

Министерство науки и высшего образования РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»

На правах рукописи



Кашапова Ирина Евгеньевна

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА РАБОЧЕЕ МЕСТО
ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА АВТОГРЕЙДЕРА**

Специальность 2.5.11 «Наземные транспортно-технологические средства и
комплексы»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

доктор технических наук, доцент

Корытов Михаил Сергеевич

Омск – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВЕДЕНИЕ.....	6
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	14
1.1 Тенденции развития автогрейдеров.....	14
1.2 Анализ санитарных требований к динамическим воздействиям на человека-оператора землеройно-транспортной машины.....	15
1.3 Методы вибрационной защиты человека-оператора.....	18
1.4 Анализ математических моделей микрорельефа.....	22
1.5 Анализ предшествующих исследований по снижению динамических воздействий на человека-оператора.....	28
1.6 Анализ упругих элементов, используемых в подвесках сидений человека-оператора	32
1.7 Способ формирования нелинейной статической силовой характеристики сиденья человека-оператора с участком квазиулевого жесткости.....	37
1.8 Цели и задачи исследования.....	42
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	44
2.1 Методология системного анализа как методология научного исследования	44
2.2 Методика теоретических исследований.....	45
2.2.1 Выбор и обоснование систем координат.....	46
2.2.2 Математическое описание автогрейдера методом однородных координат.....	50
2.3 Методика экспериментальных исследований.....	59
2.4 Структура работы	60
Выводы по второй главе.....	62
ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СЛОЖНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «МИКРОРЕЛЬЕФ – БАЗОВАЯ МАШИНА – КАБИНА – ВИБРОЗАЩИТНАЯ СИСТЕМА СИДЕНЬЯ ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА».....	63
3.1 Обоснование критерия эффективности.....	63

3.2 Обоснование динамических воздействий.....	64
3.2.1 Кинематическое возбуждение виброзащитной системы сиденья человека-оператора.....	65
3.2.2 Математическая модель случайных воздействий.....	66
3.3 Математическая модель автогрейдера.....	67
3.4 Математическая модель виброзащитной системы сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазинулевой жесткости	79
3.5 Математическая модель сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора».....	86
Выводы по третьей главе.....	89
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	92
4.1 Исследование геометрических параметров виброзащитной системы сиденья человека-оператора. Условия квазинулевой жесткости.....	93
4.2 Исследование статических силовых характеристик и демпфирующих свойств виброзащитных систем.....	95
4.2.1 Сравнительный анализ серийно выпускаемой виброзащитной системы и системы с участком квазинулевой жесткости при ступенчатых и синусоидальных воздействиях.....	95
4.2.2 Влияние ширины и угла наклона среднего участка нелинейной статической силовой характеристики с участком квазинулевой жесткости сиденья человека-оператора на виброускорение.....	101
4.2.3 Исследование нелинейности статической силовой характеристики.....	109
4.3 Исследование динамических характеристик сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора» на имитационной модели рабочего процесса.....	114

4.4 Исследование динамических характеристик сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора» с использованием аналитической модели.....	118
4.5 Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевой жесткости.....	127
Выводы по четвертой главе.....	135
ГЛАВА 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ. ИНЖЕНЕРНЫЕ РАЗРАБОТКИ.....	138
5.1 Экспериментальные исследования базовой модели автогрейдера.....	138
5.1.1 Определение коэффициента сопротивления подвески серийного сиденья по декременту затухания колебаний.....	140
5.1.2 Измерение вибрации в местах крепления датчиков при ступенчатом и стохастическом воздействиях на элементы ходового оборудования.....	143
5.2 Подтверждение адекватности математических моделей.....	145
5.2.1 Подтверждение адекватности математической модели методом активного эксперимента.....	145
5.2.2 Подтверждение адекватности математической модели сравнением коэффициентов передачи динамических воздействий при ступенчатом и стохастических воздействиях.....	147
5.3 Инженерные разработки сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевой жесткости.....	150
Выводы по пятой главе.....	155
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ.....	157
СПИСОК АББРЕВИАТУР.....	160
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	161

ПРИЛОЖЕНИЯ.....	187
Приложение А. Статистические свойства микрорельефа типовых поверхностей грунта.....	188
Приложение Б. Анализ предшествующих исследований. Известные конструкций сидений человека-оператора.....	190
Приложение В. Уравнения кинематики автогрейдера.....	198
Приложение Г. Технические характеристики оборудования, используемого при экспериментальных исследованиях.....	202
Приложение Д. Патенты и свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.....	205
Приложение Е. Расчет социального и экономического эффекта от внедрения предложенной конструкции сиденья.....	214
Приложение Ж. Акты внедрения инженерной методики оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины....	218

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования: Отрасль машиностроения непрерывно совершенствуется, что отражается в росте производительности, мощности и скорости движения землеройно-транспортных машин (ЗТМ). Вместе с этим увеличиваются вибрации, которые возникают в узлах машины и на рабочем месте человека-оператора (ЧО). Значительные вибрации сокращают срок службы трансмиссии и других узлов, снижают не только эффективность работы, но и надежность машин. Вибрации также негативно сказываются и на здоровье ЧО, в некоторых случаях могут приводить к профессиональным заболеваниям.

При строительстве дорог широкое распространение среди землеройно-транспортных и планировочных машин находят автогрейдеры. Отличительной особенностью автогрейдеров является отсутствие амортизаторов. В процессе работы автогрейдеры подвергаются динамическим воздействиям. Особенно сильно это проявляется в транспортном режиме, где преобладают низкочастотные вибрации.

Системы подавления вибраций играют важную роль при решении вопросов повышения производительности автогрейдеров, совершенствования их систем защиты ЧО от негативных воздействий во время рабочего процесса. Улучшение виброизоляции ЧО автогрейдера достигается в основном за счет оптимизации системы крепления кабины на базовом шасси и сиденья ЧО в кабине.

Одним из перспективных направлений в создании виброзащитных систем (ВС) является создание сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости. Известны активные ВС, но их использование ограничивается сравнительно большой сложностью и стоимостью.

Таким образом, актуальной остается проблема снижения динамических воздействий на ЧО. Одним из эффективных способов ее решения является создание ВС сидений на основе надежных и простых пассивных конструкций с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

Целью диссертационной работы является снижение динамических воздействий на человека-оператора автогрейдера путем разработки виброзащитной системы сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

Для этого необходимо решить следующие **задачи**:

1. Усовершенствовать способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевого жесткости.

2. Разработать обобщенную математическую модель сложной динамической системы процесса движения автогрейдера по микрорельефу, в состав которой ввести подсистему виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой.

3. Установить функциональные зависимости и связь между основными параметрами сложной динамической системы: конструктивными размерами виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, возмущающими воздействиями со стороны микрорельефа и уровнем вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера.

4. Разработать инженерную методику оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

Степень разработанности темы исследования:

Вопросами защиты ЧО от действия вибрации занимались многие отечественные ученые: П.М. Алабужев, В.Л. Афанасьев, В.В. Бабенков, В.Я. Балагула, А.М. Барановский, С.В. Белокобыльский, В.В. Болотин, Р.С. Большаков, К.Ч. Выонг, М.М. Гайцгори, В.Н. Говердовский, А.И. Громовик, А.И. Джилкичиев, С.В. Елисеев, Ю.В. Ермошенко, И.Ю. Ефимов, М.М. Жилейкин, А.В. Зобов, А.Н. Зотов, А.К. Зуев, О.П. Ивакина, В.А. Ивович, В.Б. Кашуба, С.К. Карцов, М.З. Козловский, Е.А. Колинко, П.А. Корчагин, О. С. Кочетов, А.О. Лисин, В.С. Макаров, И.И. Малахов, Е.Ю. Малиновский, С.Е. Манянин, А.С. Миронов, Ю.И.

Молев, И.С. Никифоров, В.А. Николаев, В.А. Остроменская, П.И. Остроменский, Я.Г. Пановко, О.А. Петракова, А.Н. Пивцаев, А.А. Силаев, И.С. Ситов, В.Н. Сорокин, А.И. Степанов, В.В. Столяров, И.А. Тетерина, О.В. Фоминова, К.В. Фролов, А.А. Хачатуров, А.П. Хоменко, В.Ф. Хон, И.А. Чакурин, В.И. Чернышев, Э.И. Шелепов, В.С. Щербаков и др.

Среди организаций следует отметить: ВНИИ Стройдормаш, Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Уфимский государственный нефтяной технический университет, Южно-Уральский государственный университет, Новосибирский государственный технический университет, Омский государственный университет путей сообщения, Омский государственный технический университет, Новосибирский электротехнический университет связи им. Псурцева, Иркутский государственный университет путей сообщения, Сибирскую государственную академию телекоммуникаций и информатики, Иркутский национальный исследовательский технический университет (ИРНИТУ) и др.

Особый интерес к проблемам виброзащиты проявляли и зарубежные авторы: Zhang Xiaojiang, Yan Zhenhua, Li Taoyong, Li Haochuan, Li Donghai, Zhao shougen, He Yujin, Li Tao, Hu Jianzhong и др.

Диссертация соответствует паспорту специальности 2.5.11 «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы», пункты: 5 – математическое моделирование рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами); 6 – оптимизация конструкций и синтез законов управления движением наземных транспортно-технологических средств и их комплексов, а также их отдельных функциональных узлов, механизмов и систем, направленные на улучшение экономичности, надежности, производительности, экологичности и эргономичности, технологической производительности, обеспечение энергоэффективности и безопасности.

Объект исследования: динамические воздействия на человека-оператора автогрейдера в транспортном режиме.

Предмет исследования: зависимости, связывающие параметры элементов виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, параметры воздействий со стороны микрорельефа опорной поверхности с величиной вибрации на сидении человека-оператора автогрейдера в транспортном режиме.

Научная гипотеза: использование в нелинейной статической силовой характеристике виброзащитной системы сиденья участка с квазиулевым жесткостью снижает динамические воздействия на человека-оператора.

Научная новизна заключается:

- в усовершенствовании способа формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевым жесткости, позволяющего подстраиваться под переменную массу человека-оператора и устранять «дрейф» положения сиденья в зоне квазиулевого участка;

- в полученных аналитических зависимостях для построения нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевым жесткости виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора;

- в полученных аналитических выражениях, обеспечивающих условие формирования участка с квазиулевым жесткостью нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора;

- в предложенном аналитическом выражении силы виброзащитной системы от ее перемещения относительно основания, учитывающем ограниченный ход сиденья, и, позволяющем задавать требуемый наклон квазиулевого участка нелинейной статической силовой характеристики;

- в разработанных математических моделях динамики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, отличающихся

от известных учетом нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости;

- в разработанных математической и имитационной моделях сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора», отличающихся от известных наличием виброзащитной системы сиденья предложенной конструкции с нелинейной статической силовой характеристикой;

- в выявленных функциональных зависимостях, связывающих конструктивные размеры виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора и возмущающие воздействия со стороны микрорельефа с уровнем вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера;

- в разработанной методике оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, позволяющей определять параметры конструкции, способствующие достижению максимальной эффективности по среднеквадратичному виброускорению.

Теоретическая и практическая значимость работы:

1. На основе анализа виброзащитных мероприятий автогрейдеров разработаны новые высокоэффективные конструкции виброзащитных систем сидений, которые защищены патентами на изобретение и на полезные модели РФ [91, 92, 94-96, 109].

2. Научно обоснованы обладающие новизной инженерные разработки виброзащитных систем сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости. Применение полученных результатов позволило минимизировать вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера.

3. Разработана инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

4. Предложенная инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости сиденья мобильной машины внедрена на предприятиях: АО «Омсктрансмаш», ООО «Управление механизации №8» и используется в учебном процессе, осуществляемом образовательными организациями: ФГБОУ ВО «СиБАДИ»; ФГБОУ ВО «СГУВТ», Филиал ВА МТО в г. Омске «Омский автобронетанковый инженерный институт».

Методология и методы исследования: Работа базируется на методологии системного анализа: использован комплексный метод исследований, который включил в себя литературный и патентный поиск, анализ и обобщение, теоретические и экспериментальные исследования, математическое моделирование. Использовано программное обеспечение MATLAB (в том числе приложение Simulink).

Положения, выносимые на защиту:

1. Усовершенствованный способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевого жесткости, отличающийся от известных тем, что он позволяет подстраиваться под переменную массу человека-оператора и устранять «дрейф» положения сиденья в зоне квазиулевого участка путем изменения растяжения пружины;

2. Математическая и имитационная модели рабочего процесса сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора», отличающиеся от известных включением виброзащитной системы сиденья предложенной конструкции с нелинейной статической силовой характеристикой;

3. Результаты теоретических исследований взаимосвязанных подсистем имитационной модели рабочего процесса сложной динамической системы, описывающие динамические взаимодействия микрорельефа, базовой машины, кабины, виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой;

4. Научно обоснованные технические решения по созданию виброзащитной системы сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости;

5. Инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, позволяющая определять параметры новой конструкции, способствующие достижению максимальной эффективности по среднеквадратичному виброускорению.

Степень достоверности исследования: Обосновывается на основании корректных допущений, принятых при математическом моделировании; использовании апробированных методов математического моделирования и программных продуктов; подтверждении адекватности результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация результатов работы:

Основные результаты исследования докладывались и обсуждались на: III, IV, V Национальных научно-практических конференциях «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство», Омск: 2020-2022г.; III, IV, V, VI, VII Международных научно-практических конференциях студентов, аспирантов и молодых учёных «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных», Омск: 2019-2023г.; V Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы современной науки глазами молодых исследователей», Омск: 2020г.; IV, V, VI Международных научно-технических конференциях «Проблемы машиноведения», Омск: 2020-2022г.; V Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию ФГБОУ ВО «СибАДИ», Омск: 2020г.; VI Межведомственной научно-практической конференции «Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация», Омск: 2022г.; IV, VI, VII Международных научно-практических конференциях «Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации», Омск: 2019, 2021, 2022г.; XIV, XV Международных научно-технических конференциях «Динамика систем, механизмов и машин», Омск: 2020-2021г; Региональной (межвузовской) студенческой научно-

практической конференции «Университетская наука в решении задач национальной безопасности и технологического суверенитета», посвященной 100-летию со дня рождения С.И. Манякина, Омск: 2023 г.

Реализация результатов работы.

Публикации по работе. По материалам исследований опубликовано 57 печатных работ, из них 12 статей в журналах, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ, 8 статей в изданиях, включенных в международную базу «Scopus», 1 статья в издании, включенном в международную базу «Web of Science», 1 патент РФ на изобретение, 5 патентов РФ на полезную модель, 3 свидетельства о регистрации программ для ЭВМ. Авторский вклад в совместных публикациях составляет от 50 до 75 %.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем работы 222 страницы, включая 14 таблиц, 75 рисунков и 7 приложений. Список литературы включает 196 наименований.

В приложении приведены: патенты, свидетельства, акты о внедрении. Работа выполнена на кафедре «Автоматизация и энергетическое машиностроение» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)».

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Тенденции развития автогрейдеров

При строительстве дорог широкое распространение среди землеройно-транспортных и планировочных машин находят автогрейдеры. Автогрейдер – самоходная планировочно-профилировочная машина, в качестве основного рабочего органа которой служит полноповоротный грейдерный отвал с ножами. Рабочий орган установлен под углом к продольной оси и размещен между передним и задними мостами пневмоколесного ходового оборудования. Автогрейдер перемещается как в рабочем, так и в транспортном режимах [84].

Одной из основных тенденций машиностроения является повышение эффективности машины. В связи с этим конструкции машин постоянно совершенствуются. Развитием данной области занимались следующие ученые: И.В. Бояркина, Н.В. Беляев, В.В. Беляев, В.П. Горячкин, И.А. Недорезов, В.В. Привалов, В.Н. Тарасов, Н.А. Ульянов, В.С. Щербаков и др.

Условно можно разделить цели предшествующих работ на 3 группы:

1. Совершенствование базовой машины, ходового и рабочего оборудования [6, 13, 77, 82-84, 86, 90, 106, 116, 138, 149, 154];
2. Повышение тягово-сцепных свойств [31, 146, 147];
3. Снижение динамических воздействий на ЧО [18, 53-55, 79, 156, 163, 164].

На сегодняшний день наметились следующие основные тенденции развития автогрейдеров [13, 30, 78, 150, 184]:

1. Повышение единичной мощности и тягово-сцепных свойств;
2. Создание новых конструкций автогрейдеров;
3. Совершенствование рабочего оборудования;
4. Автоматизация рабочих процессов;
5. Повышение комфортности рабочего места ЧО.

Под комфортностью рабочего места понимается: тепловой режим, обзорность, снижение сил на органах управления, подстраиваемые сиденье и рулевая колонка

под ЧО, снижение динамических воздействий на ЧО в рабочем и транспортных режимах.

В данной работе особое внимание уделяется повышению комфортности рабочего места, а именно, снижению динамических воздействий на ЧО автогрейдера в транспортном режиме. Несмотря на многочисленные инженерные разработки, проблема защиты ЧО от динамических воздействий остается актуальной.

1.2 Анализ санитарных требований к динамическим воздействиям на человека-оператора землеройно-транспортной машины

Автогрейдеры в процессе работы подвергаются динамическим воздействиям особенно сильно это проявляется в транспортном режиме, так как автогрейдеры не имеют амортизаторов, а перемещаются сравнительно быстро по самым различным дорогам. Это может стать причиной нарушений в работе и выхода из строя машин, кроме того они создают неблагоприятные воздействия на ЧО, что приводит к хроническим заболеваниям [16, 19, 123].

Динамические воздействия на рабочем месте классифицируют по следующим признакам [132]:

1. По способу передачи на ЧО:
 - 1.1. Общие – передаются на тело через опорные поверхности;
 - 1.2. Локальные – передаются через отдельные части тела, которые контактируют с вибрирующими рабочими поверхностями.
2. По источнику возникновения:
 - 2.1. Локальные воздействия передаются ЧО от ручных механизированных инструментов (с двигателями), оборудования;
 - 2.2. Локальные воздействия передаются от ручных немеханизированных инструментов, приспособлений;
 - 2.3. Общие воздействия 1 категории (транспортные) – воздействуют на рабочее место ЧО ЗТМ, подвижного состава железнодорожного транспорта,

воздушного судна, самоходных и прицепных машин, транспортного средства во время движения по микрорельефу, агрофонам;

2.4. Общие воздействия 2 категории (транспортно-технологические) – воздействуют на рабочее место ЧО машин, которые движутся по специально подготовленным поверхностям помещений, площадок и горных выработок;

2.5. Общие воздействия 3 категории (технологические) – воздействуют на рабочие места машин, которые не имеют источников вибрации.

Одним из санитарных требований к условиям труда является обеспечение вибрационной безопасности. Главной задачей вибрационной безопасности является устранение условий, при которых влияние динамических воздействий может снизить комфортабельность условий труда, а также вызвать ухудшение общего состояния ЧО и привести к профессиональным заболеваниям [19, 21, 22, 24-26, 27].

Динамические воздействия, как правило, характеризуются: спектральным составом, направлением, амплитудой, местом приложения и продолжительностью действия. Наибольший вред несут вибрации из диапазона от 1 до 30 Гц. Это обусловлено тем, что в этом диапазоне содержатся резонансные частоты тела человека: внутренние органы от 3 до 3,5 Гц; голова от 20 до 30 Гц; позвоночник от 4 до 6 Гц. Воздействия, частота которых менее 1 Гц, вызывают укачивание ЧО [20, 54, 55, 189].

При гигиеническом нормировании показателями вибрации являются [21, 22, 24-27, 132]: скорректированное виброускорение, a , мс^{-2} ; скорректированный уровень виброускорения, L_a , дБ; эквивалентное виброускорение, мс^{-2} .

Эквивалентное скорректированное виброускорение за рабочую смену определяется по формуле [21, 22, 24-27, 132]:

$$a_{8h} = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n a_{T_{ni}}^2 \cdot T_{ni}}{T_n}}, \quad (1.1)$$

где T_n – нормативная продолжительность рабочей смены (8 часов); T_{ni} – продолжительного i -го интервала воздействия вибрации, ч; $a_{T_{ni}}$ – эквивалентное

(среднеквадратичное) значение скорректированного виброускорения, измеренное на i -м интервале воздействия вибрации, мс^{-2} .

Эквивалентный скорректированный уровень виброускорения за рабочую смену определяется по формуле [132]:

$$L_{a_{8h}} = 10 \cdot \lg \left(\frac{1}{T_H} \sum_{i=1}^n T_{ni} \cdot 10^{0,1 L_{a_{Tni}}} \right), \quad (1.2)$$

где $L_{a_{Tni}}$ – скорректированный уровень виброускорения, измеренный на i -м интервале воздействия вибрации, дБ.

Одним из показателей, которые характеризуют виброускорение, является его среднеквадратичное значение [20-25, 119].

Получить значение среднеквадратичного виброускорения можно, выполнив операцию интегрирования [21, 22, 24-27]:

$$a_s = \sqrt{\frac{1}{T_H} \int_0^{T_H} a^2(t) dt}, \quad (1.3)$$

где $a(t)$ – значение скорректированного виброускорения как функция времени, мс^{-2} .

Нормирование и контроль динамических воздействий заключаются в использовании среднеквадратичного значения виброускорения и его логарифмического уровня в децибелах [19].

Для 8-часового рабочего дня установлены нормируемые диапазоны частот динамических воздействий [19]:

– локальные воздействия – в виде октавных полос со среднегеометрическими частотами 1; 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000 Гц;

– общие воздействия – в виде октавных и третьоктавных полос со среднегеометрическими частотами 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80 Гц.

Для общей вибрации нормы вибрационной нагрузки на ЧО автогрейдера оцениваются по ряду критериев [22]. Критерий, обеспечивающий отсутствие вибрационной болезни, обозначается цифрой «1 - безопасность» [132].

Санитарные нормы устанавливают значения одночисловых показателей вибрационной нагрузки на ЧО для длительности смены 8 ч:

- виброускорение = $0,56 \text{ мс}^{-2}/115 \text{ дБ}$;
- виброскорость = $1,1 \cdot 10^{-2} \text{ мс}^{-1}/107 \text{ дБ}$.

Нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки на ЧО для длительности вибрационного воздействия 8 ч приведены в таблице 1.1 [132].

Таблица 1.1 – Предельно допустимые среднеквадратичные значения виброускорений на рабочих местах и местах размещения обслуживающего персонала на самоходном специальном подвижном составе (пол, сиденье) в транспортном режиме работы [132]

Средне-геометрические частоты полос, Гц	Значения среднеквадратичных виброускорений, м/с^2	
	вертикальное направление, Y	горизонтальное направление, X, Z
1,0	0,63	0,23
1,25	0,56	0,23
1,6	0,50	0,23
2,0	0,45	0,23
2,5	0,40	0,28
3,15	0,36	0,36
4,0	0,32	0,45
5,0	0,32	0,56
6,3	0,32	0,71
8,0	0,32	0,90
10,0	0,36	0,70
12,5	0,40	0,50
16,0	0,45	0,40
20,0	0,50	0,36
25,0	0,56	0,40
31,5	0,63	0,45
40,0	0,71	0,50

Санитарными нормами не допускается эксплуатация автогрейдера при воздействии локальной вибрации на 12 дБ (в 4 раза) выше установленных нормами величин. Ограничением для общей вибрации является превышение норм на 24 дБ (в 8 раз) [53, 132].

1.3 Методы вибрационной защиты человека-оператора

Вибрационная защита представляет собой комплекс методов и устройств, способствующих снижению уровня вибрации, которая воздействует на защищаемый объект [5, 53- 55, 120, 125, 153]. На рисунке 1.1 представлена структурная схема классификации методов виброзащиты [21].

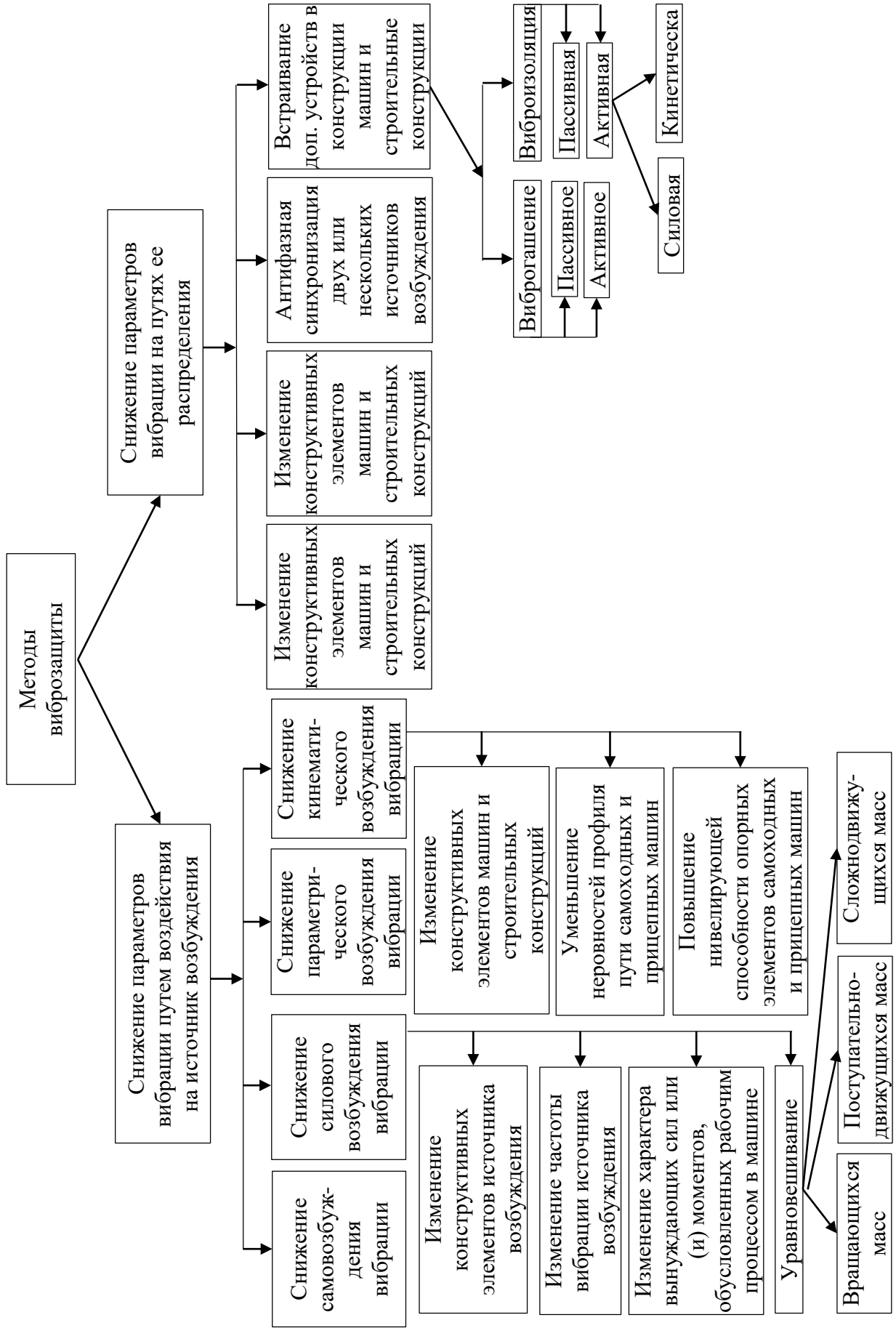


Рисунок 1.1 – Структурная схема классификации методов виброзащиты [21]

Все методы защиты от вибрации условно можно разделить на две группы [21, 118]:

1) Снижение динамических воздействий от источника вибрации (двигатель, гидронасос, активный рабочий орган и др.);

2) Снижение динамического воздействия по каналу прохождения вибрации.

Реализация первой группы методов происходит путем: модернизации конструктивных элементов источника возбуждения, изменения частотных характеристик, уравнивания движущихся масс [53-55, 153, 156].

Для реализации второй группы методов применяются дополнительные устройства, которые встраиваются в конструкцию машины; демпфирующие покрытия и антифазная синхронизация источников возбуждения [53-55, 153, 156].

Снижение вибрации, которое осуществляется путем внедрения в конструкцию дополнительных устройств, классифицируется на виброизоляцию и виброгашение [51, 53, 54, 153, 156].

Отличительной чертой метода динамического гашения колебаний является создание дополнительного силового воздействия, передаваемого на объект.

Дополнительное воздействие создается в результате присоединения к объекту, совершающему колебания, дополнительных устройств, которые имеют массу и упругие элементы (УЭ). Недостаток – довольно узкий диапазон частот, в котором наступает гашение колебаний. Учитывая выше сказанное, на сегодняшний день большее применения находят устройства виброизоляции [16, 53-55, 153, 156].

Классификация средств виброизоляции (СВ) представлена на рисунке 1.2. Все СВ делятся на две большие группы: простые и составные. Простые, в свою очередь, бывают активные и пассивные [53-55, 153, 185].

Анализ методов и устройств вибрационной защиты показал, что активные СВ на сегодняшний день не нашли широкого применения, так как сложны в конструкции и требуют источник дополнительной энергии. В конструкции машины целесообразно применять пассивные СВ, как наиболее простые и экономически выгодные.

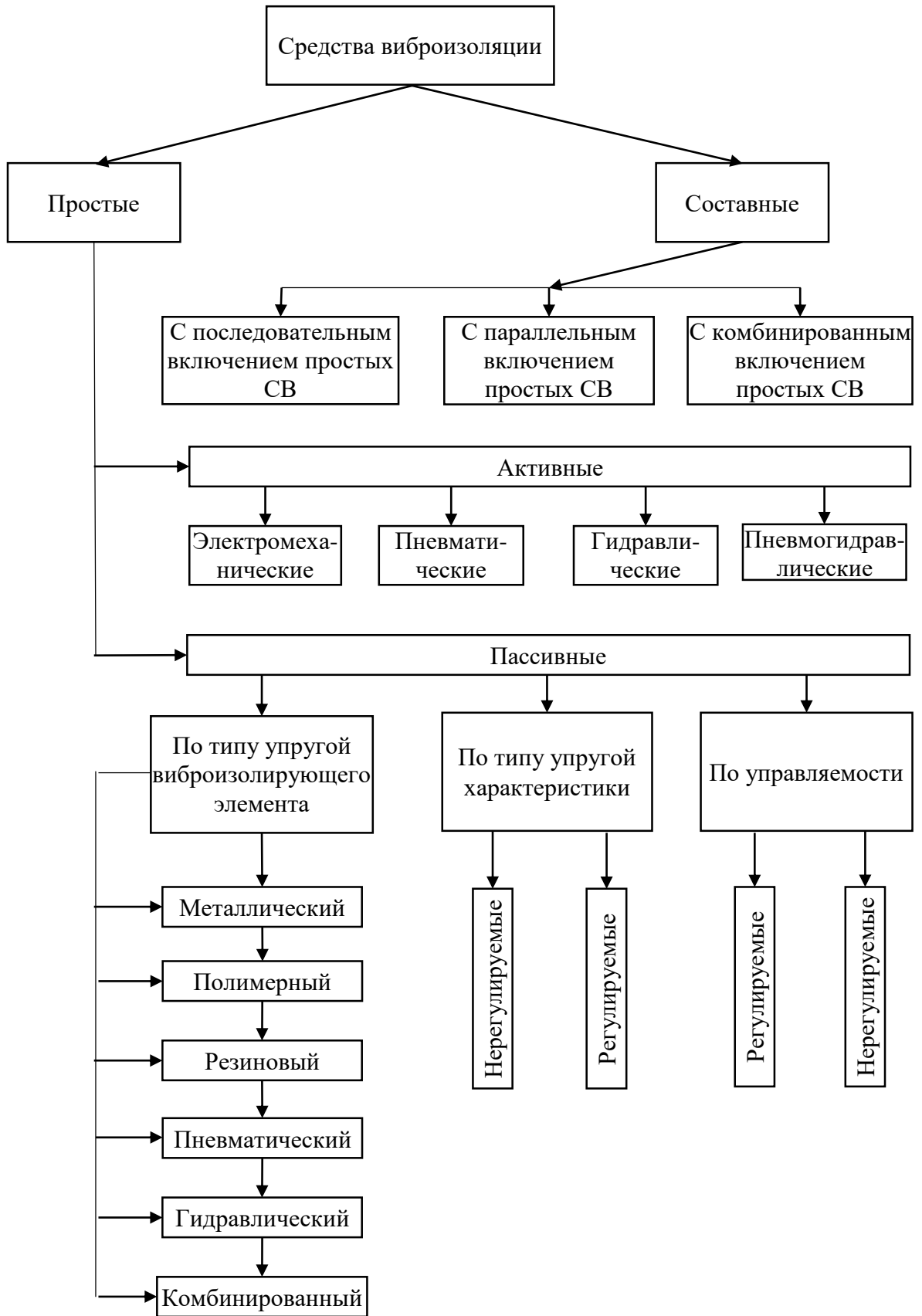


Рисунок 1.2 – Схема классификации средств виброизоляции

1.4 Анализ математических моделей микрорельефа

Одной из подсистем, входящих в сложную динамическую систему процесса движения автогрейдера, является микрорельеф опорной поверхности, по которой перемещается автогрейдер.

Неровности поверхности можно разделить на три группы [12]:

1. Макропрофиль – плавные неровности значительной длины (более 100 м), которые фактически не вызывают колебаний машины;

2. Микрорельеф – неровности с длиной от 0,1 м до 1 м, которые вызывают существенные колебания машины;

3. Шероховатость – неровности с длиной менее 0,5 м, которые сопровождаются малыми амплитудами и большой частотой колебаний машины.

Если рассматривать влияние неровностей дорожного полотна на автогрейдер с точки зрения динамических воздействий, то наибольший интерес представляет микрорельеф. Так как макропрофиль не создает значительных колебаний и фактически не влияет на машину, а шероховатость компенсируется за счет сглаживающей способности шин [12].

Сжатый воздух, находящийся в шине, обеспечивает сглаживающую способность шин, благодаря своим упругим свойствам. При достаточно небольшом размере шины, сжатый воздух обладает способностью поглощать значительную энергию удара шины о неровности дороги. При восприятии энергии удара на незначительные интервалы времени возрастает внутреннее давление воздуха и повышается его температура. Чем ниже внутреннее давление воздуха (до определенного предела), тем лучше происходит поглощение шиной импульса силы от неровности дорожного полотна. То есть, пневматическая шина смягчает удар и частично поглощает динамические воздействия, создаваемые неровностями дороги при движении автогрейдера [2].

При математическом описании неровностей дорожного полотна принято допущение о стационарности случайного процесса и выполнении условий: ординаты подчиняются нормальному закону распределения; длины волн

неровностей ограничиваются нижним и верхним пределами; случайные изменения микрорельефа возможны только в вертикальной продольной плоскости [18].

На участке дороги длиной l статистические характеристики представлены спектральной плотностью $S(\omega_n)$ и корреляционной функцией $R(l)$ [56, 141].

