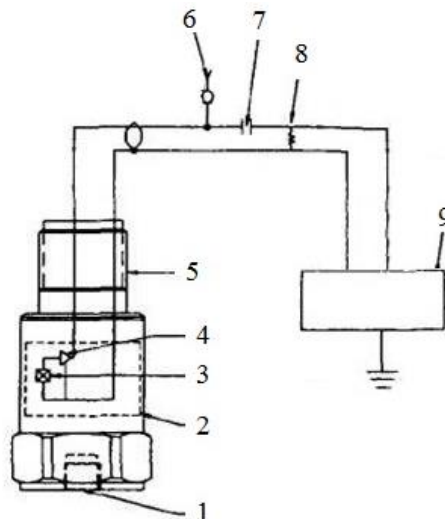


Рисунок 3.3 — Схема установки датчиков виброускорения на тракторе

Для тарировки акселерометра АТ-1 использовалось поверенное устройство измерения динамического давления, силы, деформации или ускорения – ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric)-датчик. Данное устройство содержит в себе чувствительный элемент, изготовленный из пьезоэлектрического материала, который способен преобразовать механическую нагрузку в электрический сигнал. Важной составной частью ICP-датчика является микросхема, необходимая для усиления

сигнала с последующей передачей на внешне устройство, а также источник питания постоянного тока, требуемый для корректной работы. При проведении эксперимента использовался вибропреобразователь AP2037-500-02. Схема датчика представлена на рисунке 3.4.



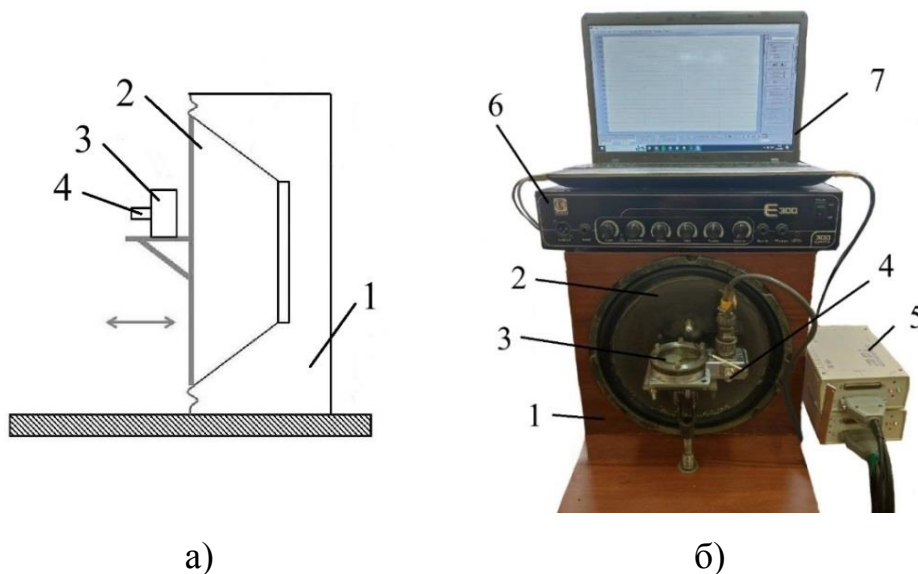
1 — место установки датчика; 2 — клетка Фарадея; 3 — пьезоэлектрический кристалл;
4 — усилитель; 5 — двухконтактный соединитель; 6 — входное напряжение от 18 до 30 В постоянного тока; 7 — разделительный конденсатор (типовое значение 22 мкФ, >35В постоянного тока); 8 — сопротивление фильтра; 9 — устройство чтения

Рисунок 3.4 — ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric)-датчик

Тарировка тензовиброакселерометра АТ-1 выполнялась на вибростенде, схема которого представлена на рисунке 3.5.

Принцип работы представленного стенда следующий. При помощи программного комплекса Adobe Audition генерируется сигнал определенной частоты, который через усилитель подается на электромагнитную катушку и приводит ее в движение, что позволяет создать вибрационные колебания опорной пластины с заданной частотой. Данные колебания регистрируются как датчиком ICP, так и виброакселерометром АТ-1. При этом показания датчика Integrated Circuit-Piezoelectric считаем в качестве эталонных (приложение А). В дальнейшем тензодатчик АТ-1 калибруется по методике, описанной в работе [70].

Фиксация сигнала с акселерометра, а также ICP датчика производилась при помощи аналого-цифрового преобразователя L-CARD LTR 212. Данный модуль создан на базе крейта LTR-EU-2.



1 — корпус динамика; 2 — динамик; 3 — виброакселерометр АТ-1; 4 — поверенный ИСР-датчик; 5 — аналого-цифровой преобразователь LTR 212; 6 — усилитель сигнала;
6 — персональный компьютер с необходимым ПО
а — схема вибростенда; б — подключенное оборудование

Рисунок 3.5 — Оборудование, используемое для тарировки
тензовиброакселерометров

LTR 212M является специализированным модулем АЦП 24 бит/ 7,6 кГц для подключения до восьми тензодатчиков сопротивлением от 100 Ом до 1 кОм, предназначенным для прямого полноценного подключения и точного измерения напряжения разбалансировки мостовых, полумостовых, четвертьмостовых резистивных датчиков.

Возможно подключение до восьми тензодатчиков 50 Ом при напряжении питания +2,5 В либо подключение до четырех тензодатчиков 50 Ом при напряжении питания +5 В.

Рабочие условия применения АЦП LTR 212:

- температура окружающей среды: от +5 до +55 °С;
- относительная влажность при температуре окружающей среды +25 °С: до 95 %;
- атмосферное давление: от 70 до 106,7 кПа.

LTR-EU-2 имеет возможность подключения через Ethernet-разъем к персональному компьютеру, благодаря чему осуществляется вывод информации при использовании программного обеспечения (ПО) LGraph 2 (рисунок 3.6).

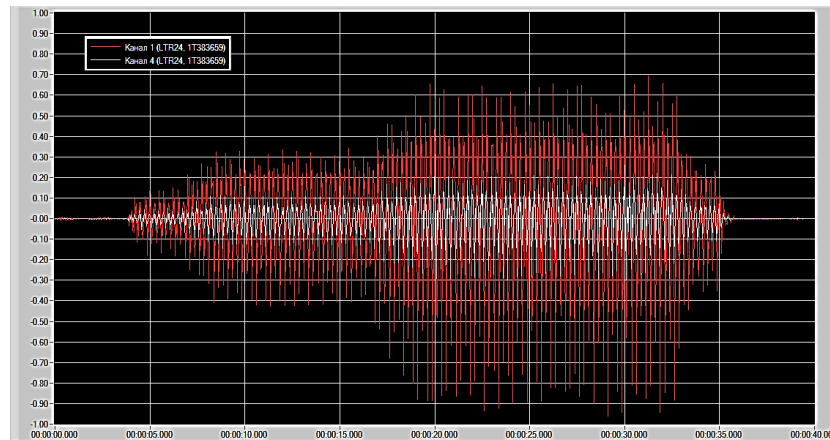


Рисунок 3.6 — Внешний вид сигналов, записанных в LGraph

Программа LGraph2 предназначена для регистрации, визуализации и обработки аналоговых сигналов, записанных с помощью измерительных плат или модулей АЦП компании L-CARD.

Обработанный файл полученной записи сигналов с тензодатчиков представляет собой документ с расширением .txt (рисунок 3.7). В данном файле отображается время с начала проведения замеров, а также показания нескольких тензометрических датчиков.

Исп — Блокнот

Файл Правка Формат Вид Справка

Segments: 1

Data as Time Sequence:

	Ch 1 канал 1	Ch 2 канал 2	Ch 3 канал 3	Ch 4 канал 4
0.00000	-0.07260	-0.03517		-0.15923
0.00164	-0.06929	-0.03242		-0.15894
0.00328	-0.06413	-0.02696		-0.15885
0.00492	-0.05795	-0.01985		-0.15881
0.00656	-0.05202	-0.01334		-0.15886
0.00820	-0.04752	-0.00935		-0.15881
0.00984	-0.04553	-0.00721		-0.15874
0.01148	-0.04655	-0.00634		-0.15857
0.01311	-0.05041	-0.00370		-0.15848
0.01475	-0.05646	0.00095		-0.15837
0.01639	-0.06344	0.00475		-0.15837
0.01803	-0.07011	0.00504		-0.15842
0.01967	-0.07506	-0.00022		-0.15848
0.02131	-0.07779	-0.00856		-0.15843
0.02295	-0.07778	-0.01710		-0.15832
0.02459	-0.07497	-0.02322		-0.15841
0.02623	-0.06984	-0.02568		-0.15839
0.02787	-0.06306	-0.02465		-0.15847
0.02951	-0.05574	-0.02140		-0.15852
0.03115	-0.04979	-0.01867		-0.15856

Рисунок 3.7 — Вид текстового документа, получаемого при записи сигналов

Возможности программного обеспечения LGraph2 позволяют экспортировать данные сигналов в файлы Matlab, что использовалось при обработке данных.

3.4 Условия и методика проведения лабораторных и дорожно-полевых исследований

3.4.1 Методика проверки адекватности разработанной имитационной модели серийной подвески сиденья

Для проверки адекватности разработанной математической модели серийной конструкции подвески сиденья оператора МЭС в настоящей работе проводилось несколько экспериментальных исследований.

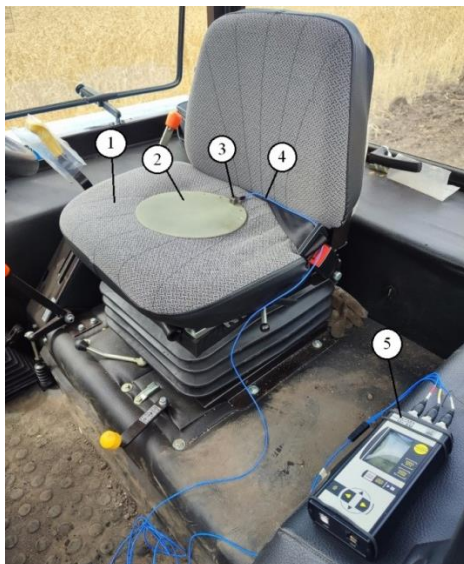
Проверка свободных затухающих колебаний сиденья оператора заключалась в сравнении перемещения сиденья в начальное положение из положения, при котором демпфирующий элемент серийной конструкции был полностью сжат, а сиденье находилось в крайнем нижнем положении, с упором рычагов подвески в ограничители, в ходе натурного или численного эксперимента, при этом к сиденью был приложен вес оператора.

Методика проведения как натурного, так и численного эксперимента была следующая. Сиденье было сжато и зафиксировано в крайнем нижнем положении при помощи бечевки (для случая численного эксперимента было установлено соответствующее начальное условие положения сиденья). После начала записи сигнала производилась обрезание бечевки, и сиденье, за счет усилия торсионной пружины и демпфирующего элемента, устанавливалось в начальное положение, отрегулированное величиной угла закрутки пружины. В качестве измерительной аппаратуры при натурном эксперименте использовался аналого-цифровой преобразователь LTR 212, который обрабатывал сигнал с подключенного датчика ускорений и передавал его на компьютер, где при помощи программного комплекса LGraph проводилась дальнейшая обработка сигнала. При численном эксперименте, после запуска моделирования в программном комплексе Simulink, сиденье

также занимало начальное положение под действием сил пружин и демпфера, а также проводилась фиксация данных, аналогичных натурном эксперименту. Результаты, полученные после обработки сигналов, представлены в п. 2.1.3 настоящей работы.

Для проверки адекватности работы подвески сиденья оператора в результате движения ТТА по участку пути был определен действительный уровень вибрационной нагруженности на сиденье. Данные замеры проводили одновременно (в результате одного натурного эксперимента) с фиксированием сигналов с датчиков колебаний, установленных в определенных точках трактора (рисунок 3.3). Полученные значения (с датчиков виброускорений переднего и заднего мостов) использовались в качестве входящего сигнала в математической модели, по результатам расчета которой получали значения виброускорений на сиденье оператора, аналогичные определяемым в ходе натурного эксперимента. При проверке адекватности сравнились данные виброускорения замеренные на реальном сиденье с данными полученными в результате расчета имитационной модели. Для определения уровня вибрационной нагруженности на сиденье оператора в ходе проведения дорожно-полевых исследований использовался виброметр ОКТАВА 101В, который выдает исходящую информацию в среднеквадратичном уровне виброускорений, замеренных во всех направлениях воздействия. Для замера вибрации на сиденье оператора используется посадочный диск, который позволяет равномерно распределить вес оператора. К диску крепится трехкомпонентный вибропреобразователь, соединенный с помощью антивибрационного кабеля с измерительным прибором ОКТАВА 101В. Подключенное оборудование в кабине трактора представлено на рисунке 3.8. Натурные исследования проводили с учетом общих методик проведения испытаний [32, 98], а также требований к оценке общей и локальной вибрации [33].

Результаты проверки на адекватность разработанной математической модели серийной конструкции подвески сиденья оператора МЭС представлены в п. 2.1.3, настоящей работы.



1— сиденье механизатора; 2 — посадочный диск; 3 — трехкомпонентный вибропреобразователь; 4 — антивибрационный кабель; 5 — виброметр ОКТАВА 101В

Рисунок 3.8 — Рабочее место оператора трактора Беларус-1221.2 с установленным измерительным оборудованием

3.4.2 Методика экспериментальных исследований тракторно-транспортного агрегата при переезде единичной неровности и движении по участку пути

Для оценки уровня вибронагруженности остова серийного ТТА осуществлялись исследования по проезду единичной неровности, а также участка пути с разными средними скоростями движения. Исследования проводили с прицепом, загруженным песком до 6 тонн. Вес груза определяли путем взвешивания груженого и порожнего прицепа. На рисунке 3.9 представлен ТТА в составе трактора Беларус-1221.2 с прицепом 2ПТС-6 с установленным измерительным оборудованием. Исследования проводились согласно общим требованиям, предъявляемым к испытаниям сельскохозяйственной техники [32, 98].

Единичная неровность была реализована при помощи искусственных препятствий, возвышающихся над уровнем дорожного покрытия на 20 см, выполненных в виде двух бетонных элементов, по типу «лежачий полицейский», которые были установлены перпендикулярно направлению движения трактора на расстоянии друг от друга, равному ширине колеи колес трактора (рисунок 3.10). Испытания проводились на ровном асфальтовом покрытии.

Программа испытаний включала в себя проезд единичной неровности на двух различных скоростях движения ТТА, повторность опыта – три раза.



1 — передний датчик виброускорений; 2 — задний датчик виброускорений; 3 — демпфер сцепного устройства; 4 — датчик виброускорений на сиденье оператора; 5 — регистрирующее оборудование

Рисунок 3.9 — ТТА с оборудованием для дорожно-полевых испытаний



1 — передний датчик виброускорений; 2 — задний датчик виброускорений; 3 — демпфер сцепного устройства; 4 — регистрирующее оборудование

Рисунок 3.10 — Испытания ТТА по переезду единичной неровности

Скорость движения ТТА определялась путем замера времени прохождения предварительного мерного участка. Длина данного участка составляла 10 метров и была ограничена вешками. Эксперименты проводили в светлое время суток. Температура окружающего воздуха была в пределах от +20 до +25 °С. На трактор были установлены шины фирмы «Белшина». На переднем мосту – 420/70R24, с давлением 0,16 МПа, на заднем – 18,4R38, с давлением 0,20 МПа.

Так как трактор Беларус-1221.2 оборудован механической коробкой передач, то предварительно выбирались передачи, которые соответствовали скорости движения трактора при номинальной частоте вращения двигателя трактора – 6 и 9 км/ч. Скорость, близкую к данным значениям, позволяли обеспечить соответственно передачи III.1 и II.4. Выбор вышеуказанных скоростей объясняется тем, что на более низких скоростях колебания остова МЭС незначительны, а при большей скорости, при переезде препятствия, происходит отрыв колес от дорожного профиля, что приводит к получению ошибочных результатов.

Стоит упомянуть, что в процессе исследования частота вращения коленчатого вала двигателя была постоянна (2200 об/мин). Необходимость данного нюанса заключается также в том, чтобы фактор воздействия вибрации от двигателя был константой и не искажал полученные результаты.

При агрегатировании МЭС с прицепом в прицепном устройстве присутствуют значительные зазоры, приводящие к ударным нагрузкам, способным повлиять на результаты проведенных замеров. Для минимизации влияния данного фактора прицепная серьга была оснащена резиновым демпфером (рисунок 3.11).

После того, как задние колеса прицепа переезжали через искусственную неровность, ТТА продолжал движение с установленной скоростью до момента полного угасания вертикальных колебаний.

В процессе проведения испытаний по проезду единичной неровности производились замеры уровня виброускорений при помощи тензометрических датчиков, установленных в нескольких точках трактора (рисунок 3.3). Данные в режиме реального времени через крейт LTR-EU-2 поступали на персональный компьютер, где в дальнейшем сохранялись для последующей обработки.



Рисунок 3.11 — Резиновый демпфер в сцепном устройстве

Методика проведения испытаний по проезду ТТА определенного участка пути во многих аспектах схожа с вышеописанной методикой проведения эксперимента по проезду единичной неровности. Отразим лишь дополнительные данные.

Участок пути был выбран с точки зрения реальных условий работы ТТА при перевозке грузов внутри хозяйств. Участок представляет собой грунтовую дорогу, микронеровности которой характерны для большинства дорог подобного типа. При этом были определены нормированная и аппроксимированная корреляционные функции для микропрофиля контрольного участка дороги. Результаты определения коэффициентов данных функций позволили установить, что их величина входит в диапазон значений для грунтовых дорог, указанный в следующих работах [70, 98, 135]. Уровень влажности грунта был минимален. Длина контрольного участка составляла 250 метров. Границы участка были обозначены сигнальными вешками. Также мерный участок был разделен на секторы, обозначенные вешками, длиной по 50 метров, для контроля скорости движения ТТА.

Скорости движения трактора для испытаний по проезду участка пути были следующие: 11,3; 14,2; 18,6; 25,6; 35,0 км/ч. Для достижения данной скорости передачи трактора в трансмиссии были, соответственно III.3, IV.1, IV.2, IV.3, IV.4. Трактор предварительно разгонялся и, пересекая первую контрольную вешку, передним колесом включали секундомер, на котором фиксировалось время пересе-

чения каждого последующего сектора. За счет этого определялась действительная средняя скорость движения ТТА на каждом мерном участке. В случае значительного расхождения экспериментальной скорости движения с необходимой теоретической эксперимент проводился повторно. Данные, полученные с датчиков виброускорений, регистрировались аналогично эксперименту по проезду единичной неровности при помощи крейта LTR-EU-2 и персонального компьютера и сохранялись для дальнейшей обработки. Каждый опыт повторяли 3 раза.

3.4.3 Методика обработки полученных результатов натурного эксперимента и подготовки данных для численного эксперимента

Данные, полученные при испытании ТТА в различных условиях эксплуатации, необходимо обработать для дальнейшей их подачи в виде входящего сигнала на платформу кресла оператора МЭС с целью имитации колебания пола в численном эксперименте, по итогам проведения которого можно определить эффективность применения предложенной конструкции подвески сиденья механизатора в сравнении с серийной.

Особенность регистрации сигналов с помощью АЦП заключается в их дискретности и наличии шумов. Поэтому для моделирования они должны быть предварительно обработаны. Попытка применения необработанных данных привела к наличию некорректных значений скоростей и ускорений, что связано с дискретностью и погрешностями измерений.

Первоначальная обработка заключалась в применении сглаживающего сплайна [74]. Этот метод можно считать наиболее предпочтительным. Так как нет необходимости иметь функцию, описывающую колебания, регрессионный анализ представляется лишним, хотя нелинейная регрессия на основе ряда Фурье или функции, определенной как сумма синусов, и может неплохо описать данные. Интерполяционные функции имеют коэффициент детерминации $R^2 = 1$ и проходят через все точки. Это неприменимо, так как данные должны быть сглажены, а высокочастотные шумы – отфильтрованы. В противном случае могут возникать слишком высокие значения производных, что является методическими ошибками

и ошибками измерения, а не характером изменения физической величины. Сглаживающий сплайн является также кусочно-заданной функцией, но позволяет задавать коэффициент сглаживания.

Для создания входных данных и моделирования сценария проезда ТТА через единичную неровность были записаны различные наборы данных по результатам проведенных натурных экспериментов. Для описания методики обработки данных используются результаты отдельного эксперимента по проезду ТТА единичной неровности на скорости 11 км/ч. Остальные результаты исследований, направленные на определение действительного уровня вибронагруженности оператора, обрабатываются аналогичным способом.

На рисунке 3.12, для примера, показаны графики дискретных данных и результат сглаживания с коэффициентом 0,999 для вертикального перемещения заднего колеса. Полученная сглаживающая функция имеет следующие статистические величины: сумма квадратов отклонений — $0,0145 \text{ м}^2$, коэффициент детерминации $R^2 = 0,9997$, число степеней свободы $d_f = 9950$, скорректированный коэффициент детерминации $R_{кор}^2 = 0,9997$, среднеквадратичное отклонение $r_{mse} = 0,00121 \text{ м}$. То есть средняя ошибка вертикального перемещение колеса составляет 1,21 мм.

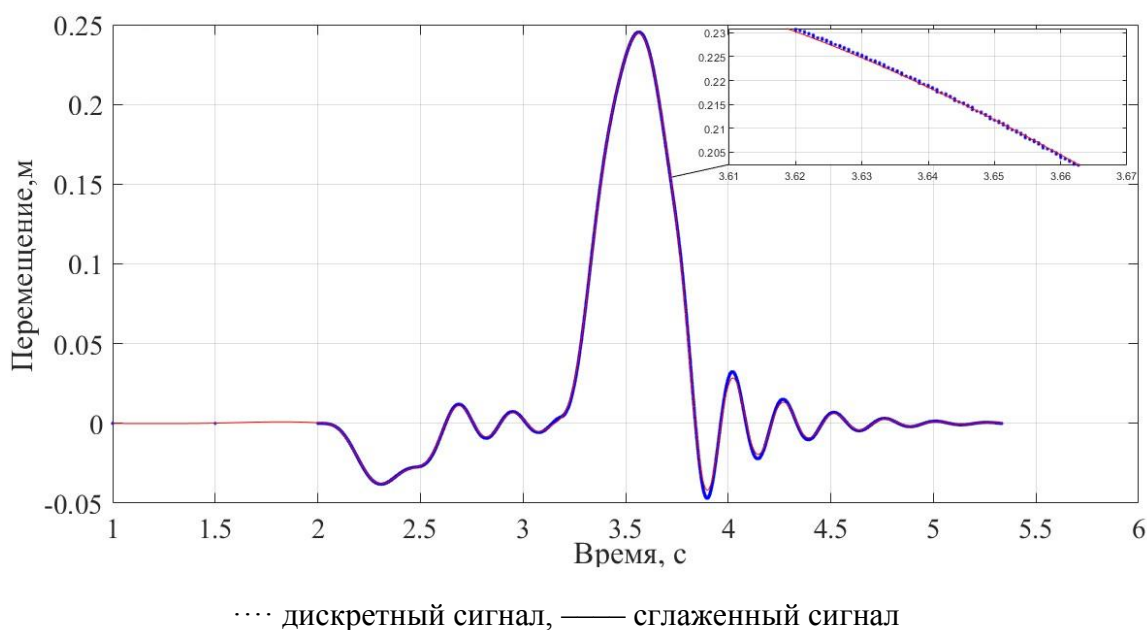
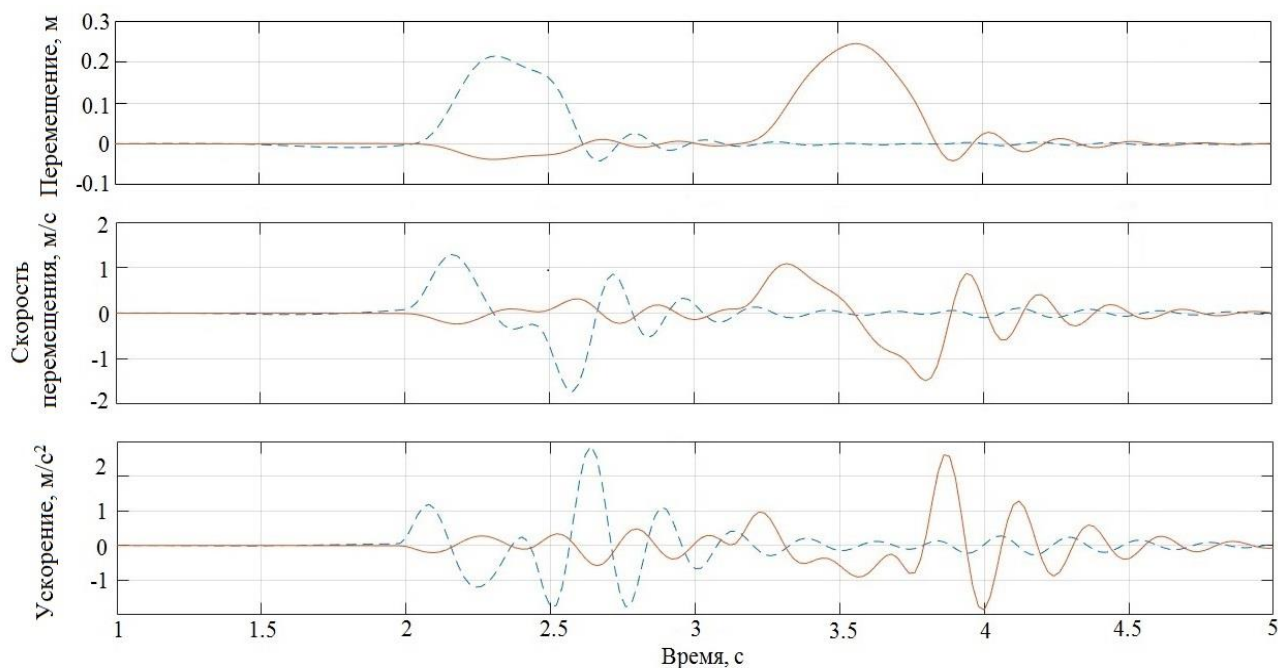


Рисунок 3.12 — Перемещение датчика, установленного в районе заднего колеса трактора, при проезде единичной неровности

После выполнения предварительной обработки данных некорректные значения скоростей и ускорений, характерные для дискретных данных, при моделировании не наблюдались.