Корреляционная функция позволяет представить изменение микрорельефа на участке длиной l . Спектральная плотность позволяет оценить частоту повторений длин неровностей. Аргументом спектральной плотности является «путевая частота» [56, 141]:

$$\omega_n = \frac{\pi}{l}. \quad (1.4)$$

Поверхность дорожного полотна описывается в трёхмерном пространстве с помощью функции [56, 141]:

$$y_m = f(x, z), \quad (1.5)$$

где x, z – продольная и поперечная координаты точки поверхности с вертикальной координатой y_m .

Исчерпывающую характеристику позволяет получить двумерная корреляционная функция поверхности [8]:

$$R(l_1, l_2) = \lim_{\substack{x \rightarrow \infty \\ z \rightarrow \infty}} \frac{1}{4xz} \int_{-x}^x \int_{-z}^z y_m(x, z) \cdot y_m(x + l_1, z + l_2) dx dz. \quad (1.6)$$

Определение двумерной корреляционной функции является сложным и трудоемким процессом. По этой причине ряд исследователей предлагают описывать неровности дорожного полотна двумя корреляционными функциями по левой и правой колеям, а поперечный уклон в поперечном сечении оценивать по вертикальным координатам левой и правой колеи [8, 56].

Спектральная плотность случайного процесса не является самостоятельной характеристикой, а полностью определяется корреляционной функцией микрорельефа дорожного полотна. Интеграл Фурье, принцип которого состоит в разложении функции на сумму элементарных гармонических колебаний с непрерывным спектром, позволяет выразить следующие соотношения [136, 159]:

$$R(l) = 2 \cdot \int_0^{\infty} S(\omega_n) \cdot \cos(\omega_n \cdot l) d\omega_n; \quad (1.7)$$

$$S(\omega_n) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} R(l) \cdot \cos(\omega_n \cdot l) dl. \quad (1.8)$$

В транспортном режиме автогрейдер обычно взаимодействует с дорожным полотном с твердым покрытием. Корреляционные функции такого полотна достаточно хорошо изучены и представлены следующим образом [159]:

– асфальтовое покрытие:

$$R(l) = 0,85e^{-0,2|l|} + 0,15e^{-0,05|l|} \cdot \cos(0,6l); \quad (1.9)$$

– цементобетонное покрытие:

$$R(l) = e^{-0,15|l|}; \quad (1.10)$$

– изношенное булыжное покрытие с выступами и впадинам:

$$R(l) = 0,953e^{-0,213|l|} + 0,047e^{-0,049|l|} \cdot \cos(1,367l). \quad (1.11)$$

В режиме разравнивания автогрейдер работает в основном с грунтовыми поверхностями, неровности которых описаны формулой [136, 149]:

$$R(l) = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos(\beta t). \quad (1.12)$$

Коэффициенты A_1 , A_2 , α_1 , α_2 , β имеют различные численные значения в зависимости от вида грунтовых дорог. Значения представлены в таблице 1.2 [12].

Таблица 1.2 – Параметры корреляционной функции грунтовых дорог [12]

№	Характер поверхности	Численные значения параметров				
		A_1	A_2	α_1, c^{-1}	α_2, c^{-1}	β
1	Накатанная грунтовая дорога	0,92	0,08	0,087	0,1	0,35
2	Грунтовая грейдерная дорога	0,8	0,2	0,8	0,05	0,6
3	Грунтовая дорога плохого и среднего качества	0,6...1,0	0,01...0,4	0,1...0,5	0,1...1,0	0,8...3,0
4	Проселочная дорога на границе поля	0,8	0,2	0,65	0,15	2,0

Учитывая цель поставленных исследователем задач, математическую модель микрорельефа можно описать детерминированными или стохастическими функциями [8].

Детерминированные модели представлены математическим описанием неровностей рельефа как детерминированные функциональные зависимости вертикальных координат дорожного полотна от горизонтальных координат. Чаще всего такие модели используют для исследования частотных характеристик и качественных показателей систем управления для подтверждения адекватности

реализуемых математических моделей. Детерминированные функции уступают стохастическим, в виду меньшей достоверности и ограниченности возможностей [152].

При исследовании автогрейдера целесообразно использовать стохастическо-детерминированные модели неровностей дорожного полотна. Так как корреляционная функция профиля задается детерминированной моделью и уже по ней на электронно-вычислительной машине (ЭВМ), с применением рекуррентных соотношений, формируется псевдослучайный профиль [152].

Взаимосвязь случайных значений функции по длине используемого участка дорожного полотна можно описать различными корреляционными функциями [139, 159].

Для реализации статистических характеристик неровностей дорожного полотна в качестве возмущающих воздействий, целесообразно выразить их функцией времени t . Необходимым условием при этом является скорость движения автогрейдера v [141]:

$$t = \frac{l}{v}, \quad (1.13)$$

где l – длина пройденного пути, м; v – скорость машины, м/с.

Нормированные корреляционные функции случайного процесса с достаточной степенью точности аппроксимируются временной функциональной зависимостью [159]:

$$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 |t|} + A_2 e^{-\alpha_2 |t|} \cdot \cos(\beta t), \quad (1.14)$$

где A_1, A_2 – коэффициенты, c^{-1} , $A_1 + A_2 = 1$; α_1, α_2 – коэффициенты, характеризующие затухание функции; β – коэффициент, характеризующий периодическую составляющую микропрофиля.

Нормированные корреляционные функции для отдельных видов неровностей [136, 159]:

$$\rho(t) = \sigma_m^2 \cdot e^{-\alpha_k |t|}; \quad (1.15)$$

$$\rho(t) = \sigma_m^2 \cdot e^{-\alpha_k |t|} \cdot \cos(\beta t), \quad (1.16)$$

где α_k и β – коэффициенты, зависящие от типа неровностей; σ_m^2 – дисперсия функции микропрофиля поверхности; t – текущее время.

Микрорельеф, описанный функциями (1.15) и (1.16), можно воспроизвести на ЭВМ при помощи рекуррентных соотношений [159]:

– для функции (1.15)

$$y_m(n) = a_0 x(n) + q_1 y(n-1); \quad (1.17)$$

$$a_0 = \sigma_m \sqrt{1 - \rho^2}; \quad (1.18)$$

$$q_1 = e^{-\gamma_k}; \quad (1.19)$$

$$\rho = e^{-\gamma_k}; \quad (1.20)$$

$$\gamma_k = \alpha_k \cdot h_D. \quad (1.21)$$

– для функции (1.16)

$$y_m(n) = a_0 x(n) + a_1 \cdot x(n-1) + q_1 y(n-1) + q_2 y(n-2); \quad (1.22)$$

$$a_0 = \sigma_m \cdot c = \sigma_m \sqrt{\frac{c_1 \pm \sqrt{c_1^2 - 4c_0^2}}{2}}; \quad (1.23)$$

$$a_1 = \frac{\sigma_m \cdot c_0}{c}; \quad (1.24)$$

$$q_1 = 2 \cdot \rho \cdot \cos \gamma_0; \quad (1.25)$$

$$q_2 = -\rho^2; \quad (1.26)$$

$$c_0 = \rho(\rho^2 - 1) \cos \gamma_0; \quad (1.27)$$

$$c_1 = 1 - \rho^4; \quad (1.28)$$

$$\rho = e^{-\gamma_k}; \quad (1.29)$$

$$\gamma_k = \alpha_k \cdot h_D; \quad (1.30)$$

$$\gamma_0 = \beta \cdot h_D \quad (1.31)$$

где h_D – шаг дискретности времени; $a_0, a_1, q_1, q_2, c_0, c_1, \gamma_k, \gamma_0, \alpha_k$ – коэффициенты; $x(n)$ – реализация независимых нормально распределенных случайных чисел со следующими параметрами: математическое ожидание $m_0=0$, среднее квадратическое отклонение $\sigma_m=1$.

Сглаживающие характеристики пневматических шин ходового оборудования являются важным компонентом при составлении математической модели дорожного полотна [152].

При движении автогрейдера элементы ходового оборудования контактируют с грунтом на площадке протяженностью $2x_0$. Нивелирующая способность шин вычисляется как функция [159]:

$$y_p(x) = \frac{1}{2x_0} \int_{x-x_0}^{x+x_0} y_m(x) dx, \quad (1.32)$$

где $y_m(x)$ – вертикальная координата микрорельефа; $y_p(x)$ – результирующая вертикальная координата микрорельефа после сглаживающего действия шины.

Целесообразно принять допущение о точечном контакте шин с поверхностью и вместе с тем определять вертикальные координаты микрорельефа, используя выражение (1.32).

При исследовании процесса движения автогрейдера, функции микрорельефа и его статистические характеристики следует рассматривать как функции времени, несмотря на то, что поверхность дорожного полотна характеризуется уравнениями, представленными функциями пути [53, 54, 153]:

$$y_m(t) = y_m(x/v). \quad (1.33)$$

Использование данного преобразование влечет за собой введение переменных [53, 54, 153, 155]:

$$\alpha'_i = \alpha_i \cdot (v/v_0); \quad (1.34)$$

$$\beta'_i = \beta_i \cdot (v/v_0), \quad (1.35)$$

где v – скорость машины, м/с; $v_0 = 1$ м/с – единичная скорость.

Если в рассматриваемом процессе скорость автогрейдера остается неизменной на всем протяжении, то функции микрорельефа будут фиксированными. При $v=v_0=1$ м/с происходит совпадение численных параметров функции времени с численными параметрами функции пути [53, 54, 153, 155, 159].

Элементы ходового оборудования подвергаются силовому воздействию, которое определяется выражениями [53]:

$$F_{1y}(t) = c_{k1} y_m(t); \quad (1.36)$$

$$F_{iy}(t) = c_{ki} y_m(t - \tau_i), \quad (1.37)$$

где $\tau_i = L_{ki}/v$ – время транспортного запаздывания, с; L_{ki} – расстояние от оси передних колес до i -го колеса, м; c_{k1} – жесткость первого колеса, Н/м; c_{ki} – жесткость i -го колеса, Н/м.

Связь между объектами подсистем процесса движения автогрейдера отражена блок-схемой, представленной на рисунке 1.3.

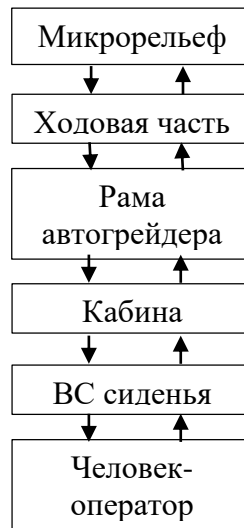


Рисунок 1.3 – Блок-схема процесса передачи динамических воздействий при движении автогрейдера по микрорельефу

Анализ ранее проведенных работ показал, что характеристики микрорельефа поверхности, в частности, статистические свойства, исследованы достаточно глубоко и описаны корреляционными функциями. Обзор математических моделей микрорельефа представлен в Приложении А [12]. Известный математический аппарат позволяет моделировать движение автогрейдера по различным типам поверхностей, учитывая реальный микрорельеф дорожного полотна, что использовано в данной диссертационной работе.

1.5 Анализ предшествующих исследований по снижению динамических воздействий на человека-оператора

На протяжении многих лет ведутся исследования в области машиностроения, посвященные снижению негативного влияния вибрации на ЧО автогрейдера.

При решении поставленной в работе проблемы сложность заключается в том, что наибольшая интенсивность вибраций приходится на область низких частот.

Вопросами защиты ЧО от действия вибрации занимались многие отечественные ученые: П.М. Алабужев [4], В.Л. Афанасьев [8], В.В. Бабенков [102], В.Я. Балагула [10], С.В. Белокобыльский [104], Д.М. Белый [97], В.В. Болотин [15], Р.С. Большаков [104, 105], К.Ч. Выонг [107], М.М. Гайцгори [18], В.Н. Говердовский [102], А.И. Громовик [29], А.И. Джилкичиев [32], С.В. Елисеев

[104, 105, 107], Ю.В. Ермошенко [104, 105], И.Ю. Ефимов [140], М.М. Жилейкин [33], А.В. Зобов [102], А.Н. Зотов [36, 37], О.П. Ивакина [38], В.А. Ивович [40], В.Б. Кашуба [104, 105], М.З Козловский [50], Е.А. Колинько [99], П.А. Корчагин [52-56, 89, 153], А.О. Лисин [156], И.И. Малахов [156], Е.Ю. Малиновский [18], А.С. Миронов [107], В.А. Остроменская [93], П.И. Остроменский [93], Я. Г. Пановко [17], О.А. Петракова [99], А.Н. Пивцаев [111], Ю.О. Пронина [126], А.А. Силаев [136], И.С. Ситов [104, 105], В.Н. Сорокин [140], А.И. Степанов [53], В.В. Столяров [141], И.А. Тетерина [89, 144], О.В. Фомина [99], К.В. Фролов [16, 17, 143], А.А. Хачатуров [8], А.П. Хоменко [104, 105], И.А. Чакурин [54], В.И. Чернышев [99], Э.И. Шелепов [55], В.С. Щербаков [153, 156] и др.

Особый интерес к проблемам виброзащиты проявляли и зарубежные авторы: Zhang Xiaojiang, Yan Zhenhua, Li Taoyong, Li Haochuan, Li Donghai, Zhao Shougen, He Yujin, Li Tao, Hu Jianzhong и др.

Работы всех выше перечисленные ученых условно классифицируются по следующим признакам:

1. По типу средства гашения колебаний: активные и пассивные.
2. По виду базовой машины: гусеничные дорожно-строительные машины, колесные дорожно-строительные машины, автомобили, летательные аппараты.
3. По технической реализации: гидравлические, пневматические, механические, электромагнитные.

Каждая из работ может проходить по нескольким признакам классификации.

Изучением активных ВС поддрессирования, в частности, подвесок сидений ЧО посвящены работы В.В. Болотина, В.А. Ивовича, М.З Козловского, Ю. О. Пронина, К.В. Фролова и др.

В.Л. Афанасьев, В.Я. Балагула, М.М. Гайцгори, С.Б. Елисеев, М. М. Жилейкин, О.П. Ивакина, Е.Ю. Малиновский, Я.Г. Пановко, А.А. Силаев, О.В. Фомина, А.А. Хачатуров, Т.Д. Ходакова и др. исследовали виброзащитные подвески колесных и гусеничных машин.

Авторы В.Л. Афанасьев, М. М. Жилейкин, Е.Ю. Малиновский, А.А. Хачатуров и др. посвятили свои работы расчетам и моделированию плавности хода ЗТМ.

Плавность хода существенно влияет на величину динамических воздействий, передающихся от рамы машины к полу кабины. Однако, в работах выше указанных авторов не рассматривается теоретическая модель сиденья ЧО.

В СибАДИ вопросами виброзащиты занимались А.И. Громовик, А.И. Джилкичиев, П.А. Корчагин, А.О. Лисин, И.И. Малахов, А.Н. Пивцаев, И.А. Тетерина, А.И. Степанов, В.В. Столяров, И.А. Чакурин, Э.И. Шелепов, В.С. Щербаков и др.

Исследованием ВС с нелинейной статической характеристикой с учетом квазиулевого жесткости посвящены работы П.М. Алабушева, А. Н. Зотова, С.В. Елисеева, И.Ю. Ефимова, В.Н. Сорокина и др.

П. А. Корчагин сформулировал научные основы для проектирования ВС строительно-дорожных машин. В своих работах автор провел большую часть исследований, посвященную изучению статических и динамических свойств УВЭ подвесок кабины, сиденья ЧО и рабочего оборудования, разработал ряд математических моделей строительно-дорожных машин, позволяющих получить функциональные зависимости уровня динамического воздействия на сиденье ЧО от параметров микрорельефа, элементов ходового оборудования, скорости движения машины, воздействия со стороны силовой установки и рабочего органа [52, 56].

И. А. Тетерина в своей работе реализует техническое решение – пневматическую подвеску сиденья ЧО подметально-уборочной машины, на основе резинокордной оболочки (РКО) [144].

А. И. Громовик разработал пневмоэлементы подвесок кабины и сиденья с собственными частотами, меньшими собственной частоты неподрессоренной массы автогрейдеров ДЗ-98А и ДЗ-140 [29].

А. И. Степанов предлагает использовать подвеску кабины на базе резинокордных оболочек с нелинейными статическими характеристиками [53].

Анализ многочисленных литературных источников и ресурсов сети Интернет показывает, что на современном этапе в России и за рубежом одним из наиболее эффективных средств гашения динамических колебаний на рабочем месте ЧО является виброзащитное сиденье.

На сегодняшний день виброзащитное сиденье является сложным механизмом, который обеспечивает комфортную работу ЧО [39, 137, 153, 180, 181].

Классификация сидений ЗТМ представлена блок-схемой (рисунок 1.4) [153].

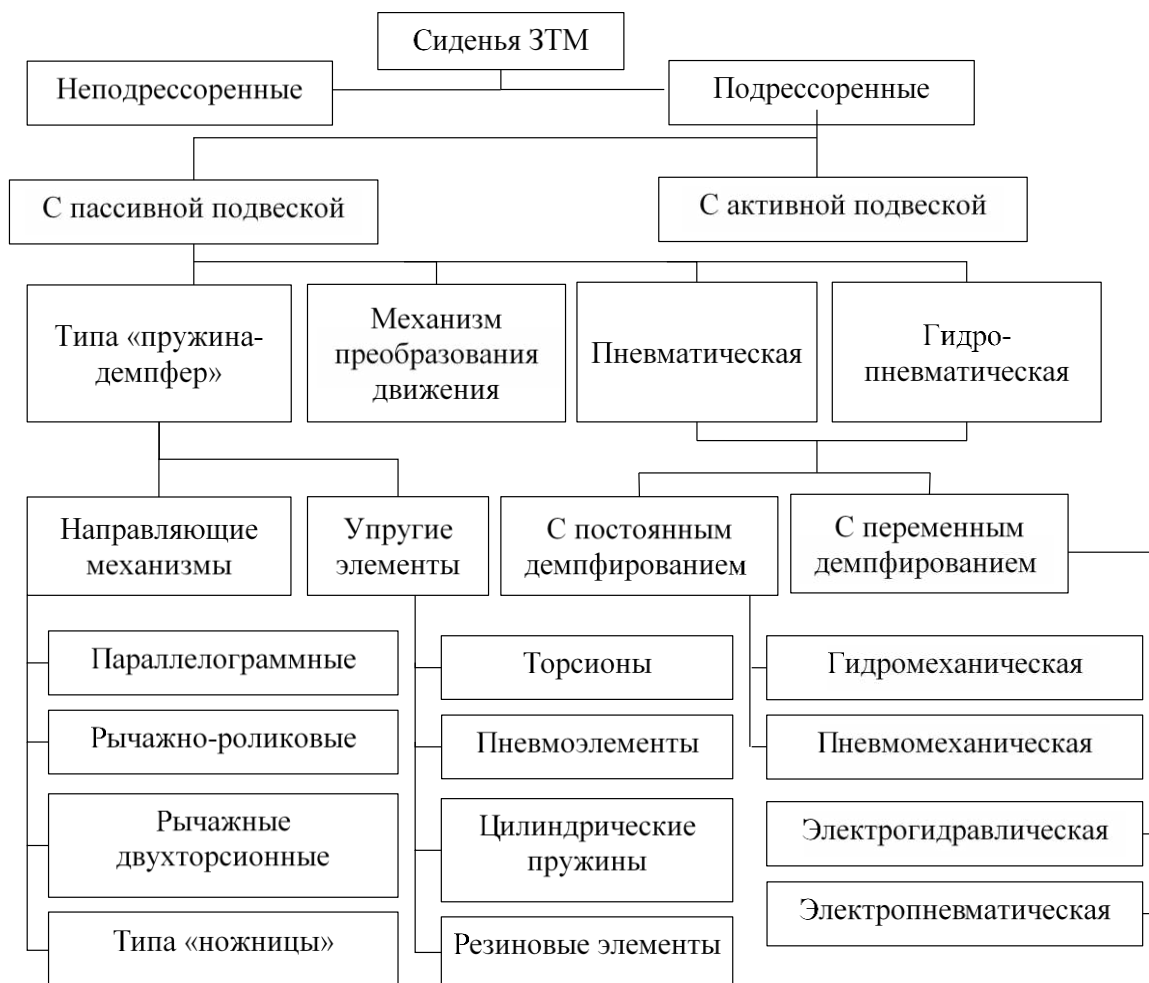


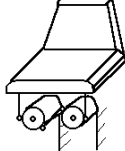
Рисунок 1.4 – Классификация сидений землеройно-транспортных машин [153]

Направляющие механизмы сидений ЗТМ показаны в таблице 1.3 [39, 153].

Таблица 1.3 – Направляющие механизмы сидений ЗТМ [39, 153]

Тип механизма	Схема	Характеристика
1	2	3
Параллелограммный с нижним расположением направляющего механизма		Большой ход подвески – 100...150 мм при небольшом продольном смещении – 5...10 мм. Большие габариты в вертикальном направлении
Параллелограммный с задним расположением направляющего механизма		Короткий ход подвески – до 80 мм. Значительные продольные перемещения посадочного места

Продолжение таблицы 1.3

1	2	3
Рычажно- роликовый		Небольшой ход подвески – 70...80 мм. Значительные продольные перемещения посадочного места
Типа "ножницы" с нижним расположением подвески		Большой ход подвески до 150 мм. Небольшие габариты, высокая устойчивость в поперечном направлении
Типа "ножницы" с задним расположением подвески		Большой ход подвески до 150 мм. Небольшие габариты, высокая устойчивость в поперечном направлении
Рычажно-двухторсионный		Обеспечивают широкий диапазон хода подвески – 20...120 мм. Недостаточно устойчивы в горизонтальной плоскости

Все известные конструкции сидений, представленные в Приложении Б, были направлены на решение конкретных целей и задач.

Проведенный в работе анализ показал, что пассивные системы виброизоляции получили большее распространение, чем активные. Несмотря на многообразие известных конструкций сидений, все они строились для достижения определенных целей и задач. Рассмотренные конструкции не позволяют достичь поставленной в данной работе цели. Перспективным решением является использование подвесок сиденья с «квазинулевой жесткостью». Это направление может быть использовано в работе для достижения поставленной цели.

1.6 Анализ упругих элементов, используемых в подвесках сидений человека-оператора

Выделяют две группы УЭ, применяемых в вибрационных машинах и ВС [17, 121]:

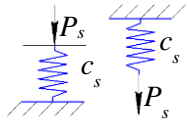
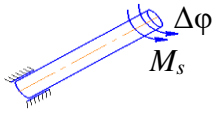
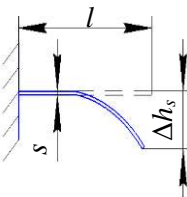
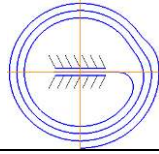
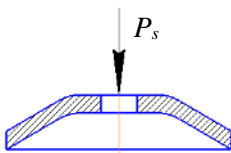
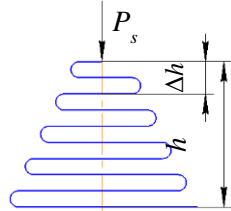
а) УЭ, используемые в резонансных машинах. УЭ являются основными и выполняют функцию усиления или генерации силовых колебаний, которые передаются от возбудителя к рабочему органу;

б) УЭ, используемые в опорах и виброизоляторах. Данные элементы могут воспринимать вес отдельных частей машины и предохранять конструкции от вредного динамического воздействия.

Чаще других в вибрационных машинах используются пружины и пластинчатые рессоры [17].

Классификация пружин представлена в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Классификация пружин по назначению

№	Название пружины	Вид	Статическая характеристика	Расчетные формулы
1	Сжатия и растяжения		$\pm P_s = \pm \Delta h_s \cdot c_s$	$c_s = \frac{G \cdot d_s^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot n_s}$ [7]
2	Кручения		$\pm M_s = \pm \Delta \varphi \cdot c_\varphi$	$M_s = \frac{\pi \cdot d_s^3}{32 \cdot k_s} [\sigma_{uz}]$ [7]
3	Изгиба		$\pm P_s = \pm \Delta h_s \cdot c_s$	$P_{s2} = \frac{b_s \cdot s^2 [\sigma_{uz}]}{6 \cdot L_s}$ $s_2 = \frac{2 \cdot L_s^2 [\sigma_{uz}]}{3 \cdot s \cdot E}$ [7]
4	Плоские спиральные пружины		$\pm M_s = \pm \Delta \varphi \cdot c_\varphi$	$M_s = \frac{\pi E b_s s^3 n_s \eta}{6 L_s}$ [7]
5	Тарельчатые		$P_s = \Delta h_s \cdot c_s$	$P_s = \frac{4 E s}{(1 - \mu^2) Y_s D_{s1}^2} \cdot \left[(\Delta h_s - s_1) \cdot \left(\Delta h_s - \frac{s_1}{2} \right) \cdot s + s^3 \right]$ [7]
6	Конические		$P_s = h_s \cdot c_s (f(\Delta h_s))$	$c_s = \frac{G \cdot d_s^4}{16 i \cdot (r_2 + r_1) \cdot (r_2^2 + r_1^2)}$ [114]

Обозначения, используемые в таблице 1.4: P_s – сила пружины при рабочей деформации, Н; P_{s2} – максимальная допустимая нагрузка, Н; c_s – линейная жесткость пружины, Н/м; c_φ – угловая жесткость пружины, Нм/рад; h_s – максимальная высота пружины, м; Δh_s – перемещение пружины, м; M_s – крутящий

момент пружины, Нм; $\Delta\varphi$ – угол закручивания, рад; L_s – длина пружины, м; G – модуль сдвига, ГПа; d_s – диаметр проволоки, м; D_s – наружный диаметр пружины, м; n_s – число рабочих витков пружины; E – модуль упругости, Н/м²; Y_s – расчетный коэффициент; s – толщина пружины, м; s_1 – максимальная допустимая рабочая деформация, м; η – КПД в зависимости от смазки; b_s – ширина пластины, м; $\sigma_{из}$ – допустимое напряжение при изгибе, Н/м²; k_s – коэффициент формы сечения и кривизны витка; r_1, r_2 – соответственно наименьший и наибольший радиусы рабочей части витков пружины, м; i – индекс пружины [7, 114].

Деформации пружин являются сравнительно небольшими и носят кратковременный характер, поэтому могут рассматриваться, как упругие и подчиняться закону Гука [11].

Сила упругости пружины в общем виде выражается формулой [11]:

$$\pm P_s = \pm \Delta h_s \cdot c_s. \quad (1.38)$$

На рисунке 1.5, а представлена линейная статическая характеристика пружины. При растяжении пружины сила имеет положительный знак, в нуле находится в равновесном состоянии, а при сжатии приобретает знак минус. Нелинейную статическую характеристику (см. рисунок 1.5, б) дает пружина с переменной жесткостью.

Существует несколько способов соединения пружин, но наибольшее распространение получили последовательное и параллельное соединения.

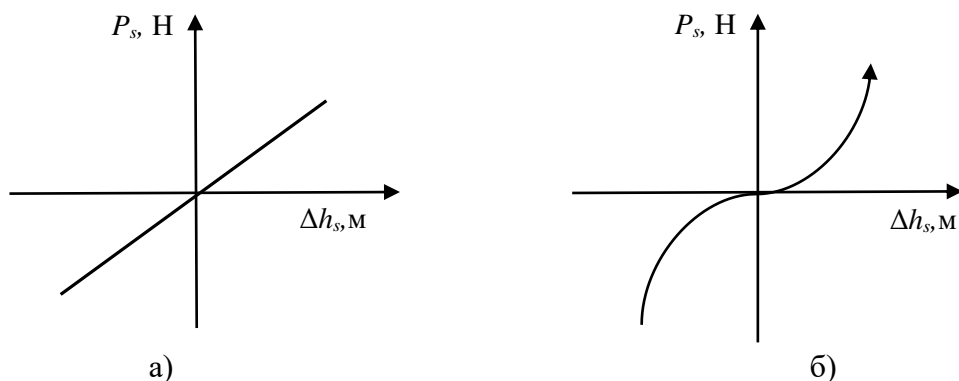


Рисунок 1. 5 – Статическая характеристика пружины:
а) линейная; б) нелинейная

Результирующая жесткость при параллельном соединении (рисунок 1.6, а) формируется следующим образом:

$$c_{s\Sigma} = \sum_{i=1}^n c_{si} . \quad (1.39)$$

При последовательном соединении (см. рисунок 1.6, б):

$$c_{s\Sigma} = \frac{c_{s1} \cdot c_{s2}}{c_{s1} + c_{s2}} . \quad (1.40)$$

Рессора представляет собой УЭ в подвеске транспортного средства, который распределяет нагрузку рамы или кабины на ходовую часть [17]. Рессора может быть выполнена в виде дискретного подключения пружин (рисунок 1.7, а).

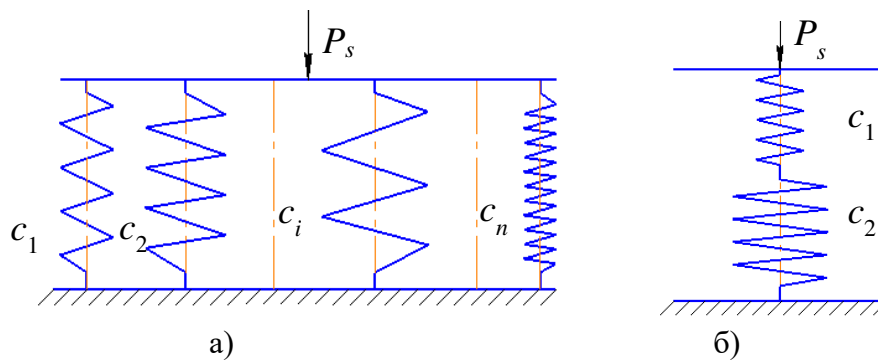


Рисунок 1.6 – Способы соединения пружин:
а) параллельное; б) последовательное

Статическая характеристика при ступенчатом подсоединении пружин будет иметь вид (см. рисунок 1.7, б).

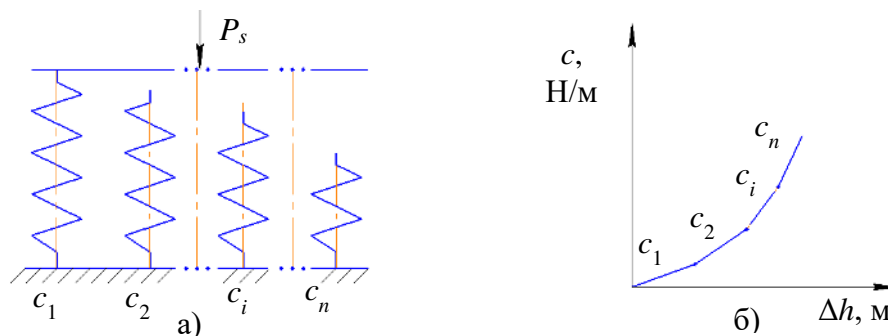


Рисунок 1.7 – Ступенчатое подключение пружин: а) схема соединения; б) результирующая жесткость при ступенчатом подключении пружин

В последние годы широкое распространение в качестве УЭ ВС нашли резинокордные оболочки (РКО). Основной элемент РКО – прорезиненный каркас, выполненный из многослойного корда. Материалом для изготовления корда обычно служат синтетические нити. Внутренний слой РКО обладает воздухонепроницаемостью, а наружный имеет маслостойкую основу. Оболочки могут иметь различную конструкцию (рисунок 1.8, а, б, в, г) [54].

На рисунке 1.8, д изображена расчетная схема РКО, находящейся в равновесном состоянии [54].

$$F = mg + F_{\partial}, \quad (1.41)$$

где m – масса амортизируемого объекта, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; F_{∂} – динамическая нагрузка на РКО, Н.

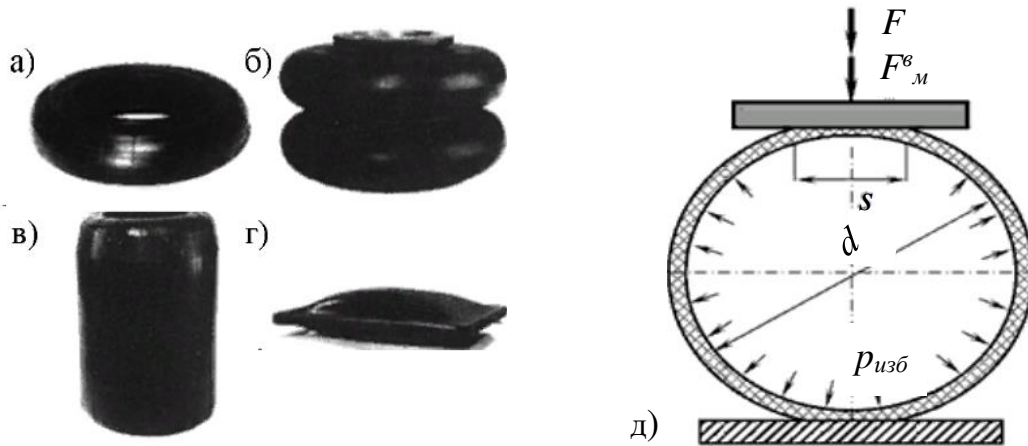


Рисунок 1.8 – Резинокордные оболочки:

а) тороидального типа односекционная ; б) тороидального типа двухсекционная; в) баллонного типа; г) подушечного типа; д) схема равновесного состояния резинокордной оболочки

В работе [143] представлено уравнение РКО в равновесном состоянии:

$$F + F_m^e = F_{yn}, \quad (1.42)$$

где F_m^e – вертикальная составляющая сил меридионального напряжения, Н; F_{yn} – упругая сила оболочки, Н.

При условии равенства работы сил давления и упругости дает следующую зависимость [143]:

$$F_{yn} = p_{изб} \cdot S = (p_{абс} - p_{атм}) \cdot S, \quad (1.43)$$

где $p_{изб}$, $p_{абс}$, $p_{атм}$ – соответственно избыточное и абсолютное давление в оболочке и атмосферное давления, Па; S – рабочая площадь РКО, м².

Абсолютное давление и рабочий объем взаимосвязаны уравнением [143]:

$$p_{абс} = p_{абс}^0 \cdot \left(\frac{V_{РКО}}{V_{РКО0}} \right)^k, \quad (1.44)$$

где $p_{абс}^0$ – абсолютное давление в начальный момент времени, Па; $V_{РКО0}$ – начальный объем РКО, м³; k – показатель политропы.

Жесткость оболочки имеет вид [53]:

$$C = \frac{dP_{yn}}{dh} = k \cdot p_{abc}^0 \cdot \frac{V_{PKO0}^x}{V_{PKO}^{x+1}} \cdot S^2 + \left[p_{abc}^0 \left(\frac{V_{PKO0}}{V_{PKO}} \right)^x - p_{атм} \right] \frac{dS}{dh} + C_{об}, \quad (1.45)$$

где dh – деформация оболочки.

При увеличении рабочей площади и уменьшении рабочего объема, возникающего в следствии деформации РКО, возрастает жесткость оболочки, пропорционально скорости увеличения рабочей площади [55, 143].

В ходе анализа предшествующих исследований были выявлены основные типы УЭ, используемых в ВС. Накопленный объем знаний дает возможность создавать ВС на базе УЭ различной конструкции с различными статическими характеристиками.

1.7 Способ формирования нелинейной статической силовой характеристики сиденья человека-оператора с участком квазиулевого жесткости

В настоящее время среди существующих виброизоляторов наиболее перспективными являются устройства с квазиулевого жесткостью [160-162, 168, 170, 174, 175, 178, 192, 193]. Суть обеспечения квазиулевого жесткости состоит в том, что сила, воздействующая на виброзащищаемый объект со стороны ВС, остается постоянной или приблизительно постоянной в некотором диапазоне перемещений объекта [49, 75].

Для создания такой системы необходимо или подобрать пассивную систему с положительной и отрицательной статической характеристикой, или создать активную систему с дополнительным подводом энергии. Примерами активных систем служат подвески с электромагнитами, с гидравлическим или пневматическим приводом. Чтобы создать пассивную систему, следует подобрать УЭ с положительной и отрицательной статическими характеристиками. При суммировании этих характеристик получается горизонтальный участок, который можно считать квазиулевым (рисунок 1.9) [42, 43, 58, 65, 66, 112].

Для получения нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости в ВС используются известные механизмы, которые

создают отрицательную жесткость. В отличие от положительной жесткости, которая создается любым типом обычной пружины (и сжатия, и растяжения) и при любом направлении деформации последней. Обычные пружины с положительной жесткостью (равно, как и любые комбинации однонаправленных пружин с последовательным или параллельным соединением) характеризуются наличием возвращающей силы, которая всегда стремится вернуть обычную пружину в положение статического равновесия, как при растяжении, так и при сжатии. Механизмы с отрицательной жесткостью, напротив, характеризуются наличием отклоняющей силы, которая всегда стремится еще дальше отклонить подобный механизм от положения неустойчивого равновесия. Другими словами, возвращающая сила обычных пружин всегда противоположна отклонению от нулевого или равновесного положения, а отклоняющая сила механизмов с отрицательной жесткостью всегда совпадает по направлению с данным отклонением [37, 145]. При этом и возвращающая, и отклоняющая силы характеризуются пропорциональным увеличением своего абсолютного значения (по линейной или нелинейной зависимости) при увеличении отклонения от нулевого или равновесного положения [75].

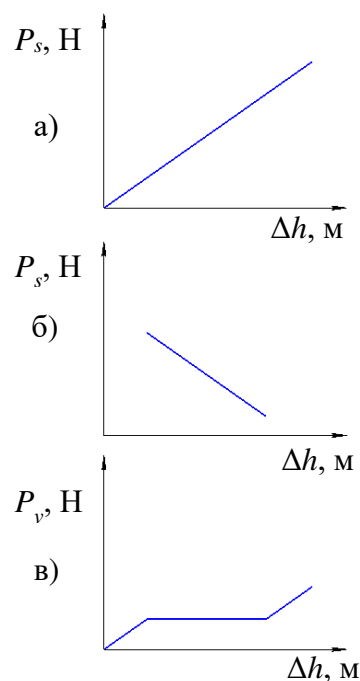


Рисунок 1.9 – Создание квазиулевой статической характеристики: а) положительная статическая характеристика; б) отрицательная статическая характеристика; в) суммарная статическая характеристика

Для иллюстрации данного положения может быть использована простая физическая аналогия – действующая на шарик возвращающая или отклоняющая сила в боковом направлении, создаваемая, в свою очередь, силой тяжести и наклоном опорной поверхности (рисунок 1.10). Шарик может находиться на вогнутой (см. рисунок 1.10, а) или выпуклой (см. рисунок 1.10, б) опорной поверхности [75].

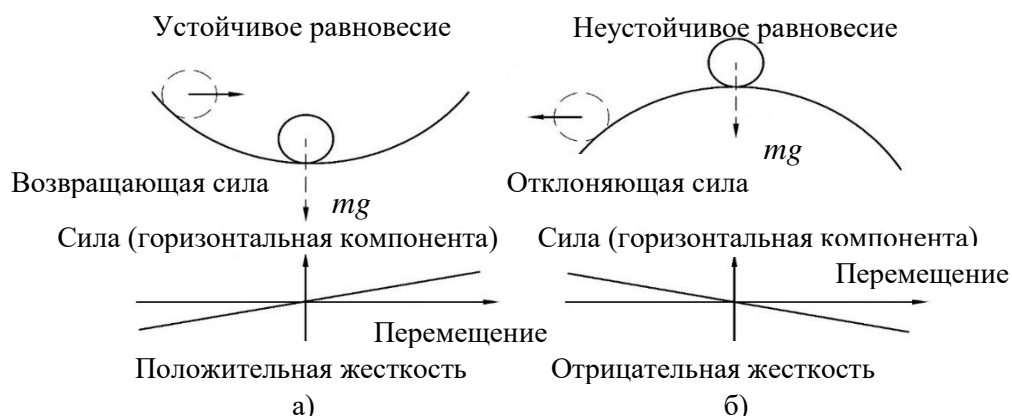


Рисунок 1.10 – Пример, иллюстрирующий возникновение в механической системе возвращающей (а) или отклоняющей сил (б)

Система, приведенная на рисунке 1.10, а, ведет себя аналогично обычной пружине с положительной жесткостью, на рисунке 1.10, б – аналогично механизму, имеющему отрицательную жесткость. Комбинация (параллельное соединение) пружины или механизма с положительной жесткостью и механизма с отрицательной жесткостью обеспечивает создание определенного рабочего участка перемещений с квазинулевой жесткостью [75].

Наибольшую сложность при проектировании представляет именно получение и использование механизма с отрицательной жесткостью. Механизмы с отрицательной жесткостью могут иметь достаточно сложную конструкцию, причем не только с механическими, но и с гидравлическими и электрическими элементами. Однако в ВС целесообразнее использовать наиболее простые механические системы с отрицательной жесткостью, что снижает стоимость всей ВС и уменьшает вероятность ее отказов. В качестве примера приведены такие механизмы, как ферма Мизеса (рисунок 1.11, а) [37, 145], ромбовый механизм (см. рисунок 1.11, б) и трехточечный механизм (см. рисунок 1.11, в) [75].

Во всех приведенных механизмах, помимо пружин, используются жесткие стержни, а также вращательные и поступательные шарниры с одной степенью свободы. В ферме Мизеса используются две пружины сжатия, в ромбовом и трехточечном механизмах – по одной пружине растяжения [75].

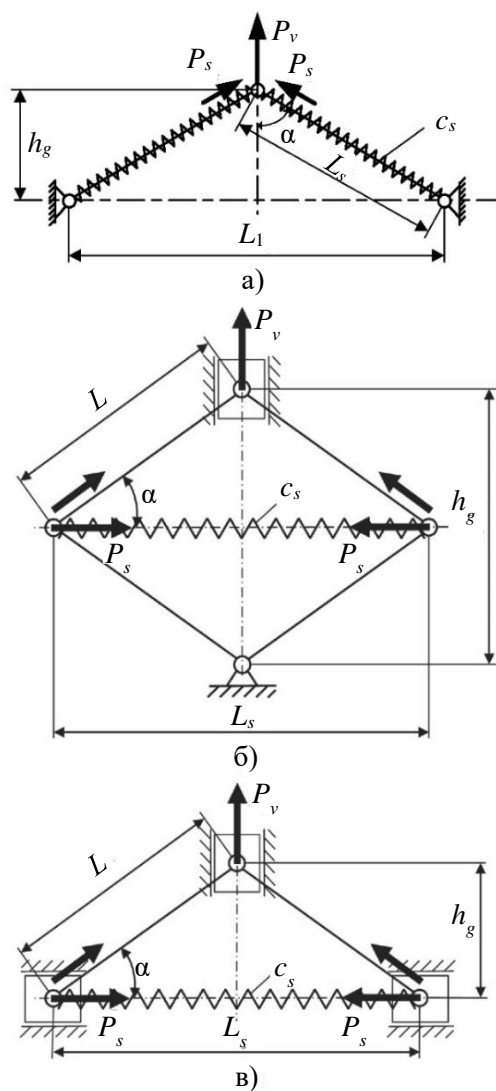


Рисунок 1.11 – Расчетные схемы механизмов с отрицательной жесткостью: а) ферма Мизеса; б) ромбовый механизм; в) трехточечный механизм

Приняты следующие общие для всех трех механизмов обозначения: h_g – высота подъема/опускания рабочей точки (приложения полезной нагрузки) относительно нулевого уровня, м; L_s – текущая длина отдельной пружины, м; L_{s0} – равновесная длина (в свободном состоянии) отдельной пружины, м; c_s – коэффициент жесткости отдельной пружины, Н/м; P_s – сила, создаваемая отдельной пружиной, Н; P_v – результирующая вертикально направленная отклоняющая сила механизма, Н [75].

Кроме того, для схемы фермы Мизеса принято обозначение L_1 – постоянное горизонтальное расстояние между неподвижными точками закрепления двух пружин, м. Для ромбового и трехточечного механизмов принято обозначение L – постоянная длина каждого из боковых звеньев, м. Также на каждой из схем присутствует α – угол, рад [75].

Недостатком некоторых линейно-сопряженных статических характеристик могут служить точки сопряжения, в которых невозможно взять производную [28]. В результате получаются разрывные функции, которые затрудняют математическую обработку.

Наиболее перспективным ввиду простоты конструкции и надежности, является способ формирования квазинулевой статической характеристики, сущность которого заключается в том, что вертикально направленная возвращающая сила ВС P_v является постоянной величиной (рисунок 1.12) [4, 47]:

$$P_v = \frac{M}{L_h} = \frac{P_s \cdot h_{12}}{L_h} = \text{const} . \quad (1.46)$$

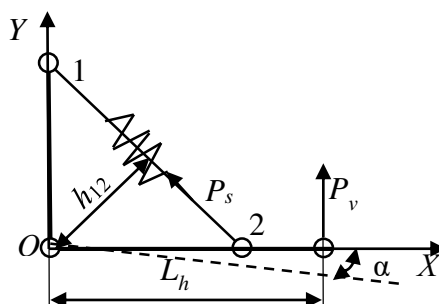


Рисунок 1.12 – Расчетная схема для определения вертикально направленной возвращающей силы виброзащитной системы (перспективный способ, положенный в основу усовершенствованного способа, формирует средний участок статической силовой характеристики)

Стабилизация вертикально направленной возвращающей силы ВС P_v достигается за счет взаимосвязанного изменения силы растяжения P_s между точками 1 и 2, создаваемой УЭ, и плеча h_{12} действия этой силы вдоль участка 1-2 (см. рисунок 1.12).

Если плечо действия силы h_{12} уменьшается, то сила растяжения пружины P_s увеличивается пропорционально длине участка 1-2.

Существующие системы с нелинейными статическими характеристиками с участком квазинулевой жесткости не обеспечивают торможение при выходе за

границы квазиулевой жесткости и не могут подстраиваться под массу ЧО, это является их недостатком.

Усовершенствованный способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы с участком квазиулевой жесткости (рисунок 1.13) отличается тем, что кроме пружины и рычага, входящего в состав параллелограммного механизма, ВС включает в себя гибкий нерастяжимый трос, связанный с пружиной и огибающий ролики, несколько из которых неподвижны относительно основания виброзащитного механизма, а один закреплен на качающемся рычаге.

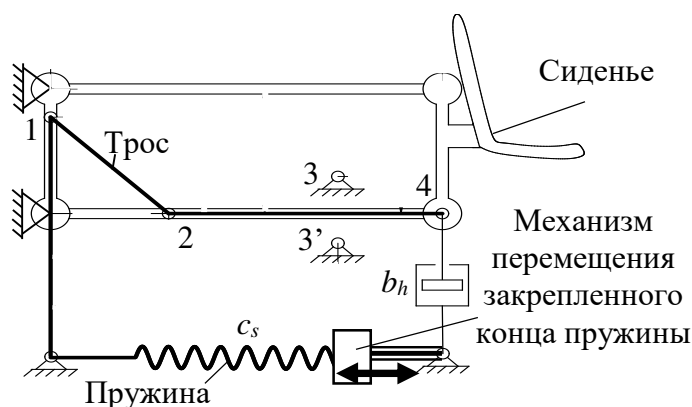


Рисунок 1.13 – Расчетная схема усовершенствованного способа формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы с участком квазиулевой жесткости

В результате, статическая силовая характеристика ВС получает, кроме среднего участка квазиулевой жесткости, также два крайних участка, ограничивающих ход виброзащитного механизма при выходе за границы среднего участка. При введении в состав ВС механизма перемещения закрепленного конца пружины, ВС получила возможность подстройки под переменную массу ЧО и устранять «дрейф» положения сиденья в зоне квазиулевого участка.

1.8 Цели и задачи исследования

Целью диссертационной работы является снижение динамических воздействий на человека-оператора автогрейдера путем разработки виброзащитной

системы сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

Несмотря на достаточный объем исследований, поставленная проблема остается актуальной, результаты предшествующих исследований не позволяют достичь поставленной в работе цели.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

1. Усовершенствовать способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевого жесткости.

2. Разработать обобщенную математическую модель сложной динамической системы процесса движения автогрейдера по микрорельефу, в состав которой ввести подсистему виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой.

3. Установить функциональные зависимости и связь между основными параметрами сложной динамической системы: конструктивными размерами виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, возмущающими воздействиями со стороны микрорельефа и уровнем вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера.

4. Разработать инженерную методику оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

2 МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Методология системного анализа как методология научного исследования

Для решения поставленных в работе задач используется методология системного анализа [110].

Сущность системного подхода заключается в том, что процесс движения автогрейдера по микрорельефу рассматривается, как сложная динамическая система, состоящая из совокупности взаимоувязанных между собой отдельных подсистем [86, 110].

В данной работе используются следующие принципы системного подхода: целостность исследуемой системы; структурность системы; иерархичность; взаимосвязанность подсистем [110].

Каждая из подсистем сложной динамической системы формализована и представлена конкретными математическими моделями, которые в совокупности составляют математическую модель процесса движения автогрейдера по микрорельефу.

Используемый в работе системный подход выражается комплексным методом решения, который состоит из теоретических и экспериментальных методов исследования.

Теоретические исследования направлены на определение закономерностей работы как сложной динамической системы в целом, так и входящих в нее подсистем. При проведении теоретических исследований используются методы математического моделирования и аналитические решения.

При проведении экспериментальных исследований решаются задачи: 1. Определение численных значений параметров, входящих в математические модели; 2. Подтверждение адекватности математических моделей; 3. Проверка работоспособности инженерных разработок; 4. Определение эффективности инженерных решений в производственных условиях.

Методология системного анализа позволяет наметить следующие этапы при решении поставленной в работе проблемы: 1. Четкое определение объекта и предмета исследования, формулировка конечной цели исследования; 2. Разработка блок-схемы модели рабочего процесса автогрейдера; 3. Исследования отдельных подсистем сложной динамической системы для изучения закономерности их влияния на рабочий процесс; 4. Совершенствование отдельных подсистем; 5. Формирование инженерных решений, направленных на совершенствование отдельных подсистем и сложной динамической системы в целом; 6. Комплексное исследование новой системы, при необходимости корректировка принятых инженерных решений; 7. Формулировка выводов по результатам исследований [110].

2.2 Методика теоретических исследований

В основе теоретических исследований лежат математические модели, которые с достаточной степенью точности отображают изучаемые свойства отдельных подсистем и сложной динамической системы в целом [61, 63, 71, 74, 122].

Математические модели, используемые в данной работе, представлены: уравнениями, передаточными функциями, структурными схемами, временными и частотными характеристиками. В случае необходимости математические модели могут быть преобразованы из одного вида в другой, при этом каждый вид дает исчерпывающую характеристику исследуемых свойств объекта [80, 142, 148, 157].

Методами решения математических моделей в данной работе выступают: аналитические методы и методы математического моделирования.

Математическое моделирование осуществляется на ЭВМ путем решения системы уравнений (СУ) численными методами [14, 64, 127, 139].

Исследование на ЭВМ получило название вычислительный эксперимент.

К преимуществам вычислительных экспериментов, по сравнению с физическими, можно отнести: меньшую стоимость, простоту реализации, возможность вмешательства в исследуемый процесс в любой момент времени,

простоту измерения параметров объектов и процессов, возможность моделирования критических режимов, автоматизацию обработки результатов эксперимента, удобство представления информации и др. [110].

В работе использованы как известные, так и вновь составленные математические модели [12, 13, 53, 54, 58, 61, 68, 73, 172].

Для упрощения процесса составления динамических математических моделей пространственных шарнирно сочлененных многозвенников в работе предложен формализованный метод, базирующийся на методе однородных координат и векторно-матричной форме записи уравнений [151].

В работе использованы детерминированные и стохастические модели подсистем.

В зависимости от условий решаемых задач используются как линеаризованные, так и нелинейные модели.

Для каждого конкретного случая формулируются принятые допущения и граничные значения параметров модели.

Адекватность математических моделей подтверждается сравнительным анализом выходных зависимостей реальных объектов и их моделей, как при детерминированных, так и при стохастических воздействиях.

2.2.1 Выбор и обоснование систем координат

Описание движения автогрейдера необходимо начинать с задания системы отсчета. В трехмерном пространстве при формировании систем отсчета задаются по три семейства координатных поверхностей. При этом необходимо учитывать, что каждая точка пространства проходит по одной точке каждого семейства. Известны три системы координат (СК), описывающие положения тел в трехмерном пространстве: прямоугольные, сферические и цилиндрические. Координаты точек, заданные в одной системе отсчета, с помощью пересчета могут быть представлены в другой системе [54, 80, 117, 124, 153, 156].

Рассматривая движение автогрейдера в пространстве, наиболее рационально применять прямоугольные системы отсчета, так как геометрические параметры отдельно взятых элементов земляных сооружений и строительного-дорожных машин задаются прямоугольными СК [54, 117, 124, 156].

Для описания движения автогрейдера в данной работе приняты правые ортогональные СК.

Правая ортогональная СК, связанная с центром масс машины, является инерциальной, следовательно, в ней справедливы основные законы динамики. Эта система обозначена $O_0X_0Y_0Z_0$ [54, 80, 153, 156].

Инерциальная система $O_0X_0Y_0Z_0$ равномерно и прямолинейно движется в пространстве вместе с машиной относительно СК Земли. Условно инерциальную систему принято обозначать неподвижной, координаты материального тела, которое перемещается в такой системе, абсолютными координатами [80, 151, 153].

Чтобы описать движение автогрейдера и его элементов в инерциальной СК, необходимо задать локальные СК (рисунок 2.1). Локальная система $O_1X_1Y_1Z_1$ жестко связана с рамой автогрейдера, перемещается вместе с ней и является подвижной относительно системы $O_0X_0Y_0Z_0$.

При математическом описании движения автогрейдера по опорной поверхности в трехмерном пространстве целесообразно применять метод однородных координат. К преимуществам метода однородных координат относится то, что при представлении точек трехмерного проективного пространства любое аффинное преобразование вида [113, 151, 153]

$$\vec{R}_{D(i-1)} = \tau_{Di} \cdot \vec{R}_{Di} + L_{Di}, \quad (2.1)$$

эквивалентно линейному преобразованию в однородных координатах проективного пространства [151, 153]:

$$\vec{R}_{i-1} = A_i \cdot \vec{R}_i, \quad (2.2)$$

где $\vec{R}_{D(i-1)}$, \vec{R}_{Di} – трехмерные векторы в декартовых СК; τ_{Di} – ортогональная матрица поворота осей в декартовой СК размера 3×3 ; \vec{R}_{i-1} , \vec{R}_i – четырехмерные векторы; A_i – блочная матрица размера 4×4 .

$$A_i = \begin{bmatrix} \tau_{\mathcal{L}i} & L_{\mathcal{L}i} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.3)$$

где 0 – нулевая матрица размером 1×3 ; 1 – единичная матрица размером 1×1 ; $L_{\mathcal{L}i}$ – матрица параллельного переноса системы $O_i X_i Y_i Z_i$ при совмещении с началом СК $O_{i-1} X_{i-1} Y_{i-1} Z_{i-1}$ имеет размер 3×1 .

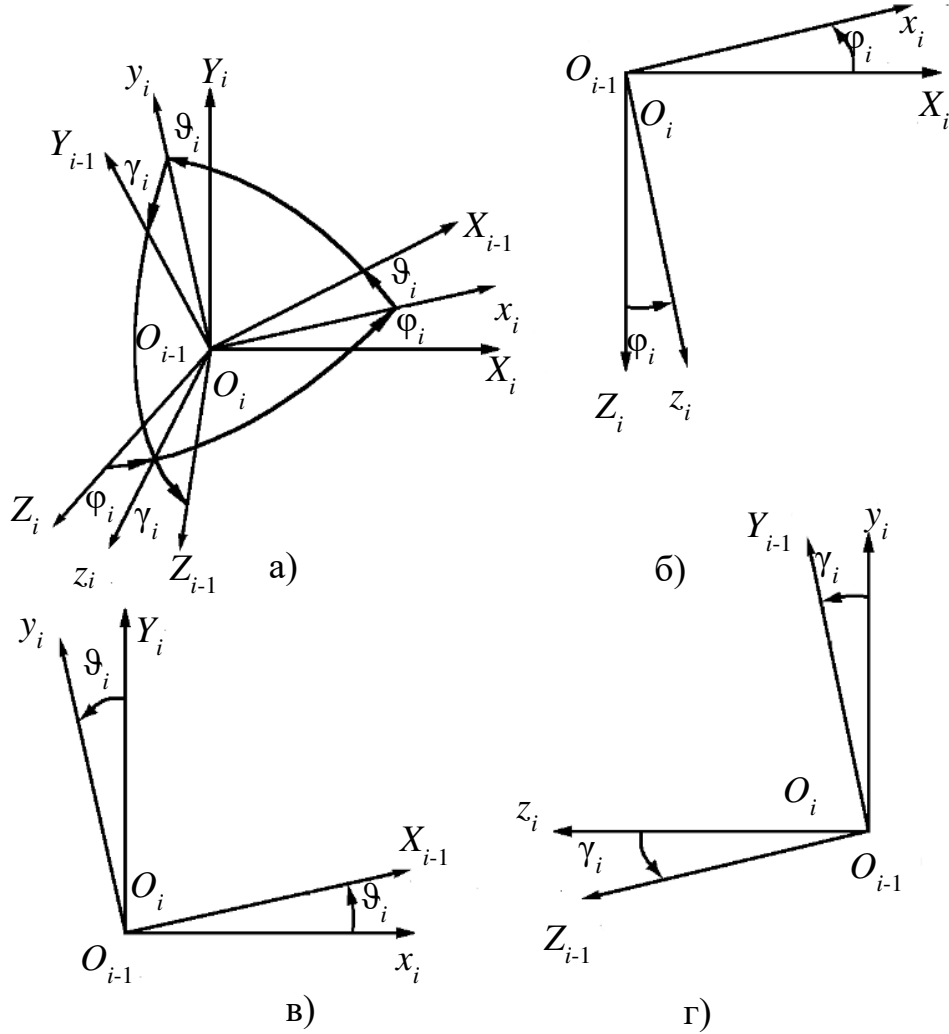


Рисунок 2.1 – Последовательность поворота осей системы координат $O_i X_i Y_i Z_i$ при совмещении с системой координат $O_{i-1} X_{i-1} Y_{i-1} Z_{i-1}$ [80]

$$L_{\mathcal{L}i} = [l_{xi}, l_{yi}, l_{zi}]^T, \quad (2.4)$$

$$\tau_{\mathcal{L}i} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_i \cdot \cos \vartheta_i & \sin \vartheta_i & -\sin \varphi_i \cdot \cos \vartheta_i \\ \sin \varphi_i \cdot \sin \gamma_i - & \cos \vartheta_i \cdot \cos \gamma_i & \cos \vartheta_i \cdot \sin \gamma_i + \\ -\cos \varphi_i \cdot \cos \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i & & + \sin \varphi_i \cdot \cos \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i \\ \sin \varphi_i \cdot \cos \gamma_i + & -\cos \vartheta_i \cdot \sin \gamma_i & \cos \vartheta_i \cdot \cos \gamma_i - \\ + \cos \varphi_i \cdot \sin \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i & & -\sin \varphi_i \cdot \sin \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i \end{bmatrix}, \quad (2.5)$$

Матрица τ_{Di} получена с учетом некоммутативности углов Эйлера [80] и соблюдения вследствие этого правил последовательности поворота осей СК $O_i X_i Y_i Z_i$ на углы, γ_i , φ_i , ϑ_i , где γ_i – поворот вокруг оси X_0 ; φ_i – поворот вокруг оси Y_0 ; ϑ_i – поворот вокруг оси Z_0 . Положительным направлением углов считается поворот против часовой стрелки.

Вектор, представляющий точку трехмерного пространства, в однородных координатах имеет вид [113]:

$$\vec{R}_i = [x_i, y_i, z_i, 1]^T, \quad (2.6)$$

Вектору \vec{R}_i соответствуют точки трехмерного евклидова пространства с декартовыми координатами [113]:

$$\vec{R}_{Di} = [x_{Di}, y_{Di}, z_{Di}]^T, \quad (2.7)$$

где $x_{Di} = \frac{x_i}{1}$; $y_{Di} = \frac{y_i}{1}$; $z_{Di} = \frac{z_i}{1}$.

Блочная матрица A_i представлена как произведение матриц параллельного переноса и поворота осей координат [113]:

$$A_i = A_{i_1} \cdot A_{i_2} \cdot A_{i_3} \cdot A_{i_4} \cdot A_{i_5} \cdot A_{i_6}, \quad (2.8)$$

$$\text{где } A_{i_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{x_i} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2.9)$$

$$A_{i_2} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & l_{y_i} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2.10)$$

$$A_{i_3} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_{z_i} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2.11)$$

$$A_{i_4} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma_i & \sin \gamma_i & 0 \\ 0 & -\sin \gamma_i & \cos \gamma_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2.12)$$

$$A_{i_5} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_i & \sin \vartheta_i & 0 & 0 \\ -\sin \vartheta_i & \cos \vartheta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2.13)$$

$$A_{i_6} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_i & 0 & -\sin \varphi_i & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_i & 0 & \cos \varphi_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2.14)$$

$$A_i = \begin{bmatrix} \cos \varphi_i \cdot \cos \vartheta_i & \sin \vartheta_i & -\sin \varphi_i \cdot \cos \vartheta_i & l_{xi} \\ \sin \varphi_i \cdot \sin \gamma_i - & \cos \vartheta_i \cdot \cos \gamma_i & \cos \vartheta_i \cdot \sin \gamma_i + & l_{yi} \\ -\cos \varphi_i \cdot \cos \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i & & +\sin \varphi_i \cdot \cos \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i & \\ \sin \varphi_i \cdot \cos \gamma_i + & -\cos \vartheta_i \cdot \cos \gamma_i & \cos \varphi_i \cdot \cos \gamma_i - & l_{zi} \\ +\cos \varphi_i \cdot \sin \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i & & -\sin \varphi_i \cdot \sin \gamma_i \cdot \sin \vartheta_i & \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.15)$$

С целью представить i -ю точку в инерциальной СК требуется выполнить следующее преобразование [53-55, 113, 153, 156]:

$$\vec{R}_0 = T_i \cdot \vec{R}_i, \quad (2.16)$$

где T_i – матрицы перехода из локальной СК в инерциальную, которые определяются формулой [53-55, 113, 153, 156]:

$$T_i = A_1 \cdot A_2 \cdot \dots \cdot A_i. \quad (2.17)$$

2.2.2 Математическое описание автогрейдера методом однородных координат

Для описания сложной пространственной шарнирно сочлененной расчетной схемы автогрейдера использован метод однородных координат [53, 80, 151].

Выше, в разделе 2.2.1 говорится о том, что любую точку i -го звена, представленную в i -ой локальной СК вектором \vec{R}_i , можно выразить в инерциальной СК вектором [53-55, 113, 153, 156]:

$$\vec{R}_{0i} = T_i \cdot \vec{R}_i, \quad (2.18)$$

Матрица перехода T_i сгруппирована по большим значениям обобщенных координат, которые определяют взаимное положение звеньев. Математическая модель автогрейдера – система, включающая нелинейные характеристики. Линеаризация нелинейных уравнений проведена методом Тейлора, который при исследовании колебаний с достаточной точностью для практических целей рассматривает малые перемещения характерных точек расчетной схемы [54, 113, 151, 153]:

$$df = \sum_{j=1}^{\ell} \frac{\partial f}{\partial q_j} \cdot q_j, \quad (2.19)$$

где $q_j = dq_j$ – малое значение обобщенной координаты; q_j – большое значение обобщенной координаты.

В линеаризованном виде векторы характерных точек и векторы их скоростей будут иметь вид [53, 54, 113]:

$$\vec{R}_{oi} = \sum_{j=1}^{\ell} U_{ij} \cdot q_j \cdot \vec{R}_i; \quad (2.20)$$

$$\vec{\dot{R}}_{oi} = \frac{d\vec{R}_{oi}}{dt}; \quad (2.21)$$

$$\vec{\dot{R}}_{oi} = \sum_{j=1}^{\ell} U_{ij} \frac{dq_j}{dt} \cdot \vec{R}_i = V_i \cdot \vec{R}_i; \quad (2.22)$$

$$V_i = \sum_{j=1}^{\ell} U_{ij} \frac{dq_j}{dt}; \quad (2.23)$$

$$U_{ij} = \frac{\partial T_i}{\partial q_j}. \quad (2.24)$$

Для проведения операции дифференцирования уравнений (2.24) целесообразно использовать «дифференцирующие» матрицы [54, 151]:

$$E_x = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (2.25)$$

$$E_y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (2.26)$$

$$E_z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (2.27)$$

$$E_\gamma = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (2.28)$$

$$E_\vartheta = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (2.29)$$

$$E_\varphi = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (2.30)$$

$$E_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.31)$$

Математическая модель автогрейдера составлена по расчетной схеме методом уравнений Лагранжа второго рода [54, 151]:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial K}{\partial \dot{\mathbf{q}}_j} \right] - \frac{\partial K}{\partial \mathbf{q}_j} + \frac{\partial P}{\partial \mathbf{q}_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\mathbf{q}}_j} = Q_j, \quad (2.32)$$

где t – время; \mathbf{q}_j – обобщенная координата; K – кинетическая энергия; P – потенциальная энергия; Φ – диссипативная функция; $\dot{\mathbf{q}}_j$ – обобщенная скорость; Q_j – обобщенная сила, действующая по j -ой обобщенной координате.

Система дифференциальных уравнений (ДУ) представлена в векторно-матричной форме [54, 151]:

$$A \cdot \ddot{\vec{q}} + B \cdot \dot{\vec{q}} + C \cdot \vec{q} = \vec{Q}, \quad (2.33)$$

где A , B , C – матрицы коэффициентов ДУ (A – матрица инерционных коэффициентов, B – матрица коэффициентов демпфирования, C – матрица коэффициентов жесткости); $\ddot{\vec{q}}$, $\dot{\vec{q}}$, \vec{q} – векторы соответственно ускорения, скорости и обобщенных координат; \vec{Q} – вектор внешних сил, действующих по обобщенным координатам.

Любой четырехзвенный механизм можно представить в виде четырех векторов (рисунок 2.2) [35, 53-55, 113, 131]:

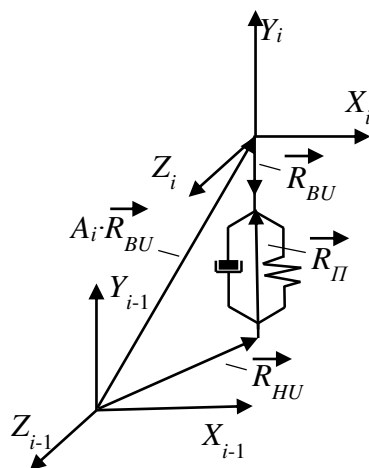


Рисунок 2.2 – Представление упруго-вязкого элемента в векторном виде

Координаты характерных точек упруго-вязких элементов (УВЭ) заданы векторами \vec{R}_{BU} и \vec{R}_{HU} в соответствующих СК. В качестве примера УВЭ рассмотрено тело Фохта ходового оборудования автогрейдера. Верхняя точка крепления тела

Фохта принадлежат СК i -го звена, а нижняя точка крепления принадлежат СК $i-1$ звена. Произведение вектора подвижного конца тела Фохта \vec{R}_{eu} на матрицу A_i позволит перевести координаты в систему неподвижного конца, при этом вектор \vec{R}_{Π} , который соединяет концы УВЭ, будет иметь вид [54, 113, 151, 153]:

$$\vec{R}_{\Pi} = A_i \cdot \vec{R}_{eu} - \vec{R}_{nu}, \quad (2.34)$$

где A_i – матрица перехода из i -ой СК подвижной точки тела Фохта в $i-1$ СК неподвижной точки.