Полученная функция позволяет создать набор данных для численных экспериментов, в том числе значения первой и второй производных перемещения мест установки датчиков. Эти данные представляют собой сценарий для проведения испытаний в численном эксперименте (рисунок 3.13).

Использование в имитационной модели платформы, колебания которой имитируют колебания пола кабины, возникающие при движении трактора по неровностям дорожного профиля, позволяет провести численные эксперименты по проезду ТТА любых неровностей, а приведенная методика экспериментальных исследований и обработки результатов дает возможность с помощью несложных экспериментов получить данные для широкого спектра испытаний на имитационной модели.



--- датчик виброускорений переднего моста; — датчик виброускорений заднего моста

Рисунок 3.13 — Параметры, определяющие сценарий испытаний при проезде единичной неровности в численном эксперименте

Таким образом, теоретические исследования работы подвески сиденья оператора трактора, а также совершенствование ее конструкции возможно проводить,

прибегая к численным экспериментам, в которых учитывается заранее созданный сценарий. Необходимые данные для сценария могут быть получены из вышеописанного натурального эксперимента.

3.5 Методика численного эксперимента

3.5.1 Методика определения параметров суррогатной модели для предложенной конструкции подвески сиденья

Размер элементов предложенной подвески сиденья был выбран исходя из размеров, близких к размерам серийного демпфера. Устройство и отличительные особенности исследуемого демпфирующего устройства подвески сиденья оператора подробно описаны в начале данной главы. Главная особенность предложенной конструкции заключается в использовании в качестве рабочей магнитореологической жидкости, которая может мгновенно изменять свои вязкостные свойства под воздействием магнитного поля. Вследствие ограничений, изложенных в п. 2.2.1, была предложена суррогатная модель, однако параметры этой модели, в частности закономерность изменения сечения регулируемого дросселя, требуют уточнения с помощью численного эксперимента.

Для этого разработана вспомогательная модель, схема показана на рисунке 3.14. Данная модель состоит из нескольких участков трубы, между которыми установлен регулируемый дроссель. Блок «источник расхода» задает массовый расход на входе в систему. «Датчик давления» определяет разницу давления до и после дросселя, а датчик расхода анализирует скорость потока на выходе из системы. Также в отдельную подсистему собран конфигуратор решателя.

Так как определяется взаимосвязь $A_{др} = f(v_{расч}, v_{баз}, Q)$, план эксперимента должен включать точки факторного пространства в координатах $v_{расч} — Q$ для определения $A_{др}$, вызывающего потери напора при $v_{баз}$ и Q , равные потерям напора при заданных $v_{расч}$ и Q для предлагаемой конструкции.

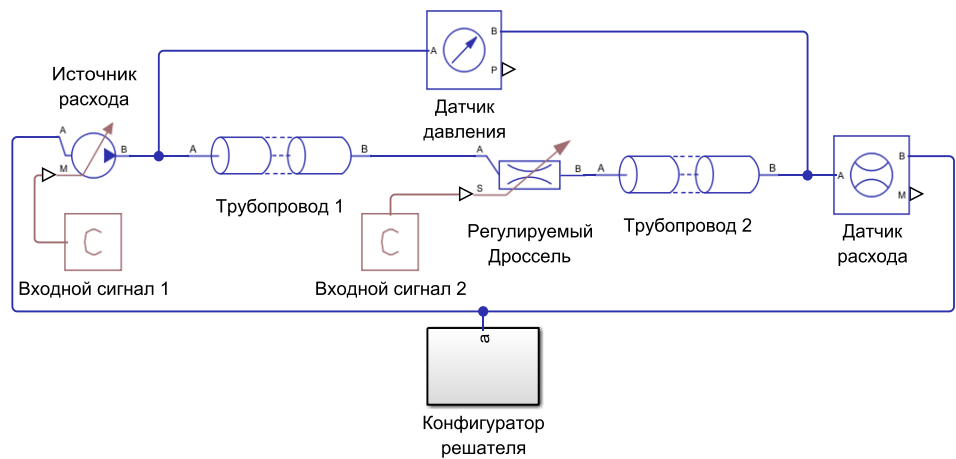
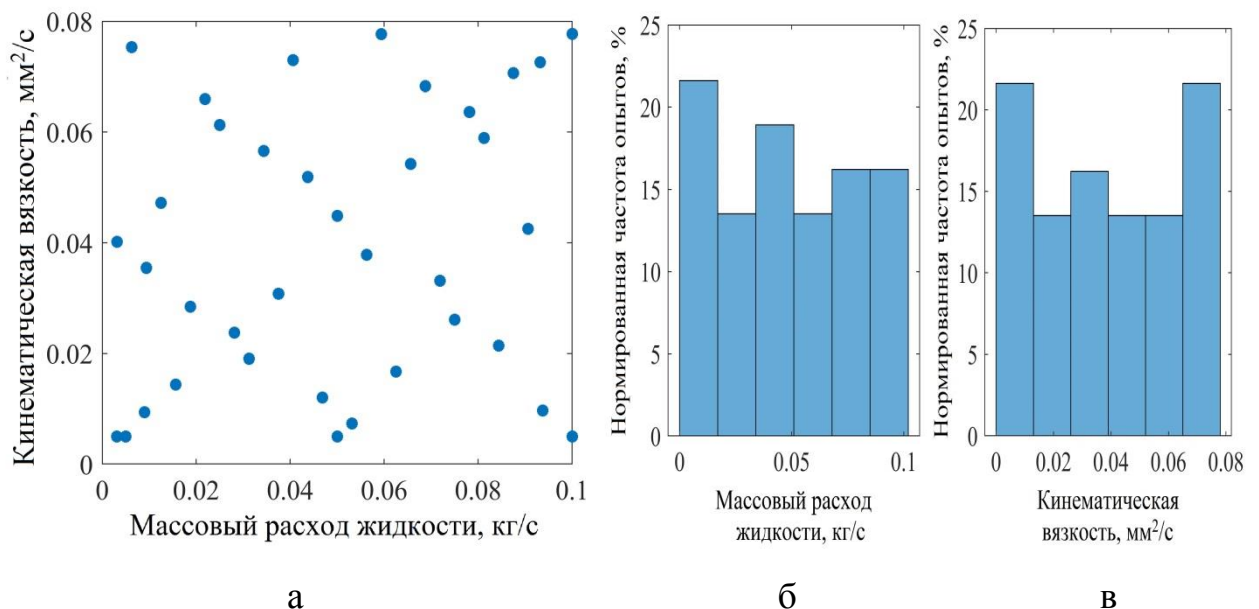


Рисунок 3.14 — Схема вспомогательной модели для установления закономерности регулирования проходного сечения дросселя

На основании вышесказанного был создан план эксперимента, учитывающий различный набор величин вязкости и массового расхода жидкости. Согласно методу латинского гиперкуба были получены 37 точек, которые обладали хорошим заполнением факторного пространства, что видно на рисунке 3.15. Также значения полученных точек приведены в таблице 3.1.



а — распределение величин в факторном пространстве; б, в — гистограммы массового расхода и кинематической вязкости жидкости

Рисунок 3.15 — Заполнение факторного пространства в плане численного эксперимента по определению параметров суррогатной модели

При этом, согласно литературным источникам [72, 79, 130], было установлено, что оптимальное изменение величины кинематической вязкости для работы амортизатора подвески сиденья составляет $0,005 \dots 0,08 \text{ м}^2/\text{с}$.

Дальнейший алгоритм работы с данной моделью для установления зависимости перепада давления от локального изменения вязкости рабочей жидкости либо от изменения пропускного сечения дросселирующего элемента был следующий.

Устанавливалась величина вязкости жидкости и массовый расход жидкости в блоках начальных условий согласно представленному плану эксперимента. При этом величина открытия пропускного канала дросселирующего элемента была максимальной. Фиксировалась и регистрировалась разница давления до и после дросселя (таблица 3.1). Далее, в начальных условиях модели вязкость жидкости заменялась на минимально допустимую, то есть $0,005 \text{ м}^2/\text{с}$. При помощи приложения Parameter Estimator, встроенного в оболочку Matlab, машинным способом производился подбор величины открытия дросселирующего клапана с целью соответствия показателя перепада давления жидкости (определенного как разница давления до и после дросселя), при начальной вязкости и минимальной возможной. Значение площади открытия дросселирующего окна также заносилось в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 — Результаты численного эксперимента

Массовый расход	Вязкость	Разница давления	Площадь отверстия
0.0500	0.0448	$4.6255 \cdot 10^6$	0.6495
0.0250	0.0612	$3.1589 \cdot 10^6$	0.5202
0.0750	0.0261	$4.0372 \cdot 10^6$	0.9755
0.0125	0.0472	$1.2168 \cdot 10^6$	0.6259
0.0625	0.0167	$2.1556 \cdot 10^6$	1.4079
0.0375	0.0308	$2.3812 \cdot 10^6$	0.8583
0.0875	0.0706	$1.2748 \cdot 10^7$	0.4717
0.0063	0.0753	$9.7103 \cdot 10^5$	0.4507
0.0563	0.0378	$4.3878 \cdot 10^6$	0.7358
0.0312	0.0191	$1.2289 \cdot 10^6$	1.2580
0.0813	0.0589	$9.8735 \cdot 10^6$	0.5351
0.0188	0.0284	$1.1000 \cdot 10^6$	0.9120
0.0688	0.0683	$9.6841 \cdot 10^6$	0.4826
0.0438	0.0519	$4.6819 \cdot 10^6$	0.5851
0.0938	0.0097	$1.8736 \cdot 10^6$	2.3878

Массовый расход	Вязкость	Разница давления	Площадь отверстия
0.0031	0.0402	$2.5887 \cdot 10^5$	0.7037
0.0531	0.0073	$8.0483 \cdot 10^5$	3.3019
0.0281	0.0238	$1.3780 \cdot 10^6$	1.0505
0.0781	0.0636	$1.0249 \cdot 10^7$	0.5072
0.0156	0.0144	$4.6335 \cdot 10^5$	1.6114
0.0656	0.0542	$7.3401 \cdot 10^6$	0.5672
0.0406	0.0730	$6.1153 \cdot 10^6$	0.4607
0.0906	0.0425	$7.9455 \cdot 10^6$	0.6758
0.0094	0.0355	$6.8596 \cdot 10^5$	0.7713
0.0594	0.0777	$9.5118 \cdot 10^6$	0.4415
0.0344	0.0566	$4.0110 \cdot 10^6$	0.5502
0.0844	0.0214	$3.7260 \cdot 10^6$	1.1430
0.0219	0.0659	$2.9755 \cdot 10^6$	0.4941
0.0719	0.0331	$4.9115 \cdot 10^6$	0.8122
0.0469	0.0120	$1.1634 \cdot 10^6$	1.9082
0.1000	0.0050	$1.0315 \cdot 10^6$	4.9976
0.0500	0.0050	$5.1573 \cdot 10^5$	5.0240
0.0050	0.0050	$5.1573 \cdot 10^4$	5.0239
0.1000	0.0777	$1.6029 \cdot 10^7$	0.4419
0.0031	0.0050	$3.1975 \cdot 10^4$	5.0239
0.0932	0.0726	$1.3958 \cdot 10^7$	0.4629
0.0090	0.0094	$1.7452 \cdot 10^5$	2.4677

На основании полученных значений (таблица 3.1) была построена модель линейной регрессии. Отбросив коэффициенты взаимодействий незначительных факторов, были оставлены только значимые, которые вносят существенный вклад в уравнение и имеют низкий уровень значимости ошибки по двустороннему критерию Стьюдента. Коэффициент детерминации составляет 0,999. Формула итоговой модели линейной регрессии была представлена во второй главе данной работы (2.37). В таблице 3.2 приведены значения всех значимых коэффициентов взаимодействий.

Таблица 3.2 — Оценка погрешностей модели линейной регрессии

Члены уравнения	Значение	Сумма квадратов отклонений	Расчетное значение критерия Стьюдента	Расчетное значение уровня значимости
постоянный	12.7236	0.2009	63.3315	$4.2968 \cdot 10^{-12}$
$v_{\text{расч}}$	$-2.3690 \cdot 10^3$	78.2004	-30.2934	$1.5306 \cdot 10^{-9}$
$Qv_{\text{расч}}$	$-5.5159 \cdot 10^4$	$5.8134 \cdot 10^3$	-9.4883	$1.2547 \cdot 10^{-5}$

Члены уравнения	Значение	Сумма квадратов отклонений	Расчетное значение критерия Стьюдента	Расчетное значение уровня значимости
Q^2	$3.9522 \cdot 10^4$	$5.2588 \cdot 10^3$	7.5155	$6.8267 \cdot 10^{-5}$
$v_{\text{расч}}^2$	$2.2745 \cdot 10^5$	$1.2894 \cdot 10^4$	17.6401	$1.0902 \cdot 10^{-7}$
$Q^2 v_{\text{расч}}$	$1.9062 \cdot 10^6$	$2.0642 \cdot 10^5$	9.2346	$1.5331 \cdot 10^{-5}$
Q^3	$-2.3297 \cdot 10^6$	$3.0787 \cdot 10^5$	-7.5671	$6.5027 \cdot 10^{-5}$
$v_{\text{расч}}^3$	$-1.0075 \cdot 10^7$	$7.1611 \cdot 10^5$	-14.0688	$6.3268 \cdot 10^{-7}$
$Q^2 v_{\text{расч}}^2$	$-6.7378 \cdot 10^7$	$7.1864 \cdot 10^6$	-9.3758	$1.3704 \cdot 10^{-5}$
$Q v_{\text{расч}}^3$	$9.9570 \cdot 10^7$	$1.0212 \cdot 10^7$	9.7506	$1.0246 \cdot 10^{-5}$
Q^4	$5.2390 \cdot 10^7$	$6.7548 \cdot 10^6$	7.7560	$5.4538 \cdot 10^{-5}$
$v_{\text{расч}}^4$	$2.2484 \cdot 10^8$	$1.7826 \cdot 10^7$	12.6134	$1.4649 \cdot 10^{-6}$
$Q^3 v_{\text{расч}}^2$	$9.0218 \cdot 10^8$	$1.0326 \cdot 10^8$	8.7365	$2.3043 \cdot 10^{-5}$
$Q^4 v_{\text{расч}}$	$-5.5281 \cdot 10^8$	$6.0684 \cdot 10^7$	-9.1097	$1.6951 \cdot 10^{-5}$
$Q v_{\text{расч}}^4$	$-2.8283 \cdot 10^9$	$2.9045 \cdot 10^8$	-9.7378	$1.0347 \cdot 10^{-5}$
Q^5	$-5.4500 \cdot 10^8$	$6.7809 \cdot 10^7$	-8.0373	$4.2231 \cdot 10^{-5}$
$v_{\text{расч}}^5$	$-2.5088 \cdot 10^9$	$2.0815 \cdot 10^8$	-12.0526	$2.0735 \cdot 10^{-6}$
$Q^3 v_{\text{расч}}^3$	$1.3474 \cdot 10^{10}$	$1.5837 \cdot 10^9$	8.5079	$2.7963 \cdot 10^{-5}$
$Q^4 v_{\text{расч}}^2$	$-1.4322 \cdot 10^{10}$	$1.5806 \cdot 10^9$	-9.0609	$1.7635 \cdot 10^{-5}$
$Q^2 v_{\text{расч}}^4$	$5.7741 \cdot 10^8$	$1.4669 \cdot 10^8$	3.9361	0.0043
$Q^5 v_{\text{расч}}$	$9.6755 \cdot 10^9$	$1.0516 \cdot 10^9$	9.2011	$1.5748 \cdot 10^{-5}$
$Q v_{\text{расч}}^5$	$3.5972 \cdot 10^{10}$	$3.6460 \cdot 10^9$	9.8663	$9.3844 \cdot 10^{-6}$
Q^6	$2.1174 \cdot 10^9$	$2.5618 \cdot 10^8$	8.2652	$3.4506 \cdot 10^{-5}$
$v_{\text{расч}}^6$	$1.1027 \cdot 10^{10}$	$9.2572 \cdot 10^8$	11.9119	$2.2677 \cdot 10^{-6}$
$Q^3 v_{\text{расч}}^4$	$-1.6967 \cdot 10^{11}$	$1.9643 \cdot 10^{10}$	-8.6375	$2.5046 \cdot 10^{-5}$
$Q^5 v_{\text{расч}}^2$	$5.5855 \cdot 10^{10}$	$6.5124 \cdot 10^9$	8.5767	$2.6369 \cdot 10^{-5}$
$Q^6 v_{\text{расч}}$	$-4.6810 \cdot 10^{10}$	$5.2130 \cdot 10^9$	-8.9796	$1.8844 \cdot 10^{-5}$
$Q v_{\text{расч}}^6$	$-1.7299 \cdot 10^{11}$	$1.7228 \cdot 10^{10}$	-10.0412	$8.2316 \cdot 10^{-6}$
$Q^3 v_{\text{расч}}^5$	$7.7829 \cdot 10^{11}$	$8.7584 \cdot 10^{10}$	8.8861	$2.0347 \cdot 10^{-5}$

Анализ значений коэффициентов модели линейной регрессии показывает, что уровень значимости ошибки, рассчитанный по критерию Стьюдента, не превышает 0,43 %, что свидетельствует о том, что все члены уравнения значимы и не вносят значительного вклада в погрешность расчета, что и обеспечивает узкий доверительный интервал с вероятностью попадания в него 99,9 %. Это хорошо видно по линейной регрессии между исходными данными и полученной регрессионной моделью, представленной на рисунке 3.16.

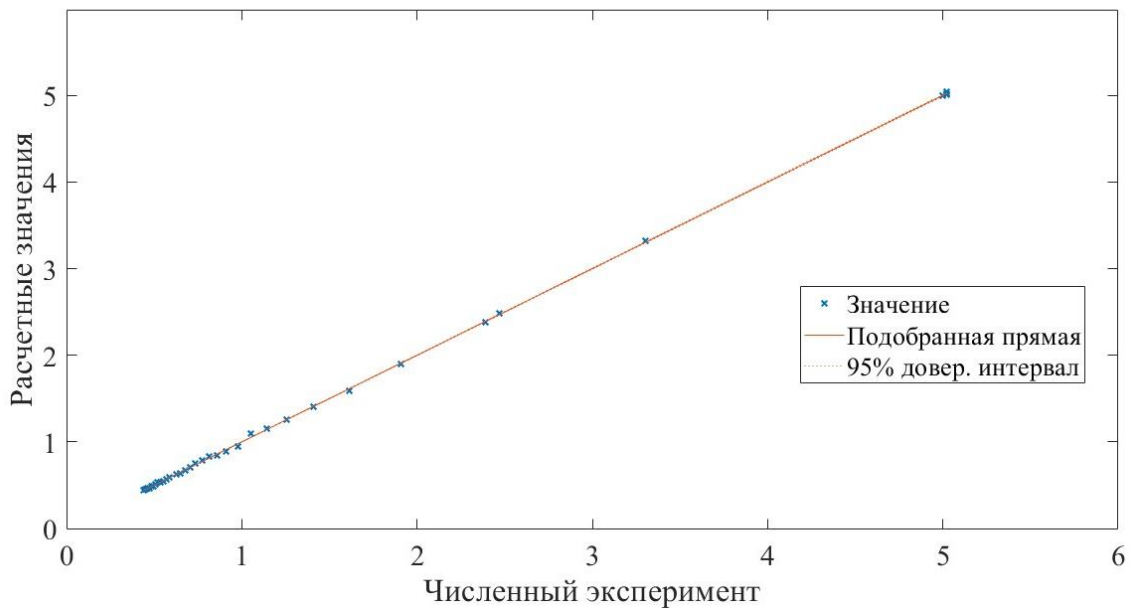


Рисунок 3.16 — Корреляция регрессионной модели

Представленный график показывает, что все полученные значения находятся в 95% доверительном интервале, что свидетельствует о высокой точности полученной регрессионной модели. Коэффициент корреляции составляет 0,999.

3.5.2 Численный эксперимент при проезде тракторно-транспортным агрегатом единичной неровности и движении по участку дороги

Математические модели, описанные во второй главе, позволяют провести численные имитационные эксперименты в качестве сравнительных испытаний сиденья оператора МЭС как для получения амплитудно-частотной характеристики классической и предложенной конструкций, так и для оценки эффективности снижения уровня вибронагруженности рабочего места оператора за счет использования предложенной конструкции поддрессоривания при движении ТТА в различных условиях реальной эксплуатации. При этом в численном эксперименте для имитации вибрации, возникающей вследствие преодоления мобильным энергетическим средством неровностей дорожного профиля, создана дополнительная подмодель, которая будет генерировать колебания пола кабины (рисунок 2.3) с заданными частотами и амплитудами или основываться на кинематике ключевых

точек силового каркаса МЭС, замеренных в натурном эксперименте. Схема и описание данной подмодели приведены в п. 2.1 настоящей работы.

С целью использования в математических моделях реальных размеров узлов системы подрессоривания сиденья оператора она была разобрана и измерены массогабаритные параметры рычагов подвески сиденья, каркаса кресла, подушки сиденья, а также спинки. Полученные величины использовались как параметры имитационной модели.

Параметры серийной пружины кручения были определены в лабораторных условиях путем измерения усилия при ее закручивании, а параметры пружины в предложенной конструкции определялись на основе теоретических исследований.

При проведении численного эксперимента модели находились в начальном состоянии. В начале моделирования в подвеске сиденья под действием пружин кручения, учитывая их первоначальный угол закрутки и усилия в газовой полости амортизирующего элемента сиденье, занимало начальное положение, которое соответствует нахождению штока поршня на $2/3$ длины его рабочего хода. Данное положение необходимо для эффективной работы системы подрессоривания. Оно обеспечивается за счет выравнивания усилия торсионных пружин, демпфирующего элемента и веса сиденья с оператором в течение 1 с, в связи с чем каждый численный эксперимент начинался с некоторым смещением по времени.

Данные, полученные в натурном эксперименте, описанном в п. 3.4 настоящей работы, были предварительно обработаны (п. 3.4.3) и подавались в подсистему пола кабины на соответствующий шарнир с начальным интервалом в 2 секунды.

Время моделирования соответствовало времени движения ТТА для двух исследуемых случаев. Количество численных экспериментов по проезду ТТА единичной неровности и участка пути соответствовало количеству исследуемых скоростей при натурных экспериментах для каждого случая движения (п. 3.4.2).

Решение систем дифференциальных и алгебраических уравнений в моделях осуществлялось при помощи решателя «daessc» (DAE solver for Simscape) с автоматическим переключением для решения жестких систем дифференциальных уравнений на «Ode15s», тип решателя был с переменным шагом, так как он поз-

воляет задать точность методов, при этом максимальный шаг составлял 0,0001, а относительная погрешность – не более 0,1%.

Предварительный анализ частот изменения данных при регистрации сигнала в модели показал, что на исследуемый диапазон частот точность моделирования влияния не оказывает.

В результате моделирования проводилась регистрация всех полученных показателей работы системы подвески сиденья оператора (динамические параметры жидкости и газа, кинематические параметры механических элементов и т.д.), что позволяет проводить глубокий анализ работы системы поддрессоривания после окончания численного эксперимента. Полученные в результате расчета моделирования данные не имели шумов и не требовали дополнительной обработки, так как подача входных сигналов в модель осуществлялась в сглаженном виде (п. 3.4.3).

3.6 Выводы

1. Предложенная конструкция подвески сиденья оператора колесного сельскохозяйственного трактора позволяет изменять демпфирующие свойства амортизатора менее чем за 0,1 сек за счет использования индукционных катушек и магнитореологической жидкости, с диапазоном изменения кинематической вязкости 0,005...0,08 м²/с, в качестве рабочих. Данное конструктивное решение позволяет устранить возможность резонансных явлений, снизить вероятность пробоя подвески, а также повысить эффективность работы системы поддрессоривания. При этом предложенная конструкция способствует созданию наиболее комфортных условий работы оператора ТТА за счет мгновенного изменения характеристик подвески сиденья в зависимости от условий движения.

2. Разработанная методика численного эксперимента серийной и предложенной конструкций подвесок сиденья оператора ТТА позволяет провести численные эксперименты, направленные на определение некоторых рабочих параметров системы поддрессоривания сиденья (динамические параметры жидкости и газа, кинематические параметры механических элементов, скорость и перемеще-

ние подушки сиденья и т.д.). Это способствует более глубокому анализу процессов, протекающих при работе системы подпрессоривания.

3. Численный эксперимент по определению параметров суррогатной модели для предложенной конструкции подвески сиденья позволил получить уравнение, описывающее закономерность, которая сопоставляет местное сопротивление в трубопроводе, полученное за счет использования дросселирующего элемента, с локальным сопротивлением от намагничивания магнитореологической жидкости, что приводит к мгновенному изменению демпфирующих свойств подвески сиденья оператора МЭС, при этом для данной взаимосвязи уровень значимости ошибки, рассчитанный по критерию Стьюдента, не превышает 0,43 %, а результаты корреляции регрессионной модели показывают, что все полученные значения находятся в 95% доверительном интервале, коэффициент корреляции составляет 0,999.

4. Предложенная методика проведения дорожно-полевых исследований тракторно-транспортного агрегата в составе МЭС Беларус-1221.2 и прицепа 2ПТС-6 позволяет получить данные уровня вертикальных ускорений некоторых точек силового каркаса трактора при различных режимах работы ТТА (переезд препятствия, движение по участку дороги). При этом скорость движения ТТА при переезде единичной неровности составляла 6 и 9 км/ч, а в случае движения по участку пути варьировалась в диапазоне от 11,3 до 35 км/ч. Полученные данные используются для проведения численного эксперимента в качестве входного сигнала, на основании которого имитируются колебания пола кабины.

5. Методика обработки результатов, полученных в ходе проведения натурального эксперимента, позволяет, учитывая особенности записи сигналов используемым оборудованием, подготовить данные для использования в математической модели с целью дальнейших исследований, направленных на определение эффективности использования предложенной конструкции подвески сиденья оператора ТТА в сравнении с серийной.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Результаты дорожных и дорожно-полевых испытаний тракторно-транспортного агрегата

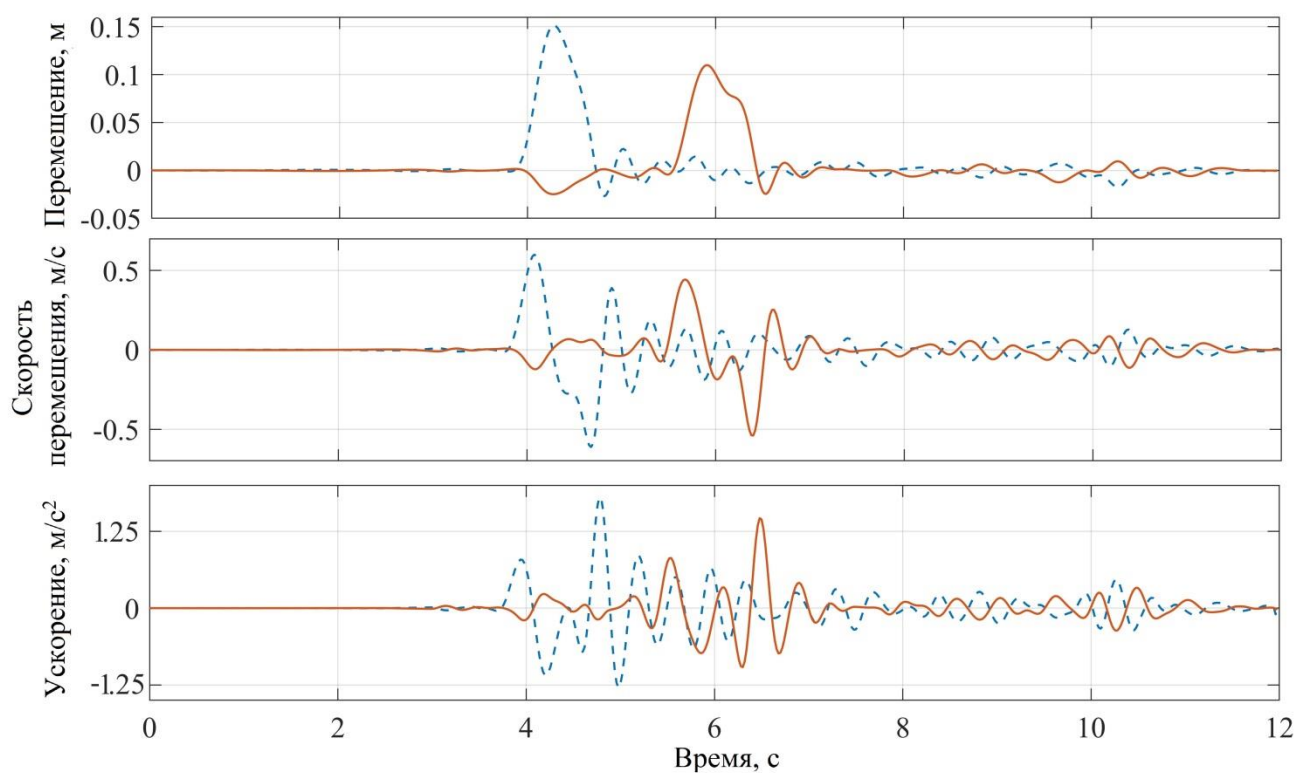
Дорожные и дорожно-полевые испытания ТТА в составе трактора Беларус-1221.2 и прицепа 2ПТС-6 проводились с целью определения реального уровня вибронагруженности остова МЭС при движении ТТА в условиях приближенных к реальной эксплуатации. Согласно методике, описанной в третьей главе данной работы, были получены следующие результаты для двух случаев движения МЭС с прицепом на различных типичных скоростях: переезд единичной неровности и движение по участку пути.

Согласно методике, описанной в разделе 3.4 настоящей работы, результаты проведенных испытаний имели определенный формат записи выходного сигнала. Обработка сигнала при помощи программного комплекса Matlab подробно описана п. 3.4.3. Согласно данной методике были обработаны результаты всех испытательных заездов по переезду единичной неровности. При этом на данном этапе обработки сигналов были добавлены в начальный момент времени дополнительные 2 секунды, которые необходимы для установления всех параметров математической модели подвески сиденья в первоначальное положение. В итоговом виде значения перемещения, ускорения и скорости в точках установки датчиков виброускорений на ТТА, при переезде им единичной неровности на различных скоростях движения представлены в виде графиков на рисунках 4.1— 4.2.

В результате анализа данных рисунков видно, что при скорости движения ТТА 6 км/ч пик перемещения переднего датчика наблюдается в момент времени 4-5 сек, т. е. когда переднее колесо переезжает препятствие, заднего датчика – на 6й секунде, при переезде задним колесом. Максимальное значение величины перемещения для переднего и заднего датчиков составляет соответственно 0,15 и 0,11 м. При увеличении скорости движения ТТА до 9 км/ч пиковые значения

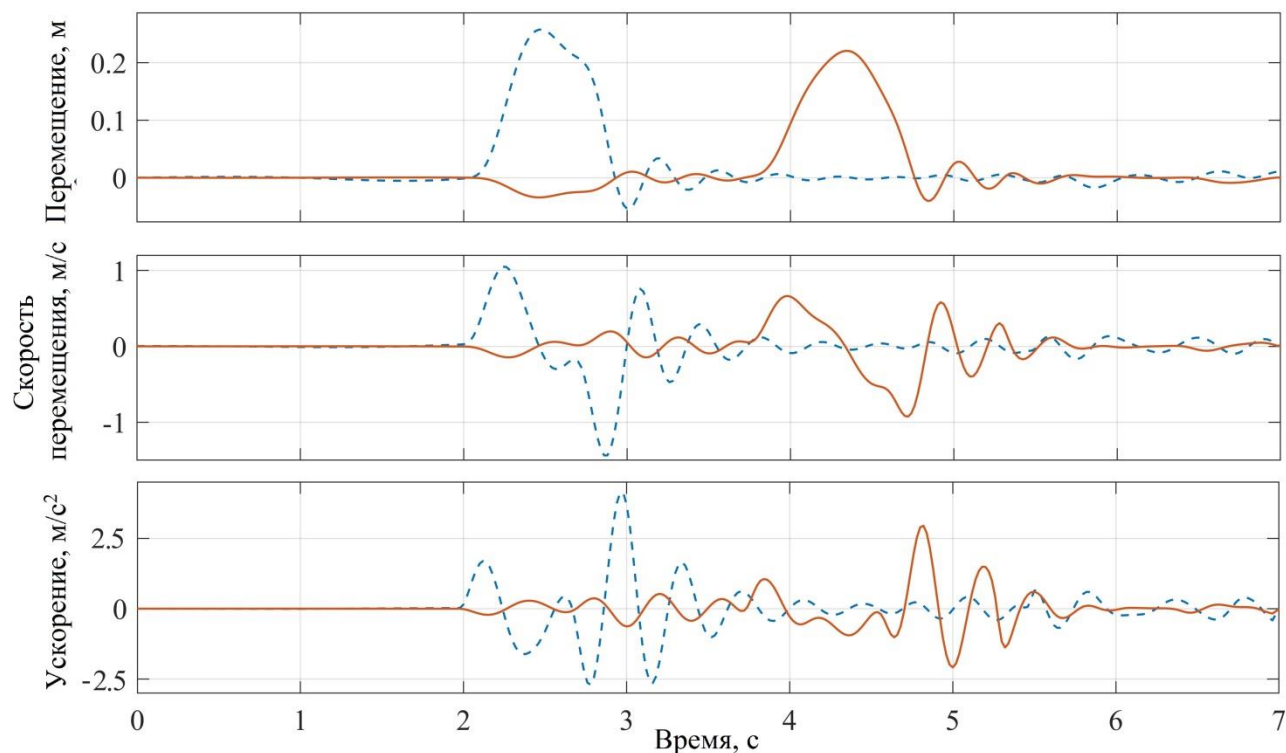
увеличиваются до 0,26 м для заднего датчика, и 0,21 м – для переднего. Соответственно, увеличиваются и другие кинематические показатели. Так, максимальное значение ускорения для переднего датчика при скорости движения ТТА через единичную неровность 6 км/ч составило около $1,5 \text{ м/с}^2$, а при скорости 9 км/ч – $3,5 \text{ м/с}^2$, для заднего соответственно $1,25 \text{ м/с}^2$ и $2,75 \text{ м/с}^2$. Однако основная часть колебаний имеет меньшие значения. После проезда задним колесом трактора через препятствие, после частичного затухания собственных колебаний, возникают колебания, более отчетливо заметные на заднем датчике виброускорений. Эти колебания происходят от переезда прицепом через препятствие, и они через жесткое сцепное устройство прицепа передаются на МЭС. При этом величина виброускорений на датчиках переднего и заднего мостов изменяется в различных порядках, так как при различной скорости движения ТТА через препятствие возникают различные деформации в пневматических шинах, заключающиеся в сжатии колеса трактора либо в незначительном его отрыве от поверхности дорожного профиля, а также добавляются собственные затухающие колебания шин.

В случае переезда единичной неровности ТТА на скорости 9 км/ч видно, что значения перемещения датчика виброускорений переднего моста превышают величину искусственной неровности, через которую переезжал ТТА на 0,06 м, а заднего – на 0,01 м. Причина данного явления связана с отрывом движителей трактора в момент перекатывания колеса через пик неровности. Поэтому в процессе анализа результатов эксперимента максимальную скорость движения ТТА было решено ограничить показаниями данного опыта, так как дальнейшие колебания трактора, после приземеления колеса, сильно зависят от характеристик шин и частоты их собственных колебаний, что негативно влияет на полученные данные. Более того, с эксплуатационной точки зрения, переезжать подобные препятствия на большой скорости не является безопасным.



-- датчик виброускорений переднего моста; — датчик виброускорений заднего моста

Рисунок 4.1 — Обработанные результаты показаний датчиков виброускорений при проезде ТТА единичной неровности на скорости 6 км/ч



-- датчик виброускорений переднего моста; — датчик виброускорений заднего моста

Рисунок 4.2 — Обработанные результаты показаний датчиков виброускорений при проезде ТТА единичной неровности на скорости 9 км/ч

При движении ТТА по грунтовому участку пути, так же, как в вышеописанном эксперименте, фиксировались данные, полученные с датчиков виброускорений, установленных на МЭС. Методика проведения эксперимента описана в 3-й главе данной работы. По результатам проведенных испытаний движения ТТА, на различных скоростях были получены данные, которые после обработки представлены в виде графиков на рисунках 4.3 — 4.7.

В процессе обработки сигналов проезда ТТА участка грунтового пути, для последующей корректной работы математической модели было добавлено в начальный момент времени дополнительные 5 секунд.

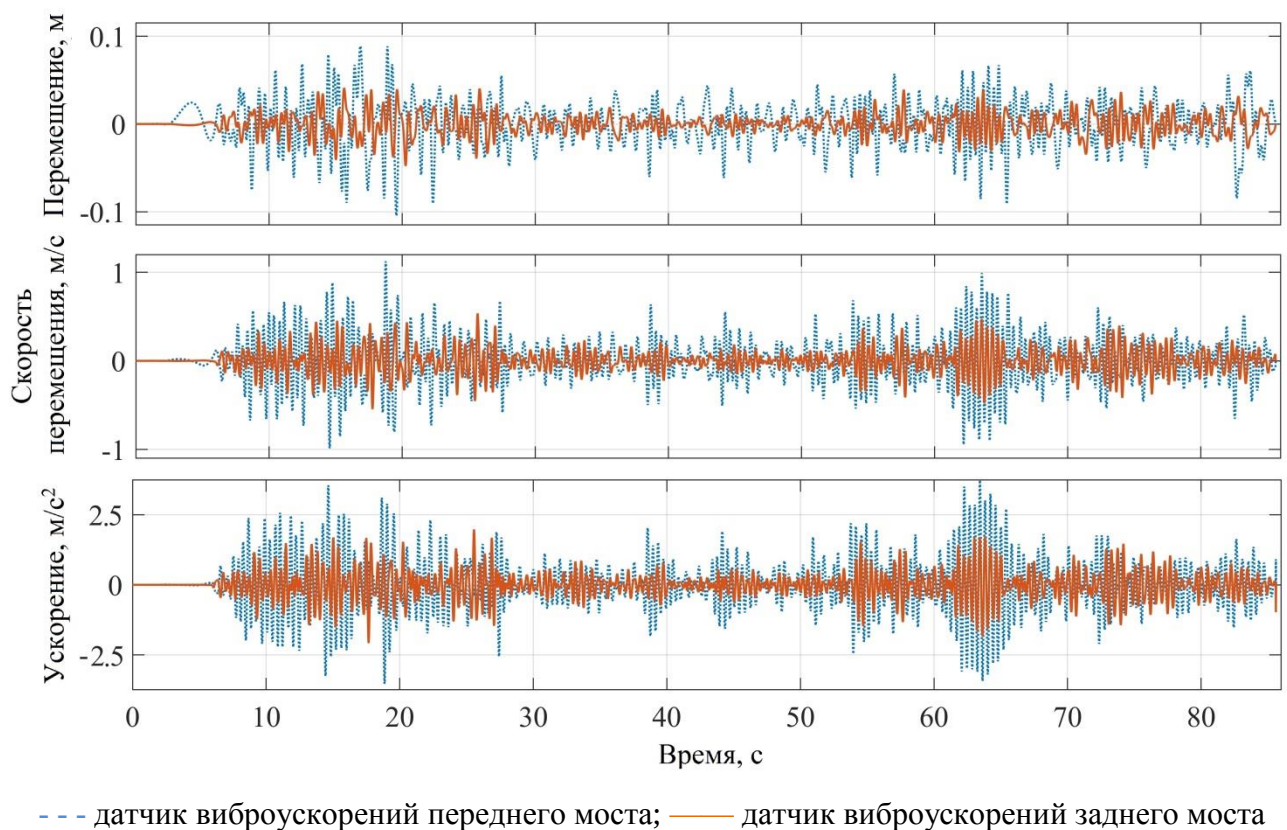
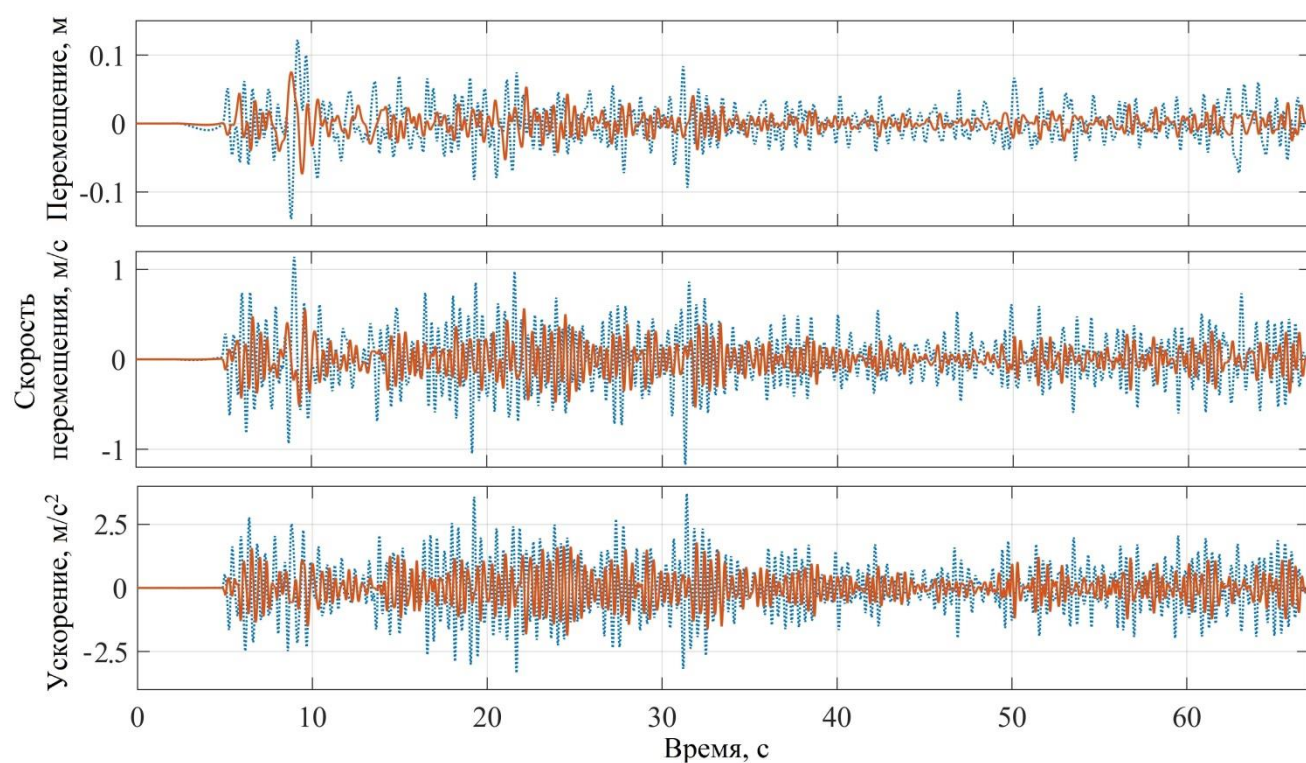
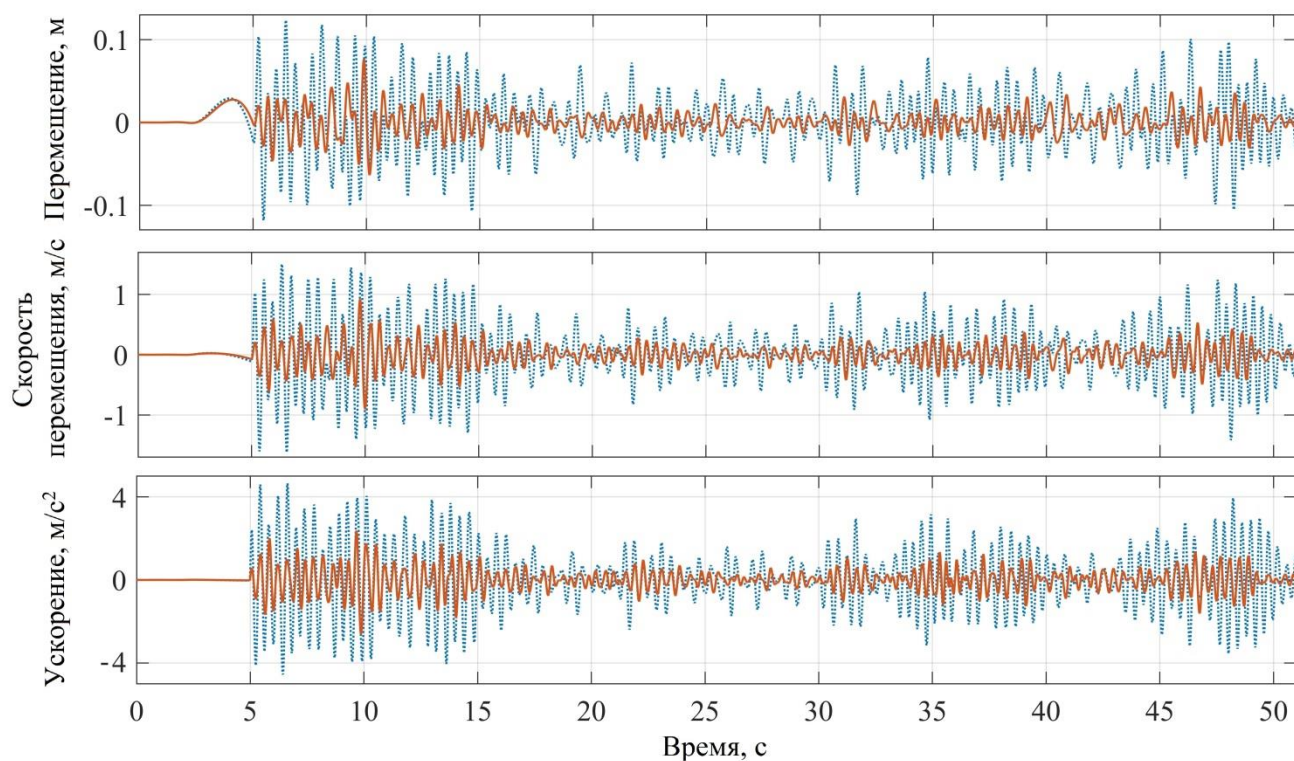