Координаты подвижного конца УВЭ пересчитываются в СК неподвижного конца с помощью матриц перехода Γ_u . Ходовое оборудование автогрейдера описывается матрицами Γ_u . Каждый элемент ходового оборудования может быть представлен тремя телами Фохта, которые направлены вдоль координатных осей инерциальной СК [54, 151, 153]:

$$\Gamma_x = D_x \cdot A_i; \quad (2.35) \quad \Gamma_y = D_y \cdot A_i; \quad (2.36) \quad \Gamma_z = D_z \cdot A_i \quad (2.37)$$

где D_x, D_y, D_z – матрицы, которые определяют направление смещения УВЭ ходового оборудования вдоль координатных осей X_0, Y_0, Z_0 [54, 151, 153]:

$$D_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; D_y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; D_z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.38)$$

Линеаризация полученных выражений, проведенная методом Тейлора, позволила получить линеаризованные векторы малых отклонений и скоростей характерных точек подвижных концов УВЭ в следующем виде [54, 151, 153]:

$$\vec{R}_u = \sum_{j=1}^{\ell} M_{uj} \cdot q_j \cdot \vec{R}_{eu}; \quad (2.39)$$

$$M_{uj} = \frac{\partial \Gamma_u}{\partial q_j}; \quad (2.40)$$

$$\dot{\vec{R}}_u = \frac{d\vec{R}_u}{dt} = \sum_{j=1}^{\ell} M_{uj} \cdot \frac{dq_j}{dt} \cdot \vec{R}_{eu} = W_u \cdot \vec{R}_{eu}; \quad (2.41)$$

$$W_u = \sum_{j=1}^{\ell} M_{uj} \cdot \frac{dq_j}{dt}. \quad (2.42)$$

Сумма кинетических энергий каждого отдельного звена, которое обладает инерционными свойствами, определяет кинетическую энергию механической системы автогрейдера в целом [54, 113, 151, 153]:

$$K = \sum_{i=1}^k K_i. \quad (2.43)$$

Каждое звено представлено комплексом бесконечно малых элементарных точек, которые характеризуются элементарными массами dm , координатами \vec{R}_i , заданными в локальной СК i -го звена. Кинетическая энергия dK_i элементарной точки выражается как [54, 113, 151, 153]:

$$dK_i = \frac{1}{2} \left| \dot{\vec{R}}_{0i} \right|^2 dm. \quad (2.44)$$

Квадрат модуля вектора изменения положения i -й точки в инерциальной СК вычисляется как сумма диагональных элементов матрицы размером 4×4 [54, 113, 151, 153]:

$$\left| \vec{R}_{0i} \right|^2 = tr \left[\vec{R}_{0i} \cdot \vec{R}_{0i}^T \right]; \quad (2.45)$$

$$\vec{R}_{0i} = [x_{0i} \quad y_{0i} \quad z_{0i} \quad 1]^T; \quad (2.46)$$

$$\vec{R}_{0i}^T = [x_{0i} \quad y_{0i} \quad z_{0i} \quad 1]. \quad (2.47)$$

Если учесть, что $\vec{R}_{0i} = \sum_{j=1}^{\ell} U_{ij} \cdot \dot{q}_j \cdot \vec{R}_i$, при использовании правил перемножения

сцепленных матриц, уравнение (2.44) имеет вид [54, 113, 151, 153]:

$$dK_i = \frac{1}{2} \cdot tr \left[\sum_{j=1}^{\ell} (U_{ij} \cdot \dot{q}_j) \cdot \vec{R}_i \cdot \vec{R}_i^T \cdot \sum_{j=1}^{\ell} (U_{ij}^T \cdot \dot{q}_j) \right] dm. \quad (2.48)$$

Полную кинетическую энергию звена можно получить путем интегрирования элементарных энергий всех элементарных точек звена [54, 113, 151, 153]:

$$K_i = \frac{1}{2} \cdot tr \left[\sum_{j=1}^{\ell} (U_{ij} \cdot \dot{q}_j) \cdot \left[\int_m \vec{R}_i \cdot \vec{R}_i^T \cdot dm \right] \cdot \sum_{j=1}^{\ell} (U_{ij}^T \cdot \dot{q}_j) \right]. \quad (2.49)$$

Матрица инерционности H_i имеет вид [54, 113, 151, 153]:

$$H_i = \int_{(m)} \vec{R}_i \vec{R}_i^T dm; \quad (2.50)$$

$$\begin{aligned}
H_i &= \begin{bmatrix} \int_{(m)} x_i^2 dm & \int_{(m)} x_i y_i dm & \int_{(m)} x_i z_i dm & \int_{(m)} x_i dm \\ \int_{(m)} x_i y_i dm & \int_{(m)} y_i^2 dm & \int_{(m)} y_i z_i dm & \int_{(m)} y_i dm \\ \int_{(m)} x_i z_i dm & \int_{(m)} y_i z_i dm & \int_{(m)} z_i^2 dm & \int_{(m)} z_i dm \\ \int_{(m)} x_i dm & \int_{(m)} y_i dm & \int_{(m)} z_i dm & m_i \end{bmatrix} = \\
&= \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-J_{ix} + J_{iy} + J_{iz}) & J_{ixy} & J_{ixz} & x_i m_i \\ J_{ixy} & \frac{1}{2}(J_{ix} - J_{iy} + J_{iz}) & J_{iyz} & y_i m_i \\ J_{ixz} & J_{iyz} & \frac{1}{2}(J_{ix} + J_{iy} - J_{iz}) & z_i m_i \\ X_i m_i & Y_i m_i & Z_i m_i & m_i \end{bmatrix} = \\
&= m_i \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-\rho_{ix}^2 + \rho_{iy}^2 + \rho_{iz}^2) & \rho_{ixy}^2 & \rho_{ixz}^2 & x_i \\ \rho_{ixy}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{ix}^2 - \rho_{iy}^2 + \rho_{iz}^2) & \rho_{iyz}^2 & y_i \\ \rho_{ixz}^2 & \rho_{iyz}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{ix}^2 + \rho_{iy}^2 - \rho_{iz}^2) & z_i \\ x_i & y_i & z_i & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.51)
\end{aligned}$$

где J_{ix} , J_{iy} , J_{iz} – моменты инерции; J_{ixy} , J_{ixz} , J_{iyz} – центробежные моменты инерции; ρ_{ix} , ρ_{iy} , ρ_{iz} – радиусы инерции звена; ρ_{ixy} , ρ_{ixz} , ρ_{iyz} – центробежные радиусы инерции; x_i , y_i , z_i – координаты центров масс i -го звена; m_i – масса i -го звена.

Полная кинетическая энергия системы [54, 113, 151, 153]:

$$K = \sum_{i=1}^k \frac{1}{2} \cdot \text{tr} \left[\sum_{j=1}^{\ell} U_{ij} \cdot H_i \cdot U_{ij}^T \cdot \dot{q}_j^2 \right]. \quad (2.52)$$

Дифференцирование выражения (2.52), позволяет произвести его подстановку в ДУ Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right] = \sum_{j=1}^{\ell} \sum_{i=1}^k \text{tr} \left[U_{ij} H_i U_{ij}^T \right] \cdot \ddot{q}_j. \quad (2.53)$$

Суммирование потенциальных энергий отдельных звеньев в поле тяготения P_g и потенциальных энергий УЭ P_y позволяет получить потенциальную энергию автогрейдера [54, 113, 151, 153]:

$$P = P_y + P_g. \quad (2.54)$$

Сумма потенциальных энергий в поле тяготения всех звеньев, имеющих массу m_i определяет потенциальную энергию звеньев автогрейдера в поле тяготения P_g [54, 113, 151, 153]:

$$P_g = \sum_{i=1}^k m_i g \vec{G}^T T_i \vec{R}_i, \quad (2.55)$$

где g – ускорение свободного падения; \vec{G} – вектор направления сил тяжести звеньев в инерциальной СК $\vec{G} = [x_G \quad y_G \quad z_G \quad 1]$ (направление, зависящее от углов наклона опорной поверхности в продольном и боковом направлениях относительно горизонтальной плоскости); $\vec{G}^T = [0 \quad 1 \quad 0 \quad 1]$ – для машин, находящихся на горизонтальной опорной поверхности.

Используя уравнение Клайперона, потенциальная энергия УЭ автогрейдера определяется как [54, 113, 151, 153]:

$$P_y = \frac{1}{2} \sum_{u=1}^n c_u \lambda_u^2, \quad (2.56)$$

где c_u – коэффициент жесткости u -го УЭ; λ_u – деформация u -го УЭ.

Модулем вектора перемещения характерных точек подвижных концов УЭ определяется деформация тел Фохта для малых перемещений в инерциальной СК [54, 113, 151, 153]:

$$P_y = \frac{1}{2} \sum_{u=1}^n c_u |\vec{R}_u|^2. \quad (2.57)$$

Учитывая вышеизложенное [54, 113, 151, 153]:

$$P_y = \frac{1}{2} \sum_{u=1}^n tr [Q_u N_u Q_u^T]; \quad (2.58)$$

$$Q_u = \sum_{j=1}^n M_{uj} \cdot q_j; \quad (2.59)$$

$$N_u = c_u \cdot [\vec{R}_{eu} \cdot \vec{R}_{eu}^T], \quad (2.60)$$

где \vec{R}_{eu} – вектор подвижного конца УВЭ в локальной СК подвижного конца; N_u – матрица упругости размером 4x4.

Полная потенциальная энергия звеньев динамической системы автогрейдера определяется следующим образом [54, 113, 151, 153]:

$$P = \sum_{i=1}^k m_i g G^T T_i \vec{R}_i + \frac{1}{2} \sum_{u=1}^n \text{tr} [Q_u N_u Q_u^T]. \quad (2.61)$$

Для подстановки в уравнение Лагранжа необходимо продифференцировать выражение полной потенциальной энергии [54, 113, 151, 153]:

$$\frac{\partial P}{\partial q_j} = \sum_{i=1}^k m_i g G^T U_{ij} \vec{R}_i + \sum_{j=1}^{\ell} \sum_{u=1}^n \text{tr} [M_{uj} N_u M_{uj}^T] q_j. \quad (2.62)$$

Функцией Релея представлена диссипативная функция в уравнении Лагранжа [113, 141]:

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{u=1}^n b_u \dot{\lambda}_u^2; \quad (2.63)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{u=1}^n b_u \left| \vec{R}_u \right|^2, \quad (2.64)$$

где b_u – приведенный коэффициент вязкого трения u -го УЭ; $\dot{\lambda}_u$ – скорость деформации u -го УЭ.

Дифференцирование диссипативной функции позволяет получить выражение [113, 141]:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = \sum_{u=1}^n \sum_{j=1}^{\ell} \text{tr} [M_{uj} B_u M_{uj}^T] \dot{q}_j, \quad (2.65)$$

где
$$B_u = b_u \cdot \left[\vec{R}_{eu} \cdot \vec{R}_{eu}^T \right]. \quad (2.66)$$

В правой части СУ Лагранжа стоят обобщенные внешние силы, которые определяются как [54, 113, 151, 153]:

$$Q_j = \sum_{r=1}^m \vec{F}_r \frac{\partial \vec{R}_{0r}}{\partial q_j}; \quad (2.67)$$

$$Q_j = \sum_{r=1}^m \vec{F}_r \cdot U_{ij} \cdot \vec{R}_{ir}, \quad (2.68)$$

где \vec{F}_r – сила, которая приложена к звену расчетной схемы; \vec{R}_{0r} – вектор координат точки приложения сил в инерциальной СК; \vec{R}_{ir} – вектор координат точки приложения силы к звену i в локальной СК этого звена.

Выражение, определяющее вектор \vec{F}_r [54, 113, 151, 153]:

$$\vec{F}_r = [F_{rx}, F_{ry}, F_{rz}, 1]. \quad (2.69)$$

Подставив все слагаемые в ДУ Лагранжа, общий вид уравнения (см. Приложение В) будет иметь вид [54, 113, 151, 153]:

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{\ell} \text{tr} [U_{ij} H_i U_{ij}^T] \ddot{q}_j + \sum_{u=1}^n \sum_{j=1}^{\ell} \text{tr} [M_{uj} B_u M_{uj}^T] \dot{q}_j + \\ & + \sum_{u=1}^n \sum_{j=1}^{\ell} \text{tr} [M_{uj} N_u M_{uj}^T] q_j + \sum_{i=1}^k m_i g G^T U_{ij} \vec{R}_i = \sum_{r=1}^m \vec{F}_r U_{ij} \vec{R}_{ir}. \end{aligned} \quad (2.70)$$

Векторно-матричная форма записи системы ДУ представлена как [54, 113, 151, 153]:

$$A \ddot{\vec{q}} + B \dot{\vec{q}} + C \vec{q} = \vec{Q}, \quad (2.71)$$

где A , B , C – матрицы коэффициентов ДУ (A – матрица инерционных коэффициентов, B – матрица коэффициентов демпфирования, C – матрица коэффициентов жесткости); $\vec{q}, \dot{\vec{q}}, \ddot{\vec{q}}$ – матрицы размером $\ell \times 1$, представляющие значения соответственно ускорений, скоростей и малых отклонений обобщенных координат; \vec{Q} – матрица сил размером $\ell \times 1$.

Элементы, входящие в матрицы A , B , C имеют вид [54, 113, 151, 153]:

$$a_{jv} = \sum_{i=1}^k \text{tr} [U_{ij} H_i U_{ij}^T]; \quad (2.72)$$

$$b_{jv} = \sum_{u=1}^n \text{tr} [M_{uj} B_u M_{uj}^T]; \quad (2.73)$$

$$c_{jv} = \sum_{u=1}^n \text{tr} [M_{uj} N_u M_{uj}^T]. \quad (2.74)$$

Функции больших значений обобщенных координат и конструктивных параметров автогрейдера представлены коэффициентами ДУ.

При решении системы ДУ, которая содержит замороженные или переменные коэффициенты, получаются временные зависимости изменения обобщенных

координат, которые отражают изменение в пространстве положения элементов автогрейдера.

Можно сделать вывод: математическая модель автогрейдера позволяет исследовать автогрейдер в различных режимах работы, решать задачи статики, кинематики и динамики.

2.3 Методика экспериментальных исследований

В основе экспериментальных исследований лежат следующие задачи: экспериментально определить численные значения параметров, используемых при составлении математических моделей; подтвердить адекватность математических моделей; подтвердить работоспособность инженерных решений; определить эффективность предложенных инженерных решений.

Методы экспериментальных исследований подразделяют на две группы: активные, пассивные [41, 115].

Активный эксперимент позволяет сформировать детерминированные воздействия как на отдельные подсистемы, входящие в состав сложной динамической системы, так и на всю систему в целом. Информация о свойствах объектов, полученная при регистрации и обработке переходных процессов выходных величин, позволяет подтвердить адекватность математических моделей. Этапы планирования эксперимента и обработка, экспериментально полученных данных, подробно изложены в научной литературе [3, 34, 41, 128].

Пассивный эксперимент позволяет при стохастических воздействиях наблюдать за выходными величинами системы, при этом не требуется вмешательство во время работы системы [34, 41, 128]. Полученные результаты позволяют подтвердить адекватность математических моделей, подтвердить работоспособность инженерных решений, определить эффективность предложенных инженерных решений.

Доказательство адекватности разработанной имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья

ЧО» основывается на результатах натурального эксперимента. Внешние воздействия, влияющие на процесс экспериментальных исследований, приводят к погрешностям измерений. В связи с этим необходимо обеспечить достоверность полученной информации с заданной доверительной вероятностью. Доверительная вероятность ρ в данной работе принимает значение 0,91 [34].

Анализ численных значений коэффициентов детерминации позволяет оценить достоверность полученных экспериментальных данных [34].

Коэффициент детерминации – это статистический показатель согласия, определяющий, соответствие уравнения регрессии реальным данным.

2.4 Структура работы

Учитывая результаты анализа предшествующих исследований, цель и задачи исследования, поставленные в работе, были намечены основные этапы и структура работы. На рисунке 2.3 представлена структурная схема диссертационной работы.

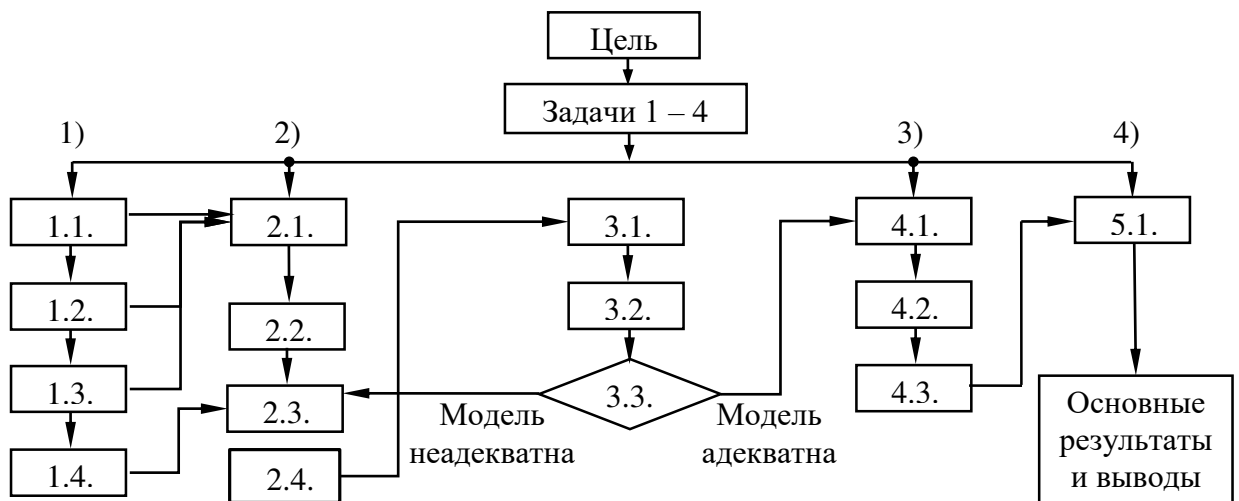


Рисунок 2.3 – Блок-схема основных этапов работы

Основные этапы структурной схемы:

- 1.1. Анализ тенденций развития автогрейдеров.
- 1.2. Анализ санитарных требований к динамическим воздействиям на ЧО автогрейдера.
- 1.3. Анализ методов вибрационной защиты ЧО.

1.4. Анализ существующих математических моделей отдельных подсистем сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

2.1. Обоснование и выбор критерия эффективности ВС.

2.2. Анализ внутренних связей сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» и составление её блок-схемы.

2.3. Разработка математических моделей отдельных подсистем сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

2.4. Составление общей имитационной модели «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевой жесткости.

3.1. Проведение экспериментальных исследований подсистем «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

3.2. Проведение теоретических исследований моделей подсистем «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

3.3. Сравнение экспериментальных и теоретических данных, вывод об адекватности имитационной модели «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

4.1. Разработка методики проведения теоретических исследований системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

4.2. Выполнение анализа влияния конструктивных и технологических параметров автогрейдера и его рабочего процесса на эффективность виброзащиты.

4.3. Проведение оптимизационного синтеза параметров предложенной конструкции сиденья ЧО автогрейдера с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевой жесткости.

5.1. Разработка инженерной методики оптимизации основных параметров предложенной конструкции сиденья ЧО автогрейдера с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевой жесткости.

Выводы по второй главе

Комплексный метод исследования, включающий теоретические и экспериментальные исследования, позволяет решить поставленные в диссертационной работе задачи.

Описаны активные и пассивные методы проведения экспериментальных исследований.

Основой теоретических исследований является использование имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО», которая должна быть составлена с необходимой степенью точности и детализации.

Структура работы, составленная с использованием принципов системного подхода, отражает основные этапы работы и связи между ними.

3 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СЛОЖНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «МИКРОРЕЛЬЕФ – БАЗОВАЯ МАШИНА – КАБИНА – ВИБРОЗАЩИТНАЯ СИСТЕМА СИДЕНЬЯ ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА»

3.1 Обоснование критерия эффективности

Основой для проведения исследования является выбор критерия эффективности. Критерий эффективности – это система показателей, взаимосвязанных с основным назначением машины и характером выполняемых производственных процессов. Такая система определяется сущностью анализа интегрального технико-экономического показателя, соизмеряющего производимые затраты с получаемым эффектом от применения соответствующей техники и прибылью потребителя. В качестве интегрального показателя, как правило, принимают приведенные удельные затраты [53, 54, 153].

Производительность автогрейдера зависит как от характеристик исследуемой машины, так и от условий труда ЧО. Для оценки эффективности защиты ЧО автогрейдера от динамических воздействий пока не существует единого общепринятого критерия. В предшествующих работах обоснованы различные показатели эффективности, учитывая особенность эксплуатации, причины и природу динамических воздействий. Динамические воздействия на ЧО автогрейдера характеризуются: перемещениями, скоростями и ускорениями. При этом можно говорить о максимальных значениях этих параметров, и о среднеквадратичных значениях. Если речь идет о статистическом процессе, то можно применять математическое ожидание и дисперсию случайных величин [53].

Международные стандарты [19, 22-27] рекомендуют оценивать эффективность защиты рабочего места ЧО автогрейдера от динамических воздействий, используя среднеквадратичное виброускорение.

Инженерную конструкцию можно характеризовать по коэффициенту передачи, то есть насколько динамическое воздействие затухает в процессе прохождения через базовую машину, подвеску кабины, ВС сиденья ЧО. Этот

показатель удобен для сравнительной оценки различных гасителей, но не дает информации о соответствии санитарным нормам.

В процессе работы были использованы два критерия, характеризующие динамические воздействия:

1. Виброускорение a , которое в отдельных разделах работы характеризуется следующими показателями: среднеквадратичное значение виброускорения a_s на рабочем месте ЧО автогрейдера, которое соответствует требуемым санитарным нормам по критерию «безопасность», которые устанавливает ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) (раздел 1.2); максимальное значение ускорения a_{\max} ; среднее значение среднеквадратичных ускорений \bar{a}_s . На значение критерия накладывалось ограничение:

$$a_s < a_{sg}, \quad (3.1)$$

где a_{sg} – среднеквадратичное значение виброускорения, устанавливаемое ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997).

Целевая функция критерия эффективности имеет вид:

$$a_s \rightarrow \min. \quad (3.2)$$

2. Среднее значение коэффициента передачи ВС по ускорениям, который определялся отдельно для базовой и модернизированной машины [62]:

$$\bar{K}_d = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (K_d)_i \rightarrow \min, \quad (3.3)$$

где $(K_d)_i = f(\omega_i) = f(f_i)$, $f_i \in [0, 1 \dots 4]$ Гц.

Использование этих показателей позволило в каждом конкретном случае решать определенные задачи, однако при разработке инженерной методики в качестве критерия эффективности был использован наиболее распространенный стохастический критерий – среднеквадратичное значение виброускорения (3.2) на рабочем месте ЧО.

3.2 Обоснование динамических воздействий

Одним из важных этапов исследования ВС сидений на математических моделях является обоснование вида динамических воздействий. Условно можно

выделить четыре типа динамических воздействий: ступенчатое, импульсное (δ -импульс), гармоническое и случайное.

Наибольшую распространённость получило ступенчатое воздействие, так как при пассивном эксперименте его легко воспроизвести. В лабораторных условиях данное воздействие реализуется с помощью наезда/съезда колесом автогрейдера на ступенчатое препятствие.

3.2.1 Кинематическое возбуждение виброзащитной системы сиденья человека-оператора

Синусоидальный характер возбуждения наиболее широко применяется при оценке моделей и реальных объектов ВС, поэтому модель должна обеспечивать возможность исследования перемещений объекта при данном виде кинематического возбуждения.

Основание сиденья совершает заданные синусоидальные перемещения (рисунок 3.1), которые выражаются временной зависимостью [60, 68]:

$$y_{op}(t) = A_{mp} \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (3.4)$$

где A_{mp} – амплитуда заданных колебаний основания сиденья, м; $\omega = 2\pi/T_o = 2\pi f$ – угловая (круговая) частота колебаний основания, рад/с; T_o – период колебаний основания, с; f – линейная частота колебаний основания.

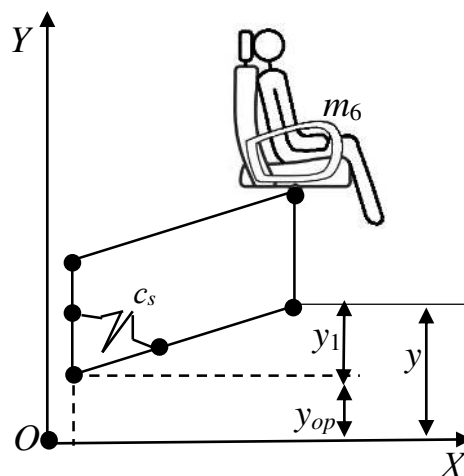


Рисунок 3.1 – Расчетная схема виброзащитной системы сиденья человека-оператора при кинематическом возбуждении

Координаты y_1 (перемещение ВС сиденья ЧО), y_{op} (перемещение основания сиденья ЧО) и y (абсолютная координата сиденья ЧО в неподвижной СК), связаны между собой зависимостью (см. рисунок 3.1) [60, 68]:

$$y(t) = y_1(t) + y_{op}(t). \quad (3.5)$$

Перемещение ВС сиденья при гармонических перемещениях его основания также будет совершать вынужденные синусоидальные колебания [68]:

$$y_1(t) = A_1 \cdot \sin(\omega t + \varphi), \quad (3.6)$$

где A_1 – амплитуда вынужденных колебаний, м; φ – фаза вынужденных колебаний.

На рисунке 3.2 в качестве примера приведены результаты процесса моделирования сиденья ЧО при кинематическом возбуждении его основания.

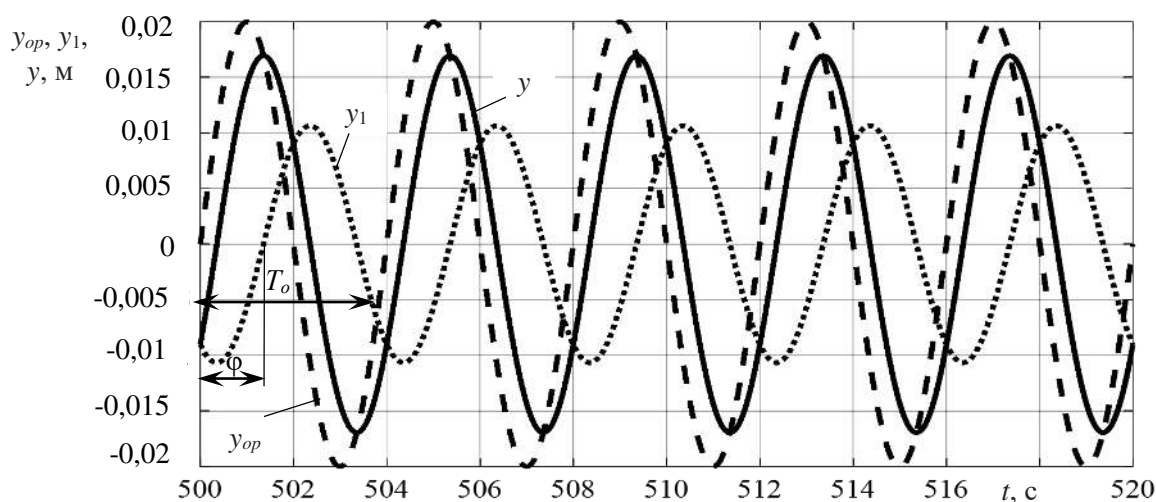


Рисунок 3.2 – Временные зависимости перемещений y_{op} , y_1 , y (пример)

В данном вычислительном эксперименте параметры колебаний основания сиденья принимали следующие значения: $A_{mp}=0,02$ м; $T_o=4$ с.

3.2.2 Математическая модель случайных воздействий

Автогрейдер в транспортном режиме перемещается по различным типам дорог. Неровности дорог приводят к динамическим воздействиям на элементы ходового оборудования, базу машины, кабину, ВС сиденья ЧО. В связи с этим одним из этапов работы является изучение влияния динамических воздействий от микрорельефа на ЧО.

Поэтому важным элементом в математическом моделировании сложной динамической системы является математическая модель подсистемы микрорельефа.

Неровности различных типов дорог достаточно хорошо изучены и описаны с помощью спектральной плотности и корреляционных функций (см. раздел 1.4).

В данном разделе представлены результаты исследований динамических свойств гасителей колебаний (подвесок сиденья ЧО и кабины) на динамические воздействия на ЧО при различных видах неровностей дороги и скорости движения автогрейдера.

В качестве примера, моделирование микрорельефа осуществлялось с использованием корреляционных функций (1.15) и (1.16). Функция (1.15) описывалась рекуррентными уравнениями (1.17) – (1.21), а функция (1.16) уравнениями (1.22) – (1.31). Сглаживание микрорельефа осуществлялось пятном контакта по уравнению (1.32).

На ЭВМ моделирование микрорельефа осуществлялось с использованием программного продукта MATLAB, при помощи М-файла. Блок-схема алгоритма формирования неровностей микрорельефа представлена на рисунке 3.3.

На рисунке 3.4 в качестве примера приведены фрагменты реализации стохастической модели микрорельефа, описанного корреляционной функцией (1.16) и рассчитанного по рекуррентным уравнениям (1.22) – (1.31).

Разработка алгоритма и программы расчета подсистемы моделирования микрорельефа позволила провести исследования на ЭВМ сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» в транспортном режиме.

3.3 Математическая модель автогрейдера

Математическое моделирование позволяет заменить исследуемый объект математической моделью, отражающей с высокой точностью свойства исследуемого объекта через использование СУ.

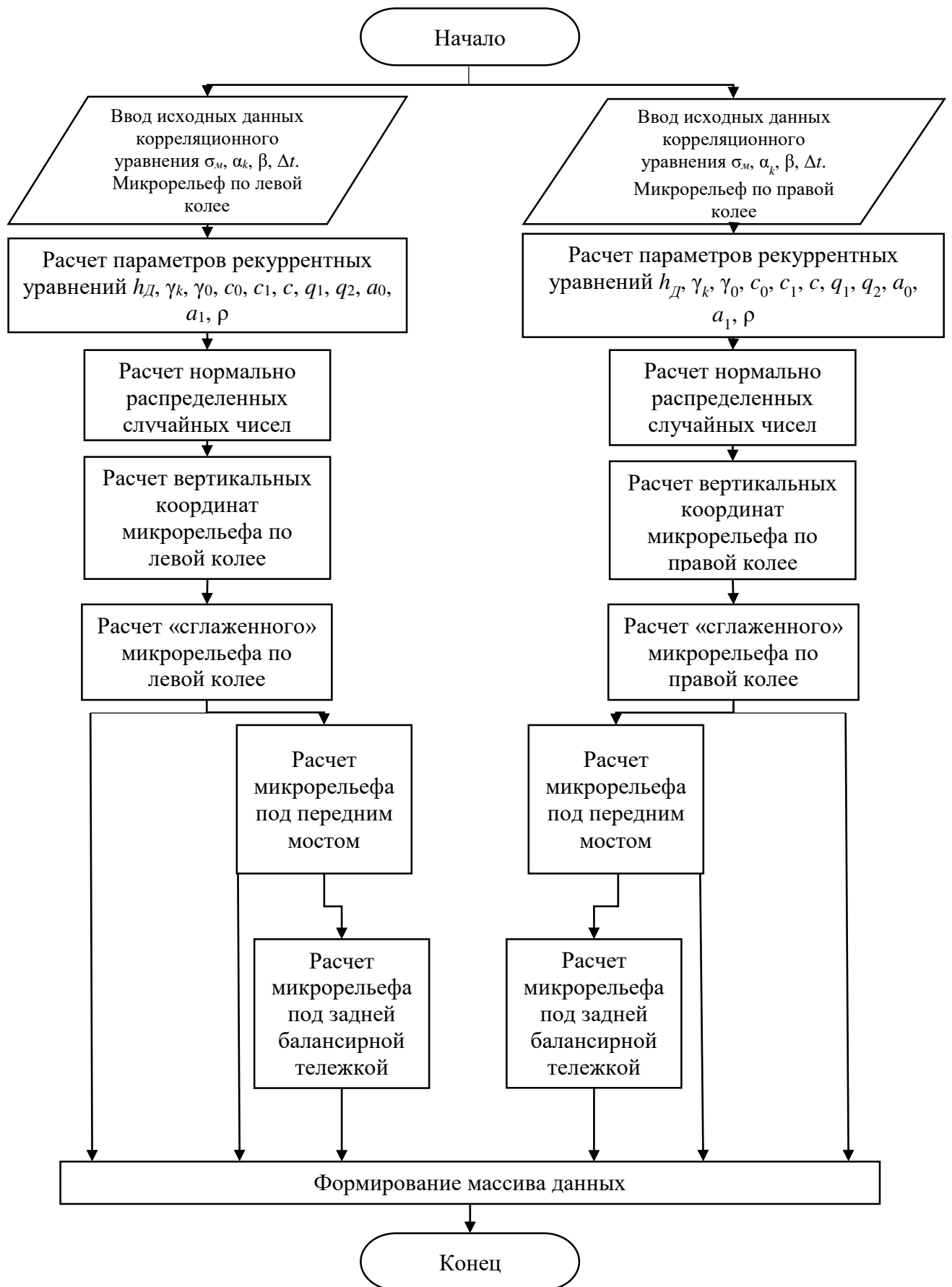
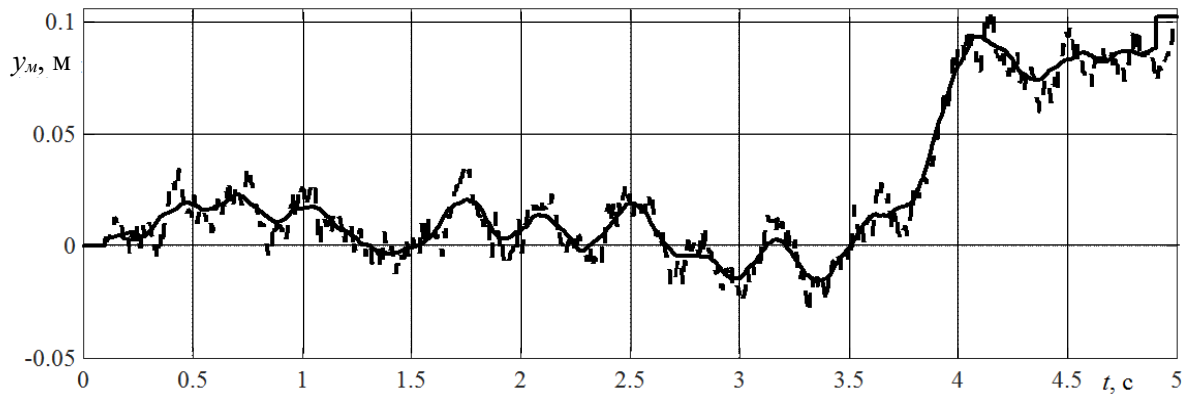
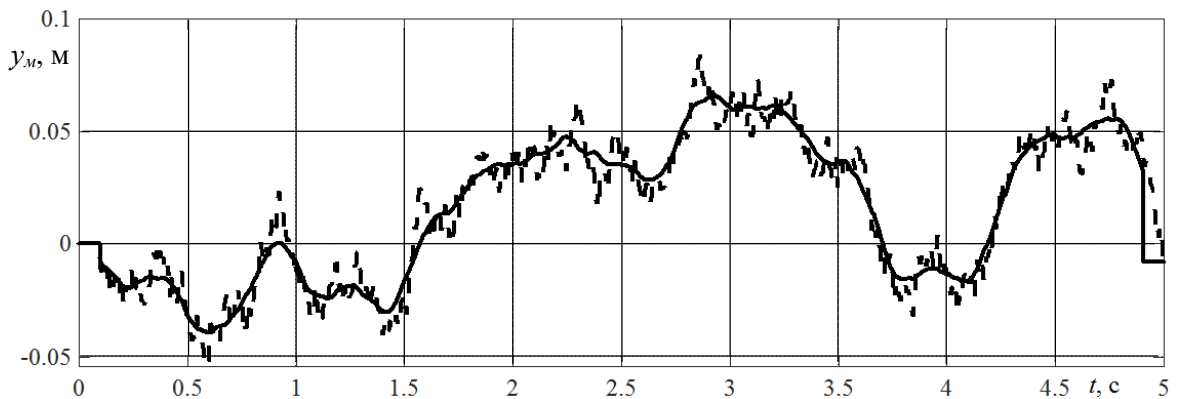


Рисунок 3.3 – Блок-схема алгоритма формирования неровностей микрорельефа по правой и левой колеем [133]



а) - - - - микро рельеф, — сглаженный микро рельеф



б) - - - - микро рельеф, — сглаженный микро рельеф

Рисунок 3.4 – Фрагмент реализации стохастической модели микро рельефа при параметрах $\sigma_m=0,054$; $\alpha_k = 0,5$; $\beta = 0,5$; $v = 1$ м/с; $\Delta t = 0,005$ с, $t = 5$ с: а) для левой колеи; б) для правой колеи

Используются СУ, которые соответствуют уровню принятой математической модели с основными параметрами: начальными и граничными условиями, численными значениями коэффициентов. Решение подобных СУ обычно происходит на ЭВМ и называется численным методом или вычислительным экспериментом. Преимуществами такого метода являются: моделирование различных условий проведения эксперимента, возможность «вмешательства» на любом этапе исследования, низкая стоимость эксперимента, безопасность [53, 153].