Рисунок 4.3 — Обработанные результаты показаний датчиков виброускорений при проезде ТТА грунтового участка пути на скорости 11,3 км/ч



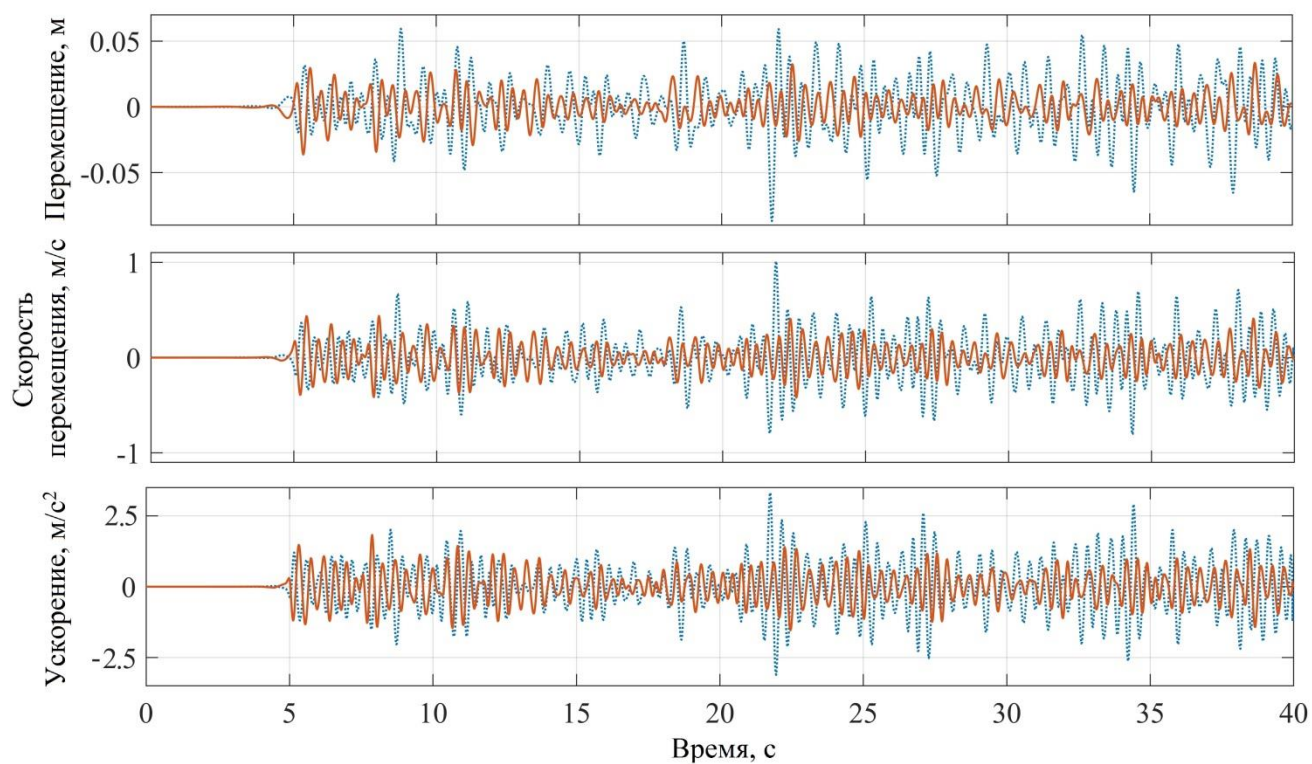
-- датчик виброускорений переднего моста; — датчик виброускорений заднего моста

Рисунок 4.4 — Обработанные результаты показаний датчиков виброускорений при проезде ТГА грунтового участка пути на скорости 14,2 км/ч



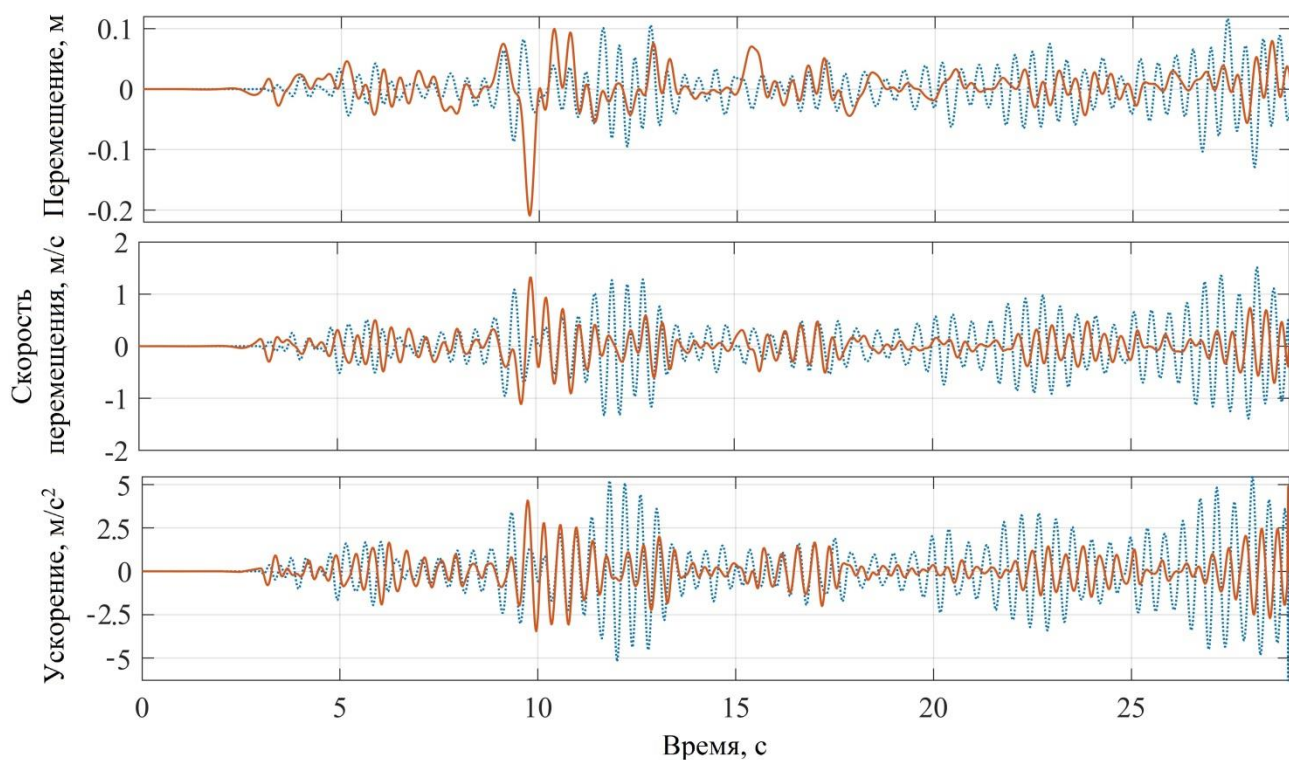
-- датчик виброускорений переднего моста; — датчик виброускорений заднего моста

Рисунок 4.5 — Обработанные результаты показаний датчиков виброускорений при проезде ТГА грунтового участка пути на скорости 18,6 км/ч



-- датчик виброускорений переднего моста; — датчик виброускорений заднего моста

Рисунок 4.6 — Обработанные результаты показаний датчиков виброускорений при проезде ТТА грунтового участка пути на скорости 25,6 км/ч



-- датчик виброускорений переднего моста; — датчик виброускорений заднего моста

Рисунок 4.7 — Обработанные результаты показаний датчиков виброускорений при проезде ТТА грунтового участка пути на скорости 35 км/ч

В результате анализа представленных графиков, на которых отображаются полученные результаты некоторых кинематических параметров определенных точек силового каркаса МЭС, видно, что на различной скорости движения, в диапазоне от 11,3 км/ч до 35 км/ч, пиковые значения ускорений в передней части трактора находятся в пределах от $3,5 \text{ м/с}^2$ до 5 м/с^2 , а задней – от $1,5 \text{ м/с}^2$ до 4 м/с^2 , при этом основная часть колебаний имеет меньшие значения.

Представленные обработанные результаты проведенных исследований являются промежуточными и будут использоваться в ходе имитационных испытаний математической модели, описанной во второй главе настоящей работы, в качестве входных сигналов для введения основных кинематических параметров перемещения пола кабины МЭС для имитации движения ТТА в программном комплексе Simulink с высокой степенью точности с целью определения эффективности гашения колебаний серийной и предложенной конструкций сиденья оператора.

4.2 Результаты численного эксперимента при моделировании проезда тракторно-транспортным агрегатом единичной неровности и участка пути на различных скоростях движения

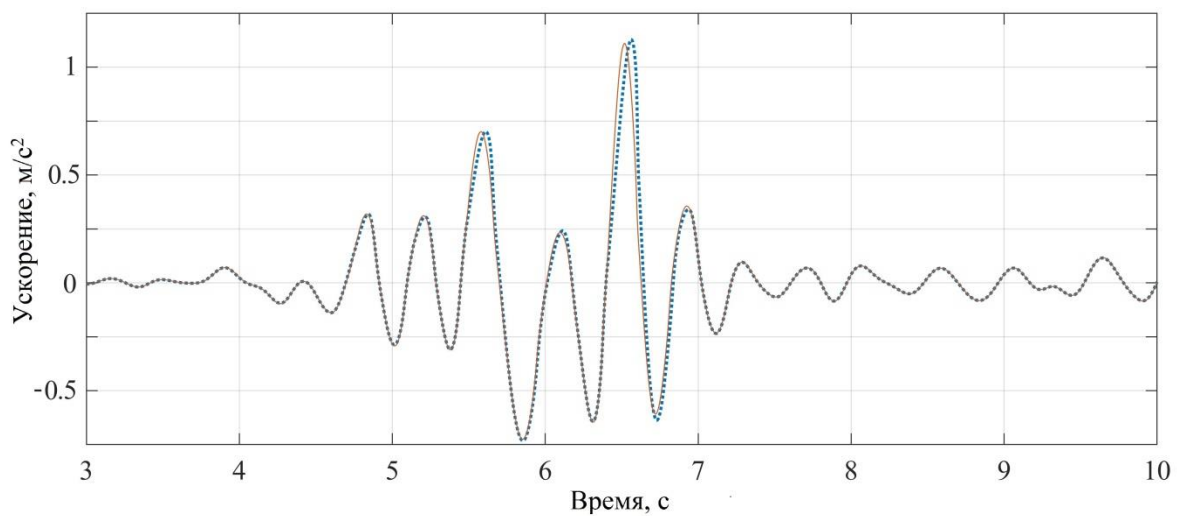
Определение уровня вибрационной нагруженности рабочего места оператора МЭС проводилось с использованием имитационного моделирования в комплексе программ Matlab. Более подробно о преимуществах и необходимости использования такого метода расчета было сказано ранее. Для проведения данного расчета использовались созданные математические модели серийной и предлагаемой конструкций системы подвески и демпфирования сиденья оператора ТТА. В качестве входных сигналов, задающих колебания пола кабины трактора, были применены данные, полученные в результате проведения натурного эксперимента, которые представлены в разделе 4.1 настоящей работы.

При расчете программным комплексом перемещения сиденья оператора МЭС при движении ТТА возможна регистрация всех рабочих параметров системы подвески рабочего места тракториста. Однако такой объем информации будет

иметь значительный размер, а также время расчетов будет в несколько раз больше. В связи с тем, что цель данных исследований – определение эффективности гашения колебаний, передающихся на оператора трактора через систему поддресоривания сиденья за счет применения предлагаемой конструкции по отношению к серийной, то особое внимание будет уделяться лишь величине ускорений на сиденье оператора МЭС.

Результаты определения уровня вибронагруженности рабочего места оператора, при моделировании проезда единичной неровности ТТА с серийной и предлагаемой конструкциями подвески сиденья представлены в виде графиков на рисунках 4.8 — 4.9.

Их анализ показывает, что при переезде единичной неровности ТТА со скоростью движения 6 км/ч предложенная конструкция демонстрирует незначительное снижение уровня ускорения на сиденье оператора (менее 3%).



... серийная конструкция; — предложенная конструкция

Рисунок 4.8 — Результаты численного эксперимента при моделировании проезда ТТА единичной неровности на скорости 6 км/ч

При проведении испытаний для случая движения ТТА со скоростью 9 км/ч у серийной подвески сиденья оператора МЭС наблюдается пробой на 4,5-5-й секундах эксперимента, о чем свидетельствует резкое увеличение значения ускорения. Пробой подвески возникает, когда она не может эффективно погасить возникшие колебания, что приводит к использованию полного хода рычагов подвес-

ки и их удара об ограничитель, вызывающих резкое увеличение ускорения и передачу ударной нагрузки на оператора ТТА.

Предложенная конструкция подвески сиденья при движении с вышеуказанной скоростью позволяет не только не допустить жесткого удара рычагов подвески об ограничители, но также снизить уровень ускорений на других рассматриваемых временных интервалах до 8%.

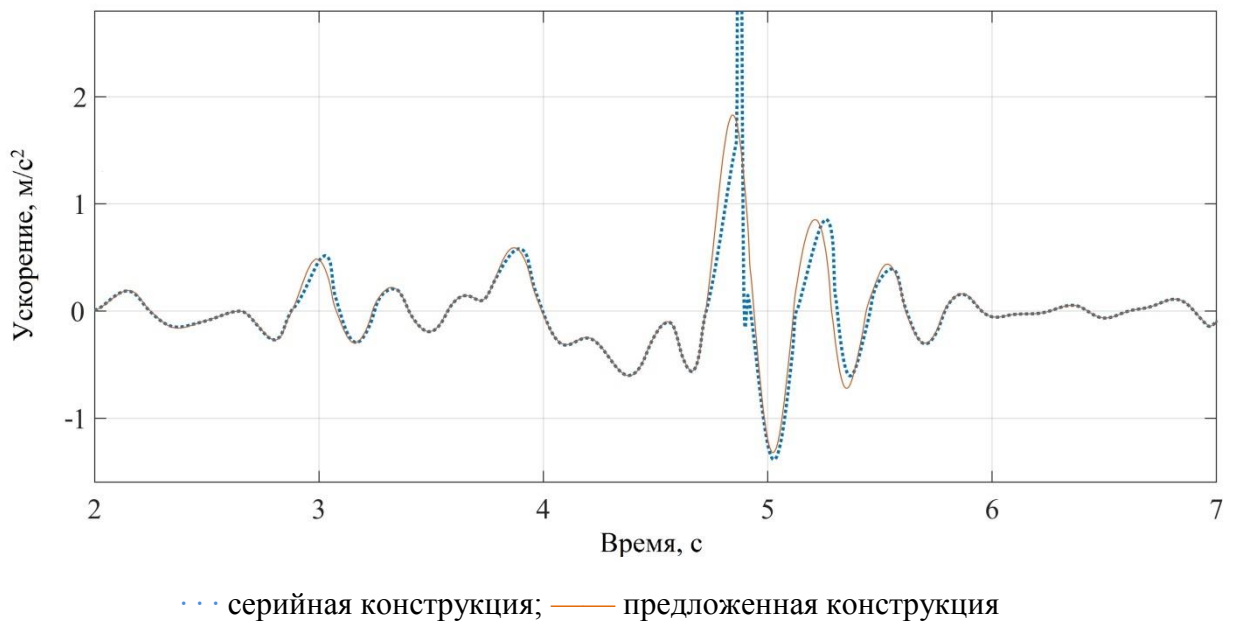


Рисунок 4.9 — Результаты численного эксперимента при моделировании проезда ТТА единичной неровности на скорости 9 км/ч

В ходе испытаний серийной и предлагаемой конструкции подвесок сиденья оператора МЭС при проезде ТТА участка пути оценка эффективности работы различных конструкций делалась по двум критериям: в виде зависимости виброускорений на сиденье от времени, а также был произведен пересчет данных значений в среднеквадратичные значения (СКЗ) вертикальных ускорений в октавных полосах частот. При этом методика выполнения расчета СКЗ виброускорения описана в следующем источнике [117]. Полученные результаты при моделировании движения ТТА по участку пути грунтовой дороги с использованием серийной или предлагаемой конструкции подвески сиденья оператора МЭС пересчитывались согласно вышеуказанной методике при помощи встроенного в оболочку Matlab комплекса Live Editor и будут представлены в виде графических зависимостей СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот [133]. В связи с тем, что в актуаль-

ном документе [112], регламентирующем уровень вибрационной нагруженности на рабочем месте оператора самоходных машин, указано только значение эквивалентного скорректированного уровня виброускорения, без уточнения предельно допустимых значений вибрации в октавных полосах частот, воспользуемся значениями, приведенными в аналогичном документе [117], однако будем использовать их лишь в качестве «рекомендуемых». При этом для дополнительной сравнительной оценки эффективности работы предложенной конструкции сиденья оператора, а также корректного анализа полученных результатов, на график добавлена шкала нормирующих (рекомендуемых) значений транспортной вибрации рабочих мест для каждой среднегеометрической полосы частот [117].

Результаты расчета математической модели представлены на рисунке 4.10 в виде зависимости ускорений на сиденье оператора от времени.

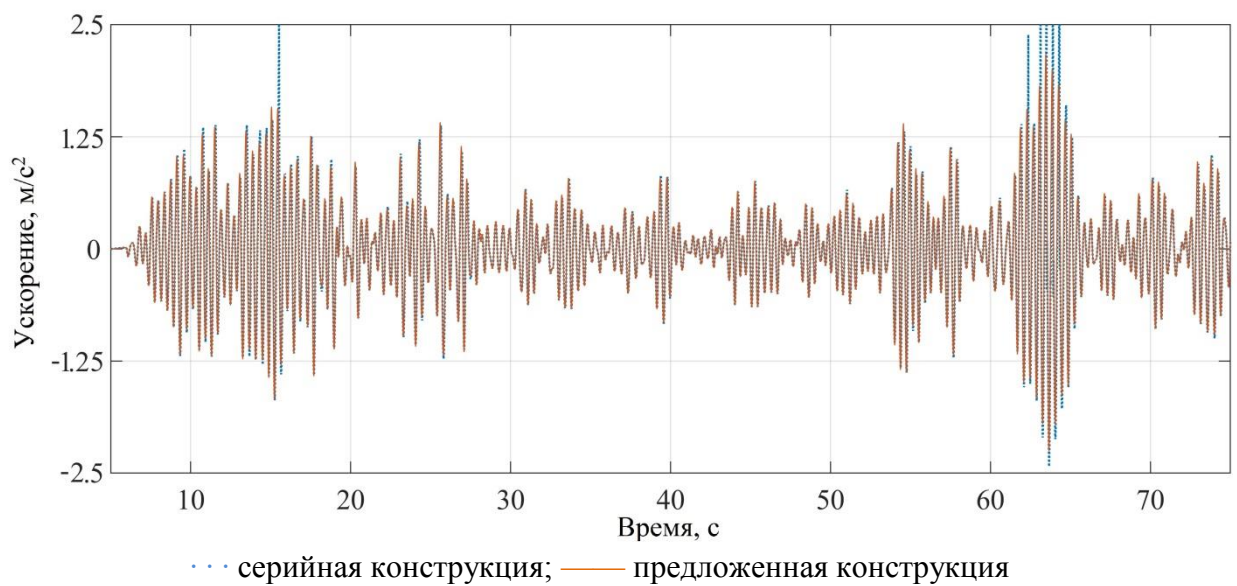


Рисунок 4.10 — Результаты численного эксперимента при моделировании проезда ТТА участка пути на скорости 11,3 км/ч

Из рисунка 4.10 видно, что величина ускорения серийной и предложенной конструкции сиденья оператора МЭС в значительной степени схожа. Однако у серийной конструкции наблюдаются пики резкого увеличения ускорения на 16-17-й секундах, а также на 62-65-й секундах, объясняемые пробоем подвески сиденья оператора. При этом на предложенной конструкции подвески сиденья с магнитореологической жидкостью удара рычагов об ограничитель не наблюдается.

Пересчет данных значений ускорений на сиденье оператора МЭС в средне-квадратичные значения вертикальных ускорений в октавных полосах частот показал следующие результаты (рисунок 4.11).

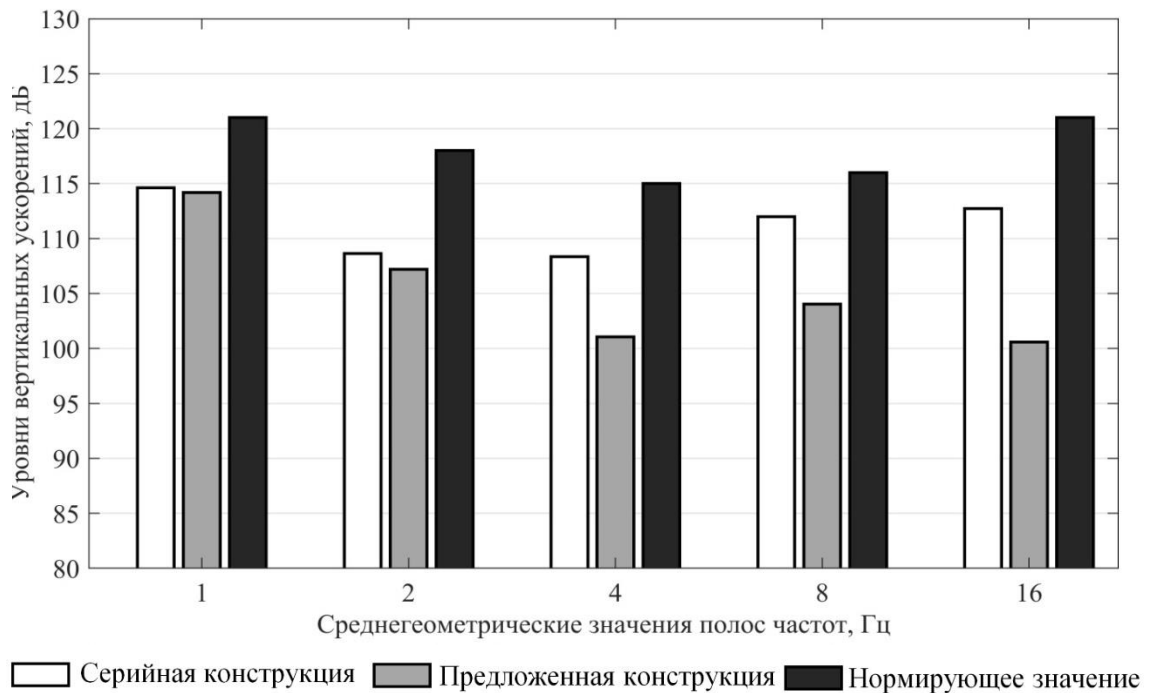


Рисунок 4.11 — СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА со скоростью 11,3 км/ч

Согласно приведенному графику среднеквадратичных значений вертикальных ускорений видно, что во всех октавных полосах уровень вибрационной нагруженности как на серийной, так и на предложенной конструкциях подвески сиденья не превышает рекомендуемые требования уровня транспортной вибрации. Однако предложенная конструкция показывает следующую эффективность использования. В октаве со среднегеометрической частотой (СГЧ) 1 Гц уровень вертикальных ускорений снижается на 0,5 дБ, с СГЧ 2 Гц – 1,5 дБ, с СГЧ 4 Гц – 7 дБ, с СГЧ 8 Гц – 7 дБ. В октаве с СГЧ 16 Гц заметна максимальная разница от использования предложенной конструкции в сравнении с серийной, которая составляет порядка 12 дБ.