Математическая модель – это идеализированный объект, достоверность которого зависит от правильного принятия основных допущений при рассмотрении физических процессов [53-55, 153, 156].

Составление расчетной схемы является важным этапом математического моделирования. При этом расчетная схема должна адекватно соответствовать реальной системе и отражать основные физические свойства исследуемой системы [53-55, 153, 156].

В ходе работы были приняты следующие допущения: система стационарна; автогрейдер представлен как пространственная разветвленная кинематическая цепь с наложенными на нее упруго-вязкими динамическими связями; связи, наложенные на колебательную систему, являются телами Фохта; отсутствуют люфты в шарнирах; отсутствуют силы сухого трения; элементы ходового оборудования постоянно контактируют с опорной поверхностью; звенья расчетной схемы представлены, как абсолютно жесткие стержни с сосредоточенными массами; машина движется с постоянной скоростью [53-55, 152, 156].

Координаты центров масс звеньев заданы векторами в соответствующих локальных СК. Координаты верхних точек упруго-вязких связей (тел Фохта) передней оси заданы векторами в СК $O_2X_2Y_2Z_2$. Координаты нижних точек заданы векторами в СК нулевой плоскости.

Координаты верхних точек тел Фохта правого балансира заданы векторами в СК $O_3X_3Y_3Z_3$. Координаты нижних точек – векторами в СК нулевой плоскости.

Координаты верхних точек тел Фохта левого балансира заданы векторами в СК $O_4X_4Y_4Z_4$. Координаты нижних точек – векторами в СК нулевой плоскости. Координаты нижних точек тел Фохта кабины заданы векторами в СК рамы автогрейдера $O_1X_1Y_1Z_1$. Координаты верхних точек – векторами в СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$.

Координаты тела Фохта сиденья ЧО заданы вектором в СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$.

Введено понятие «нулевая плоскость Земли» - это горизонтальная плоскость, относительно которой отсчитываются вертикальные координаты микрорельефа в процессе движения автогрейдера. В начальный момент времени все шесть вертикальных координат под шестью колёсами автогрейдера равны нулю.

Расчетная схема автогрейдера, как динамической системы, представлена на расчетной схеме (рисунок 3.5), звеньям которой поставлены в соответствие шесть локальных СК (таблица 3.1). Подвеска сиденья ЧО (m_6) на рисунке 3.5, б обозначена упрощенно как пружина и элемент с зоной нечувствительности, параллельно соединенные с демпфером. Основные геометрические размеры автогрейдера: L – колесная база, м; B – ширина автогрейдера, м; L_6 – база задних колес, м.

УВЭ динамических связей в расчетной схеме автогрейдера представлены следующим образом: $c_1, c_2, c_8 - c_{11}$ и $b_1, b_2, b_8 - b_{11}$, соответственно коэффициенты жесткости и вязкости элементов ходового оборудования; $R_1 - R_6$ реакции со стороны грунта, величины которых определяются вертикальными координатами микрорельефа по левой и правой колеям и скоростью машины; $c_3 - c_6$ и $b_3 - b_6$, соответственно коэффициенты жесткости и вязкости элементов подвески кабины; c_h, b_h – соответственно коэффициенты жесткости и вязкости сиденья ЧО.

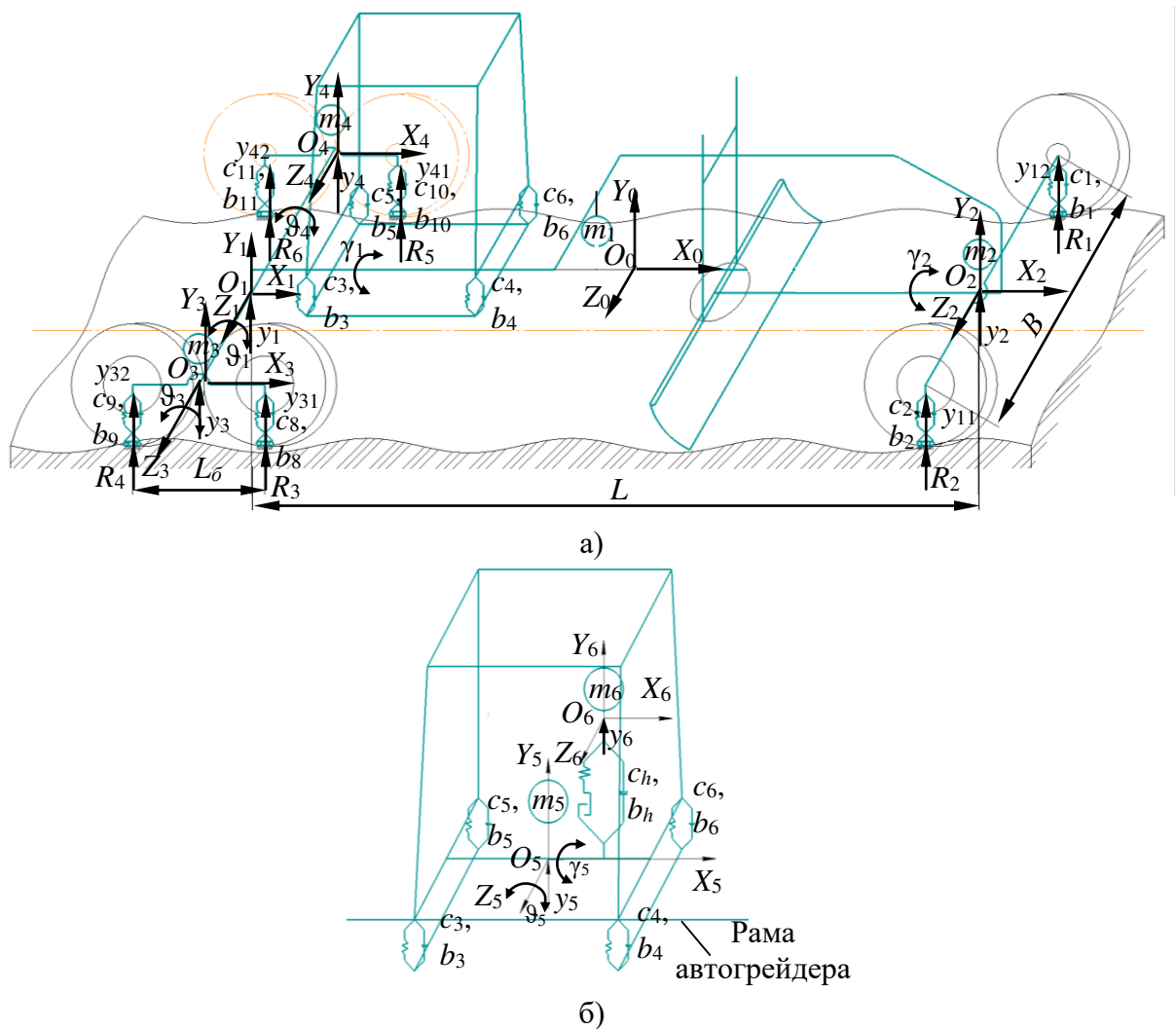


Рисунок 3.5 – Расчетная схема динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора»: а) автогрейдер; б) кабина автогрейдера

Вертикальные координаты под колёсами относительно нулевой плоскости Земли (м): $y_{11}(t)$ – переднее правое колесо; $y_{12}(t)$ – переднее левое колесо; $y_{31}(t)$ – переднее колесо правого балансира; $y_{32}(t)$ – заднее колесо правого балансира; $y_{41}(t)$ – переднее колесо левого балансира; $y_{42}(t)$ – заднее колесо левого балансира.

Таблица 3.1 – Связь правых локальных систем координат со звеньями автогрейдера

№	Обозначение систем координат	Описание системы координат
1	$O_0X_0Y_0Z_0$	Инерциальная СК. Начало СК (точка O_0) находится в центре масс автогрейдера. Продольная ось X_0 в начальный момент времени по направлению совпадает с направлением оси X_1 (с направлением движения автогрейдера), параллельна нулевой плоскости Земли. Ось Y_0 перпендикулярна нулевой плоскости Земли. Ось Z_0 дополняет триаду.
2	$O_1X_1Y_1Z_1$	Локальная СК связана с рамой автогрейдера. Начало СК (точка O_1) находится в центре задней оси машины. Ось X_1 совпадает с продольной осью автогрейдера, ось Z_1 совпадает с осью заднего моста, ось Y_1 дополняет триаду.
3	$O_2X_2Y_2Z_2$	Локальная СК переднего моста связана с передним мостом. Начало СК (точка O_2) находится в центре оси переднего моста. Ось X_2 совпадает по направлению с осью X_1 , ось Z_2 совпадает с осью передней оси, ось Y_2 дополняет триаду.
4	$O_3X_3Y_3Z_3$	Локальная СК правой балансирной тележки. Начало СК (точка O_3) находится в центре оси правого балансира. Ось X_3 совпадает с продольной осью балансира, ось Z_3 совпадает с осью Z_1 , ось Y_3 дополняет триаду.
5	$O_4X_4Y_4Z_4$	Локальная СК левой балансирной тележки. Начало СК (точка O_4) находится в центре оси левого балансира. Ось X_4 совпадает с продольной осью балансира, ось Z_4 совпадает с осью Z_1 , ось Y_4 дополняет триаду.
6	$O_5X_5Y_5Z_5$	Локальная СК кабины. Начало СК (точка O_5) находится в центре масс кабины. В начальный момент времени оси X_5 , Y_5 , Z_5 совпадают с направлениями осей соответственно X_1 , Y_1 , Z_1 .
7	$O_6X_6Y_6Z_6$	Локальная СК сиденья ЧО. Начало СК (точка O_6) находится в центре масс сиденья ЧО. Направления осей X_6 , Y_6 , Z_6 совпадают с направлениями осей соответственно X_5 , Y_5 , Z_5 .

Заданы обобщенные координаты, число которых для голономных систем равно числу степеней свободы. Обобщенные координаты для автогрейдера представлены в таблице 3.2.

Таким образом расчетная схема автогрейдера имеет 13 степеней свободы (таблица 3.3).

Динамические свойства звеньев характеризуются массами, координатами центров масс в локальных СК, моментами инерции и центробежными моментами инерции.

Моменты инерции J_{ix} , J_{iy} , J_{iz} и центробежные моменты инерции J_{ixy} , J_{ixz} , J_{iyz} относительно связанных СК находятся из выражений [54-56, 152, 155]:

$$J_{ix} = x_i^2 \cdot m_i; \quad (3.7)$$

$$J_{iy} = y_i^2 \cdot m_i; \quad (3.8)$$

$$J_{iz} = z_i^2 \cdot m_i; \quad (3.9)$$

$$J_{ixy} = x_i \cdot y_i \cdot m_i; \quad (3.10)$$

$$J_{ixz} = x_i \cdot z_i \cdot m_i; \quad (3.11)$$

$$J_{iyz} = y_i \cdot z_i \cdot m_i, \quad (3.12)$$

где x_i, y_i, z_i – координаты точки массой m_i в i -ой локальной СК.

Таблица 3.2 – Описание обобщенных координат автогрейдера

№	Обобщенные координаты	Описание обобщенной координаты
1	2	3
1	$y_1(t)$	Вертикальная координата центра задней оси (точка O_1) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
2	$\gamma_1(t)$	Угол поворота СК $O_1X_1Y_1Z_1$ в поперечной вертикальной плоскости (крен автогрейдера), поворот вокруг оси X_0 , град или рад;
3	$\vartheta_1(t)$	Угол поворота СК $O_1X_1Y_1Z_1$ в продольной вертикальной плоскости (тангаж автогрейдера), поворот вокруг оси Z_0 , град или рад;
4	$y_2(t)$	Вертикальная координата центра передней оси (точка O_2) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
5	$\gamma_2(t)$	Угол поворота СК $O_2X_2Y_2Z_2$ вокруг оси X_1 , град или рад;
6	$y_3(t)$	Вертикальная координата центра правой балансирной тележки (точка O_3) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
7	$\vartheta_3(t)$	Угол поворота СК $O_3X_3Y_3Z_3$ вокруг оси Z_1 , град или рад;
8	$y_4(t)$	Вертикальная координата центра левой балансирной тележки (точка O_4) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
9	$\vartheta_4(t)$	Угол поворота СК $O_4X_4Y_4Z_4$ вокруг оси Z_1 , град или рад;
10	$y_5(t)$	Вертикальная координата центра масс кабины (точка O_5) отсчитывается в СК рамы $O_1X_1Y_1Z_1$, м;
11	$\gamma_5(t)$	Угол поворота СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$ вокруг оси X_1 , град или рад;
12	$\vartheta_5(t)$	Угол поворота СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$ вокруг оси Z_1 , град или рад;
13	$y_6(t)$	Вертикальная координата центра масс сиденья (точка O_6) отсчитывается в СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$, м;

Таблица 3.3 – Степени свободы звеньев автогрейдера

№ звена i	Степень свободы j					
	X	Y	Z	γ	φ	ϑ
1	–	$q_1=y_1$	–	$q_2=\gamma_1$	–	$q_3=\vartheta_1$
2	–	$q_4=y_2$	–	$q_5=\gamma_2$	–	–
3	–	$q_6=y_3$	–	–	–	$q_7=\vartheta_3$
4	–	$q_8=y_4$	–	–	–	$q_9=\vartheta_4$
5	–	$q_{10}=y_5$	–	$q_{11}=\gamma_5$	–	$q_{12}=\vartheta_5$
6	–	$q_{13}=y_6$	–	–	–	–

Геометрические связи элементов автогрейдера в статическом режиме, как алгебраические уравнения, и в пространстве, описаны с помощью метода однородных координат.

Допущения, принятые для расчёта статического режима: движение отсутствует, $t=0$; массы звеньев не учитываются; деформация тел Фохта зафиксирована.

Передняя ось [119, 122]:

$$y_2 = \frac{y_{11} + y_{12}}{2}. \quad (3.13) \quad \gamma_2 = \arcsin\left(\frac{y_{12} - y_{11}}{B}\right). \quad (3.14)$$

Правая балансирная тележка [119, 122]:

$$y_3 = \frac{y_{31} + y_{32}}{2}. \quad (3.15) \quad \vartheta_3 = \arcsin\left(\frac{y_{31} - y_{32}}{L_6}\right). \quad (3.16)$$

Левая балансирная тележка [119, 122]:

$$y_4 = \frac{y_{41} + y_{42}}{2}. \quad (3.17) \quad \vartheta_4 = \arcsin\left(\frac{y_{41} - y_{42}}{L_6}\right). \quad (3.18)$$

Обобщённая координата – центр задней оси y_1 [119, 122]:

$$y_1 = \frac{y_3 + y_4}{2} = \frac{y_{31} + y_{32} + y_{41} + y_{42}}{4}. \quad (3.19)$$

Обобщённая координата – угол поворота рамы автогрейдера вокруг оси Z_0 (тангаж) ϑ_1 [119, 122]:

$$\vartheta_1 = \arcsin\left(\frac{y_2 - y_1}{L}\right) = \arcsin\left(\frac{2 \cdot (y_{11} + y_{12}) - (y_{31} + y_{32} + y_{41} + y_{42})}{4L}\right). \quad (3.20)$$

Обобщённая координата – угол поворота рамы автогрейдера вокруг оси X_0 (крен) γ_1 [119, 122]:

$$\gamma_1 = \arcsin\left(\frac{y_4 - y_3}{B}\right) = \arcsin\left(\frac{y_{41} + y_{42} - (y_{31} + y_{32})}{2 \cdot B}\right). \quad (3.21)$$

Обобщённая координата – вертикальной координаты кабины y'_k в статике зависит от трёх параметров рамы: вертикальной координаты рамы y_1 , углов поворота рамы ϑ_1 и γ_1 .

$$y'_k = y_1 + \frac{(y_2 - y_1) \cdot x_k}{L} + x_k \cdot \sin \vartheta_1 + y_k \cdot (1 - \cos \gamma_1), \quad (3.22)$$

где x_k, y_k – координаты центра масс кабины, заданные вектором \bar{R}_k ;

$\bar{R}_k = \begin{pmatrix} x_k \\ y_k \\ z_k \end{pmatrix}$ – вектор координат центра масс кабины в СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$.

С учетом симметричности кабины в поперечной плоскости относительно рамы и малого значения угла крена, который несущественно влияет на вертикальную координату кабины ($\gamma_1 \rightarrow 0$) принимаем [119, 122]:

$$y'_k = y_1 + \frac{(y_2 - y_1) \cdot x_k}{L} + x_k \cdot \sin \vartheta_1. \quad (3.23)$$

$$y'_K = \frac{y_{31} + y_{32} + y_{41} + y_{42}}{4} + x_k \cdot \left(\frac{2 \cdot (y_{11} + y_{12}) - (y_{31} + y_{32} + y_{41} + y_{42})}{4L} \right) + x_k \cdot \left(\frac{2 \cdot (y_{11} + y_{12}) - (y_{31} + y_{32} + y_{41} + y_{42})}{4L} \right). \quad (3.24)$$

В статическом режиме (кабина не колеблется относительно рамы): $y_5 = y_k$; $\vartheta_5 = \vartheta_1$; $\gamma_5 = \gamma_1$.

Для упрощения уравнения было введено понятие «коэффициент кабины» $k_k = x_k/L$ тогда

$$y'_k = \frac{(1 - 2 \cdot k_k) \cdot (y_{31} + y_{32} + y_{41} + y_{42}) + 4 \cdot k_k \cdot (y_{11} + y_{12})}{4}. \quad (3.25)$$

В статике сиденье не колеблется относительно кабины. Принято допущение, что сиденье находится в центре кабины, тогда координата ЧО: $y_{ЧО} = y_6 = y'_k$.

Полученная в ходе анализа формула (3.25) показывает, как шесть внешних воздействий со стороны микрорельефа на колеса автогрейдера передаются на сиденье ЧО с различными коэффициентами передачи.

Уравнения геометрических связей, составленные с помощью метода однородных координат (см. раздел 2.2.2), позволяют описывать положения элементов исследуемой системы в пространстве для любых значений обобщенных координат в любой момент времени. Перенос точки из i -той СК в $i-1$ СК осуществляется посредством умножения вектора координат на соответствующую матрицу A_i размером 4×4 [53-55, 153, 156].

Начало i -той локальной СК относительно $i-1$ СК для рассматриваемого автогрейдера, обозначено L_{xi} , L_{yi} , L_{zi} .

Матрицы перехода из системы $O_1X_1Y_1Z_1$ рамы автогрейдера в инерциальную СК $O_0X_0Y_0Z_0$ представлены следующим образом:

$$A_1 = A_{1x} \cdot A_{1y} \cdot A_{1z} \cdot A_{1\gamma} \cdot A_{1\varphi} \cdot A_{1\theta}, \quad (3.26)$$

где

$$A_{1z} = A_{1\varphi} = E_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.27)$$

$$A_{1x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x1} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.28) \quad A_{1y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.29)$$

$$A_{1\vartheta} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_1 & \sin \vartheta_1 & 0 & 0 \\ -\sin \vartheta_1 & \cos \vartheta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.30) \quad A_{1\gamma} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma_1 & \sin \gamma_1 & 0 \\ 0 & -\sin \gamma_1 & \cos \gamma_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.31)$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_1 & \sin \vartheta_1 & 0 & L_{x1} \\ \cos \gamma_1 \cdot \sin \vartheta_1 & \cos \vartheta_1 \cdot \cos \gamma_1 & \cos \vartheta_1 \cdot \sin \gamma_1 & y_1 \\ \sin \gamma_1 \cdot \sin \vartheta_1 & -\cos \vartheta_1 \cdot \cos \gamma_1 & \cos \vartheta_1 \cdot \cos \gamma_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.32)$$

Матрицы перехода из системы $O_2X_2Y_2Z_2$ переднего моста автогрейдера в СК рамы автогрейдера $O_1X_1Y_1Z_1$ представлены следующим образом:

$$A_2 = A_{2x} \cdot A_{2y} \cdot A_{2z} \cdot A_{2\gamma} \cdot A_{2\varphi} \cdot A_{2\vartheta}, \quad (3.33)$$

где

$$A_{2z} = A_{2\varphi} = A_{2\vartheta} = E_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.34)$$

$$A_{2x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x2} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.35) \quad A_{2y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.36)$$

$$A_{2\gamma} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma_2 & \sin \gamma_2 & 0 \\ 0 & -\sin \gamma_2 & \cos \gamma_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.37) \quad A_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x2} \\ 0 & \cos \gamma_2 & \sin \gamma_2 & y_2 \\ 0 & -\sin \gamma_2 & \cos \gamma_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.38)$$

Матрицы перехода из системы $O_3X_3Y_3Z_3$ правой балансирной тележки автогрейдера в СК рамы автогрейдера $O_1X_1Y_1Z_1$ представлены следующим образом:

$$A_3 = A_{3x} \cdot A_{3y} \cdot A_{3z} \cdot A_{3\gamma} \cdot A_{3\varphi} \cdot A_{3\vartheta}, \quad (3.39)$$

где

$$A_{3\gamma} = A_{3\varphi} = E_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.40)$$

$$A_{3x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x_3} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.41) \quad A_{3y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.42)$$

$$A_{3z} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L_{z_3} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.43) \quad A_{3\vartheta} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_3 & \sin \vartheta_3 & 0 & 0 \\ -\sin \vartheta_3 & \cos \vartheta_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.44)$$

$$A_3 = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_3 & \sin \vartheta_3 & 0 & L_{x_3} \\ -\sin \vartheta_3 & \cos \vartheta_3 & 0 & y_3 \\ 0 & 0 & 1 & L_{z_3} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.45)$$

Матрицы перехода из системы $O_4X_4Y_4Z_4$ левой балансирной тележки автогрейдера в СК рамы автогрейдера $O_1X_1Y_1Z_1$ представлены следующим образом:

$$A_4 = A_{4x} \cdot A_{4y} \cdot A_{4z} \cdot A_{4\gamma} \cdot A_{4\varphi} \cdot A_{4\vartheta}, \quad (3.46)$$

где

$$A_{4\gamma} = A_{4\varphi} = E_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.47)$$

$$A_{4x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x_4} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.48) \quad A_{4y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y_4 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.49)$$

$$A_{4z} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L_{z_4} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.50) \quad A_{4\vartheta} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_4 & \sin \vartheta_4 & 0 & 0 \\ -\sin \vartheta_4 & \cos \vartheta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.51)$$

$$A_4 = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_4 & \sin \vartheta_4 & 0 & L_{x_4} \\ -\sin \vartheta_4 & \cos \vartheta_4 & 0 & y_4 \\ 0 & 0 & 1 & L_{z_4} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.52)$$

Матрицы перехода из системы $O_5X_5Y_5Z_5$ кабины автогрейдера в СК рамы автогрейдера $O_1X_1Y_1Z_1$ представлены следующим образом:

$$A_5 = A_{5x} \cdot A_{5y} \cdot A_{5z} \cdot A_{5\gamma} \cdot A_{5\varphi} \cdot A_{5\vartheta}, \quad (3.53)$$

где

$$A_{5z} = A_{5\varphi} = E_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.54)$$

$$A_{5x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x_5} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.55) \quad A_{5y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y_5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.56)$$

$$A_{5\vartheta} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_5 & \sin \vartheta_5 & 0 & 0 \\ -\sin \vartheta_5 & \cos \vartheta_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.57) \quad A_{5\gamma} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma_5 & \sin \gamma_5 & 0 \\ 0 & -\sin \gamma_5 & \cos \gamma_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.58)$$

$$A_5 = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_5 & \sin \vartheta_5 & 0 & L_{x_5} \\ \cos \gamma_5 \cdot \sin \vartheta_5 & \cos \vartheta_5 \cdot \cos \gamma_5 & \cos \vartheta_5 \cdot \sin \gamma_5 & y_5 \\ \sin \gamma_5 \cdot \sin \vartheta_5 & -\cos \vartheta_5 \cdot \cos \gamma_5 & \cos \vartheta_5 \cdot \cos \gamma_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.59)$$

Матрицы перехода из системы $O_6X_6Y_6Z_6$ сиденья ЧО автогрейдера в СК кабины автогрейдера $O_5X_5Y_5Z_5$ представлены следующим образом:

$$A_6 = A_{6x} \cdot A_{6y} \cdot A_{6z} \cdot A_{6\gamma} \cdot A_{6\varphi} \cdot A_{6\vartheta}, \quad (3.60)$$

где

$$A_{6z} = A_{6\gamma} = A_{6\varphi} = A_{6\vartheta} = E_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.61)$$

$$A_{6,x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x_6} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; (3.62) \quad A_{6,y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y_6 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; (3.63) \quad A_6 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_{x_6} \\ 0 & 1 & 0 & y_6 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. (3.64)$$

Для расчетной схемы, разработанной в данной работе, матрицы T_i вычисляются по следующим формулам:

$$T_1 = A_1; \quad (3.65) \quad T_2 = A_1 \cdot A_2; \quad (3.66) \quad T_3 = A_1 \cdot A_3; \quad (3.67)$$

$$T_4 = A_1 \cdot A_4; \quad (3.68) \quad T_5 = A_1 \cdot A_5; \quad (3.69) \quad T_6 = A_1 \cdot A_5 \cdot A_6. \quad (3.70)$$

Составленные уравнения геометрических связей позволяют осуществлять расчет координат любой точки, заданной в i -той локальной СК, в инерциальную СК.

3.4 Математическая модель виброзащитной системы сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости

На рисунке 3.6 представлена расчетная схема ВС предложенной конструкции сиденья ЧО [91], обеспечивающая нелинейную статическую силовую характеристику с участком квазиулевого жесткости.

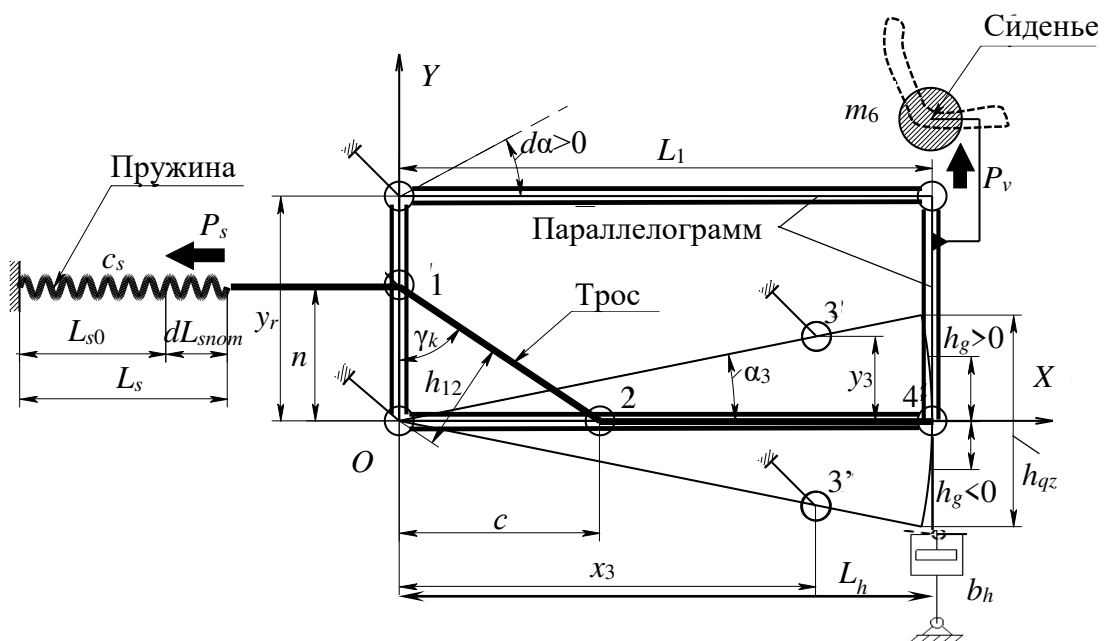


Рисунок 3.6 – Расчетная схема виброзащитной системы сиденья человека-оператора

Трос механизма, натянутый при помощи пружины растяжения, постоянно огибает ролики в точках 1, 2 и закреплен в точке 4 и только вне зоны участка квазинулевой жесткости огибает также ролик в точке 3 (или 3'), что обеспечивает возрастание и убывание значения силы в левой и правой частях статической характеристики соответственно. То есть, ограничиваются вертикальные перемещения сиденья без использования дополнительных пружин или отбойников [44, 76].

Сумма моментов сил определялась относительно точки O поворота нижнего неподвижного звена параллелограммного механизма.

В формулах использованы следующие обозначения (см. рисунок 3.6): m_6 – масса ВС (сиденья с ЧО); P_v – вертикально направленная возвращающая сила ВС, Н; $d\alpha$ – текущий угол поворота верхнего и нижнего звеньев параллелограммного механизма относительно горизонтальной оси OX ; α_3 – постоянное абсолютное значение угла между осью OX и прямой OZ (OZ'); h_g – высота подъема/опускания рабочей точки относительно нулевого уровня, м ($h_g=y_1$, см. рисунок 3.1); h_{qz} – высота зоны квазинулевой жесткости (средней части статической характеристики); L_1 – длина верхнего и нижнего звеньев параллелограмма; y_r – длина левого и правого боковых звеньев параллелограмма; γ_k – угол между участком троса между точками 1 и 2 и левым боковым звеном параллелограммного механизма; L_h – длина плеча действия вертикально направленной возвращающей силы ВС, м; n, c – расстояния до двух точек крепления вращающихся роликов, расположенных соответственно на неподвижном и нижнем звеньях параллелограммного механизма, относительно левой нижней точки O качания механизма, м; L_{s0} – равновесная длина (в свободном состоянии) пружины растяжения, м; L_s – текущая длина пружины растяжения, м; dL_{snom} – деформация пружины растяжения относительно собственной свободной длины L_{s0} , соответствующая прямоугольной форме параллелограммного механизма и его номинальной подъемной силе, м; P_s – сила растяжения пружины, Н; c_s – линейная жесткость пружины растяжения, Н/м; $L_{12}, L_{23}, L_{34}, L_{24}$ – расстояния между соответствующими индексам точками механизма, через которые проходит трос, м; h_{12}, h_{23}, h_{34} – плечо действия силы

растяжения троса, действующей вдоль соответствующих участков, относительно точки O механизма, м; M_{12}, M_{23}, M_{34} – моменты сил, создаваемые силой растяжения троса, действующей вдоль соответствующих участков, относительно точки O механизма, Нм; b_h – коэффициент вязкого трения амортизатора, Н/(м/с).

Также использовались обозначения координат x и y подвижных и неподвижных (относительно основания сиденья) точек механизма $O...4$ с соответствующими числовыми индексами. Вертикальная координата точки $3'$: $y_{3'} = -y_3$.

В набор исходных параметров для построения нелинейной статической силовой характеристики входят линейные размеры механизма, размер зоны квазинулевой жесткости, масса сиденья с ЧО и линейная жесткость пружины: $n, c, L_1, y_r, x_3, h_{qz}, m_6, c_s$.

Граничное значение угла поворота параллелограмма, при котором трос начинает контактировать с верхним 3 или нижним 3' роликами, зависит только от размеров участка квазинулевой жесткости и длины нижней стороны параллелограмма, и определяется из соотношения сторон прямоугольного треугольника [76, 134]:

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{h_{qz}}{2 \cdot L_1}\right). \quad (3.71)$$

При заданном горизонтальном размере x_3 определена вертикальная координата точек 3 и 3' [76, 134]:

$$y_3 = \tan(\alpha_3) \cdot x_3 = \frac{h_{qz} \cdot x_3}{2L_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{h_{qz}^2}{4L_1^2}}}. \quad (3.72)$$

Для середины хода механизма (когда он имеет прямоугольную форму), координаты точек 1, 2 и 4 будут равны [76, 134]:

$$x_1 = 0; y_1 = n; x_2 = c; y_2 = 0; x_4 = L_1; y_4 = 0. \quad (3.73)$$

Длина участка 1-2 в середине хода [76, 134]:

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} = \sqrt{n^2 + c^2}. \quad (3.74)$$

Длина участка 2-4 в середине хода [76, 134]:

$$L_{24} = \sqrt{(x_2 - x_4)^2 + (y_2 - y_4)^2} = L_1 - c. \quad (3.75)$$

Угол γ_k в середине хода [76, 134]:

$$\gamma_k = \arccos\left(\frac{L_{12}^2 + n^2 - c^2}{2 \cdot L_{12} \cdot n}\right) = \arccos\left(\frac{n}{\sqrt{n^2 + c^2}}\right). \quad (3.76)$$

Плечо силы натяжения троса, действующей вдоль участка 1-2, в середине хода механизма [76, 134]:

$$h_{12} = n \cdot \sin(\gamma_k) = n \cdot \sqrt{1 - \frac{n^2}{n^2 + c^2}}. \quad (3.77)$$

Момент силы тяжести, создаваемый сиденьем с ЧО, относительно точки O в середине хода (при условии параллельности оси OY и гравитационной вертикали), который должен уравновешивать механизм [76, 134]:

$$M_g = m_6 \cdot g \cdot L_1. \quad (3.78)$$

Сила растяжения пружины и натяжения троса, действующая на точку 2, и уравновешивающая момент M_g в середине хода [76, 134]:

$$P_s = \frac{M_g}{h_{12}} = \frac{m_6 \cdot g \cdot L_1}{n \cdot \sqrt{1 - \frac{n^2}{n^2 + c^2}}}. \quad (3.79)$$

Номинальная деформация (растяжение) пружины в середине хода механизма [76, 134]:

$$dL_{snom} = \frac{P_s}{c_s} = \frac{m_6 \cdot g \cdot L_1}{n \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{n^2}{n^2 + c^2}}}. \quad (3.80)$$

Дополнительная (корректирующая) длина троса [76, 134]:

$$kL_s = L_{12} + L_{24} - dL_{snom} = L_1 - c + \sqrt{n^2 + c^2} - \frac{m_6 \cdot g \cdot L_1}{n \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{n^2}{n^2 + c^2}}}. \quad (3.81)$$

Данный параметр необходим для вычисления в дальнейшем текущей деформации пружины растяжения в положениях, отличных от середины хода механизма.

Параметры, определяемые по выражениям (3.71)...(3.81) для середины хода механизма, определяются геометрическими размерами сидения ЧО.

Для вычисления вертикальной силы ВС при любом значении высоты подъема механизма $h_g \neq 0$ использована приведенная ниже последовательность формул.

Текущий угол подъема механизма [76]:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{h_g}{L_1}\right). \quad (3.82)$$

Плечо действия силы тяжести сиденья с ЧО относительно точки O [76]:

$$L_h = \frac{h_g}{\tan(\alpha)}. \quad (3.83)$$

Текущие координаты подвижных точек механизма [76]:

$$x_2 = c \cdot \cos(\alpha); y_2 = c \cdot \sin(\alpha); x_4 = L_1 \cdot \cos(\alpha); y_4 = L_1 \cdot \sin(\alpha). \quad (3.84)$$

Длина участка троса 1-2 [76]:

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}. \quad (3.85)$$

Если $h_g > 0$ [76]:

$$L_{23} = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2}; L_{34} = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}. \quad (3.86)$$

Если $h_g \leq 0$ [76]:

$$L_{23} = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - (-y_3))^2}; L_{34} = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + ((-y_3) - y_4)^2}. \quad (3.87)$$

Плечо силы натяжения троса, действующей вдоль участка 1-2, может быть определено через координаты точек O , 1 и 2, по известной формуле расстояния между точкой и прямой (учитывая, что обе координаты точки O – нулевые) [177]:

$$h_{12} = \frac{|x_2 \cdot y_1 - y_2 \cdot x_1|}{\sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}}. \quad (3.88)$$

Если $|\alpha| > \alpha_3$ (есть огибание тросом ролика в точке $3(3')$, механизм вне зоны участка квазинулевой жесткости), то суммарная длина троса равна [76]:

$$L_{\Sigma} = L_{12} + L_{23} + L_{34}. \quad (3.89)$$

Если $|\alpha| \leq \alpha_3$ (нет огибания тросом ролика в точке $3(3')$, механизм в зоне участка квазинулевой жесткости) [76]:

$$L_{24} = \sqrt{(x_2 - x_4)^2 + (y_2 - y_4)^2}; \quad (3.90) \quad L_{\Sigma} = L_{12} + L_{24}. \quad (3.91)$$

Текущая длина пружины при любом положении механизма [76]:

$$L_s = L_{\Sigma} - kL_s. \quad (3.92)$$

Сила растяжения пружины [76]:

$$P_s = c_s \cdot L_s. \quad (3.93)$$

Момент, создаваемый силой натяжения троса, действующей вдоль участка 1-2, и приложенной к точке 2 механизма [76]:

$$M_{12} = P_s \cdot h_{12}. \quad (3.94)$$

Если $|\alpha| > \alpha_3$ и $h_g > 0$ (есть огибание тросом ролика в верхней точке 3, механизм смещен вверх, находится вне зоны участка квазиулевой жесткости) [76]:

$$h_{23} = \frac{|x_3 \cdot y_2 - y_3 \cdot x_2|}{\sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2}}; M_{23} = P_s \cdot h_{23};$$

$$h_{34} = \frac{|x_4 \cdot y_3 - y_4 \cdot x_3|}{\sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}}; M_{34} = P_s \cdot h_{34}. \quad (3.95)$$

Сумма моментов сил от троса при использовании зависимостей (3.95) [76]:

$$M_{\Sigma} = M_{12} - M_{23} - M_{34}. \quad (3.96)$$

Если $|\alpha| > \alpha_3$ и $h_g \leq 0$ (есть огибание тросом ролика в нижней точке 3', механизм смещен вниз, находится вне зоны участка квазиулевой жесткости) [76]:

$$h_{23} = \frac{|x_3 \cdot y_2 - (-y_3) \cdot x_2|}{\sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - (-y_3))^2}}; M_{23} = P_s \cdot h_{23};$$

$$h_{34} = \frac{|x_4 \cdot (-y_3) - y_4 \cdot x_3|}{\sqrt{(x_3 - x_4)^2 + ((-y_3) - y_4)^2}}; M_{34} = P_s \cdot h_{34}. \quad (3.97)$$

Сумма моментов сил от троса при использовании зависимостей (3.97) [76]:

$$M_{\Sigma} = M_{12} + M_{23} + M_{34}. \quad (3.98)$$

Если $|\alpha| \leq \alpha_3$ (механизм в зоне участка квазиулевой жесткости), то сумма моментов сил от троса равна [76]:

$$M_{\Sigma} = M_{12}. \quad (3.99)$$

Сумма моментов сил от троса, для любого положения механизма, определяет вертикальную силу [76]:

$$P_v = \frac{M_{\Sigma}}{L_h}. \quad (3.100)$$

Зависимости (3.82)...(3.100) позволили построить нелинейную статическую силовую характеристику $P_v=f(h_g)$ ВС с заданными размерами и исходными параметрами массы ВС и линейной жесткости пружины. В качестве примера для построения нелинейной статической силовой характеристики (рисунок 3.7)

использованы исходные данные: $n=0,1$ м, $c=0,1$ м, $L_1=0,5$ м, $y_l=0,2$ м, $x_3=0,15$ м, $h_{qz}=0,05$ м, $m_6=200$ кг, $c_s=200000$ Н/м.

Вертикальные колебания ВС, представленной на рисунке 3.6, могут быть описаны эквивалентной системой с одной степенью свободы (см. рисунок 3.1).

Для механической системы, эквивалентной рисунку 3.6, использовано уравнение динамики исходя из принципа Лагранжа-Даламбера [194]:

$$m_6 \cdot \ddot{y} + b_h \cdot \dot{y}_1 + c_h \cdot y_1 = 0, \quad (3.101)$$

где $\dot{y}_1 = \frac{dy_1}{dt}$; $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$; $a = \ddot{y} = \frac{d\dot{y}}{dt}$.

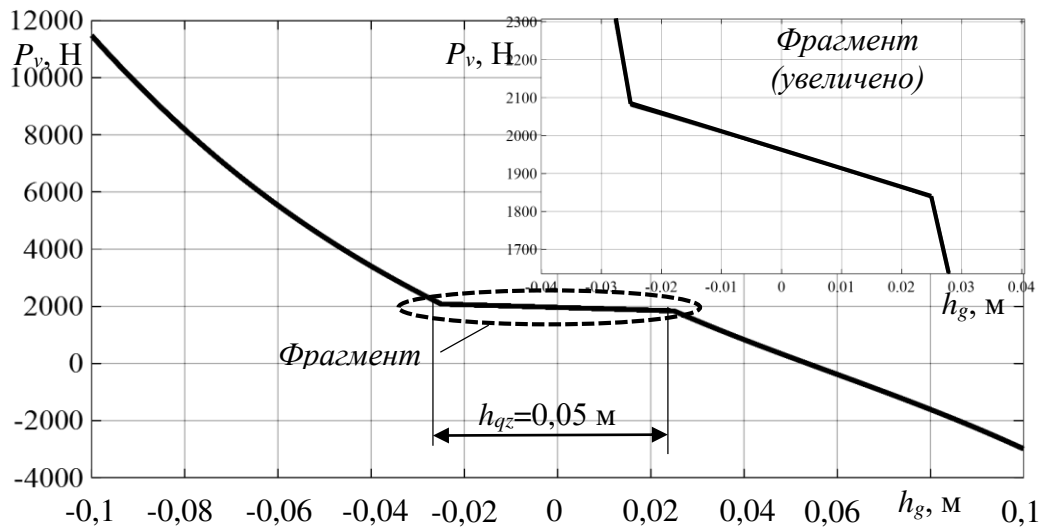


Рисунок 3.7 – Статическая силовая характеристика предложенного механизма (пример)

В форме Коши, для составления математической и имитационной моделей и решения ДУ численными методами, ДУ (3.101) может быть разрешено относительно старшей производной:

$$a = \ddot{y} = \frac{-b_h \cdot \dot{y}_1 - c_h \cdot y_1}{m_6}. \quad (3.102)$$

Для синусоидального характера вертикальных перемещений основания сиденья (3.4):

$$a = \ddot{y} = \frac{-b_h \cdot \frac{d(y - A_{mp} \cdot \sin(\omega \cdot t))}{dt} - c_h \cdot y_1}{m_6} = \frac{-b_h \cdot (\dot{y} - A_{mp} \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)) - c_h \cdot y_1}{m_6}. \quad (3.103)$$

Разработанная математическая модель ВС сиденья ЧО с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости

позволила исследовать динамические процессы вынужденных колебаний подпружиненной массы полезного груза на подвижном основании. Представленная модель позволяет получать временные зависимости ускорений, скоростей и перемещений подпружиненной массы в неподвижной СК, а также силы, действующей на массу груза со стороны ВС, перемещений подпружиненной массы относительно ВС (подвижного основания). Вынуждающие перемещения подвижного основания могут иметь произвольный характер.

3.5 Математическая модель сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора»

Сложная динамическая система «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» в результате декомпозиции была разбита на отдельные подсистемы. Каждая подсистема получила свое математическое описание.

Блок-схема сложной динамической системы представлена на рисунке 3.8.

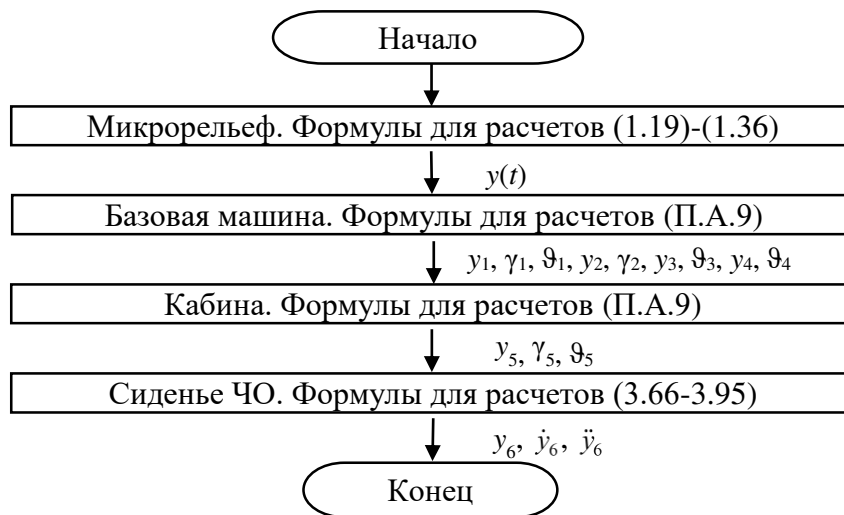


Рисунок 3.8 – Блок-схема сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора»

Совокупность подсистем может быть объединена в одну модель сложной динамической системы.

Исследование выполнялось с использованием разработанной имитационной модели автогрейдера (рисунок 3.9).

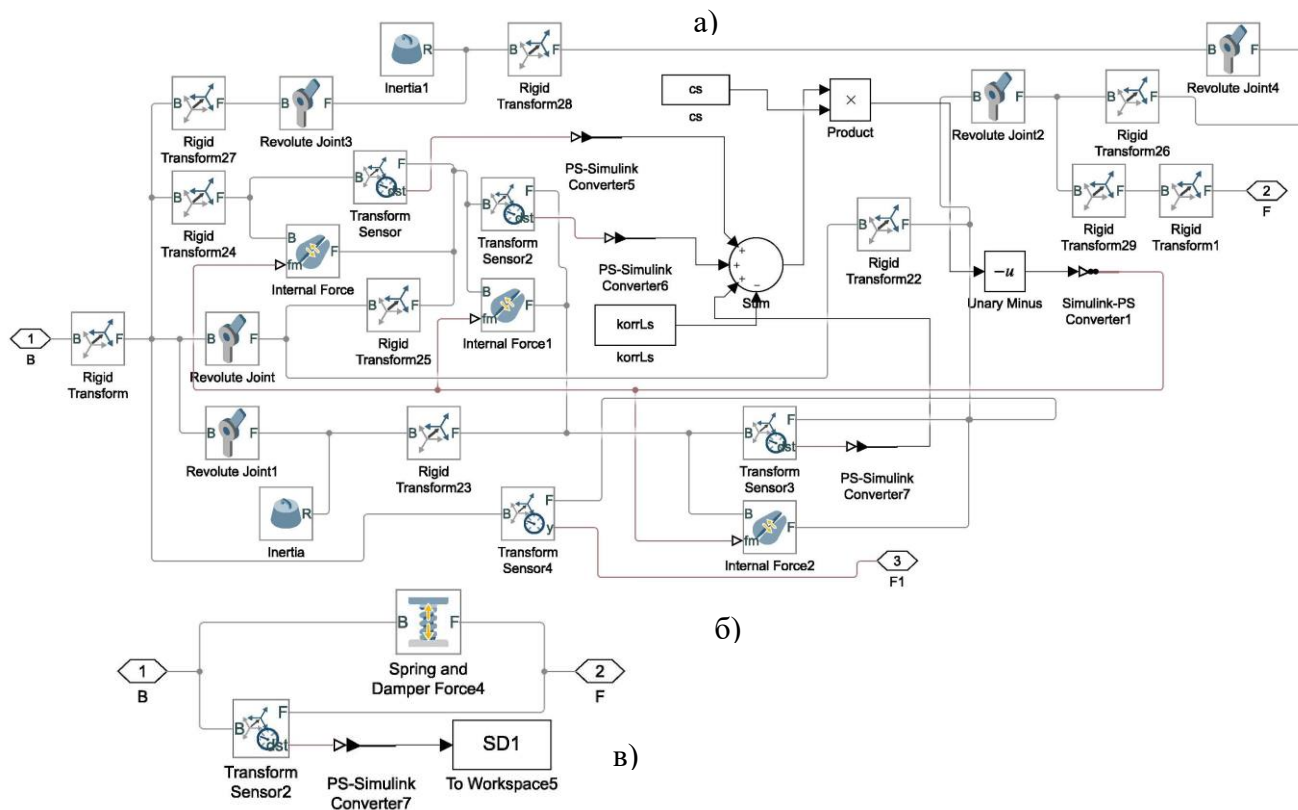
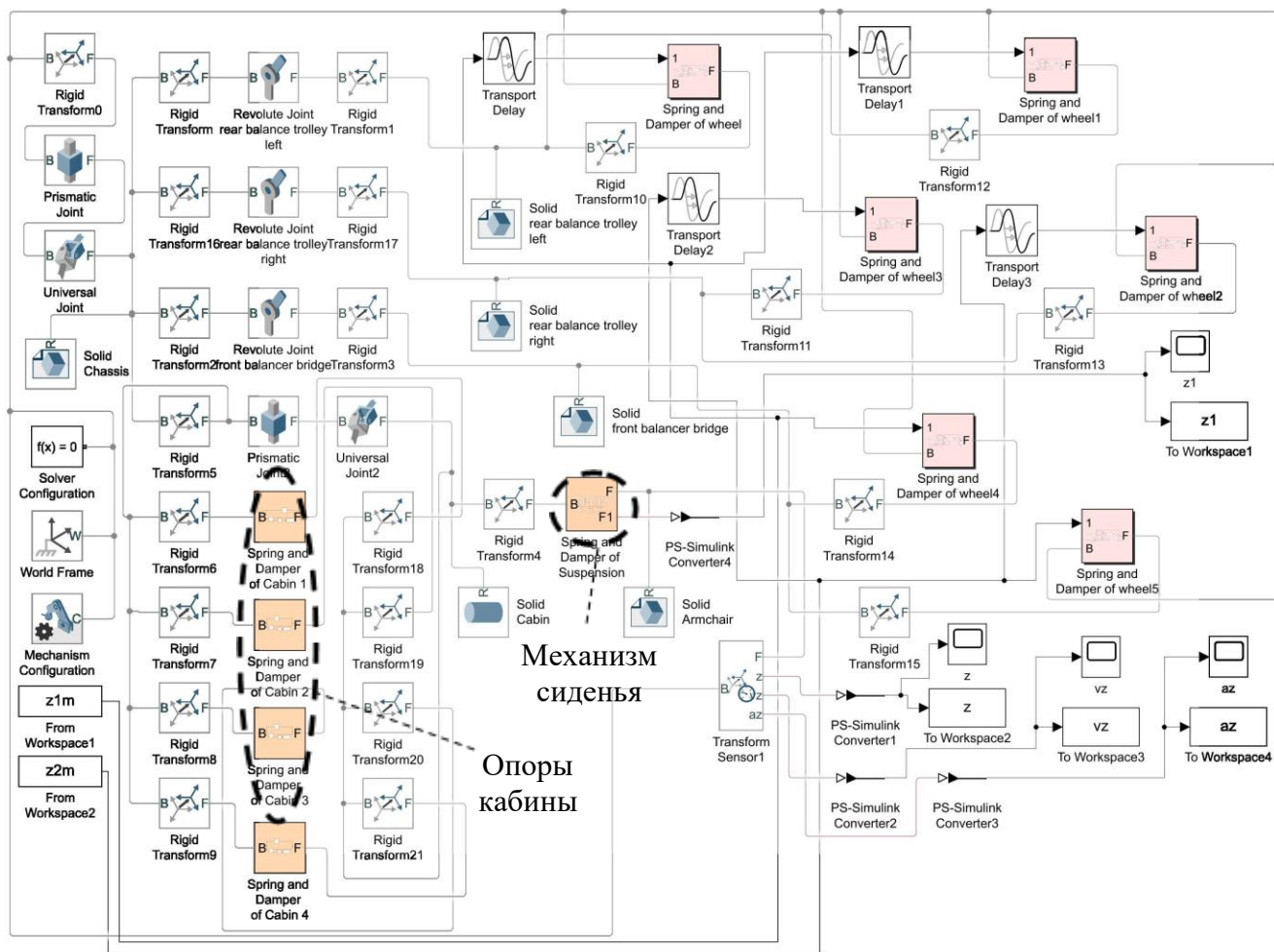


Рисунок 3.9 – Имитационная модель автогрейдера с подсистемами виброизоляции кабины и сиденья в обозначениях Simulink/Simscape Multibody: а) модель верхнего уровня; б) подсистема виброзащитного механизма сиденья; в) подсистема виброзащитной опоры кабины

Имитационная модель автогрейдера (см. рисунок 3.9) включает в себя собственно механическую систему автогрейдера, виброзащитные опоры кабины, ВС сиденья и подсистему задания стохастических воздействий на элементы ходового оборудования. Исследовалась ВС предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазинулевой жесткости [73, 76, 135].

В качестве варьируемых параметров имитационной модели выступали: длина горизонтального звена параллелограммного механизма L_1 ; размеры n , c и x_3 механизма; коэффициент вязкого трения амортизатора b_h ; высота зоны участка квазинулевой жесткости сиденья h_{qz} .

Выходными параметрами являлись вертикальная координата сиденья ЧО и ее производные.

Для создания имитационной динамической модели автогрейдера с ВС сиденья, использовался пакет Simscape Multibody вычислительной системы MATLAB [165, 187, 188].

Общая схема имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» в обозначениях Simulink/Simscape Multibody вычислительной системы MATLAB приведена на рисунке 3.9, а [67]. На рисунках 3.9, б, в приведены схемы подсистем опоры кабины и ВС предложенной конструкции сиденья ЧО.

В подсистеме ВС сиденья блоки *Revolute Joint* моделировали вращательные шарниры параллелограмма. Блоки *Transform Sensor* использовались для измерения расстояний между подвижными и неподвижными точками параллелограмма, сумма которых определяла текущую длину троса. Блоки *Internal Force* моделировали силовое воздействие со стороны троса на обе точки отдельного участка троса. Для моделирования нестационарной структуры участков троса реальной ВС (в зоне участка квазинулевой жесткости участок 2-4, вне этой зоны участки 2-3-4, см. рисунок 3.6) один из блоков вращательного шарнира, *Revolute Joint1*, имел в списке задаваемых параметрах ограничения перемещения в виде предельных углов поворота (*Limits*). Значения последних соответствовали угловым

координатам точек 3 (ограничивающих трос роликов) на схеме. С подвижным элементом шарнира *Revolute Joint1* было жестко связано виртуальное звено нулевой массы, моделирующее трос, причем постоянная длина виртуального звена равнялась расстоянию участка *O-3* (радиусу окружности поворотов правой точки виртуального звена). То есть, участки троса в модели, в отличие от реального объекта, имели постоянную структуру в виде составного участка 1-2-3-4, при этом точка 3 правого края виртуального звена вращалась по радиусу вокруг точки *O*, находясь внутри зоны участка квазинулевой жесткости (средняя часть нелинейной статической силовой характеристики), и ограничивалась во вращении предельными углами *Limits* при выходе за границы квазинулевой жесткости [67].

Подобная модель полностью эквивалентна реальному механизму с нестационарной структурой участков троса. Повороты виртуального звена вызывались силами натяжения троса, и задавались при помощи блоков *Internal Force* [67].

Для описания каждой из 4-х виброзащитных опор кабины использовался блок *Spring and Damper Force* библиотеки *Simscape Multibody*. Данный блок моделирует тело Фохта с постоянными коэффициентами упругости и вязкого трения [165, 188].

Разработанная имитационная модель (см. рисунок 3.9) позволила провести исследование рабочего процесса сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

Выводы по третьей главе

Математическое описание рабочего процесса сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО», представленное в данной главе, позволяет сделать следующие выводы:

1. Обоснованные критерии эффективности рабочего процесса сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО»: виброускорение и среднее значение коэффициента передачи ВС по ускорениям, позволили в отдельных разделах работы обосновать целевую

функцию, получить граничные значения, необходимые для решения задач оптимизации.

2. Составленная расчетная схема динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» (см. рисунок 3.5), отражает основные параметры звеньев автогрейдера.

3. Математические модели подсистем автогрейдера и ВС предложенной конструкции сиденья ЧО описаны в статическом режиме в виде алгебраических выражений, и в динамическом режиме в пространстве, с помощью метода однородных координат в сочетании с векторно-матричной формой записи уравнений.

4. Предложенная математическая модель динамики автогрейдера базируется на методе уравнений Лагранжа второго рода и представляет систему ДУ. Коэффициенты, входящие в систему ДУ, являются функциями больших значений обобщенных координат и конструктивных параметров автогрейдера. Временные зависимости обобщенных координат, отражающие изменение положения элементов автогрейдера в пространстве, получены в результате решения системы ДУ. Предложенная математическая модель автогрейдера позволяет решать задачи статики, кинематики и динамики, проводить исследования автогрейдера в транспортном режиме.

5. В качестве входных воздействий могут выступать: единичное ступенчатое воздействие, кинематическое возбуждение и случайные стохастические воздействия. Кинематическое возбуждение задает синусоидальные колебания и характеризуется амплитудой и частотой. Стохастические возмущающие воздействия со стороны неровностей микрорельефа на элементы ходового оборудования характеризуются корреляционными функциями и спектральной плотностью.

6. При математическом моделировании на ЭВМ процессов взаимодействия элементов ходового оборудования с микрорельефом, были реализованы алгоритмы, базирующиеся на рекуррентных уравнениях.

7. Составленная расчетная схема ВС предложенной конструкции сиденья ЧО (см. рисунок 3.6) с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости (см. рисунок 3.7), позволила получить теоретическую зависимость (3.100) вертикально направленной возвращающей силы ВС от высоты подъема рабочей точки. Анализ математической модели ВС сиденья ЧО показал, что для обеспечения нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости достаточно в конструкции ВС всего одной пружины растяжения. Нелинейная статическая силовая характеристика с участком квазиулевого жесткости обеспечивается за счет изменения плеч силы растяжения троса, действующих вдоль участков 1-2, 2-3 и 3-4.

8. Разработанная имитационная модель сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости, позволяет проводить теоретические исследования уровня вибрации на рабочем месте ЧО.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Результаты теоретических исследований математической модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» (см. глава 3) направлены на исследования влияния конструктивных и эксплуатационных параметров машины на величину динамических воздействий на рабочем месте ЧО. Методика проведения теоретических исследований описана во второй главе диссертационной работы. Моделирование рабочего процесса сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» проведено с использованием программного продукта MATLAB.

В ходе проведения теоретических исследований все параметры сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» были разделены на три группы:

1. Фиксированные параметры: конструктивные размеры автогрейдера ДЗ-98.
2. Параметры, носящие стохастический (случайный) характер: неровности микрорельефа (см. раздел 3.2.2).

3. Варьируемые параметры: масса сиденья с ЧО m_6 , длина горизонтального звена параллелограммного механизма L_1 ; размеры n , c и x_3 параллелограммного механизма; коэффициент вязкого трения амортизатора b_h ; высота зоны участка квазинулевой жесткости сиденья h_{qz} ; скорость перемещения автогрейдера в горизонтальном направлении v ; коэффициент жесткости пружины ВС сиденья c_s ; величина приращения Δ_{cs} к значению c_s коэффициента жесткости пружины ВС сиденья, соответствующему горизонтальности среднего участка нелинейной статической силовой характеристики ВС предложенной конструкции сиденья ЧО; среднеквадратичное отклонение вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности σ_m ; амплитуда вертикальных перемещений шасси машины A_{mp} , период колебаний шасси T_o ; шаг интегрирования dt_{max} ; коэффициент нелинейных слагаемых k_{ynum} .

План проведения теоретических исследований (таблица 4.1):

1. Определение интервалов варьирования исследуемых параметров.

2. Получение функциональных зависимостей критерия эффективности от варьируемых параметров.
3. Аппроксимация основных функциональных зависимостей.
4. Оценка значимости регрессионных зависимостей.

Таблица 4.1 – План проведения теоретических исследований

№	Варьируемые параметры													Исследуемые параметры
	n	c	L_1	h_{qz}	σ_m	ν	Δc_s	c_h	b_h	A_{mp}	T_o	x_3	m_6	
1	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	c_s
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	+	K_d, K_{y1}
3	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	a_{max}
4	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	a_s, \bar{a}_s
5	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	-	-	a_{max}
6	+	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	+	-	a_s
7	-	-	-	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-	$\overline{K_d}, \overline{K_{y1}}$

4.1 Исследование геометрических параметров виброзащитной системы сиденья человека-оператора. Условия квазиулевого жесткости

Для определения условий полного обеспечения квазиулевого жесткости нелинейной статической силовой характеристики (см. рисунок 3.7) ВС предложенной конструкции сиденья ЧО (см. рисунок 3.6) необходимо выразить условие горизонтальности среднего участка статической характеристики, как равенство силы в левой и правой граничных точках среднего участка [76]:

$$P_v(-h_{qz}/2) = P_v(h_{qz}/2). \quad (4.1)$$

При подстановке в выражения (3.82)...(3.100) двух значений $h_g = -h_g/2$ и $h_g = h_g/2$, опуская промежуточные формулы, после упрощения получены уравнения:

$$P_v(-h_{qz}/2) = \frac{n \cdot c \cdot c_s \left(\frac{\sqrt{L_1 \cdot n^2 + h_{qz} \cdot n \cdot c + L_1 \cdot c^2}}{\sqrt{L_1}} - \sqrt{n^2 + c^2} + \frac{L_1 \cdot g \cdot m_6 \sqrt{n^2 + c^2}}{n \cdot c \cdot c_s} \right)}{\sqrt{L_1} \cdot \sqrt{L_1 \cdot n^2 + h_{qz} \cdot n \cdot c + L_1 \cdot c^2}}; \quad (4.2)$$

$$P_v(h_{qz}/2) = \frac{n \cdot c \cdot c_s \left(\frac{\sqrt{L_1 \cdot n^2 - h_{qz} \cdot n \cdot c + L_1 \cdot c^2}}{\sqrt{L_1}} - \sqrt{n^2 + c^2} + \frac{L_1 \cdot g \cdot m_6 \sqrt{n^2 + c^2}}{n \cdot c \cdot c_s} \right)}{\sqrt{L_1} \cdot \sqrt{L_1 \cdot n^2 - h_{qz} \cdot n \cdot c + L_1 \cdot c^2}}. \quad (4.3)$$

Решение уравнения (4.1) относительно неизвестной переменной массы m_6 имеет вид:

$$m_6 = - \frac{\frac{n \cdot c \cdot c_s}{\sqrt{L_1} \cdot \sigma_2} \cdot \left(\frac{\sigma_2}{\sqrt{L_1}} - \sigma_3 \right) - \frac{n \cdot c \cdot c_s}{\sqrt{L_1} \cdot \sigma_1} \cdot \left(\frac{\sigma_1}{\sqrt{L_1}} - \sigma_3 \right)}{\frac{\sigma_2}{\sqrt{L_1} \cdot g \cdot \sigma_3} - \frac{\sigma_1}{\sqrt{L_1} \cdot g \cdot \sigma_3}}, \quad (4.4)$$

$$\text{где } \sigma_1 = \sqrt{L_1 \cdot n^2 - h_{qz} \cdot n \cdot c + L_1 \cdot c^2}; \quad \sigma_2 = \sqrt{L_1 \cdot n^2 + h_{qz} \cdot n \cdot c + L_1 \cdot c^2}; \quad \sigma_3 = \sqrt{n^2 + c^2}. \quad (4.5)$$

После упрощения выражение (4.4) принимает вид:

$$m_6 = \frac{n \cdot c \cdot c_s}{L_1 \cdot g}. \quad (4.6)$$

Решение уравнения (4.1) относительно неизвестной переменной коэффициента жесткости пружины c_s имеет вид:

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m_6}{n \cdot c}. \quad (4.7)$$

Анализ выражения (4.7) показывает, что коэффициент жесткости пружины, обеспечивающий режим квазиулевой жесткости ВС в средней части нелинейной статической силовой характеристики, может быть изменен в определенных пределах путем изменения конструктивных размеров механизма n , c и L_1 . Причем, увеличение размера L_1 увеличивает необходимую жесткость пружины, а увеличение размеров n , c , напротив, уменьшает. Зависимость $c_s(L_1)$ – линейная, $c_s(n, c)$ – нелинейная. Увеличение размеров n и c в пределах габаритных размеров ВС позволяет существенно, в несколько раз, уменьшить жесткость используемой пружины (рисунок 4.1), а, следовательно, размеры, металлоемкость, массу пружины и ВС.

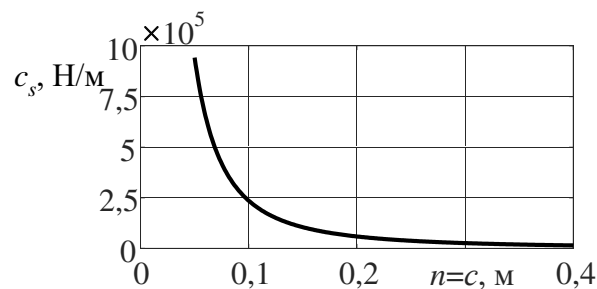


Рисунок 4.1 – Зависимость жесткости пружины от размеров n и c (при $n=c$), $L_1=1,2$ м, $m_6=200$ кг (пример)

Зависимость, приведенная на рисунке 4.1, получена при тех же постоянных значениях остальных параметров, входящих в (4.7), при которых получена нелинейная статическая силовая характеристика с участком квазиулевой жесткости, приведенная на рисунке 3.7.

4.2 Исследование статических силовых характеристик и демпфирующих свойств виброзащитных систем

4.2.1 Сравнительный анализ серийно выпускаемой виброзащитной системы и системы с участком квазиулевой жесткости при ступенчатых и гармонических воздействиях

Исследование статических силовых характеристик ВС сиденья является важным этапом при их изучении. Поэтому был проведен сравнительный анализ ВС сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевой жесткости, с аналогичной серийно выпускаемой системой, не имеющей участка квазиулевой жесткости в статической силовой характеристике. Подробно имитационная модель рабочего процесса автогрейдера описана в разделе 3.5. Коэффициент жесткости пружины ВС, исходя из условия обеспечения участка квазиулевой жесткости, вычислялся по формуле (4.7). А конструктивный размер u_3 вычислялся, исходя из заданного размера зоны квазиулевой жесткости по формуле (3.72) [62].

Конструктивные параметры ВС (см. рисунок 3.6) в проведенном в качестве примера вычислительном эксперименте принимали следующие значения: $n=0,1$ м, $c=0,1$ м, $L_1=1,2$ м, $x_3=0,15$ м, $y_i=0,2$ м. Угловой коэффициент сопротивления каждого из 4 шарниров параллелограмма составлял $5 \text{ Н}\cdot\text{м}/(\text{рад}/\text{с})$. Коэффициент жесткости каждой из 4-х виброзащитных опор кабины составлял $10000 \text{ Н}/\text{м}$, а коэффициент вязкого трения – $1000 \text{ Н}/(\text{м}/\text{с})$. Заданный размер участка квазиулевой жесткости принимал два значения (рисунок 4.2): $h_{qz}=0$ м и $h_{qz}=0,1$ м. При $h_{qz}=0$ м статическая силовая характеристика ВС была аналогична

характеристике обычной пружины с демпфером, не имеющей участка квазиулевой жесткости [62].

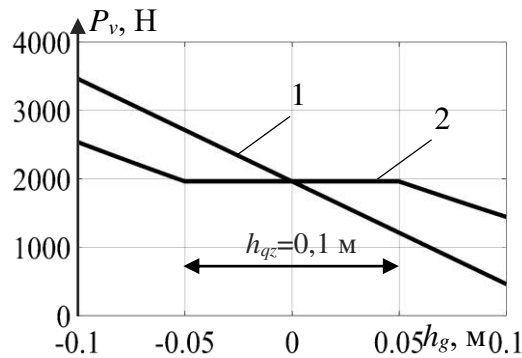


Рисунок 4.2 – Статические силовые характеристики двух вариантов виброзащитных систем, для которых были получены амплитудно-частотные характеристики: 1 – без участка квазиулевой жесткости; 2 – с участком квазиулевой жесткости (примеры, $m_6=200$ кг)

Масса m_6 сиденья с ЧО варьировалась в пределах 100...200 кг. Прочие конструктивные параметры имитационной модели соответствовали автогрейдеру марки ДЗ-98 [62].

Статическая характеристика серийной виброзащитной системы (№ 1) имела значение коэффициента жесткости $c_h=15000$ Н/м. Коэффициент вязкого трения амортизатора обеих виброзащитных систем принимался равным $b_h=500$ Н/(м/с).

В первой серии экспериментов для двух вариантов ВС (см. рисунок 4.2) получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) (рисунки 4.3-4.5). Они получены в виде коэффициентов передачи по амплитуде абсолютной координаты сиденья $K_d=A_y/A_{mp}$ и локальной координаты (деформации механизма) виброзащитной системы $K_{y1}=A_{y1}/A_{mp}$ при 5 различных амплитудах колебаний основания A_{mp} от 0,01 до 0,09 м с шагом 0,02 м. Приведенные значения амплитуд колебаний основания A_{mp} составляли от 20 % до 180 % от половины величины зоны квазиулевой жесткости $h_{qz}/2$.

Для получения АЧХ использовалась математическая модель гармонических колебаний (3.101) с кинематическим возбуждением колебаний основания, метод численного интегрирования ДУ движения.

Рассматривался диапазон частот заданных колебаний основания от 0,1 до 10 Гц с шагом 0,1 Гц.