Полученные результаты расчета математической модели при скорости движения ТТА – 14,2 км/ч представлены на рисунке 4.12.

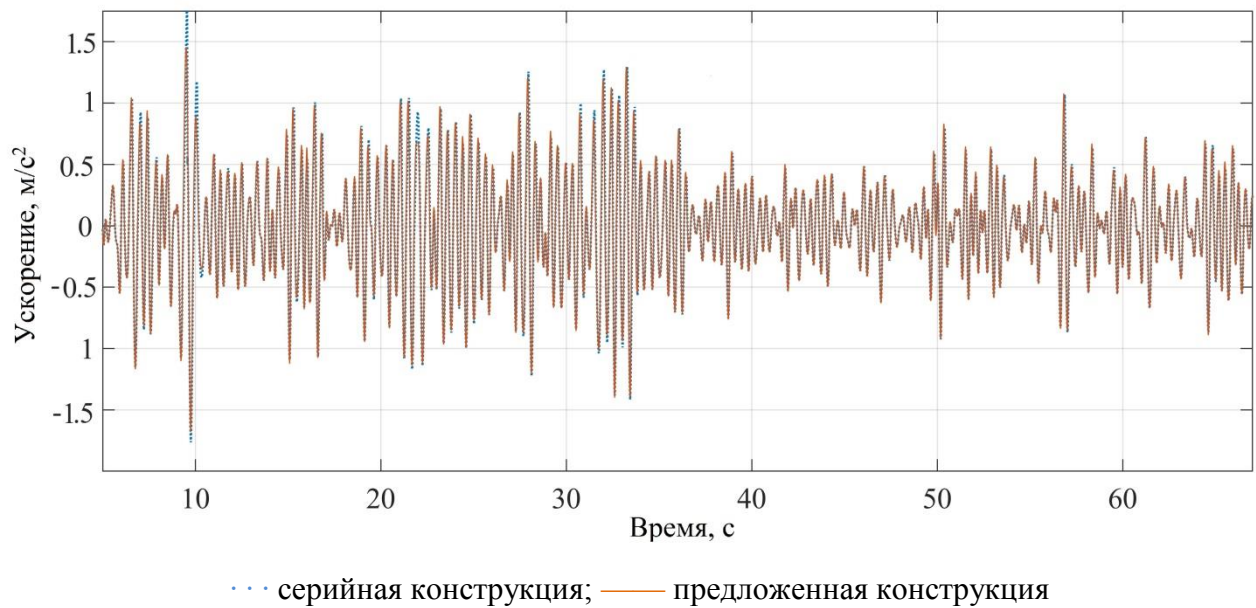


Рисунок 4.12 — Результаты численного эксперимента при моделировании проезда ТТА участка пути на скорости 14,2 км/ч

При проведении численного эксперимента, направленного на симуляцию прохождения ТТА контрольного участка дороги на скорости 14,2 км/ч, было установлено, что значения ускорения на рабочем месте оператора оказались несколько меньше при использовании предложенного варианта конструкции подвески сиденья по сравнению с аналогичными показателями заводского исполнения системы поддрессоривания. Эффективность работы предложенной подвески сиденья на данной скорости определим исходя из значений ускорений на сиденье оператора МЭС в СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот (рисунок 4.13).

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что максимальная эффективность предложенной конструкции подвески сиденья оператора при скорости движения ТТА 14,2 км/ч наблюдается в октавной полосе со среднегеометрическим значением частоты 16 Гц. При этом уровень вибрационной нагруженности на оператора ТТА удалось снизить в данной октавной полосе на 15 дБ. На других частотах она составляет 0,4, 1, 9 и 10 дБ, соответственно для октав с СГЧ 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц.

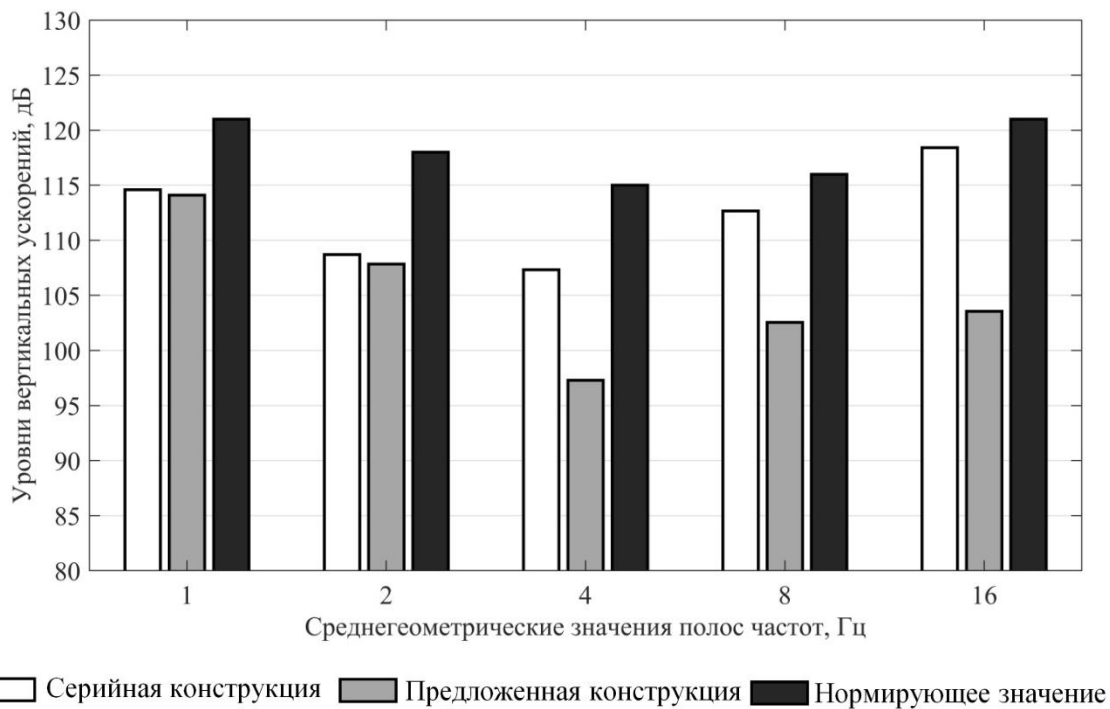


Рисунок 4.13 — СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА со скоростью 14,2 км/ч

Результаты проведения численного эксперимента проезда ТТА контрольного отрезка дороги со скоростью 18,6 км/ч представлены на рисунке 4.14.

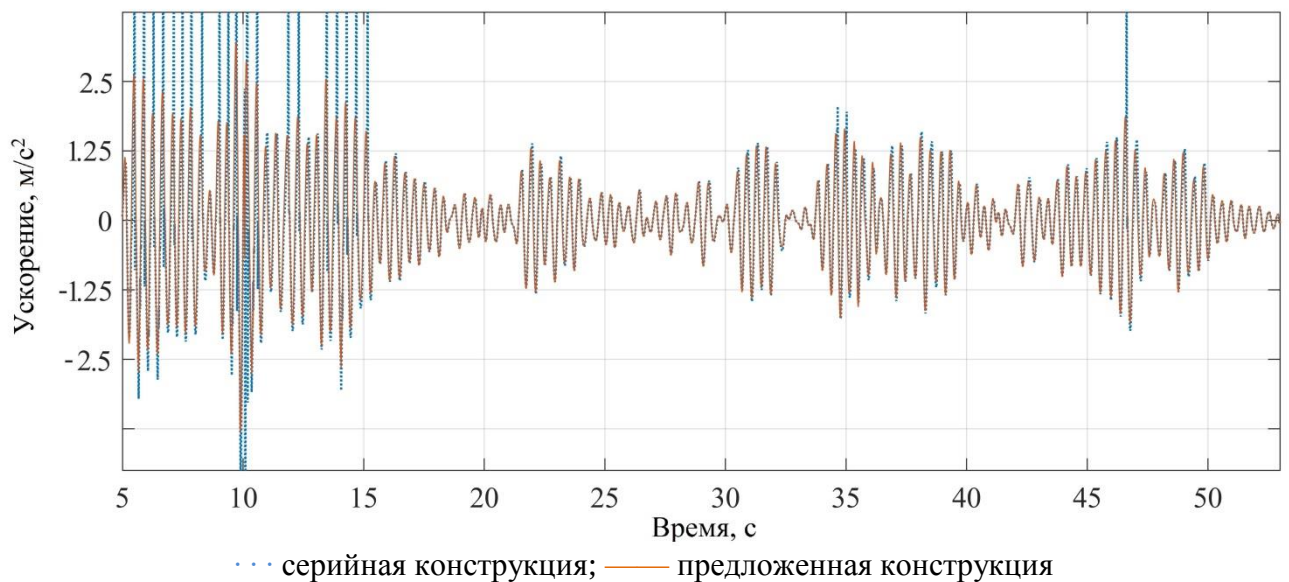


Рисунок 4.14 — Результаты численного эксперимента при моделировании проезда ТТА участка пути на скорости 18,6 км/ч

По полученному графику зависимости ускорения от времени видно, что на серийной конструкции в период времени с пятой по пятнадцатую секунду наблю-

дается значительное количество пробоев, причем как на ходе сжатия, так и на ходе отбоя демпфирующего элемента. Это связано с попаданием серийной подвески в зону резонанса. Предлагаемая конструкция при моделировании движения ТТА со скоростью 18,6 км/ч не допускает подобное явление.

График СКЗ виброускорений по октавным полосам частот для данной скорости перемещения ТТА представлен на рисунке 4.15.

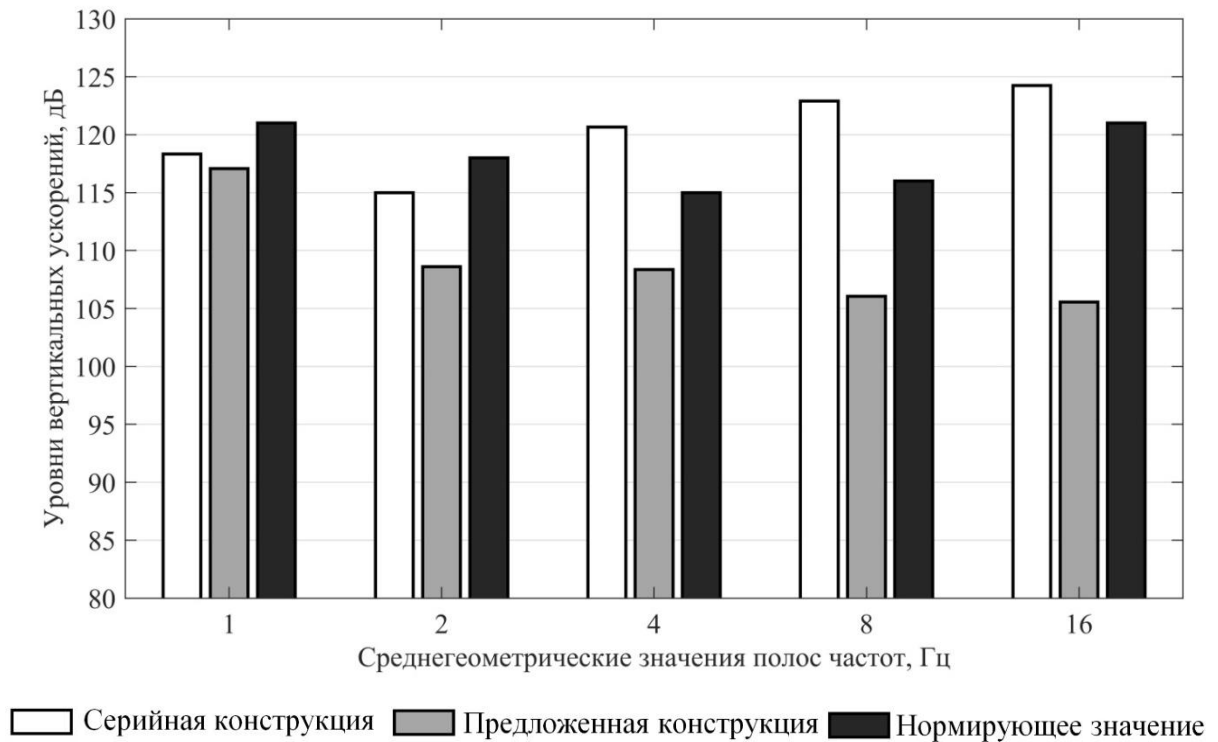


Рисунок 4.15 — СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА со скоростью 18,6 км/ч

Анализ результатов СКЗ вертикальных ускорений при перемещении ТТА со скоростью 18,6 км/ч показывает следующее. Предлагаемая конструкция подвески сиденья оператора на всем диапазоне полос частот эффективна, наибольший эффект наблюдается в районе средних частот, а именно в октавах с СГЧ 4, 8 и 16 Гц, где уровень вертикальных ускорений снижается соответственно на 12 дБ, 16 дБ и 19 дБ.

Значения ускорения, полученные в результате моделирования, для скорости перемещения ТТА 25,6 км/ч представлены на рисунке 4.16.

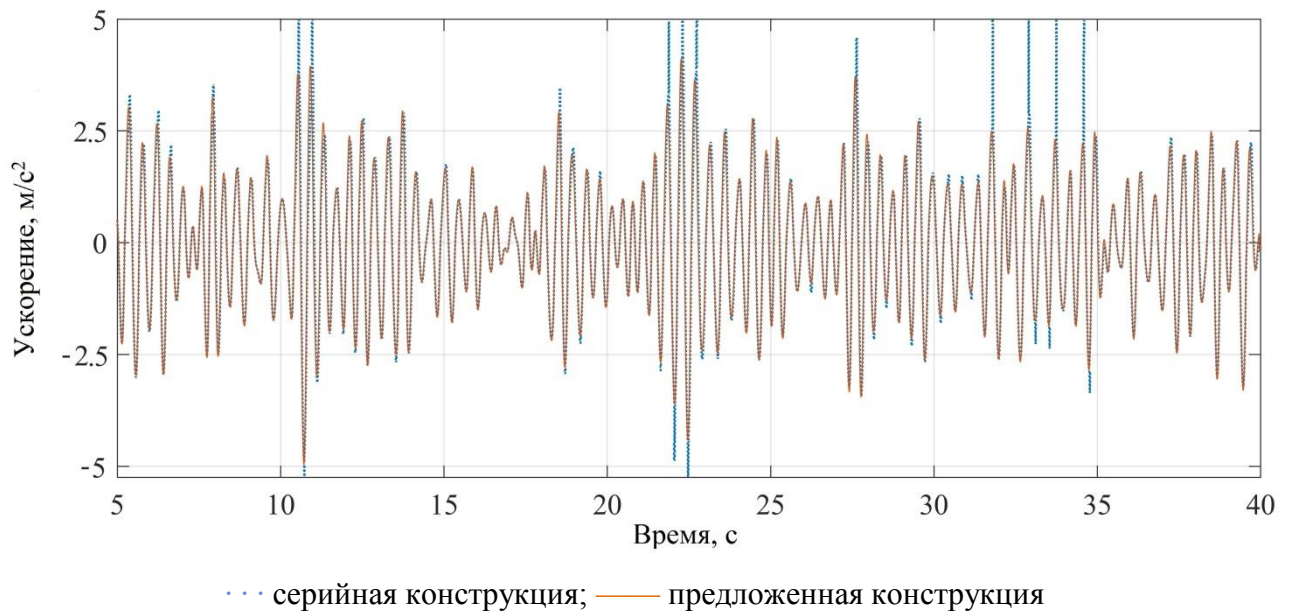


Рисунок 4.16 — Результаты численного эксперимента при моделировании проезда ТТА участка пути на скорости 25,6 км/ч

При оценке результатов, представленных на рисунке 4.16, видно снижение уровня виброускорений у предложенной конструкции системы поддрессоривания сиденья оператора ТТА относительно штатной конструкции. Это проявляется как в фазе сжатия амортизатора, так и в процессе обратного хода демпфирующего элемента, что подтверждает эффективность разработанной конструкции.

Пересчет полученных результатов в среднеквадратичные значения вертикальных ускорений в октавных полосах частот представлен на рисунке 4.17.

При данной скорости движения конструкция предложенной подвески сиденья оператора, также как и при движении ТТА со скоростью 18,6 км/ч, показывает эффективность во всем рассматриваемом частотном диапазоне, при этом эффективность в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 1 Гц и 2 Гц с увеличением скорости также возрастает. Предложенная конструкция позволяет снизить величину вертикальной вибрации в октавных полосах с СГЧ 1 Гц на 3 дБ, 2 Гц – 7 дБ, 4 Гц – 18 дБ, 8 Гц – 20 дБ, 16 Гц – 24 дБ.

При моделировании уровня виброускорений в случае движения ТТА по контрольному участку пути с максимально возможной скоростью для трактора Беларусь-1221.2 (35 км/ч) результаты получились следующие (рисунок 4.18).

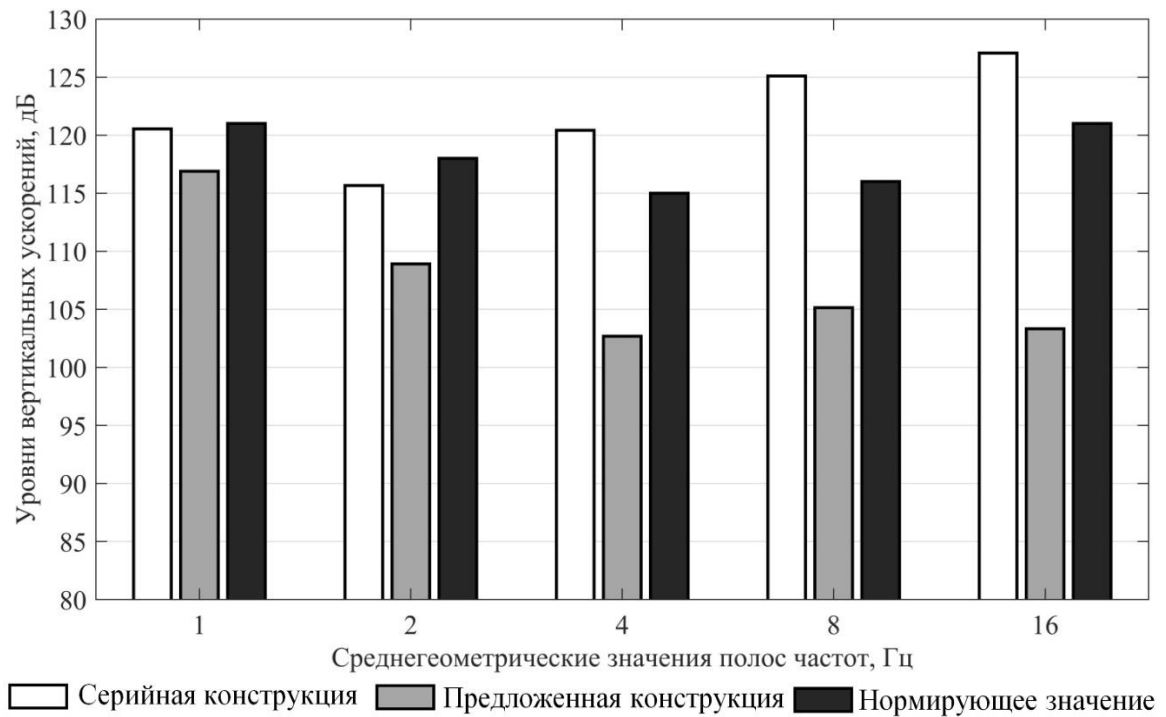


Рисунок 4.17 — СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА со скоростью 25,6 км/ч

При скорости движения ТТА 35 км/ч так же, как при ранее рассмотренных скоростях, наблюдается пробои серийной конструкции подвески сиденья с 7-й по 14-ю секунду, при этом предложенная конструкция подвески сиденья не допускает возникновения данного явления.

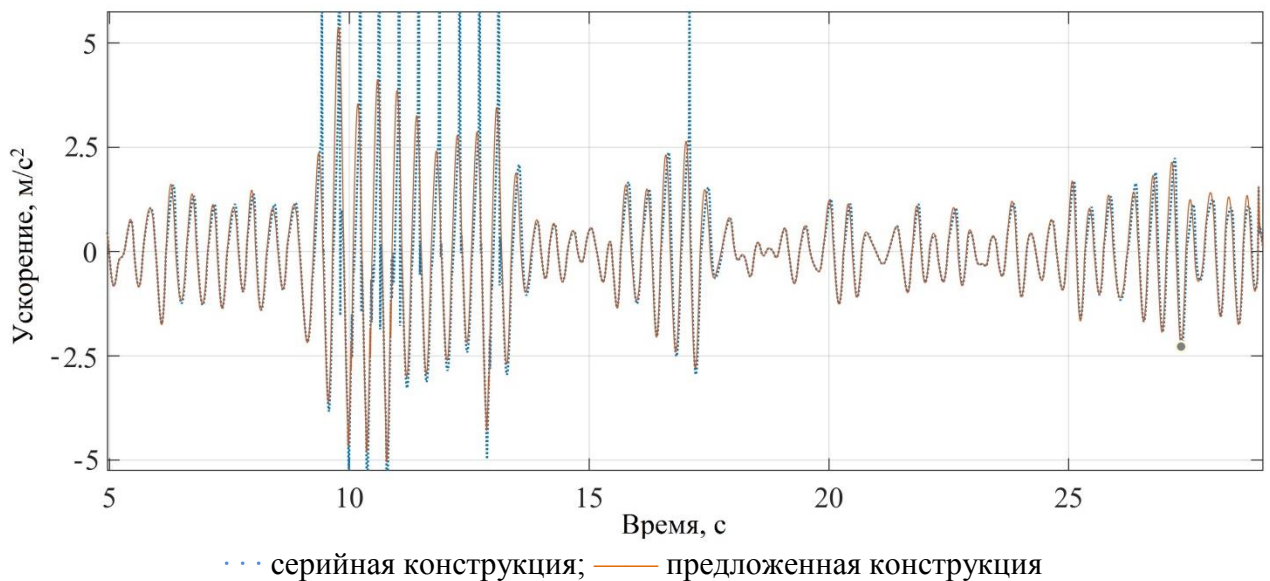


Рисунок 4.18 — Результаты численного эксперимента при моделировании проезда ТТА участка пути на скорости 35,0 км/ч

Результаты пересчета полученных данных в СКЗ вертикальных ускорений по октавным полосам представлены на рисунке 4.19.

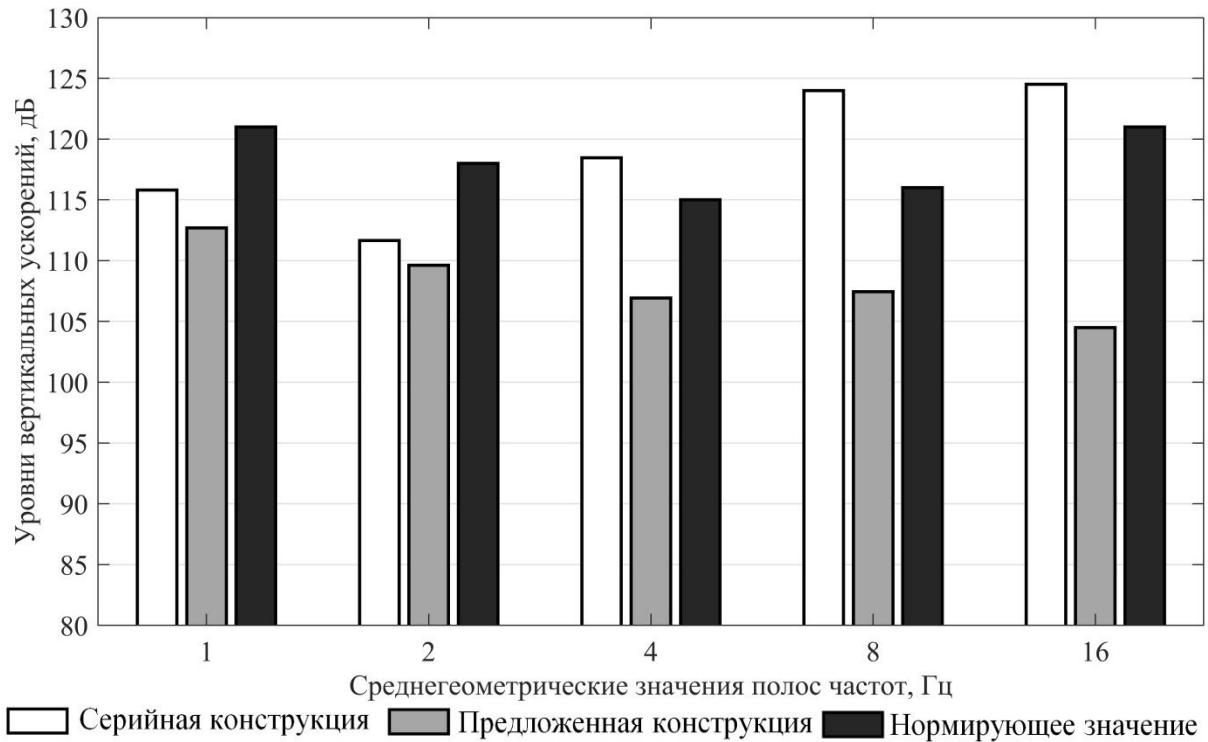


Рисунок 4.19 — СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА со скоростью 35,0 км/ч

Анализ графика среднеквадратичных значений вертикальных ускорений в октавных полосах частот показал, что предлагаемая конструкция подвески сиденья оператора во всем частотном диапазоне работы показывает большую эффективность в сравнении с серийной подвеской сиденья оператора. Снижение уровня вертикальных ускорений при движении ТТА со скоростью 35 км/ч, в различных октавах варьировалось от 3 до 20 дБ.

4.3 Определение эквивалентного скорректированного уровня виброускорения

В настоящее время уровень вибрации на рабочих местах в транспортных средствах, самоходных и прицепных машинах при движении регламентируется СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» [112].

В данном документе предельные значения транспортной вибрации приведены в эквивалентных скорректированных уровнях виброускорений.

Для определения соответствия санитарным нормам серийной и предлагаемой конструкции подвесок сиденья оператора МЭС, результаты, полученные в ходе математического моделирования движения ТТА по участку пути с различными скоростями движения, были пересчитаны согласно методике, изложенной в [117], для определения эквивалентного скорректированного уровня виброускорений. Полученные значения приведены на рисунке 4.20.

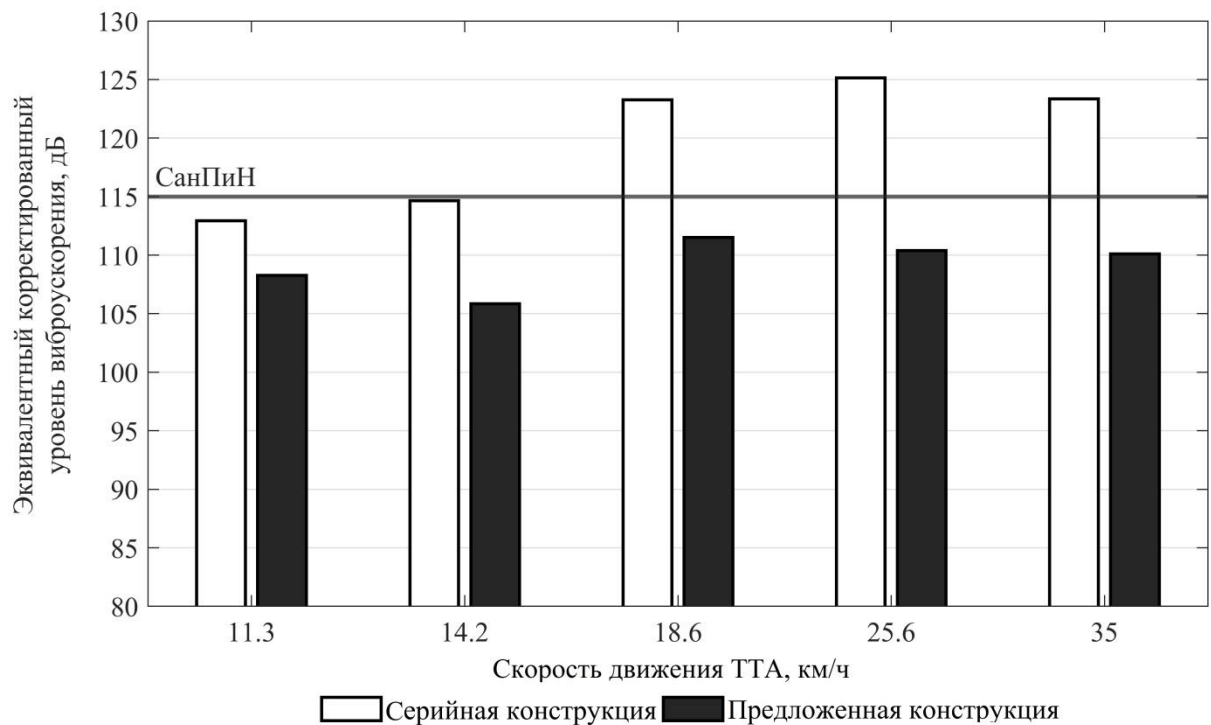


Рисунок 4.20 — Эквивалентный скорректированный уровень виброускорений на сиденье оператора при использовании серийной и предложенной конструкции

Анализ графика, показывающего эквивалентный скорректированный уровень виброускорений для серийной и предложенной конструкции подвески сиденья оператора МЭС при движении ТТА на различных скоростях по участку пути показал, что серийная система поддрессирования на скорости свыше 18,6 км/ч не позволяет эффективно гасить возникающие колебания и не отвечает требованиям санитарных норм по допустимым значениям производственной вибрации [112]. При скорости движения 18,6 км/ч, на серийной подвеске превышаются максимально допустимые нормы по величине транспортной вибрации на 8 дБ, при ско-

рости 25,6 км/ч – на 10 дБ, а при 35 км/ч – на 8 дБ. Это приводит к негативным воздействиям на здоровье оператора ТТА, вызывая профессиональные заболевания, при этом у механизатора повышается утомляемость, что вызывает снижение эффективности работы. Предложенный механизм подрессоривания сиденья оператора ТТА на всем рассматриваемом диапазоне рабочих скоростей движения не выходит за допустимые рамки величины транспортной вибрации согласно нормативным документам [112]. При этом в серийной подвеске сиденья имеются значительные пробои при скорости движения ТТА от 18,6 до 35 км/ч.

Использование предложенной конструкции подвески сиденья оператора МЭС позволяет перемещаться на ТТА во всем диапазоне рабочих скоростей, предусмотренных заводом-изготовителем. При этом уровень транспортной вибрации на рабочем месте оператора движущейся машины не выходит за требования санитарных норм. Кроме того, предложенная конструкция практически мгновенно (менее 0,1 сек) реагирует на внешние воздействия, устраняя при этом пробои и резонансные явления в подвеске сиденья на всем диапазоне скоростей движения ТТА, в отличие от серийной.

В таблице 4.1 приведены сравнительные значения скорректированного уровня вертикальных ускорений на сиденье оператора ТТА.

Таблица 4.1 — Оценка эффективности предложенной конструкции в сравнении с серийным механизмом подрессоривания сиденья оператора ТТА

Скорость, км/ч	Эквивалентный скорректированный уровень вибро- ускорений на сиденье, дБ		Сравнительная эффек- тивность предложен- ной конструкции, дБ
	серийная конструкция	предложенная конструкция	
11,3	112	108	4
14,2	114	105	9
18,6	123	111	12
25,6	125	110	15
35,0	123	110	12

По данным таблицы видно, что максимальная эффективность предложенной конструкции подвески сиденья оператора ТТА наблюдается при скорости движе-

ния 25,6 км/ч. При этом полученные результаты испытаний конструкции подвески сиденья с активным демпфирующим элементом, отвечают общим требованиям по вибрационной безопасности [29].

4.4 Выводы

1. Проведенные испытания ТТА позволили получить данные вертикальных ускорений каркаса МЭС. Так, при переезде единичной неровности на различных скоростях движения величина пикового ускорения в месте установки переднего датчика варьировалась от $1,5 \text{ м/с}^2$ до $3,5 \text{ м/с}^2$, а заднего – от $1,25 \text{ м/с}^2$ до $2,75 \text{ м/с}^2$. При проезде ТТА участка пути на некоторых скоростях в диапазоне от 11,3 км/ч до 35 км/ч пиковые значения ускорений в передней части трактора увеличиваются с $3,5 \text{ м/с}^2$ до 5 м/с^2 , а в задней – с $1,5 \text{ м/с}^2$ до 4 м/с^2 . Полученные данные после обработки были использованы в качестве входящих сигналов при проведении численных экспериментов разработанных имитационных моделей серийной и предложенной конструкции подвесок сиденья.

2. Результаты испытаний на разработанных имитационных моделях системы подвески сиденья трактора Беларус-1221.2 позволили определить, что на серийной конструкции подвески сиденье оператора при проезде единичной неровности уровень виброускорений достигает $1,7 \text{ м/с}^2$, а также наблюдается пробой подвески, предложенная конструкция позволяет не только устранить пробой, но и снизить уровень ускорений на других рассматриваемых временных интервалах до 8%.

3. В результате проведенных исследований серийной и предлагаемой конструкций подвесок сиденья в случае проезда тракторно-транспортным агрегатом участка пути наблюдается следующее. С увеличением скорости движения ТТА пиковые значения виброускорений смещаются в более высокочастотный диапазон и располагаются в октавах с СГЧ 8 и 16 Гц, при этом наибольшие значения величины вертикальных ускорений наблюдаются на серийной конструкции подвески в указанных октавах при движении со скоростью 25,6 км/ч и составляют соответственно 125 дБ и 127 дБ, а при дальнейшем увеличении скорости наблюдается не-

которое снижение величины ускорения, объясняемое тем, что происходит смещение значений в более высокочастотный диапазон.

4. Результаты испытаний показали, что серийная конструкция подвески сиденья при скорости движения ТТА свыше 18,6 км/ч не соответствует требованиям, изложенным в нормативных документах. На данной скорости эквивалентный скорректированный уровень виброускорения превышает максимально допустимые значения на 8 дБ, при скорости 25,6 км/ч – на 10 дБ, а при 35 км/ч – на 8 дБ. При этом расхождение опытных и теоретических данных не превышает 4%. Предложенная конструкция подвески сиденья оператора ТТА на всем диапазоне рабочих скоростей не только демонстрирует меньший уровень виброускорений, но и не выходит за пределы, установленные СанПиН.

5. Предложенная конструкция подвески сиденья в совокупности с разработанным алгоритмом управления, основывающемся на зависимости изменения вязкости магнитореологической жидкости от ее свойств и скорости перемещения сиденья, показала снижение уровня вертикальных ускорений на рабочем месте оператора во всем частном диапазоне, на всех рассматриваемых режимах работы ТТА, при этом наибольшая эффективность наблюдается в октавах с СГЧ 8 и 16 Гц, а максимальная эффективность, полученная за счет применения предложенной конструкции, в сравнении с серийной, была достигнута при скорости движения ТТА 25,6 км/ч в диапазоне с СГЧ виброускорений 16 Гц и составила 24 дБ.

6. Оценка эффективности при различных скоростях движения ТТА показала, что предложенная конструкция позволяет снизить эквивалентный скорректированный уровень виброускорений на сиденье оператора от 4 до 15 дБ в сравнении с серийной подвеской сиденья. Наибольшая эффективность была выявлена при скорости движения 25,6 км/ч.

5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗДЕРЖЕК НА МОДЕРНИЗАЦИЮ СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА

Результаты исследований, представленных в четвертой главе настоящей работы, показывают, что предложенная конструкция системы поддрессоривания рабочего места оператора МЭС показывает повышенную эффективность в сравнении с серийной конструкцией. Опираясь на то, что разработанная конструкция позволяет снизить уровень вибрационной нагруженности на сиденье оператора, становится возможным увеличить скорость движения ТТА при выполнении им работ по перевозке грузов внутри хозяйства, без превышения требований по безопасности труда, изложенных в САНПИН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» [112]. В связи с этим возможно получить экономическую выгоду от внедрения предлагаемой конструкции за счет увеличения производительности ТТА.

5.1 Расчет себестоимости изготовления

Для переоборудования серийной конструкции системы подвески сиденья оператора МЭС в предложенную, согласно патенту на полезную модель №233623, на примере трактора Беларус-1221.2, необходимы следующие элементы, стоимость которых складывается в дополнительные капиталовложения, представленные в таблице 5.1.

Таблица 5.1 — Затраты на дополнительное капиталовложение

Показатели	Кол-во	Цена, руб.	Стоимость, руб.
1. Материалы, узлы, детали:			
гидроцилиндр 037.000-14	1	8200	8200
гидромагистраль с фитингами	1	1200	1200

Показатели	Кол-во	Цена, руб.	Стоимость, руб.
электромагнитная (соленоидная) катушка ЕС-0305 DC 12V	1	4175	4175
электронный блок управления	1	24700	24700
пружина механизма регулировки сиденья	2	2150	4300
датчики перемещения	2	1900	3800
датчики виброускорений	2	1300	2600
соединительные провода	5	500	2500
стандартные крепежные изделия (болты, гайки, шайбы)	1	820	820
Магнитореологическая жидкость	-	21000	21000
2. Затраты на изготовление и монтаж:			
токарные работы (чел.ч)	2	510	1200
фрезерные работы (чел.ч)	1	470	470
слесарные работы (чел.ч)	5	420	2100
работы по программированию и отладке ЭБУ	6	915	5490
3. Итого прямых затрат			82375
4. Накладные и прочие расходы (15%)			12356
Всего затрат на изготовление и монтаж			94731

Расчет производительности ТТА в составе трактора Беларус-1221.2 и 2ПТС-6 при выполнении внутрихозяйственных перевозок осуществляется согласно формуле (5.1):

$$W = \frac{Q_{\text{гр}}}{T_{\text{под}} + T_{\text{пог}} + T_{\text{от}} + T_{\text{дв}} + T_{\text{раз}} + T_{\text{дв.хх}}} \cdot q, \quad (5.1)$$

где W — производительность ТТА, т/ч;

$Q_{\text{гр}}$ — грузоподъемность прицепа, т;

$T_{\text{под}}$ — время подъезда в зону погрузки, ч;

$T_{\text{пог}}$ — время ожидания погрузки, ч;

$T_{\text{отъез}}$ — время отъезда от зоны погрузки, ч;

$T_{\text{дв}}$ — время перемещения ТТА с грузом, ч;

$T_{\text{раз}}$ — время разгрузки, ч;

$T_{\text{дв.хх}}$ — время порожнего движения ТТА, ч;

q — коэффициент использования рабочего времени ($q = 0,6 \dots 0,8$).

Согласно статистическим данным, среднее расстояние перемещение ТТА

при осуществлении внутренних грузоперевозок в рамках предприятия достигает примерно 3,6 км, а среднее время наработки универсально-пропашного трактора на транспортных работах составляет 480 часов [16].

Опираясь на результаты проведенных исследований, изложенных в 4-й главе настоящей работы, максимально допустимая скорость движения ТТА при условии соблюдения значения эквивалентного скорректированного уровня виброускорений на рабочем месте оператора в пределах, установленных санитарными нормами, для серийной конструкции подвески сиденья составляет 18 км/ч, для предложенной конструкции – 35 км/ч. Однако согласно руководству по эксплуатации трактора Беларусь-1221.2 [8], транспортирование прицепов и полуприцепов допускается на скорости не более 30 км/ч. Сводная информация для экономической оценки с учетом вышеизложенных фактов представлена в таблице 5.2.

Таблица 5.2 — Исходная информация для экономической оценки

Показатели	Базовый вариант	Предложенный вариант
1.Количество обслуживающего персонала, чел.	1	1
2. Балансовая стоимость трактора Беларусь-1221.2, руб.	4580000	4674731
3. Балансовая стоимость прицепа 2ПТС-6, руб.	510000	510000
4. Дополнительные капиталовложения, руб.	-	94731
5. Годовая наработка Беларусь-1221.2, ч	1200	1200
6. Годовая наработка прицепа 2ПТС-6, ч	800	800
7. Годовая наработка на транспортных работах Беларусь-1221.2, ч	480	480
8. Комплексная цена ГСМ, руб/кг.	70	70
9.Срок службы объекта (прицеп 2ПТС-6), лет	10	10
10. Срок службы трактора Беларусь-1221.2, лет	9	9
11. Производительность, т/ч	9,23	10,63
12. Объем работ, т	4430,8	5103,8
13. Нормы эксплуатационных издержек:		
- часовая ставка оплаты труда, руб./ч	420	420
- амортизационные отчисления (Беларус-1221.2), %	9,1	9,1
- отчисления на ТО, ремонт и т.д., (Беларус-1221.2), %	9,9	9,9
- расход топлива, кг/ч	12,5	12,5
- амортизационные отчисления (2ПТС-6), %	12,5	12,5
- отчисления на ТО, ремонт и т.д., (2ПТС-6), %	11,0	11,0

5.2 Расчет эксплуатационных издержек тракторно-транспортного агрегата

Для того чтобы провести сравнительный анализ эффективности использования предложенной конструкции подвески сиденья с экономической точки зрения рассчитывается годовой экономический эффект:

$$\mathcal{E}u_{\Gamma} = \left(\frac{I_{\Gamma_{\text{сер}}}}{Q_{\Gamma_{\text{сер}}}} + \frac{I_{\Gamma_{\text{пред}}}}{Q_{\Gamma_{\text{пред}}}} \right) \cdot Q_{\Gamma_{\text{пред}}}, \quad (5.2)$$

где $\mathcal{E}u_{\Gamma}$ — годовая экономия эксплуатационных издержек;

$I_{\Gamma_{\text{сер}}}$, $I_{\Gamma_{\text{пред}}}$ — годовые эксплуатационные издержки, при использовании серийной и предложенной конструкции, соответственно;

$Q_{\Gamma_{\text{сер}}}$, $Q_{\Gamma_{\text{пред}}}$ — объем работы ТТА [28].

Также необходимо определить годовую экономию эксплуатационных издержек по формуле (5.3) как для ТТА, оборудованного серийной конструкцией подвески сиденья, так и предложенной.

$$I_{\Gamma} = 3\Pi + T + A_{\text{м}} + P, \quad (5.3)$$

где I_{Γ} — годовая сумма эксплуатационных издержек, руб;

3Π — затраты на заработную плату оператору ТТА, руб;

T — стоимость топливных и смазочных материалов (ТСМ), руб;

$A_{\text{м}}$ — амортизационные отчисления для ТТА, руб;

P — затраты на капитальный и текущий ремонт, техническое обслуживание и хранение ТТА, руб.

Затраты, связанные с начислением заработной платы трактористу, управляющему ТТА, рассчитываются следующим образом:

$$3\Pi = Y_0 \cdot Z_{\Gamma}, \quad (5.4)$$

где Y_0 — часовая ставка, руб/ч.;

Z_{Γ} — затраты рабочего времени на выполнение транспортных работ, ч.

Сумма расходов, необходимых для закупки ТСМ, используемых в работе ТТА, вычисляется посредством следующего выражения:

$$T = R_{\text{з}} \cdot T_{\text{потр}} \cdot \mathcal{U}_{\Gamma}, \quad (5.5)$$

где R_3 — расход топлива на единицу работы, кг/ч;

$T_{\text{потр}}$ — время, потребное для выполнения объема работ, ч;

C_T — комплексная цена топлива, руб/кг.

Нормы отчислений за каждый рабочий час эксплуатации трактора Беларус-1221.2, предназначенные для проведения капитального ремонта, технического обслуживания (ТО), а также хранения машины определяются согласно выражению (5.6). Причем расчёт производится для серийной и предложенной конструкций системы поддрессоривания сиденья оператора.

$$p_T = \frac{CT_T \cdot N_{\text{от}}}{100 \cdot W_T}, \quad (5.6)$$

где CT_T — балансовая стоимость трактора, руб;

$N_{\text{от}}$ — норма отчислений на текущий ремонт, ТО и хранение трактора, %;

W_T — годовая наработка трактора, ч.

Аналогичная (5.6) норма отчислений определяется для каждого рабочего часа прицепа 2 ПТС 6:

$$p_{\text{п}} = \frac{CT_{\text{п}} \cdot N_{\text{оп}}}{100 \cdot W_{\text{п}}}, \quad (5.7)$$

где $CT_{\text{п}}$ — балансовая стоимость прицепа, руб;

$N_{\text{оп}}$ — норма отчислений на текущий ремонт, ТО и хранение прицепа, руб;

$W_{\text{п}}$ — годовая нагрузка, ч.

При этом годовая сумма отчислений для ТТА определяется согласно выражению (5.8). Расчет производится как для ТТА, оборудованного серийной конструкцией подвески сиденья, так и предложенной системой демпфирования.

$$P = (p_T + p_{\text{п}}) \cdot W_{\text{тр}}, \quad (5.8)$$

где $W_{\text{тр}}$ — годовая загрузка ТТА на транспортных работах в год, ч.

Расчет амортизационных отчислений для трактора Беларус-1221.2, с использованием как серийной, так и предложенной конструкции системы демпфирования сиденья оператора МЭС, в расчете на один час годовой нагрузки производится по формуле (5.9)

$$a_{\text{т}} = \frac{CT_{\text{т}} \cdot N_{\text{ат}}}{100 \cdot W_{\text{т}}}, \quad (5.9)$$

где $N_{\text{ат}}$ — годовая норма амортизации для трактора, %.

Формула расчета величины амортизационных выплат на единицу рабочего времени для прицепа выглядит следующим образом:

$$a_{\text{п}} = \frac{CT_{\text{п}} \cdot N_{\text{ап}}}{100 \cdot Z_{\text{п}}}, \quad (5.10)$$

где $N_{\text{ап}}$ — годовая норма амортизации для прицепа, %.

Годовая сумма амортизации ТТА, эксплуатируемого на внутрихозяйственных перевозках, рассчитывается по формуле

$$A_{\text{м}} = (a_{\text{т}} + a_{\text{п}}) \cdot W_{\text{тр}}. \quad (5.11)$$

Общий экономический эффект за весь период эксплуатации ТТА, учитывая ежегодную прибыль и прирост ее значений ежегодно по принципу начисления сложных процентов, рассчитывается следующим образом:

$$K_{\text{т}} = \mathcal{E}_{\text{и}_\Gamma} \cdot \frac{(1 + ND)^T - 1}{ND}, \quad (5.12)$$

где ND — коэффициент, учитывающий процент по кредитам или вкладам;

T — срок службы агрегата, г.

Для определения среднегодового коэффициента окупаемости инвестиций используется следующая формула:

$$E_{\text{т}} = \sqrt[T]{\frac{K_{\text{т}}}{K_0}} - 1, \quad (5.13)$$

где K_0 — стоимость дополнительных капиталовложений, руб.

Срок окупаемости дополнительных капиталовложений определяется по формуле (5.14)

$$T_{\text{ок}} = \frac{-\ln\left(1 - \frac{K_0 \cdot ND}{\mathcal{E}_{\text{и}_\Gamma}}\right)}{\ln(1 + ND)}. \quad (5.14)$$

Результаты проведенной оценки экономической эффективности использования предложенной конструкции подвески сиденья оператора ТТА, представлены в сводной таблице 5.3.