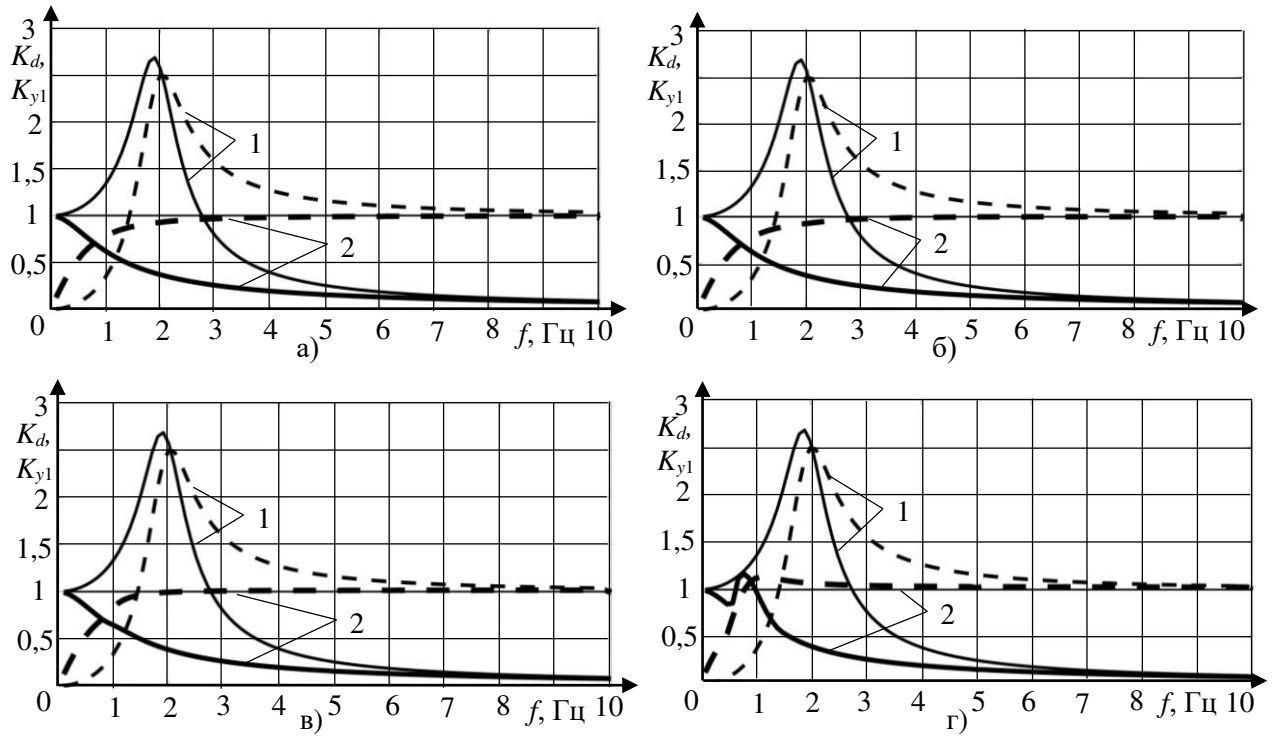


Рисунок 4.3 – Амплитудно-частотные характеристики виброзащитных систем, массой 100 кг, без участка квазиулевого жесткости (№ 1) и с участком квазиулевого жесткости (№ 2) по коэффициентам передачи K_d (—) и K_{y1} (- - -), при различных амплитудах колебаний основания A_{mp} , в диапазоне частот от 0,1 до 10 Гц : а) $A_{mp}=0,01$ м, $A_{mp}=0,03$ м; б) $A_{mp}=0,05$ м; в) $A_{mp}=0,07$ м; г) $A_{mp}=0,09$ м

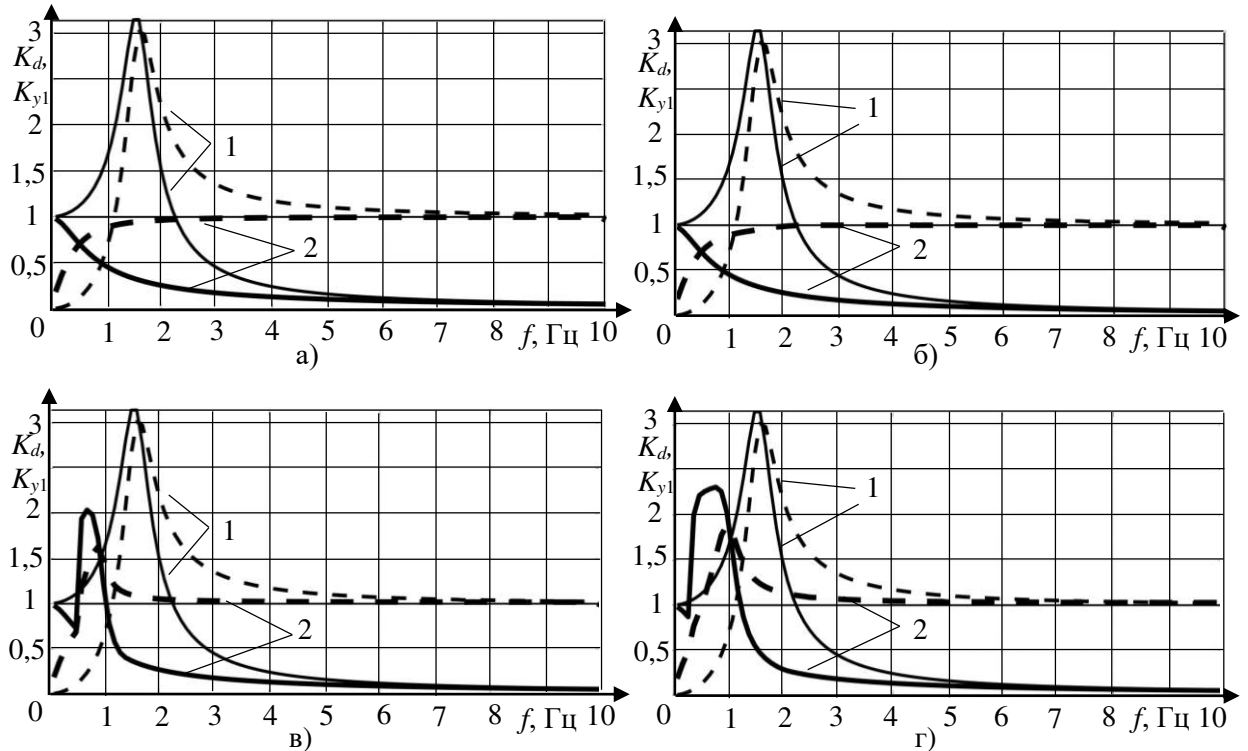


Рисунок 4.4 – Амплитудно-частотные характеристики виброзащитных систем, массой 150 кг, без участка квазиулевого жесткости (№ 1) и с участком квазиулевого жесткости (№ 2) по коэффициентам передачи K_d (—) и K_{y1} (- - -), при различных амплитудах колебаний основания A_{mp} , в диапазоне частот от 0,1 до 10 Гц : а) $A_{mp}=0,01$ м, $A_{mp}=0,03$ м; б) $A_{mp}=0,05$ м; в) $A_{mp}=0,07$ м; г) $A_{mp}=0,09$ м

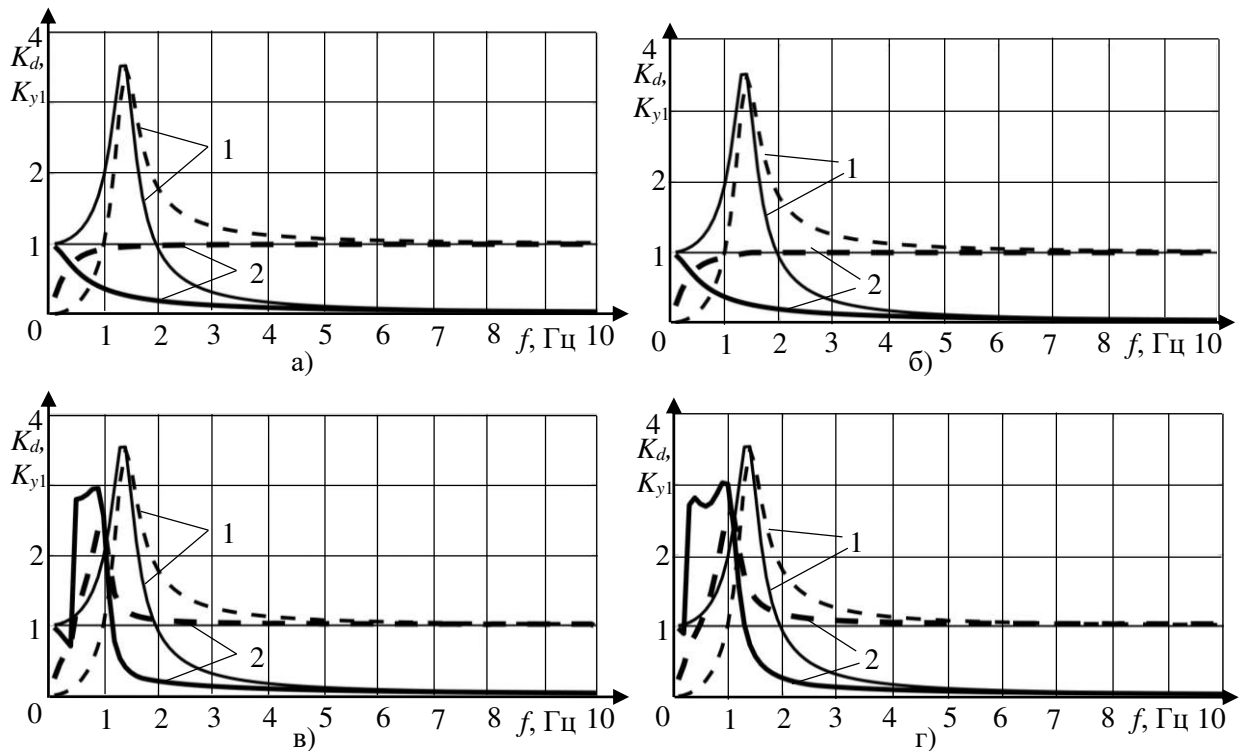


Рисунок 4.5 – Амплитудно-частотные характеристики виброзащитных систем, массой 200 кг, без участка квазиулевого жесткости (№ 1) и с участком квазиулевого жесткости (№ 2) по коэффициентам передачи K_d (—) и K_{y1} (- - -), при различных амплитудах колебаний основания A_{mp} , в диапазоне частот от 0,1 до 10 Гц : а) $A_{mp}=0,01$ м, $A_{mp}=0,03$ м; б) $A_{mp}=0,05$ м; в) $A_{mp}=0,07$ м; г) $A_{mp}=0,09$ м

Анализ приведенных АЧХ позволяет сделать следующие выводы:

1. При массе сиденья с ЧО m_6 равной 100 кг и амплитудах колебаний основания A_{mp} от 0,01 до 0,09 м (см. рисунок 4.3) предлагаемая ВС практически не имеет резонанса и обеспечивает эффективное гашение колебаний во всем рассматриваемом диапазоне частот, в отличие от серийной ВС.

2. При массе сиденья с ЧО m_6 равной 150 кг и 200 кг (см. рисунки 4.4, 4.5) предлагаемая ВС существенно, на 20-30 %, снижает пиковые коэффициенты передачи в зоне частот, близких к резонансу, если амплитуда A_{mp} колебаний основания превышает половину зоны квазиулевого жесткости предлагаемой ВС. Если же амплитуда A_{mp} меньше, либо равна половине зоны квазиулевого жесткости предлагаемой ВС, последняя не имеет резонанса и обеспечивает эффективное гашение колебаний во всем рассматриваемом диапазоне частот, в отличие от серийной ВС.

3. Наибольшие коэффициенты передачи в зоне частот, близких к резонансу, создает ВС при массе сиденья с ЧО m_6 равной 200 кг (см. рисунок 4.5). В

дальнейших исследованиях, в качестве примера, масса сиденья с ЧО m_6 принимала значение из исследуемого диапазона, равное 200 кг.

Вторая серия экспериментов проведена при ступенчатых воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера. Абсолютное значение ступенчатого приращения высоты микрорельефа во всех расчетных случаях составляло 0,1 м.

Время начала ступенчатого воздействия во всех опытах составляло 50 с. Интервал времени от 0 до 50 с использовался для полного затухания начальных колебаний сиденья ЧО, вызванных силами тяжести звеньев при нулевых начальных условиях обобщенных координат автогрейдера.

На рисунке 4.6, а, в качестве примера приведены временные зависимости вертикальной координаты центра масс сиденья с ЧО (y , сплошная линия, шкала слева) и вертикальной координаты основания сиденья на полу кабины (y_{op} , пунктирная линия, шкала справа) в неподвижной СК $O_0X_0Y_0Z_0$ при ступенчатом воздействии на левое колесо переднего моста автогрейдера, соответствующем наезду на ступень высотой +0,1 м. Размер участка квазинулевой жесткости принимал при этом значение $h_{qz}=0,1$ м [62].

Аналогичные временные зависимости приведены на рисунке 4.6, б, для того же расчетного случая, но для размера участка квазинулевой жесткости $h_{qz}=0$ м.

На рисунке 4.6, в, г приведены временные зависимости y и y_{op} при ступенчатом воздействии на левое колесо балансирной тележки автогрейдера, соответствующем наезду на ступень высотой +0,1 м. На рисунке 4.3, в – при размере участка квазинулевой жесткости $h_{qz}=0,1$ м, на рисунке 4.3, г – при размере участка квазинулевой жесткости $h_{qz}=0$ м [62].

На рисунке 4.7, а, б приведены временные зависимости ускорений центра масс сиденья в неподвижной СК $O_0X_0Y_0Z_0$ для двух описанных выше расчетных случаев (воздействий на колесо переднего моста и балансирной тележки соответственно) при двух значениях размера участка квазинулевой жесткости $h_{qz}=0,1$ м и $h_{qz}=0$ м в каждом расчетном случае. На рисунке 4.7, в приведены максимальные значения ускорений сиденья ЧО для четырех описанных экспериментов: 1 – воздействие на

колесо переднего моста при $h_{qz}=0$ м; 2 – то же при $h_{qz}=0,1$ м; 3 – воздействие на колесо балансирной тележки при $h_{qz}=0$ м; 4 – то же при $h_{qz}=0,1$ м [62].

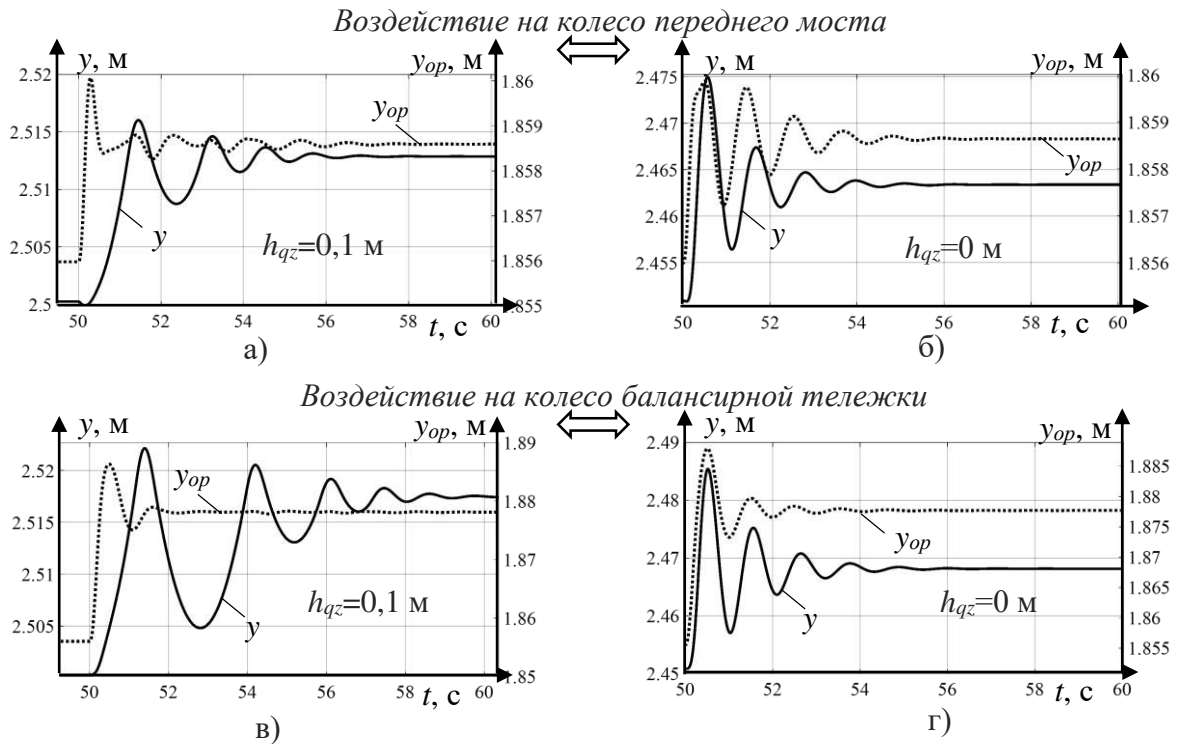


Рисунок 4.6 – Временные зависимости вертикальных координат центра масс сиденья с человеком-оператором y (шкалы слева, сплошные линии) и основания сиденья на полу кабины y_{op} (шкалы справа, пунктирные линии) при ступенчатом воздействии на колесо: а) переднего моста, $h_{qz}=0,1$ м; б) переднего моста, $h_{qz}=0$ м; в) балансирной тележки, $h_{qz}=0,1$ м; г) балансирной тележки, $h_{qz}=0$ м

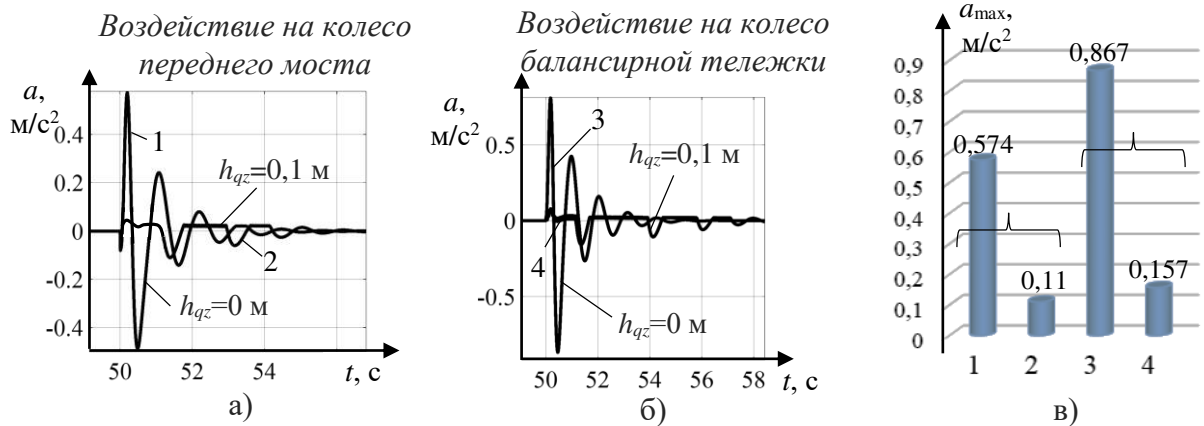


Рисунок 4.7 – Временные зависимости ускорений сиденья при ступенчатом воздействии на колесо переднего моста (а), на колесо балансирной тележки (б), а также соответствующие максимальные значения ускорений сиденья (в)

Полученные на разработанной имитационной модели результаты вычислительного эксперимента показывают, что при наличии участка квазиулевой жесткости в средней части нелинейной статической силовой

характеристики ВС сиденья ЧО, максимальные ускорения сиденья при ступенчатых внешних воздействиях в 5 – 5,5 раз меньше, чем при отсутствии зоны квазинулевой жесткости.

4.2.2 Влияние ширины и угла наклона среднего участка нелинейной статической силовой характеристики с участком квазинулевой жесткости сиденья человека-оператора на виброускорение

В работе проведены исследования по влиянию размера участка квазинулевой жесткости нелинейной статической силовой характеристики на среднеквадратичное ускорение сиденья ЧО.

В пассивном эксперименте при стохастических воздействиях на колеса автогрейдера были варьированы параметры: 1) среднеквадратичное отклонение вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности σ_m , 2) скорость перемещения автогрейдера в горизонтальном направлении v , 3) величина участка квазинулевой жесткости ВС предложенной конструкции сиденья ЧО h_{qz} , 4) величина приращения Δ_{cs} к значению c_s коэффициента жесткости пружины ВС предложенной конструкции сиденья ЧО, соответствующему горизонтальности среднего участка нелинейной статической силовой характеристики ВС предложенной конструкции сиденья ЧО.

Перечисленные параметры варьировались в следующих пределах и со следующими шагами дискретизации:

$$\sigma_m = [0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06] \text{ м};$$

$$v = [1; 2; 3; 4; 5; 6] \text{ м/с } ([3,6; 7,2; 10,8; 14,4; 18,0; 21,6] \text{ км/час});$$

$$h_{qz} = [0; 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1] \text{ м};$$

$$\Delta_{cs} = [0; 2500; 5000; 7500; 10000] \text{ Н/м}.$$

Остальные параметры сложной динамической системы были заморожены и соответствовали автогрейдеру ДЗ-98.

Моделировался микропрофиль, описанный корреляционным уравнением (1.16).

Параметр σ_m определял величину отклонений вертикальных координат микрорельефа опорной поверхности под правыми и левыми колесами автогрейдера от нулевого уровня. На рисунке 4.8 приведены в качестве иллюстрации фрагменты двух стохастических профилей микрорельефа опорной поверхности при граничных значениях в рассматриваемом диапазоне изменения σ_m : 0,01 и 0,06 м. Размах изменения вертикальной координаты опорной поверхности y_m при наибольшем среднеквадратичном отклонении профиля $\sigma_m=0,06$ м в рассматриваемом примере достигал 0,3 м при горизонтальной длине участка 10 м. В то время как при наименьшем среднеквадратичном отклонении профиля $\sigma_m=0,01$ м размах изменения вертикальной координаты не превышал 0,05 м [70, 72].

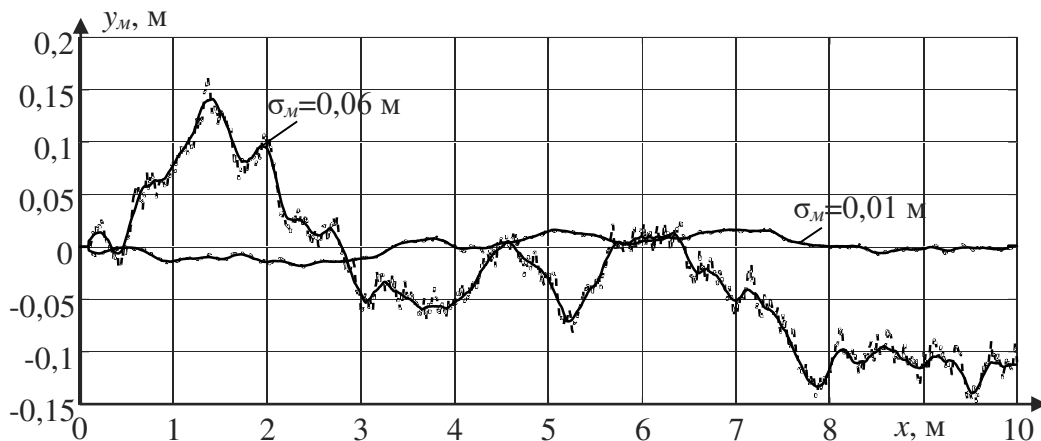


Рисунок 4.8 – Фрагменты стохастических профилей микрорельефа опорной поверхности при $\alpha_k=0,5$; $\beta=0,5$; $\sigma_m=0,01$ м и $\sigma_m=0,06$ м: - - - не осредненные профили; — осредненные по пяти контактам шины профили (примеры)

На рисунке 4.9, а в качестве примера приведены 6 статических силовых характеристик с варьируемыми значениями ширины участка квазиулевой жесткости ВС предложенной конструкции сиденья ЧО h_{qz} , от 0 до 0,1 м. Средний участок всех характеристик на рисунке 4.9, а строго горизонтален, то есть в приведенных характеристиках величина приращения к коэффициенту жесткости пружины равна нулю: $\Delta_{cs}=0$ Н/м.

При ненулевых исследуемых значениях Δ_{cs} , на общем графике нелинейные статические силовые характеристики визуально не будут отличаться от приведенных на рисунке 4.9, а, то есть средний участок будет выглядеть как близкий к горизонтальному. Наклон среднего участка нелинейных статических

характеристик с $h_{qz}=0,1$ м может быть визуально оценен лишь при значительном увеличении вертикального масштаба фрагментов характеристик (см. рисунок 4.9, б) [70, 72].

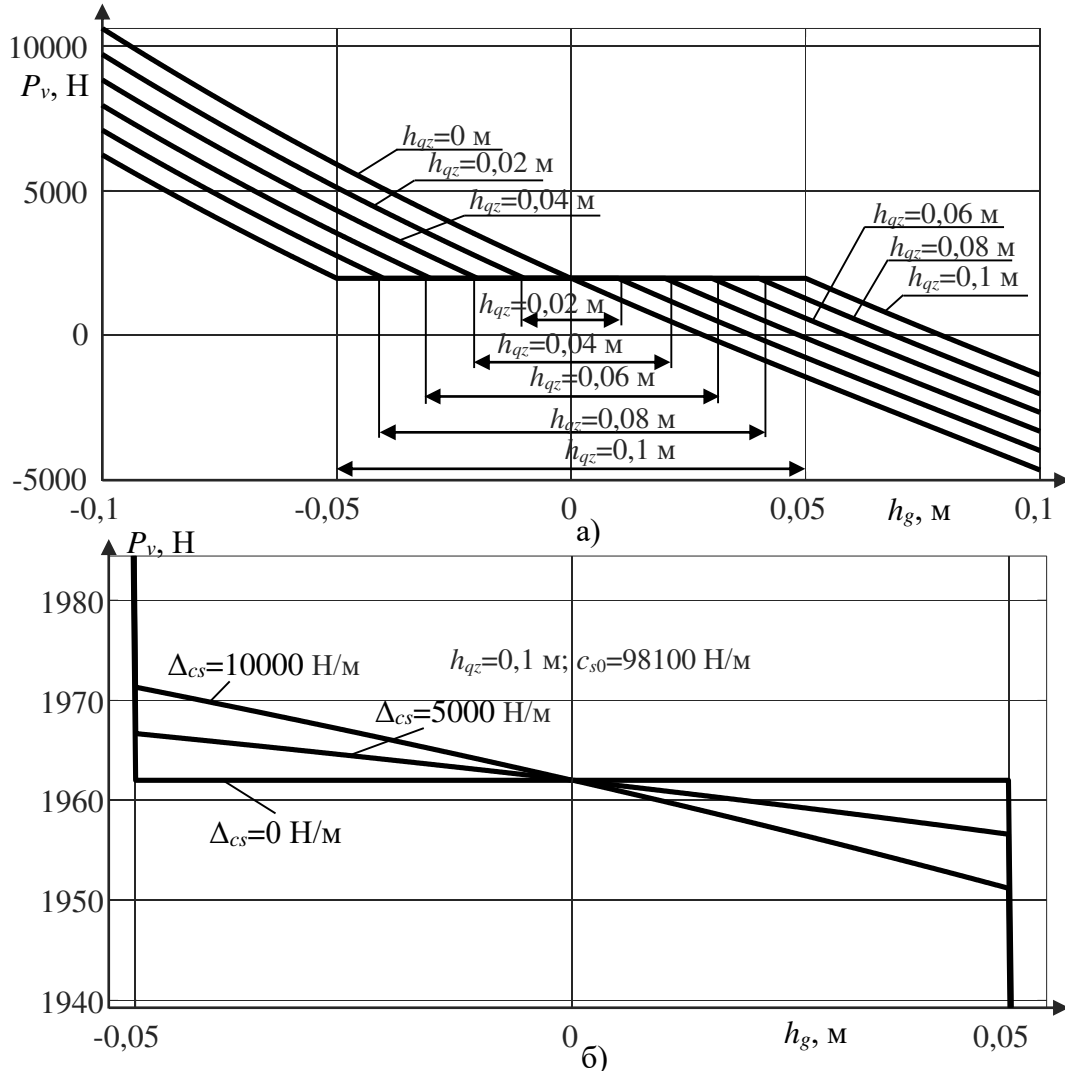


Рисунок 4.9 – Исследуемые статические силовые характеристики виброзащитной системы сиденья человека-оператора: а) с 6 различными значениями h_{qz} ; б) увеличенный фрагмент среднего участка трех характеристик с 3 различными значениями Δ_{cs} (при $h_{qz}=0,1$ м)

В частном случае нулевой длины среднего участка (отсутствия участка квазинулевой жесткости, $h_{qz}=0$ м), статическая силовая характеристика ВС аналогична характеристике УЭ с демпфером, то есть серийно выпускаемого сиденья ЧО. Максимальные значения параметра h_{qz} ограничивались 0,1 м, исходя из эргономических соображений (ограничение высоты кабины, расстояний от сиденья ЧО до педалей и руля). Коэффициент жесткости отдельной виброзащитной опоры кабины равен 10000 Н/м, коэффициент вязкого трения – 1000 Н/(м/с),

конструктивные параметры ВС предложенной конструкции сиденья ЧО: $n=0,1$ м, $c=0,1$ м, $L_1=1,2$ м, $y_r=0,2$ м, угловой коэффициент сопротивления отдельного шарнира составлял $5 \text{ Н}\cdot\text{м}/(\text{рад}/\text{с})$. Масса сиденья с ЧО $m_6=200$ кг. Ограничивающие трос ролики располагались на горизонтальном расстоянии $x_3=0,35$ м от левой стороны параллелограмма. Длина пятна контакта каждой из шин принималась равной $0,2$ м. Конечное время моделирования перемещения автогрейдера по неровностям микрорельефа при каждом сочетании варьируемых параметров принималось равным 1000 с [70, 72].

На рисунке 4.10, а приведены графики 6 поверхностей – зависимостей среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m .

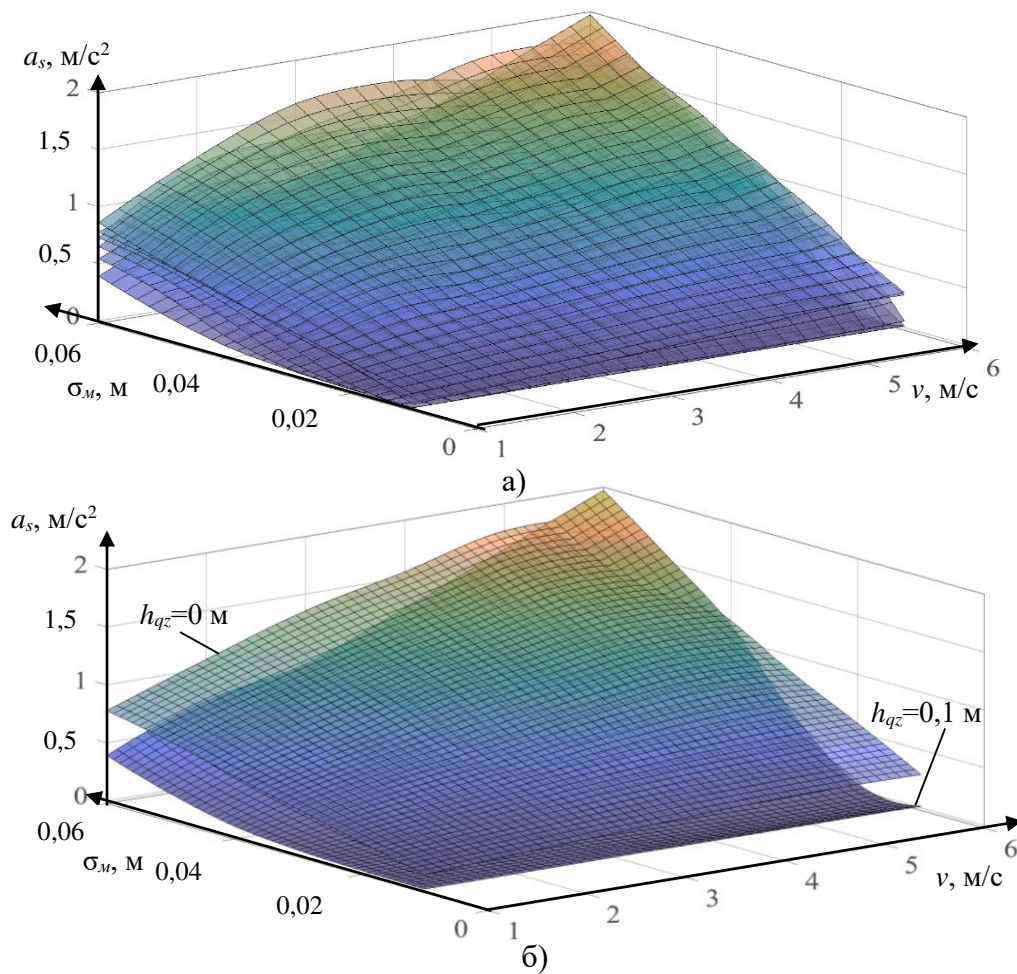


Рисунок 4.10 – Зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m : а) шесть поверхностей для всех исследуемых значений величины участка квазиулевой жесткости h_{qz} ; б) две поверхности для граничных значений величины участка квазиулевой жесткости h_{qz}

Графики на рисунке 4.10 получены при фиксированном значении приращения к жесткости пружины $\Delta_{cs}=10000$ Н/м [70, 72].

Шесть поверхностей на рисунке 4.10, а соответствуют шести исследуемым значениям величины участка квазиулевого жесткости h_{qz} . Расположенные на более низком уровне поверхности соответствуют большим значениям h_{qz} .

Поверхности, полученные при различных значениях h_{qz} , частично перекрывают друг друга, что иллюстрирует рисунок 4.10, б, где приведены только две из шести поверхностей, приведенных на рисунке 4.10, а, соответствующие крайним диапазонным значениям $h_{qz}=0$ м (верхняя поверхность) и $h_{qz}=0,1$ м (нижняя поверхность).

Аналогичные поверхности $a_s=f(\sigma_m, v)$, которые были построены при значениях приращения к жесткости пружины Δ_{cs} 0 и 5000 Н/м, отличаются от приведенных на рисунке 4.10 незначительно, поэтому не приводятся.