Таблица 5.3 — Результаты расчета экономической эффективности внедрения предложенной конструкции подвески сиденья оператора ТТА.

Виды издержек и показатели эффективности	Базовая конструкция	Предложенная конструкция
1. Оплата труда, руб.	201600	201600
2. Стоимость ГСМ, руб.	420000	420000
3. Отчисления на ремонт и ТО, руб.	215028	218779
4. Отчисления на амортизацию, руб.	204962	208410
5. Сумма издержек, руб.	1041590	1048789
6. Экономический эффект за год, руб.	-	151016
7. Экономический эффект за срок эксплуатации, руб.	-	2882281
8. Фактический коэффициент капитальных вложений	-	0,46
9. Срок окупаемости, г.	-	0,72

5.3 Выводы

1. Модернизация серийной конструкции подвески сиденья трактора Беларус-1221.2 в предложенную, согласно патенту на полезную модель №233623, требует вложения дополнительных инвестиций в размере 94 731 руб.

2. Внедрение предложенной конструкции подвески сиденья оператора МЭС экономически целесообразно, так как позволяет получить годовой экономический эффект в размере 151 016 рублей, срок окупаемости инвестиций составляет 0,72 года, что значительно меньше срока службы трактора.

3. Использование предложенной конструкции подвески сиденья оператора МЭС за счет снижения уровня вибрационной нагруженности на рабочем месте оператора ТТА и соответствия его санитарным нормам минимизирует воздействие вредных производственных факторов на здоровье механизатора, что ведет к уменьшению вероятности возникновения профессиональных заболеваний, следовательно, – сокращению издержек на обеспечение медицинского сопровождения сотрудникам.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Результаты испытаний на разработанных моделях вертикальных колебаний подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора показали, что серийная конструкция не соответствует требованиям, предъявляемым к рабочему месту оператора, по величине транспортной вибрации и уже при скорости движения тракторно-транспортного агрегата 18,6 км/ч превышает максимально допустимые нормы эквивалентного скорректированного уровня виброускорения на 8 дБ, при скорости 25,6 км/ч – на 10 дБ, при 35 км/ч – на 8 дБ. Предложенная конструкция подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора на всем диапазоне рабочих скоростей не только демонстрирует меньший уровень виброускорений, но и не выходит за пределы, установленные СанПиН.

2. Предложенное техническое решение подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора с активным демпфером (патент № 233623 РФ) за счет использования в демпфирующем элементе магнитореологической жидкости позволяет снизить эквивалентный скорректированный уровень виброускорений на рабочем месте оператора тракторно-транспортного агрегата до 15 дБ.

3. Управление демпфирующими свойствами предлагаемой подвеской сиденья, заключающееся в изменении кинематической вязкости магнитореологической жидкости в диапазоне $0,005 \dots 0,08 \text{ м}^2/\text{с}$ в зависимости от скорости перемещения сиденья относительно пола кабины, позволяет при переезде единичной неровности устранить пробой подвески сиденья, а также снизить уровень ускорений на других рассматриваемых временных интервалах до 8 %. Эффективность предложенной конструкции при проезде участка пути (оцениваемая по эквивалентному скорректированному уровню виброускорений) в зависимости от скорости движения варьируется от 4 до 15 дБ.

4. Подвеска сиденья с активным демпфером обеспечивает снижение уровня вертикальных ускорений на рабочем месте оператора в диапазоне частот до 16 Гц при всех рассмотренных режимах работы тракторно-транспортного агрегата, наибольшая эффективность наблюдается в октавах со среднегеометрической ча-

стотой виброускорений 8 и 16 Гц, а максимальная эффективность достигнута при скорости движения тракторно-транспортного агрегата 25,6 км/ч в диапазоне среднегеометрических частот 16 Гц и составила 24 дБ.

5. За счет внедрения в конструкцию подвески сиденья активного демпфирующего устройства экономический эффект при расчете на один агрегат в составе Беларус-1221.2+2ПТС-6, выполняющий внутрихозяйственные транспортные работы, составляет 151 016 рублей при сроке окупаемости инвестиций 0,72 года.

6. Результаты диссертационной работы внедрены в ООО «Брянский тракторный завод» и используются в учебном процессе ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ (приложение Б). Проведенные исследования позволяют рекомендовать использование на сельскохозяйственных колесных тракторах системы поддрессирования сиденья оператора с активным демпфирующим устройством, в котором диапазон кинематической вязкости магнитореологической жидкости изменяется в диапазоне 0,005...0,08 м²/с.

7. Перспективой дальнейшей разработки темы является исследование работы активных регулируемых амортизаторов совместно с изменяющейся упругой характеристикой подвески.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акопян Р.А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств / Р.А. Акопян // Львов: Высшая школа, изд-во при Львов, ун-те, 1984, ч.3. – 240 с.
2. Анализ внутрихозяйственных перевозок сельскохозяйственной продукции / Н.В. Аникин [и др.] // Перспективные направления развития автотранспортного комплекса: материалы II Международной научно-производственной конференции. – Пенза, 2009. – С. 111-113.
3. Анализ способов снижения уровня вибрационной нагруженности рабочего места оператора тракторно-транспортного агрегата / О.И. Поливаев, [и др.] // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2021. – Т. 14. – № 4(71). – С. 11-20. – DOI 10.53914/issn2071-2243_2021_4_11.
4. Анализ устройств демпфирования, используемых в машиностроении / Д.Б. Болотов [и др.] // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы междунар. науч.-практ. конф. (Россия, Воронеж, 25 февраля 2021 г.) – Ч.1. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2021. – С. 60-65.
5. Андреева–Галанина Е.Ц. Вибрационная болезнь. /Е.Ц. Андреева–Галанина, Э.А. Дрогичина, В.Г. Артамонова // Л.: Медгиз. Ленингр. отд., 1961. – 174 с.
6. Артамонова В.Г. Профессиональные болезни: учебник / В. Г. Артамонова, Н.А. Мухин. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Медицина, 2004. – 480 с.
7. Бабанин Н.В. Повышение плавности хода машинно-тракторных агрегатов на базе трактора тягового класса 1,4: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Николай Викторович Бабанин. – Воронеж, 2016. – 143 с.
8. Беларусь-1221.2/1221В.2/1221. Руководство по эксплуатации / РУП «Минский тракторный завод», 2009. – 292 с.
9. Бидерман В.Л. Расчет радиальной пневматической шины как трехслойной ортотропной оболочки / В.Л. Бидерман, М.М. Гершензон // Известия высших учебных заведений СССР. Машиностроение. – 1979. – № 8. – 85 с.

10. Болотник Н.Н. Оптимизация амортизационных систем / Н.Н. Болотник. – М.: Машиностроение, 1983. – 256 с.
11. Болотов Д.Б. Анализ подвесок сиденья оператора транспортного средства / Д.Б. Болотов, О.И. Поливаев // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы междунар. науч.- практ. конф. (Россия, Воронеж, 12 февраля 2024 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2024. – С. 31-35.
12. Болотов Д.Б. Анализ систем поддрессоривания сиденья оператора мобильного энергетического средства / Д.Б. Болотов, О.И. Поливаев // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы междунар. науч.- практ. конф (Россия, Воронеж, 31 января 2025 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2025. – С. 228-233.
13. Болотов Д.Б. Виды систем поддрессоривания сиденья оператора мобильного энергетического средства / Д.Б. Болотов, О.И. Поливаев // Теория и практика инновационных технологий в АПК: материалы нац. науч.- практ. конф. (Россия, Воронеж, 01-31 апреля 2025 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2025. – С. 51-56.
14. Болотов Д.Б. Использование магнитореологической жидкости в различных конструкциях демпфирующих устройств / Д.Б. Болотов, О.И. Поливаев // Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 75-й нац. науч.-практ. конф. студентов и магистрантов (Россия, Воронеж, 15-31 февраля 2024 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2024. – С. 77-81.
15. Болотов Д.Б. Исследование систем поддрессоривания транспортных средств / Д.Б. Болотов, О.И. Поливаев // Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения для АПК: материалы международной научно-практической конференции, (Россия, Воронеж, 30 ноября 2023 г.). – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2023. – С. 23-28.
16. Буряков А.Т. Справочник по механизации производства/ А.Т. Буряков, М.В. Кузьмин. – М.: Колос, 1971. – 352 с.
17. Васильев А.В. Тензометрирование и его применение в исследованиях тракторов / А.В. Васильев, Д.М. Раппопорт. – М.: Машиностроение, 1963. – 340 с.

18. Вибронагруженность рабочего места оператора и виброзащитные свойства подвесок сидений / З.А. Годжаев [и др.] // Известия МГТУ «МАМИ». – 2021. – № 1 (47). – С. 2-11.
19. Влияние вибрационных процессов на физическое состояние оператора машинно-тракторного агрегата / А.С. Корнев [и др.] // Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения: материалы междунар. науч.-практ. конф. (Россия, Воронеж, 24-25 ноября 2020 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2020. – С. 49-53.
20. Воздействие вибрации и защита человека-оператора от вибрации / Г.Я. Пановко [и др.] // Вибрации в технике: справочник в 6 т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – С. 366-428.
21. Волошин Ю.В. Применение систем поддрессоривания в зарубежных тракторах / Ю.В. Волошин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 2. – С. 36-37.
22. Воробьев В.В. Совершенствование конструкционных параметров инерционно-фрикционного амортизатора подвески АТС: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Вениамин Вениаминович Воробьев. – Волгоград, 2006. – 232 с.
23. Ворохобин А.В. Методика оценки тягово-сцепных свойств трехосного полноприводного трактора и влияния его колебаний, воздействующих на оператора / А.В. Ворохобин, Ю.Ф. Устинов, В.А. Жулай // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2022. – Т. 15. – № 1(72). – С. 34-39. – DOI 10.53914/issn2071-2243_2022_1_34.
24. Гамаюнов П.П. Оптимальное управление параметрами упругодемпфирующего тягово-сцепного устройства / П.П. Гамаюнов, С.А. Алексеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 7. – С.30-31.
25. Гапич Д.С. Теоретическая оценка тягово-сцепных характеристик колесных тракторов / Д.С. Гапич, И.А. Несмиянов, Е.В. Ширяева // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 7. – С. 19-22.

26. Геращенко В.В. Новый стенд для определения АЧХ подвески АТС / В.В. Геращенко, М.Я. Яскевич // Автомобильная промышленность. – 1997. – № 7. – С. 26-28.
27. Гордеев Б.А. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б.А. Гордеев [и др.]. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 176 с.
28. Горланов С.А. Экономическая оценка проектных разработок в АПК: учебно-методическое пособие. Ч. 1. Методические указания / С.А. Горланов, Е.В. Злобин. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2002. – 66 с.
29. ГОСТ 12.1.012–2004. Вибрационная безопасность. – Введ. 01.07.2008. – М.: Стандартиформ, 2010. – 16 с.
30. ГОСТ 12.2.111–2020. Межгосударственный стандарт – Система стандартов безопасности труда – Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные – Общие требования безопасности – Введ. 01.06.2021 – Приказ Росстандарта от 29.10.2020 N 977.– 11с.
31. ГОСТ 20062–96. Сиденье тракторное. Общие технические условия. – Введ. 01.07.1997. – Госстандарт России, 1997.–15 с.
32. ГОСТ 20915–2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний. – Введ. 01.01.2013. – М.: Стандартиформ, 2013. – 23 с.
33. ГОСТ 31193-2004. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. – Введ. 01.07.2004. – М.: Стандартиформ, 2008. – 31с.
34. ГОСТ Р 53080–2008. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. – Введ. 18.12.2008. – М.: Стандартиформ, 2018. – 16 с.
35. Гусаров В.И. Виброзащитные механизмы переменного демпфирования систем железнодорожного транспорта / В.И. Гусаров, А.В. Ковтун, О.П. Мулюкин. – Самара: СамГАПС, 2004. – 178 с.
36. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания / Дж.П. Ден-Гартог. – М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.

37. Дербаремдикер А.Д. Исследование нелинейных характеристик и рабочего процесса гидравлического амортизатора телескопического типа: дисс. ... канд. техн. наук / Анатолий Давыдович Дербаремдикер. – М., 1962. – 356 с.
38. Джохадзе Г.Д. Исследование воздушного демпфирования в пневматической подвеске автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.195 / Г.Д. Джохадзе. – Тбилиси, 1969. – 22 с.
39. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель / А.А. Хачатуров [и др.]; под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
40. Дмитриев А.А. Теория и расчёт нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тольминов // М.: «Машиностроение», – 1976. – 207 с.
41. Елисеев С.В. Структурная теория виброзащитных систем / С.В. Елисеев. – Новосибирск: Наука, 1978. – 222 с.
42. Жданов А.А. AdCAS – Система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля / А.А. Жданов, Д.Б. Липкевич // Труды Института системного программирования: Новые подходы в нейроноподобных и основанных на знаниях системах. – М.: ИСП РАН, 2004. – Т. 7. – С. 119-159.
43. Жилейкин М.М. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин [Электронный ресурс] / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач // Наука и образование. – 2012. – № 2. – С. 1-10. – Режим доступа: URL: <http://technomag.edu.ru/doc/293578.html> (дата обращения: 12.04.2024).
44. Жилейкин М.М. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин [Электронный ресурс] / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач // Наука и образование. – 2012. – № 1. – С. 1–23. – Режим доступа: URL: <http://technomag.edu.ru/doc/346660.html> (дата обращения: 23.07.2024).
45. Жутов А.Г. Динамическая жесткость конечной передачи трактора с встроенным пневмогидравлическим демпфером / А.Г. Жутов, В.И. Аврамов, И.А. Ляпкосова // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 10. – С. 51-52.

46. Измеров Н.Ф. Гигиена труда: учебник / Н. Ф. Измеров, В. Ф. Кириллов. – М.: ГЭОТАР-Медиа, 2008. – 592 с.
47. Измеров Н.Ф. Профессиональная патология: национальное руководство / Н.Ф. Измеров. – М.: ГЭОТАР-Медиа, 2011. – 784 с.
48. Инновации. Sears Seating. Система снижения вибраций VRS® [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа: <https://www.searsseating.com/> (дата обращения 13.03.2024).
49. Искалиев А.И. Повышение виброзащитных свойств пневматической подвески сиденья за счет применения активной системы вторичного поддрессирования: дис. ... канд. техн. наук: 25.11.00 / Азамат Ибрагимович Искалиев. – Волгоград, 2022. – 205 с.
50. Исследование взаимодействия колеса с опорным основанием при движении по криволинейной траектории / В.А. Козлов [и др.] // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2023): сборник научных статей 15-й Международной научно-технической конференции, (Россия, Курск, 17 ноября 2023 г.). – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2023. – С. 95-98.
51. Исследование и анализ магнитореологических амортизирующих устройств / О.И. Поливаев [и др.] // Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения: материалы международной научно-практической конференции, (Россия, Воронеж, 24–25 ноября 2020 г.). – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2020. – С. 46-49.
52. Исследование и анализ подвесок сиденья оператора транспортного средства / О.И. Поливаев [и др.] // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы междунар. науч.-практ. конф. (Россия, Воронеж, 20 февраля 2023 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. – С. 133-141.
53. Калашников Б.А. Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов: монография / Б.А. Калашников. – Омск: ОмГТУ, 2008. – 344 с.
54. Карамышкин В.В. Динамические гасители колебаний / В.В. Карамышкин. – Л.: Машиностроение, 1998. – 86 с.

55. Колебания автомобиля. Испытания и исследования / Я.М. Певзнер [и др.]; под ред. Я.М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
56. Коренев Б.Г. Динамические гасители колебаний. Теория и технические приложения / Б.Г. Коренев, Л.М. Резников. – М.: Наука, 1963. Т. 2. – 535 с.
57. Косарев В.В. Профессиональные болезни: учебное пособие / В. В. Косарев, С. А. Бабанов. – М.: Вузовский учебник; ИНФА-М, 2013. – 252 с.
58. Кравченко В.А. Результаты исследования тягово-сцепных свойств олигомерных шин для движителей тракторов третьего тягового класса / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко // Вестник аграрной науки Дона. – 2020. – № 1(49). – С. 10-20.
59. Кравченко В.А. Повышение динамических и эксплуатационных показателей сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: монография / В.А. Кравченко. – Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2010. – 224 с.
60. Кривошеин Д.А. Экология и безопасность жизнедеятельности: учеб. пособ. / Д.А. Кривошеин, Л.А. Муравей, Н.Н. Роева. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. – 447 с.
61. Ксенович И.П. Наземные тягово-транспортные системы: в 3 т. Т. 1 / И.П. Ксенович, В.А. Гоберман, Л.А. Гоберман. – М.: Машиностроение, – 2003. – 743 с.
62. Кузьмин В.А. Обоснование параметров системы поддрессирования колесного сельскохозяйственного трактора класса 4: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.13 Виктор Александрович Кузьмин. – М., 2019. – 166 с.
63. Кузьмин В.А. Экспериментальное исследование упругодемпфирующих характеристик виброизоляторов различных типов системы поддрессирования кабины колесного трактора / В.А. Кузьмин, А.С. Овчаренко, Р.С. Федоткин // Сборник трудов десятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». – 2017. – С. 520-523.
64. Кулешов М.Ю. Разработка алгоритма управления подвеской автомобиля малого класса: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Михаил Юрьевич Кулешов. – М., 2003. – 143 с.
65. Линник Д.А. Влияние системы виброзащиты рабочего места водителя

колесного трактора на развитие профессиональных заболеваний / Д.А. Линник, А.С. Воронцов // Изобретатель. – 2019. – № 7 (235). – С. 32–39.

66. Линник Д.А. Повышение эффективности гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного транспорта: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Дмитрий Александрович Линник. – Могилев, 2021. – 26 с.

67. Линник Д.А. Повышение эффективности системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора / Д.А. Линник // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2020. – № 2 (67). – С. 40–50.

68. Лихачев В.С. Испытания тракторов / В.С. Лихачев. – М.: Машиностроение, 1974. – 286 с.

69. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов / Л.Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

70. Лощенко А.В. Совершенствование подвески сиденья сельскохозяйственного колесного трактора: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Алексей Владимирович Лощенко. – Воронеж, 2022. – 192 с.

71. Ляшенко М.В. Синтез систем поддрессоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: монография / М.В. Ляшенко // ВолгГТУ. – Волгоград: РПК «Политехник», 2004. – 254 с.

72. Магнитореологические жидкости: технологии создания и применения: монография / Е.С. Беляев [и др.]. – Ниж. Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2017. – 94 с.

73. Машков И.И. Синтез системы управления подвеской автомобиля, построенной на основе магнитореологического амортизатора: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.01 / Илья Игоревич Машков. – М., 2004. – 217 с.

74. Методы сплайн функций / Ю.С. Завьялов [и др.]. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 352 с.

75. Микулик Т.Н. Исследование влияния параметров сиденья на вибронегруженность оператора / Т.Н. Микулик, Г.Н. Рейзина // Грузовик. – 2014. – № 4. – С. 30–32.

76. Микулик Т.Н. К методике повышения активной виброзащиты с ис-

пользованием функциональной диагностики / Т.Н. Микулик, Г.Н. Рейзина // Наука и техника. – 2014. – № 6. – С. 26–30.

77. Моделирование процесса трогания и разгона тракторно-транспортного агрегата с упругодемпфирующим тягово-сцепным устройствам / П.П. Гамаюнов [и др.] // Научное обозрение. – 2014. – №3. – С. 50-52.

78. Морозов Н.А. Нанодисперсные магнитные жидкости в технике и технологиях / Н.А. Морозов, Ю.Б. Казаков // Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2011. – 264 с.

79. Найгерт К.В. Прикладные свойства магнитореологических жидкостей: учебное пособие / К.В. Найгерт, В.А. Целищев. – Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т., 2021. – 118 с.

80. Основные направления развития конструкций колес с пневматическими шинами / А.В. Поздеев [и др.] // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2021. – № 4(37). – С. 38-44.

81. Пархоменко С.Г. Экспериментальное исследование характеристик тракторных пневматических шин / С.Г. Пархоменко, Г.Г. Пархоменко // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – № 11. – С. 40-48.

82. Патент на изобретение РФ № 2108240 С1, МПК В60С 17/00. Колесо транспортного средства / И.М. Рябов; заявитель и патентообладатель Волгоградский государственный технический университет. – № 96113156/28; заявл. 25.06.1996; опубл. 10.04.1998. – Бюл. № 14. – 8 с.

83. Патент на изобретение РФ № 2121445 С1, МПК В60N 2/50. Подвеска сиденья транспортного средства / О.И. Поливаев, А.Н. Беляев, И.Е. Подгорный [и др.]; заявитель и патентообладатель Воронежский государственный аграрный университет им. К.Д. Глинки. – № 97108494/28; заявл. 22.05.1997; опубл. 10.11.1998. – Бюл. № 21. – 8 с.

84. Патент на изобретение РФ № 2764210 С1, МПК F16F 9/06, F16F 9/53. Регулируемый магнитореологический пневматический амортизатор / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, А.В. Лощенко [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2021105339; заявл. 01.03.2021; опубл.

14.01.2022. – Бюл. № 2. – 10 с.

85. Патент на полезную модель РФ № 206649 U1, МПК В60N 2/50. Активная подвеска сиденья транспортного средства / О.И. Поливаев, С.Н. Пиляев, А.Н. Кузнецов [и др.]; патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ (RU). – № 2021108357; заявл. 26.03.2021; опубл. 21.09.2021. – Бюл. № 27. – 6 с.

86. Патент на полезную модель РФ № 211255 U1, МПК В60N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства / О.И. Поливаев, А.Н. Кузнецов, Д.Б. Болотов [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2022104102; заявл. 15.02.2022; опубл. 26.05.2022. – Бюл. № 15. – 8 с.

87. Патент на полезную модель РФ № 215981 U1, МПК В60N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства с активным демпфированием / О.И. Поливаев, С.Н. Пиляев, А.Н. Кузнецов [и др.]; патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ (RU). – № 2022130786; заявл. 26.11.2022; опубл. 11.01.2023. – Бюл. № 2. – 7 с.

88. Патент на полезную модель РФ № 221611 U1, МПК В60N 2/50, В60N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства с активным демпфированием / О.И. Поливаев, А.В. Химченко, Д.Б. Болотов [и др.]; патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ (RU). – № 2023123421; заявл. 09.09.2023; опубл. 14.11.2023. – Бюл. № 32. – 6 с.

89. Патент на полезную модель РФ № 233623 U1, МПК В60N 2/50. Подвеска сиденья транспортного средства с активным демпфированием / О.И. Поливаев, А.В. Химченко, Д.Б. Болотов [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2025101050; заявл. 21.01.2025; опубл. 28.04.2025. Бюл. № 13. – 6 с.

90. Патент на полезную модель РФ № 56284 U1, МПК В60N 2/50. Сиденье транспортного средства с подвеской активного типа / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин, О.М. Костиков; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2006110317/22; заявл. 30.03.2006; опубл. 10.09.2006. – Бюл. № 25. – 11 с.

91. Патент на полезную модель РФ № 88087 U1, МПК F16F 15/03. Виброгаситель с блоком частотно зависимого управления эффективностью гашения вибрации / С.Я. Красновский, В.И. Шапин, Н.А. Морозов [и др.]; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени теплотехнический научно-исследовательский институт». – № 2009127042/22; заявл. 16.07.2009; опубл. 21.10.2009. Бюл. № 21. – 20 с.

92. Певзнер Я.М. Исследование продольно-угловых колебаний автомобиля / Я.М. Певзнер // Труды НАМИ, – 1979. – № 175. – С. 62-83.

93. Перспективы развития тракторов и улучшение их использования на транспортных работах / П.П. Гамаюнов [и др.] // Научное обозрение. – 2011. – № 2. – С. 25-29.

94. Подрессоривание кабин тягово-транспортных средств: учеб. пособие / В.В. Шеховцов [и др.] // Минобрнауки России, ВолгГТУ. – Волгоград: Изд-во ВолгГТУ, 2016. – 160 с.

95. Поливаев О.И. Анализ конструкций подвесок сиденья оператора транспортного средства / О.И. Поливаев, А.В. Лощенко, Д.Б. Болотов // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы междунар. науч.-практ. конф. (Россия, Воронеж, 06-07 июня 2022 г.). Ч. II. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2022. – С. 347-353.

96. Поливаев О.И. Выбор наиболее эффективных конструкций приводов ведущих колес / О.И. Поливаев, Д.Б. Болотов, А.В. Лощенко // Теория и практика инновационных технологий в АПК: материалы национальной научно-практической конференции, (Россия, Воронеж, 19–21 апреля 2022 г.). Ч. II. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2022. – С. 186-193.

97. Поливаев О.И. Изменение плавности хода и динамической нагруженности трансмиссии трактора с упругодемпфирующим приводом / О.И. Поливаев, Н.В. Бабанин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2015. – № 9. – С. 20-29.

98. Поливаев О.И. Испытание сельскохозяйственной техники и энерго-силовых установок: учебное пособие / О.И. Поливаев, О.М. Костиков. – Воронеж:

ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2014. – 113 с.

99. Поливаев О.И. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств: монография / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин // Минсельхоз России, ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки. – Воронеж: Изд-во ФГОУ ВПО ВГАУ им. К. Д. Глинки, 2008. – 177 с.

100. Поливаев О.И. Снижение динамических нагрузок в машинно-тракторных агрегатах / О.И. Поливаев, А.П. Полухин. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2000. – 197 с.

101. Поливаев О.И. Эффективность использования машинно-тракторных агрегатов, работающих с упругодемпфирующими приводами ведущих колес / О.И. Поливаев, С.Н. Пиляев, Д.Б. Болотов // Тракторы и сельхозмашины. – 2021. – Т. 88. – № 6. – С. 76-81. – DOI 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81.

102. Поливаев О.И. Эффективность использования упруго-демпфирующих приводов ведущих колес на тракторах МТЗ-80 и ЛТЗ-60АВ / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, А.В. Панков // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – Воронеж: ВГАУ, 2007. – № 14.

103. Применение активных подвесок на мобильных энергетических средствах / О.И. Поливаев [и др.] // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: Материалы международной научно-практической конференции, (Россия, Воронеж, 06 – 07 июня 2018 г.) Ч. I. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2018. – С. 225-229.

104. Профессиональные болезни: учебник для студентов учреждений высшего проф. образования / Н.Ф. Измеров [и др.]. – 2-е изд., стер. – М.: Академия, 2013. – 464 с.

105. Профессиональные заболевания, связанные с воздействием физических факторов: данные статистики. Клинский институт охраны и условий труда [Электронный ресурс]. – 2014. – Режим доступа: <http://www.kiout.ru/info/publish/472> (дата обращения: 02.12.2023).

106. Профессиональные заболевания: в 2 т. / Н.Ф. Измеров [и др.]. – М.: Медицина, 1996. – Т. 2. – 480 с.

107. Результаты исследований виброзащитных свойств шины с внутренней пневматической демпфирующей системой / Д.В. Гудков [и др.] // Шина Плюс. – 2015. – № 3. – С. 8-10.
108. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг // – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
109. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов / С.П. Рыков. – Братск: Братский государственный университет, 2004. – 322 с.
110. Рябов И.М. Виброзащитные свойства двухступенчатой подвески автомобиля / И.М. Рябов, К.В. Чернышов, А.М. Ковалев // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 9. – С. 16-19.
111. Сазонов И.С. Моделирование активного поддрессоривания сиденья водителя колесного трактора / И.С. Сазонов, Н.Н. Гурский, Н.П. Амельченко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2012. – № 4(37). – С. 77-85.
112. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» от 28.01.2021. – 988 с.
113. Сарач Е.Б. Перспективы развития системы поддрессоривания быстроходных гусеничных машин [Электронный ресурс] / Е.Б. Сарач, Г.О. Котиев, И.А. Смирнов // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – № 10 (22). – С. 1-13. – Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html> (дата обращения: 10.04.2024).
114. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ РФ № 2024619829. Имитационная модель для испытания амортизатора подвески сиденья оператора транспортного средства / А.В. Химченко, Д.Б. Болотов, О.И. Поливаев; правообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ (RU). – № 2024619175; заявл. 27.04.2024; опубл. 27.04.2024. – Бюл. № 5. – 1 с.
115. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ РФ № 2024681543. Программа для оптимизации упруго-демпфирующих свойств

сиденья оператора трактора / А.В. Химченко, Д.Б. Болотов, О.И. Поливаев; правообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ (RU). – № 2024680779; заявл. 11.09.2024; опубл. 11.09.2024. – Бюл. № 9. – 1 с.

116. Синяева А.В. К определению оптимального демпфирования виброзащитных систем / А.В. Синяева, Ю.В. Степанов // Машиноведение, 1985. – № 1. – С. 32-36.

117. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы» от 31.10.1996. – 13 с.

118. Совершенствование систем подвесок сидений операторов сельскохозяйственных тракторов / О.И. Поливаев [и др.] // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2024. – Т. 17. – № 2(81). – С. 60-67. – DOI 10.53914/issn2071-2243_2024_2_60.

119. Соколов А.Ю. Повышение виброзащитных свойств шины за счет внутренней пневматической демпфирующей системы: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Александр Юрьевич Соколов. Волгоград, 2014. – 149 с.

120. Технические и технологические требования к перспективной сельскохозяйственной технике / В. Ф. Федоренко [и др.]; М-во сельского хоз-ва Российской Федерации. – М.: Росинформагротех, 2011. – 247 с.

121. Тракторы. Конструкция / И.П. Ксенович [и др.] – Машиностроение, – 2000. – 821 с.

122. Троицкий В.А. Оптимальные процессы колебаний механических систем / В.А. Троицкий. – Л.: Машиностроение, 1976. – 248 с.

123. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

124. Фролов К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.

125. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р.И. Фурунжиев. – Минск: Высшая школа, 1971. – 320 с.

126. Химченко А.В. Имитационное моделирование работы подвески сиденья оператора мобильного энергетического средства / А.В. Химченко, Д.Б. Боло-

тов, О.И. Поливаев // Проблемы ресурсообеспеченности и перспективы развития агропромышленного комплекса: материалы междунар. науч.- практ. конф. (Россия, Воронеж, 25 сентября 2024 г.) – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2024. – С. 20-26.

127. Черненко А.Б. Создание и исследование пневматической системы подрессоривания кабины многоосных автомобилей: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Андрей Борисович Черненко. – М., 1991. – 16 с.

128. Чумаков Д.А. Повышение виброзащитных свойств пневматической подвески автотранспортных средств комбинированными демпфирующими устройствами разных типов: дисс. ... канд. техн. наук: 25.11.00 / Дмитрий Андреевич Чумаков. – Волгоград, 2022. – 158 с.

129. Чумаков Д.А. Результаты стендовых испытаний пневматического колеса трактора МТЗ-82 «Беларус» / Д.А. Чумаков, Н.М. Колесов, Н.В. Тимошин // XXVI Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области: сборник материалов конференции, (Волгоград, 16–28 ноября 2021 г.). – Волгоград: Волгоградский ГТУ, 2022. – С. 46-48.

130. Шельдешова Е.В. Динамика и свойства магнитной жидкости при механических, температурных и магнитных воздействиях: дис. ... канд. физ.-матем. наук: 1.3.8. / Елена Владимировна Шельдешова, 2024. – 181 с.

131. Шеховцов К.В. Снижение уровня вибронагруженности рабочего места оператора трактора за счет применения динамических гасителей колебаний в системе подрессоривания кабины: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Кирилл Викторович Шеховцов. – Волгоград, 2014. – 159 с.

132. Экспериментальное определение боковой жёсткости пневматического колеса трактора МТЗ-82 "БЕЛАРУС" / В.В. Новиков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2023. – Т. 90, № 2. – С. 123-132.

133. Эффективность использования активного демпфера в подвеске сиденья тракторно-транспортного агрегата / О.И. Поливаев [и др.] // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2025. – Т. 18, № 2(85). – С. 83-94.– DOI 10.53914/issn2071-2243_2025_2.

134. Эффективность использования подвески сиденья с магнитореологической жидкостью / О.И. Поливаев [и др.] // Теория и практика инновационных технологий в АПК: материалы национальной научно-практической конференции, (Россия, Воронеж, 01 – 28 марта 2023 г.) Ч. V. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2023. – С. 238-245.
135. Юшин А.Ю. Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата за счет модернизации подвески сиденья трактора: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Александр Юрьевич Юшин. – Воронеж, 2007. – 173 с.
136. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 219 с.
137. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. – М.: Машиностроение. – 1978. – 133с.
138. Abercromby A. Vibration exposure and biodynamic responses during whole-body vibration training // *Medicine and science in sports and exercise*. – 2007. – Vol. 39. – No. 10. – P. 1794.
139. Armstrong B. Friction Modeling and Compensation, *The Control Handbook* / B Armstrong, C.C. de Wit, 1990. – p. 242.
140. Banna Kasemi Fuzzy-PID Controller for Semi-Active Vibration Control Using Magnetorheological Fluid Damper / Kasemi Banna [et al.] // *International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors*. – 2012. – p. 1221 – 1227.
141. Bose Ride System. Dramatically reduce driver fatigue and pain [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: https://www.bose.com/en_us/bose_ride.html (дата обращения 15.05.2024).
142. Caterino Nicola Semi-active control of a wind turbine via magnetorheological dampers / N. Caterino // *Journal of Sound and Vibration*. – 2015. – Vol. 345. – p. 1–17.
143. Chalasani R.M. Ride performance potential of active suspension systems - part II: comprehensive analysis based on a full-car model. / R.M. Chalasani // *American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanics Division, AMD*. – 1986. – Vol. 80. – RIDE PERFORMANCE POTENTIAL OF ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS - PART II. – p. 205-234.

144. Comparative research on semi-active control strategies for magnetorheological suspension / Xiao-min Dong [et al.] // *Nonlinear Dynamics*. – 2010. – Vol. 59. – No. 3. – p. 433-453.

145. Cristiano Spelta Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine / S. Cristiano [et al.] // *Mechatronics*. – 2009. – Vol. 19. – p. 410–421.

146. Fischer D. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions / D. Fischer, R.Isermann // *Control Engineering Practice*. – 2004. – Vol. 12. – No. 11. – p. 1353-1367.

147. Foag W.A practical control concept for passenger car active suspensions with preview, a practical control concept for passenger car active suspensions with preview / W.A. Foag // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. – 1989. – Vol. 203. – № 4. – p. 221-230.

148. Gohari M.A novel artificial neural network biodynamic model for prediction seated human body head acceleration in vertical direction // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. – 2012. – Vol. 31. – №. 3. – p. 205–216.

149. Gordaninejad F. Heating of magnetorheological fluid dampers, heating of magnetorheological fluid dampers / F. Gordaninejad, D.G. Breese // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. – 1999. – Vol. 10. – No 8. – p. 634-645.

150. Grammer A.G. Produktwelten. Commercial Vehicles. Landmaschinen [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <https://www.grammer.com/produktwelten/commercial-vehicles/landmaschinen.html> (дата обращения: 15.04.2024).

151. Haiping Dua Semi-active and control of vehicle suspension with magnetorheological dampers / Dua Haiping, Yim Szeb Kam, James Lamb // *Journal of Sound and Vibration*. – 2005. – Vol. 283. – p. 981–996.

152. Harsha S.P. Measurement and bio–dynamic model development of seated human subjects exposed to low frequency vibration environment // *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*. – 2014. – Vol. 10. – No. 1–2. – p. 1–24.

153. Hrovat D. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension / D. Hrovat, D.L. Margolis, M. Hubbard // *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1988. – Vol. 110. – № 3. – p. 288-296.
154. In search of suitable control methods for semi-active tuned vibration absorbers / J.H. Koo [et al.] // *Journal of Vibration and Control*. – 2004. – Vol. 10. – No. 2. – p. 163-174.
155. Karnopp D. Vibration Control Using Semi-Active Force Generators / D. Karnopp, M.J. Crosby, R.A. Harwood // *Journal of Engineering for Industry*. – 1974. – Vol. 96. – No 2. – p. 619-626.
156. Kitazaki S. A modal analysis of whole-body vertical vibration, using a finite element model of the human body / S. Kitazaki, M.J. Griffin // *Journal of Sound and Vibration*. – 1997. – Vol. 200. – No. 1. – p. 83–103.
157. Kitazaki S. Resonance Behaviour of the Seated Human Body and Effects of Posture / S. Kitazaki, M.J. Griffin // *Journal of Biomechanics*. – 1997. – Vol. 31. – No 2. – p. 143–149.
158. Kumar V. Biodynamic model of the seated human body under the vertical whole body vibration exposure / V. Kumar, V. H. Saran // *International Journal of Acoustics and Vibration*. – 2019. – Vol. 24. – No. 4. – p. 15-23.
159. MagneRide Systems – Delphi. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.motor-talk.de/forum/aktion/Attachment.html?attachmentId=488981> (дата обращения: 02.11.2023).
160. Manring N.D. Hydraulic Control Systems, John Wiley and Sons, New York, 2005. – p. 180.
161. Meritt H.E. Hydraulic Control Systems, John Wiley and Sons, New York, 1967. – p. 172.
162. Mitschke M. Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen (Theorie und Versuch) / M. Mitschke // *Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik*. – Heft 157. – 1962.
163. Multibody biomechanical modelling of human body response to direct and cross axis vibration / R. Desai [et al.] // *Procedia computer science*. – 2018. – Vol. 133.

– p. 494–501.

164. Nicholas K. Petek An Electronically controlled Shock Absorber using electrorheological fluid / K. Petek Nicholas // SAE Technical. – 1992. – Vol. 101. – p. 350.

165. Oncescu T.A. Evaluation of whole-body vibrations and comfort state of tractor driver for different types of terrain and speeds / T. A. Oncescu, A. Petcu, D. Tarnita // Acta technica napocensis–series: applied mathematics, mechanics, and engineering. – 2021. – Vol. 64. – No. 1. – p. 43-50.

166. Prabakar R.S. Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle model with magnetorheological damper / R.S. Prabakar, C. Sujatha, S. Narayanan // Journal of Sound and Vibration. – 2009. – Vol. 326. – p. 400–420.

167. Prabakar R.S. Response of a quarter car model with optimal magnetorheological damper parameters / R.S. Prabakar, C. Sujatha, S. Narayanan // Journal of Sound and Vibration. – 2013. – Vol. 332. – p. 2191–2206.

168. Redfield R.C. Low-bandwidth Semi-active Damping for Suspension Control / R.C. Redfield // American Control Conference. – 1990. – p. 1357-1362.

169. Savaresi S.M. Semi-active suspension control design for vehicle / S.M. Savaresi [et al.] // Butter-wort-Heinemann. – 2010.

170. Service Training. Audi TT coupe '07. Ходовая часть, 2006.

171. Seung-Bok Choi Optimal control of structural vibrations using a mixed-mode magnetorheological fluid mount / C. Seung-Bok [et al.] // International Journal of Mechanical Sciences. – 2008. – Vol. 50. – p. 559–568.

172. Shabana Ahmed A. Dynamics of Multibody Systems. Fourth edition. New York: Cambridge University Press, 2014. – p. 202.

173. Singh D. Ride comfort analysis of passenger body biodynamics in active quarter car model using adaptive neuro-fuzzy inference system based super twisting sliding mode control // Journal of Vibration and Control. – 2019. – Vol. 25. – No. 12. – p. 1866–1882.

174. Snowdon J.C. Vibration and shock in damped mechanical systems / J.C. Showdon // John Wiley and Sons inc. – 1968. – 502 p.

175. Tan H.-S. Validation of the Harshness Problem of Automotive Active Suspensions / H.-S. Tan, T. Bradshaw // *Vehicle System Dynamics*. – 1998. – Vol. 30. – p. 89-115.

176. Taskin Y. Experimental investigation of biodynamic human body models subjected to whole-body vibration during a vehicle ride // *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*. – 2018.

177. Venhovens P.J.T. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control / P.J.T. Venhovens // *Vehicle System Dynamics*. – 1994. – Vol. 23. – № 1. – p. 211-235.

178. Wang X. Flow Analysis of Field-Controllable, Electro- and Magneto- Rheological Fluids Using Herschel-Bulkley Model, Flow Analysis of Field- Controllable, Electro- and Magneto-Rheological Fluids Using Herschel-Bulkley Model / X. Wang, F. Gordaninejad // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. – 1999. – Vol. 10. – No 8. – p. 601-608.

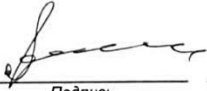
179. White F.M., *Fluid Mechanics*. 7th Ed, Section 6.8. McGraw-Hill, 2011.

180. Williams R.A. Electronically controlled automotive suspensions / R.A. Williams // *Computing Control Engineering Journal*. – 1994. – Vol. 5. – No 3. – p. 143-148.

181. YU.F. State Observer Design for an Adaptive Vehicle Suspension / F. YU, D.A. CROLLA // *Vehicle System Dynamics*. – 1998. – Vol. 30. – № 6. – p. 457-471.

Приложение А

Акт поверки вибропреобразователя AP2037-500-02

	ООО "ГЛОБАЛТЕСТ" МЕТРОЛОГИЧЕСКАЯ СЛУЖБА Аттестат аккредитации RA.RU.312398
СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ № 2524-2024	
Действительно до 9 июля 2025 г.	
Средство измерений	Вибропреобразователь AP2037-500-02 наименование, тип, модификация
	70872-18 регистрационный номер в Федеральном информационном фонде по обеспечению единства измерений
(если в состав средства измерений входят несколько автономных измерительных блоков, то приводят их перечень и заводские номера)	
серия и номер знака предыдущей поверки (если такие серия и номер имеются)	
заводской номер (номера)	8001
поверено	наименование величин, диапазонов, на которых поверено средство измерений (если предусмотрено методикой поверки)
поверено в соответствии с	А.3009.0235.МП-17 «Вибропреобразователи серии AP20XX.Методика поверки» наименование документа, на основании которого выполнена поверка
с применением эталонов:	рег.№3.2.БСХ.0001.2016 AP8000 зав.№01/2007 (разряд 2); рег.№3.2.БСХ.0002.2016 AP8001 зав.№01/09 (разряд 1); наименование, тип, заводской номер, регистрационный номер (при наличии), разряд, класс или погрешность эталона, применяемого при поверке
при следующих значениях влияющих факторов:	температура окружающего воздуха 22 °С; приводят перечень влияющих факторов,
	относительная влажность воздуха 68 %; атмосферное давление 746 мм рт.ст.; нормированных в документе на методику поверки, с указанием их значений
	напряжение сети питания 220 В, частота 50,0 Гц
и на основании результатов <u>первичной</u> /периодической поверки признано соответствующим установленным в описании типа метрологическим требованиям и пригодным к применению в сфере государственного регулирования обеспечения единства измерений.	
 Знак поверки	
Главный метролог	 Подпись
Поверитель	 Подпись
	Симчук А.А. Инициалы, фамилия
	Ромадов Р.В. Инициалы, фамилия
Дата поверки 10 июля 2024 г.	

МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИ

(заполняется при наличии соответствующих требований
в нормативном документе по поверке или при необходимости)

- | | | |
|---|---|--------|
| 1 | Действительное значение коэффициента преобразования
на частоте 200Гц, мВ/(м·с ⁻²) | 50,0 |
| 2 | Неравномерность ЧХ, в пределах, %
в диапазоне частот от 5 до 15 000 Гц | ± 10,0 |
| 3 | Нелинейность АХ, в пределах, %
в диапазоне амплитуд от 0,1 до 100 м·с ⁻² | ± 3,3 |
| 4 | Основная относительная погрешность измерений
виброускорения при доверительной вероятности 0,95 в
пределах, %
от 5 до 15 000 Гц | ± 11,6 |

Поверитель


Подпись

Ромадов Р.В.

Инициалы, фамилия



№ 70872-18

ОКП 42 7714

Предостережение!
Статически чувствительный прибор

ВИБРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ
АР2037-500-02

ПАСПОРТ

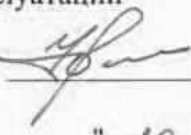
АБКЖ.433642.018-500-02ПС

зав. № 8001

Вибропреобразователь соответствует АБКЖ.433642.018ТУ и
признан годным для эксплуатации



Начальник ОТК

 (Краснощечков)

" 10 " 07 2024 г.

Приложение Б

Акты внедрения

УТВЕРЖДАЮ

и.о. проректора по научной работе
ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный аграрный
университет имени императора
Петра I» к.в.н., доцент

С.Н. Семенов
_____ 2025г.



УТВЕРЖДАЮ

Управляющий директор

ООО «Брянский Тракторный Завод»



А.Н. Клыков
_____ 2025г.

АКТ

внедрения результатов исследований по

снижению вибрационной нагруженности операторов сельскохозяйственных тракторов.

Результаты исследований и разработанные конструкции подвесок сиденья операторов сельскохозяйственных тракторов, выполненные д.т.н. профессором Поливаевым О.И. и аспирантом Болотовым Д.Б. на кафедре сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей агроинженерного факультета ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» содержат:

-разработанные конструкции подвесок сиденья по патентам РФ № 2764210, №221611и №215981;

-аналитический обзор и результаты исследований различных конструкций подвесок сиденья;

- математическую модель тракторно-транспортного агрегата (ТТА) с опытной подвеской сиденья;

- имитационную модель, позволяющую на стадии проектирования формировать комплекс конструкторско-технологических параметров ТТА с различными вариантами подвесок сиденья оператора.

Материалы исследований представляют практический интерес и будут использоваться ООО «Брянский Тракторный Завод» при выборе конструктивных параметров подвесок сиденья с более эффективной виброзащитой рабочего места оператора трактора.

Директор по продажам и ГСО

ООО «Брянский Тракторный Завод»

_____ Д.М. Ченцов

Декан агроинженерного факультета,
заведующий кафедрой сельскохозяйственных
машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО
Воронежский ГАУ, д. с-х н., профессор

_____ В.И.Оробинский

РЕКОМЕНДОВАНО

Учебно-методической комиссией
агроинженерного факультета
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ,
Протокол № 9 от 22.05.2025 г.
Председатель Костиков О.М.



УТВЕРЖДАЮ

Ректор ФГБОУ ВО Воронежский
государственный аграрный универси-
тет имени императора Петра I
Агибалов А.В.
_____ 2025 г.

**АКТ****о внедрении результатов научных исследований в учебный процесс**

Комиссия в составе представителей кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ заведующего кафедрой Оробинского В.И., доцента Лощенко А.В. и членов учебно-методической комиссии агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ Афоничева Д.Н., Козлова В.Г. составила настоящий акт о том, что результаты научных исследований, выполненных на кафедре сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ ассистентом Болотовым Д.Б. под руководством профессора Поливаева О.И., внедрены в учебный процесс при подготовке студентов по направлению обучения 35.04.06 «Агроинженерия». Результаты исследований используются при выполнении обучающимися лабораторных работ по дисциплине «Испытание сельскохозяйственной техники и энергосиловых установок». Использование представленных результатов способствует повышению качества образования за счет возможности проводить более глубокий анализ вибронагруженности рабочего места оператора с целью корректной оценки условий труда на мобильных энергетических средствах, а также позволяет совершенствовать профессиональную подготовку обучающихся.

Представители

Учебно-методической комиссии
агроинженерного факультета
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ:

_____ Афоничев Д.Н.
_____ Козлов В.Г.

Представители кафедры

сельскохозяйственных машин,
тракторов и автомобилей
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ:

_____ Оробинский В.И.
_____ Лощенко А.В.