Полученные зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m аппроксимированы полиномом второй степени :

$$\begin{aligned}
 a_s = & 3,9 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_m^2 h_{qz}^2 \Delta_{cs} + 0,8 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_m^2 h_{qz}^2 \Delta_{cs}^2 + \\
 & + 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_m v h_{qz}^2 \Delta_{cs}^2 - 10,4 \cdot \sigma_m^2 v^2 + 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_m v h_{qz} \Delta_{cs} + \\
 & + 8,7 \cdot \sigma_m v h_{qz} - 1,04 \cdot v h_{qz} + 95,4 \cdot \sigma_m h_{qz}^2 - 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_m h_{qz} \Delta_{cs}^2 + \\
 & + 103,02 \cdot \sigma_m^2 v - 0,2 \cdot \sigma_m^2 v h_{qz}^2 \Delta_{cs} + 3026,16 \cdot \sigma_m^2 v^2 h_{qz}^2 - \\
 & - 10,42 \cdot \sigma_m^2 v^2 + 5,45 \cdot \sigma_m v + 0,67 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_m^2 v h_{qz} \Delta_{cs} - \\
 & - 14436,74 \cdot \sigma_m^2 v h_{qz}^2 - 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_m h_{qz} \Delta_{cs}^2 + 0,06.
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Коэффициент детерминации уравнения $R^2=0,961$.

На рисунке 4.11 в виде совокупностей двумерных графиков приведены функциональные зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины зоны квазиулевого жесткости h_{qz} . Различным кривым соответствуют различные скорости перемещения v , значения которых подписаны рядом с каждой кривой. Графики объединены в шесть групп по шести значениям σ_m .

Большой информативностью обладают графики зависимостей средних значений \bar{a}_s среднеквадратичных ускорений сиденья от величины зоны

квазиулевой жесткости h_{qz} (рисунок 4.12, в). Значение функции в каждой точке графиков рассчитано как среднее арифметическое \bar{a}_s совокупности всех возможных сочетаний σ_m и v (среднее значение 36 значений, рисунок 4.12, а).

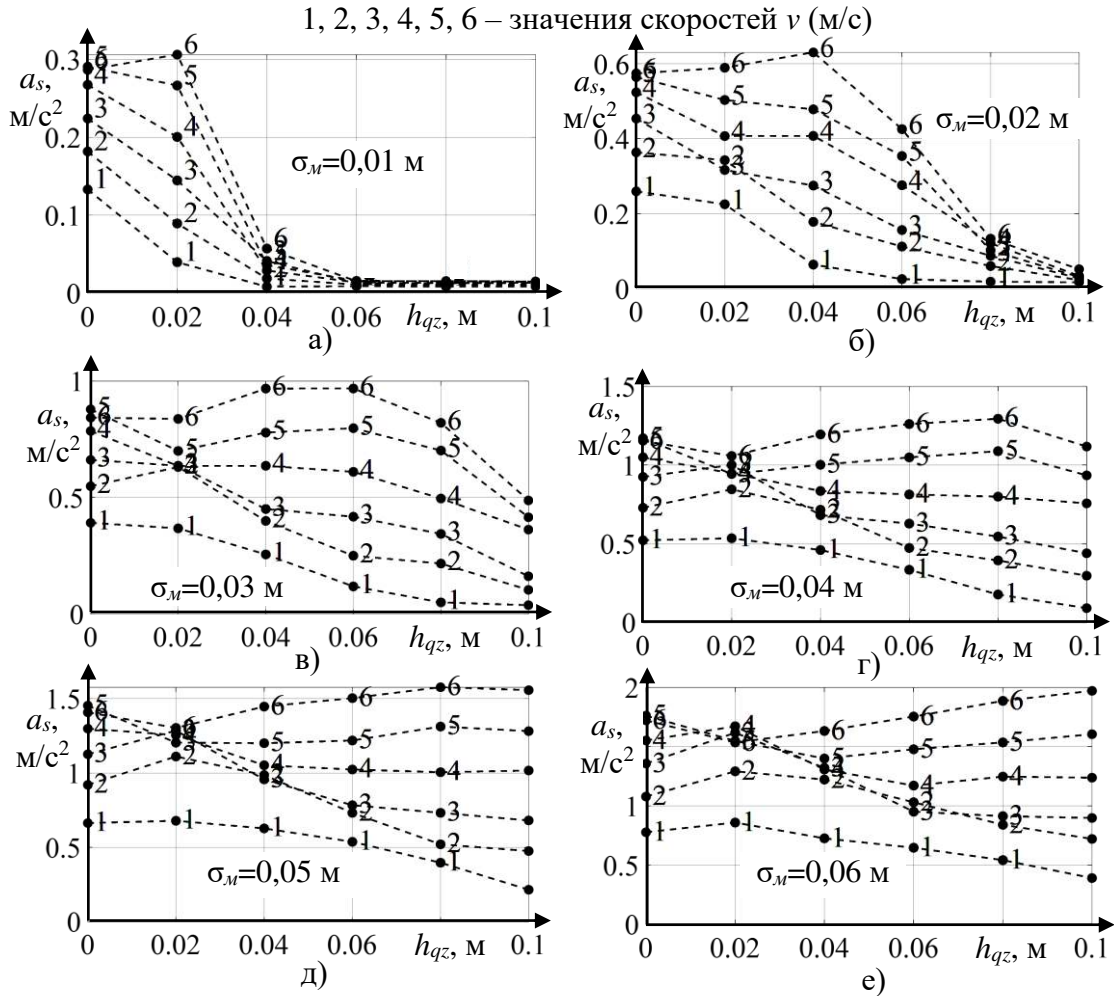


Рисунок 4.11 – Зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины участка квазиулевой жесткости h_{qz} , полученные при значениях среднеквадратичного отклонения профиля σ_m : а) 0,01 м; б) 0,02 м; в) 0,03 м; г) 0,04 м; д) 0,05 м; е) 0,06 м

Поскольку при значительном размахе вертикальных координат профиля микрорельефа, то есть при больших значениях σ_m , ЧО автогрейдера, как правило, всегда ограничивает скорость перемещения, чтобы не допустить значительных колебаний машины или даже выхода ее из строя, часть сочетаний значений σ_m и v целесообразно исключить из рассмотрения.

На рисунке 4.12, б заштрихована часть выборки, в которой, в основном, происходят перемещения автогрейдера в транспортном режиме. Большим значениям среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m

соответствуют перемещения машины с меньшей скоростью v . И, напротив, меньшим значениям среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m соответствуют перемещения машины с большей скоростью. Из частичной выборки, соответствующей реальным условиям эксплуатации, исключены все сочетаний σ_m и v , расположенные ниже побочной диагонали матрицы сочетаний σ_m и v (см. рисунок 4.12, б).

$\sigma_m \backslash v$	1	2	3	4	5	6
0,01	+	+	+	+	+	+
0,02	+	+	+	+	+	+
0,03	+	+	+	+	+	+
0,04	+	+	+	+	+	+
0,05	+	+	+	+	+	+
0,06	+	+	+	+	+	+

$\sigma_m \backslash v$	1	2	3	4	5	6
0,01	+	+	+	+	+	+
0,02	+	+	+	+	+	-
0,03	+	+	+	+	-	-
0,04	+	+	+	-	-	-
0,05	+	+	-	-	-	-
0,06	+	-	-	-	-	-

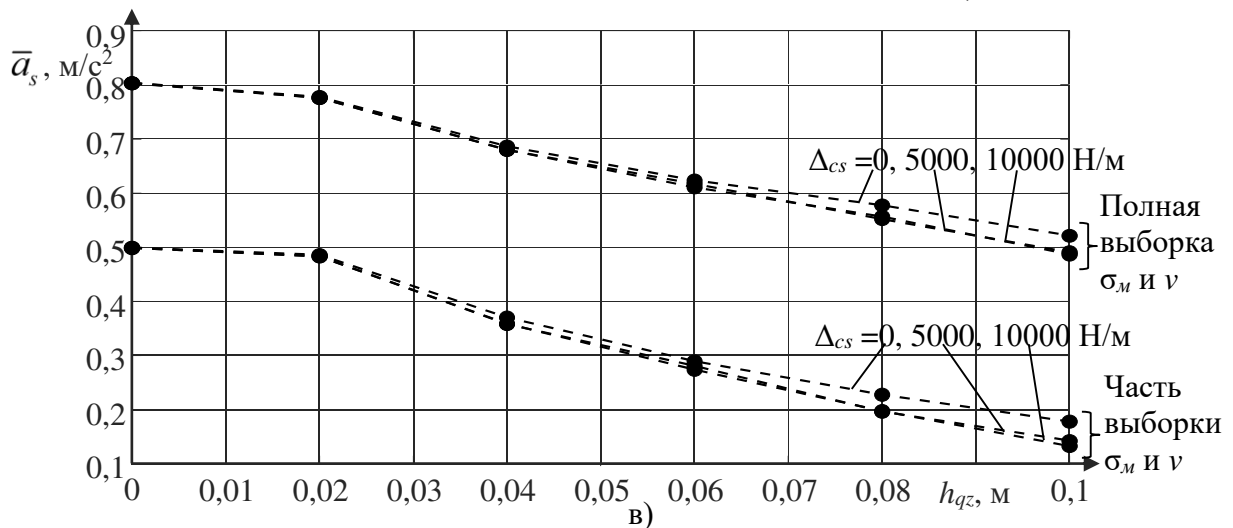


Рисунок 4.12 – Графики функциональных зависимостей средних значений \bar{a}_s среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья от величины участка квазиулевой жесткости h_{qz} (в) при различных сочетаниях значений σ_m и v : а) полная выборка; б) часть выборки, соответствующая реальным скоростям в транспортном режиме

Полученные зависимости (см. рисунок 4.12, в) аппроксимированы полиномом второй степени.

Для части выборки:

$$\bar{a}_s = -3,7 \cdot h_{qz} - 0,15 \cdot 10^{-3} \Delta_{cs} \cdot h_{qz}^2 + 0,52. \quad (4.9)$$

Коэффициент детерминации уравнения $R^2=0,970$.

Для полной выборки:

$$\bar{a}_s = -0,62 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta_{cs} \cdot h_{qz} - 0,2 \cdot 10^{-3} \Delta_{cs} \cdot h_{qz}^2 + 0,814. \quad (4.10)$$

Коэффициент детерминации уравнения $R^2=0,983$.

Анализ графиков (см. рисунки 4.10, 4.11 и 4.12, в) позволил сделать выводы:

1. При прочих равных условиях, наибольших значений среднеквадратичное ускорение сиденья ЧО в вертикальном направлении достигает при сочетании максимальных скоростей перемещения машины и максимальных среднеквадратичных отклонений профиля микрорельефа. Минимальные среднеквадратичные ускорения сиденья ЧО достигаются при сочетании минимальных среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей. Максимальные значения среднеквадратичного ускорения сиденья ЧО превышают минимальные в несколько сотен раз в рассматриваемых диапазонах изменения среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа (0,01...0,06 м) и скорости (1...6 м/с). Например, при фиксированном значении приращения к жесткости пружины $\Delta_{cs} = 10000$ Н/м, максимальное значение среднеквадратичного ускорения сиденья ЧО в 240 раз больше минимального (1,97107 и 0,00821 м/с² соответственно) в диапазоне частот 0,1...4 Гц.

2. Увеличение величины участка квазиулевого жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднеквадратичное ускорение сиденья ЧО. Наиболее существенное снижение (в 30 раз и более) достигается при минимальных значениях среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа. В то же время, при максимальных среднеквадратичных отклонениях профиля и максимальных скоростях, увеличение величины участка квазиулевого жесткости приводит к незначительному возрастанию среднеквадратичного ускорения сиденья ЧО.

3. Учитывая неоднозначность влияния величины участка квазиулевого жесткости на ускорение, целесообразно использовать для оценки интегральный критерий – среднее значение среднеквадратичных вертикальных ускорений сиденья ЧО для совокупности сочетаний среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей. Увеличение величины участка квазиулевого жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднее по выборке среднеквадратичное ускорение сиденья ЧО примерно в 1,5 раза – с 0,8 м/с² до 0,5 м/с² в диапазоне частот 0,1...4 Гц.

4. Учитывая, что при больших среднеквадратичных отклонениях профиля ЧО ограничивает скорость перемещения, оценку эффективности увеличения зоны квазинулевой жесткости целесообразно проводить на части выборки, ограниченной половиной матрицы сочетаний среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей над побочной диагональю матрицы, включая саму побочную диагональ. Данная часть выборки соответствует реальным условиям эксплуатации машины в транспортном режиме. На описанной части выборки увеличение величины участка квазинулевой жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднее среднеквадратичное ускорение в 3 раза и более.

5. Придание средней части нелинейной статической силовой характеристики ВС предложенной конструкции сиденья ЧО небольшого наклона позволяет повысить эффективность виброзащиты (снизив среднее среднеквадратичное ускорение от 3 до 3,5 раз). Наклон средней части нелинейной статической силовой характеристики задавался при этом величиной приращения к значению коэффициента жесткости пружины ВС.

4.2.3 Исследование нелинейности статической силовой характеристики

В нелинейной статической силовой характеристике ВС в общем случае может быть выделено три участка: два крайних и один средний, который в частном случае может быть линейным и квазинулевым, то есть иметь наклон, близкий к горизонтальному. Крайние участки обычно нелинейны и представляют особый интерес за счет того, что могут быть описаны различными типами функций (такими как: гипербола, парабола, полином, тангенсоида, экспонента и т.п.). Может быть подобрано единое аналитическое выражение для всех трех участков статической характеристики, аппроксимирующее зависимость возвращающей силы $P_v=f(y_1)$ для перспективных ВС с непрерывной нелинейной статической силовой характеристикой, от собственной деформации механизма $y_1=h_g$ (рисунок 4.13) [69].

Потери на трение в подвеске описывались при помощи модели вязкого трения с постоянным коэффициентом вязкого трения b_n . Было принято следующее

допущение: основание сиденья ЧО совершает вертикальные поступательные перемещения, которые не зависят от сил реакции со стороны ВС и массы m_6 .

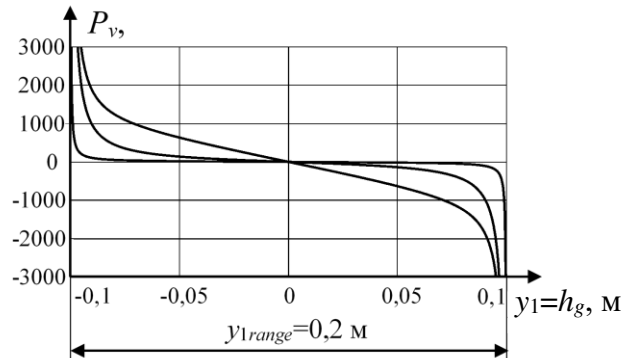


Рисунок 4.13 – Примеры различных нелинейных статических силовых характеристик виброзащитной системы сиденья человека-оператора

Предложенное аналитическое выражение статической силы ВС P_v от его собственной деформации $y_1=h_g$ имеет вид [169]:

$$P_v = \frac{k_{y_{num}}}{d_{yp} + y_1} - \frac{k_{y_{num}}}{d_{yp} - y_1} - k_{y_1} \cdot y_1, \quad (4.11)$$

где k_{y_1} – коэффициент линейного слагаемого функции силы, Н/м; $k_{y_{num}}$ – коэффициент нелинейных слагаемых, Нм; $d_{yp}=y_{1range}/2$ – половина диапазона допустимого хода механизма, м; y_{1range} – диапазон допустимого хода механизма, превышение которого невозможно по конструктивным причинам.

На рисунке 4.14 в качестве примера приведены 10 различных графиков нелинейных статических силовых характеристик ВС с различными значениями коэффициентов в выражении функции силы: 1) $k_{y_{num}}=1\dots 20$ Нм при постоянном значении $k_{y_1}=0$ Н/м; 2) $k_{y_1}=0\dots 15000$ Н/м при постоянном значении $k_{y_{num}}=1$ Нм. Параметр ограничения d_{yp} для всех графиков принимал фиксированное значение $d_{yp}=0,1$ м. Диапазон изменения значений силы на данных графиках, обусловленный характером аналитического выражения (4.11), был ограничен пределами $-3000\dots +3000$ Н для облегчения сравнения отдельных графиков между собой.

Для исследования параметров нелинейной статической силовой характеристики ВС предложенной конструкции сиденья ЧО в динамическом режиме, рассматривались вынужденные колебания системы при гармоническом возбуждении. При этом жестко заданные перемещения основания сиденья ЧО в

неподвижной СК OY описывались при помощи синусоидальной функции времени (3.4).

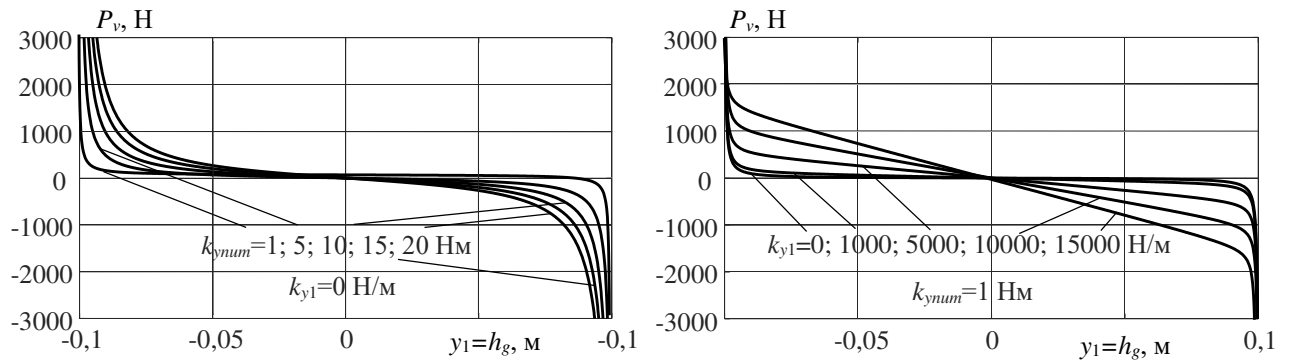


Рисунок 4.14 – Примеры нелинейных статических силовых характеристик виброзащитной системы с различными значениями коэффициентов в выражении функции силы от перемещения

Для моделирования динамики процесса применялась известная математическая модель, описывающая линейные колебания массы m_6 сиденья с ЧО (3.101) [173].

В развернутом виде, с учетом (3.103) и (4.11) ДУ (3.101) имеет вид [59, 173]:

$$a = - \frac{\left(k_{y1} \left(y - A_{mp} \cdot \sin(\omega \cdot t) \right) + \frac{k_{ynum}}{d_{yp} - y + A_{mp} \cdot \sin(\omega \cdot t)} + \right.}{m_6} \left. + b_h \left(v - A_{mp} \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \right) - \frac{k_{ynum}}{d_{yp} + y - A_{mp} \cdot \sin(\omega \cdot t)} \right) \quad (4.12)$$

Уравнение (4.12) приводилось к форме Коши с одновременным понижением порядка (со второго к первому), то есть заменялось системой из двух ДУ первого порядка. После чего система ДУ первого порядка решалась известными численными методами, в частности, методом Рунге-Кутты при помощи встроенной функции ode45 системы MATLAB [195].

При проведении вычислительных экспериментов диапазон перемещений модели ВС y_{1range} и связанный с ним параметр функции силы d_{yp} принимали фиксированные значения: $y_{1range}=0,2$ м; $d_{yp}=0,1$ м. Указанные значения обусловлены характером эксплуатации ВС сидений ЧО автогрейдера и ограниченным размером кабин ЧО. Амплитуда вертикальных перемещений шасси машины A_{mp} , период

колебаний шасси T_o и коэффициент вязкого трения ВС b_h варьировались. Они принимали дискретные значения из следующих рядов: $A_{mp}=[0,02; 0,04; 0,06; 0,08]$ м; $T_o=[2; 3; 4; 5]$ с; $b_h=[2; 4; 8; 16; 32; 64; 128; 256; 512; 1024]$ Н/(м/с). Ряд параметров рассматриваемой модели динамической системы и процесса в вычислительных экспериментах принимал фиксированные значения: $m_6=200$ кг; $k_{y1}=1$ Н/м.

В качестве примера, на рисунке 4.15 приведены функциональные зависимости максимального ускорения сиденья ЧО, достигнутого в течении 100 с. Полное время колебаний составляло при этом 200 с. Максимальное ускорение ВС определялось во второй половине переходного процесса, в период от 100 до 200 с, чтобы исключить влияние начальных условий [71].

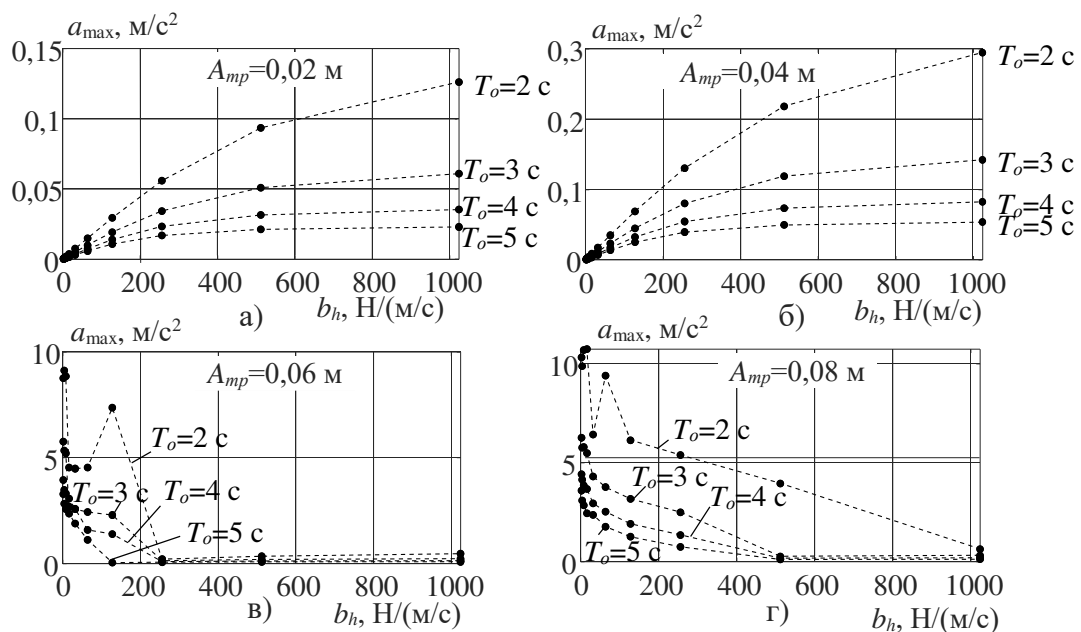


Рисунок 4.15 – Функциональные зависимости максимального ускорения сиденья человека-оператора от коэффициента демпфирования виброзащитной системы при различной амплитуде вертикальных перемещений шасси и периоде колебаний: а) $A_{mp}=0,02$ м; б) $A_{mp}=0,04$ м; в) $A_{mp}=0,06$ м; г) $A_{mp}=0,08$ м, $h_{qz}=0,01$ м

Из рисунка 4.15 видно, что увеличение значений коэффициента демпфирования ВС при различных амплитудах воздействия оказывает неоднозначное влияние на максимальное ускорение ВС [71].

Проведенный анализ позволяет сделать выводы:

Предложено достаточно простое аналитическое выражение силы ВС в зависимости от ее перемещения относительно основания (4.11). Выражение включает одно линейное, и два нелинейных слагаемых. Его особенностью является

неограниченное бесконечное возрастание значения функции в положительном и отрицательном направлениях при стремлении аргумента к значениям, ограничивающим его диапазон.

Кроме того, достоинствами предложенного единого аналитического выражения является возможность задания участка квазиулевого жесткости в середине хода механизма, а также, при необходимости, обеспечение любого наклона средней части нелинейной статической силовой характеристики.

При увеличении значения коэффициента нелинейных слагаемых уравнения нелинейной статической силовой характеристики уменьшается кривизна характеристики, то есть сила возрастает более плавно при приближении к границам перемещений.

При значениях амплитуды вертикальных перемещений рамы машины, меньших, чем половина величины участка квазиулевого жесткости нелинейной статической силовой характеристики (менее 0,05 м в данном примере), увеличение коэффициента демпфирования ВС всегда увеличивает как максимальное, так и среднеквадратичное ускорение сиденья ЧО. Это объясняется перемещением сиденья ЧО внутри участка квазиулевого жесткости и отсутствием выхода на наклонные участки нелинейной статической силовой характеристики. В целом, при малых амплитудах вынуждающих колебаний, максимальное ускорение сиденья ЧО невелико, и стремится к нулю при нулевых значениях коэффициента демпфирования.

Если амплитуда вертикальных перемещений рамы больше половины величины участка квазиулевого жесткости нелинейной статической силовой характеристики (более 0,05 м в данном примере), это приводит к регулярному вхождению на наклонные участки нелинейной статической силовой характеристики. При увеличении коэффициента демпфирования максимальное ускорение сиденья ЧО в целом снижается, имея, однако, при малом периоде колебаний, локальные минимумы и максимумы. Наклонные участки нелинейной статической силовой характеристики, будучи задействованы, дают на один-два порядка большие значения максимального ускорения сиденья ЧО по сравнению с

нахождением только внутри участка квазиулевого жесткости нелинейной статической силовой характеристики. Целесообразно использовать ВС с длиной участка квазиулевого жесткости большей, чем удвоенная амплитуда вынужденных перемещений рамы машины. Это позволит резко сократить максимальные виброускорения ВС.

4.3 Исследование динамических характеристик сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора» на имитационной модели рабочего процесса

Для практического применения ВС предложенной конструкции сиденья ЧО была решена задача выбора рациональных параметров ее основных конструктивных параметров [70].

На схеме ВС (см. рисунок 3.6) независимыми параметрами, оказывающими влияние на среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s , являются размеры L_1 , n , c , x_3 , масса сиденья с ЧО m_6 , коэффициент жесткости пружины c_s и коэффициент вязкого трения амортизатора b_h . Масса с ЧО m_6 в описываемых исследованиях являлась заданным параметром и принимала фиксированное значение. Конструктивно амортизатор может иметь исполнение, показанное на схеме, но может быть и привязан к одному из угловых шарниров параллелограмма. В последнем случае угловой коэффициент вязкого трения амортизатора b_{sh} , привязанного, например, к левому нижнему угловому шарниру параллелограмма (точке O), будет связан с условным линейным коэффициентом вязкого трения поступательного амортизатора b_h соотношением $b_{sh}=b_h \cdot L_1^2$ [70, 171].

Размер y_r боковых звеньев параллелограмма оказывает влияние в основном на габаритную высоту ВС и напряжения, возникающие в материале его звеньев, но не оказывает влияния на перемещения механизма и среднеквадратичное вертикальное ускорение a_s . Размер y_3 оказывает влияние на a_s , но определяется высотой зоны квазиулевого жесткости h_{qz} и не является независимым [70, 171].

Учитывая результаты исследований (см. раздел 4.2.2), целесообразно задать значение параметра $h_{qz}=0,1$ м.

Размер x_3 конструктивно должен находиться в пределах между размерами c и L_1 (см. рисунок 3.6). Было принято допущение о равенстве размеров $c=n$, поскольку эти два параметра равнозначны, и при их равенстве используемые аналитические зависимости существенно упрощаются. С учетом минимальных дополнительных расстояний, принятых равными 0,05 м вдоль оси X между точками 2 и 3, либо между точками 3 и 4 (расстояния в 0,05 м необходимы для сохранения постоянного контакта троса с роликами и исключения контакта роликов друг с другом), на размер x_3 накладываются следующие ограничения [70, 171]:

$$(c + 0,05) \leq x_3 \leq (L_1 - 0,05). \quad (4.13)$$

Результаты исследований (рисунок 4.16) показали, что минимальные значения среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s , при прочих равных условиях, в основном достигаются при значениях x_3 , равных или достаточно близких к нижнему пределу, при $x_3 \approx (c+0,05 \dots 0,1)$.

Из приведенных вычислительных экспериментов было установлено, что коэффициент вязкого трения амортизатора b_h оказывает неоднозначное влияние на среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s (см. рисунок 4.16).

На выборке наиболее вероятных перемещений автогрейдера (см. рисунок 4.12, б) по стохастическому профилю микрорельефа были получены зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , представленные на рисунке 4.16.

Коэффициент вязкого трения амортизатора b_h в проведенном вычислительном эксперименте варьировался в пределах от 200 до 800 Н/(м/с) с шагом в 100 Н/(м/с). Прочие конструктивные параметры соответствовали автогрейдеру ДЗ-98.

В качестве примера размер L_1 варьировался в пределах от 0,4 до 1,2 м с шагом 0,1 м. Размеры n и c принимались равными друг другу и составляли постоянную долю в 20 % от L_1 : $n=c=0,2L_1$.

На рисунках 4.16, а–е в качестве примера, чтобы не затемнять рисунки, приведено (на каждом) по три зависимости среднеквадратичного вертикального

ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h . Зависимости (см. рисунок 4.16, а–в) получены при различных значениях размеров L_1 и c и постоянной формуле размера $x_3=c+0,05$ м: а) при $L_1=0,4$ м; б) при $L_1=0,8$ м; в) при $L_1=1,2$ м. Зависимости (см. рисунок 4.16, г–е) получены при различных значениях размеров L_1 и x_3 и постоянном значении размера $c=0,1$ м: г) при $L_1=0,4$ м; д) при $L_1=0,8$ м; е) при $L_1=1,2$ м.

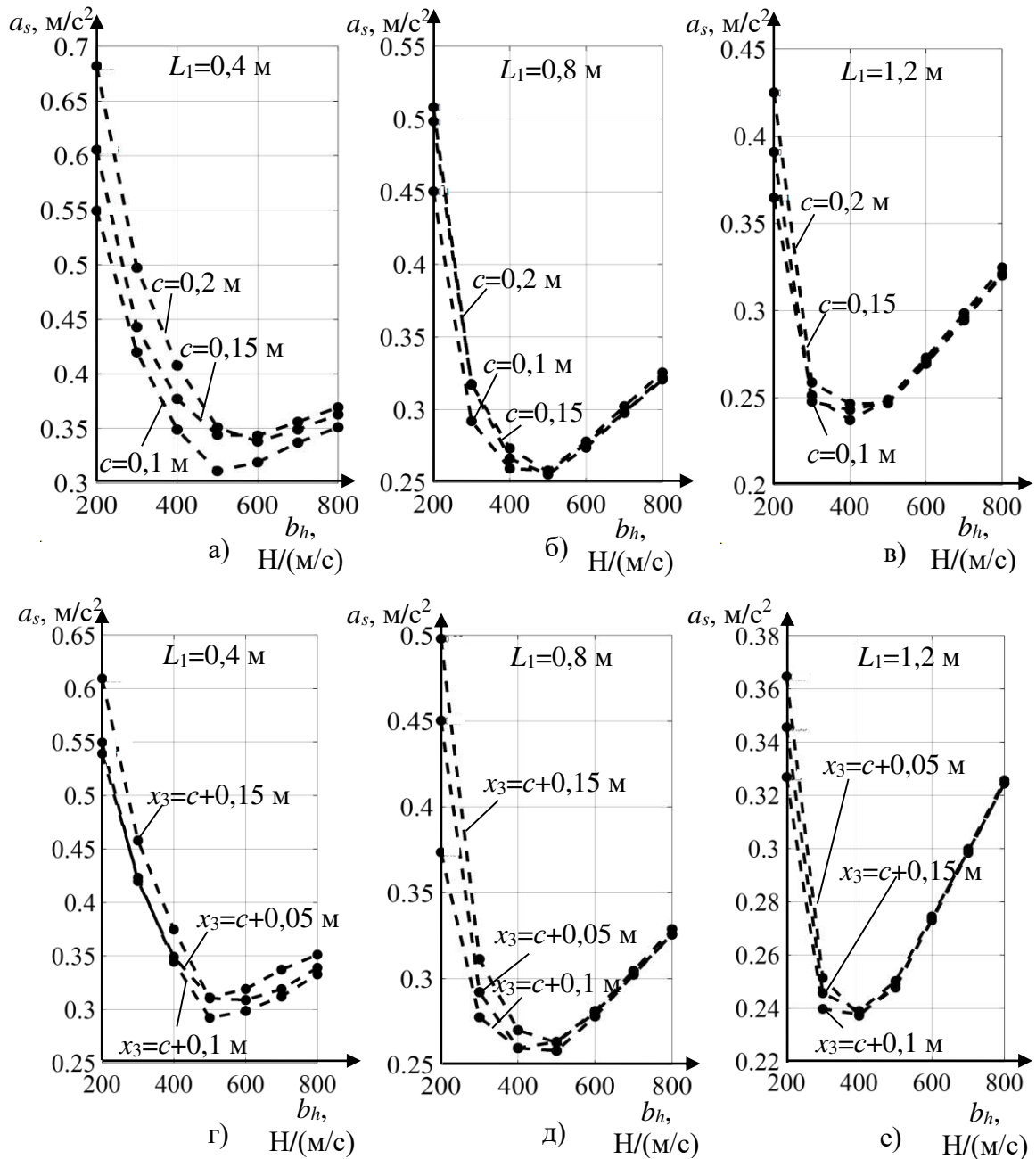


Рисунок 4.16 – Зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h ; а – в) при различных значениях размеров L_1 и c и постоянной формуле размера $x_3=c+0,05$ м: а) при $L_1=0,4$ м; б) при $L_1=0,8$ м; в) при $L_1=1,2$ м г – е) при различных значениях размеров L_1 и x_3 и постоянном значении размера $c=0,1$ м: г) при $L_1=0,4$ м; д) при $L_1=0,8$ м; е) при $L_1=1,2$ м

Зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , полученные при максимальном значении $L_1=1,2$ м, аппроксимированы полиномом третьей степени:

$$\begin{aligned}
 a_s = & 0,12cd_x^2b_h - 0,02cb_h + 1,8c^2d_x^2b_h + 0,5 \cdot 10^{-4}c^3d_x^3b_h^3 + \\
 & + 0,4 \cdot 10^{-4}cb_h^2 - 0,01c^3d_x^2b_h^2 - 1,75cd_x^3 + 64,9d_x^3 + 0,13 \cdot 10^{-3}c^3d_xb_h^2 - \\
 & - 114,6cd_x^2 - 0,6 \cdot 10^{-3}c^2d_x^3b_h^2 - 0,62d_x + 0,2 \cdot 10^{-5}d_xb_h^2 - 1,26cd_x^3b_h - \\
 & - 0,23 \cdot 10^{-7}cb_h^3 - 0,23 \cdot 10^{-2}cd_xb_h + 0,04cd_x^2b_h + 54,4c^2d_x^2 - 0,8 \cdot 10^{-4}c^2d_xb_h^2 + \\
 & + 3,8c + 0,03c^2d_xb_h + 28,24cd_x^3 - 0,2 \cdot 10^{-3}cd_x^2b_h^2 + 0,3,
 \end{aligned} \quad (4.14)$$

где d_x – приращение к размеру c , по которой вычисляется размер x_3 .

Коэффициент детерминации уравнения $R^2=0,956$.

На рисунке 4.17, а приведены, в качестве примера, зависимости локальных минимумов среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s , которые были достигнуты варьированием b_h и x_3 (в означенных выше пределах и с означенными шагами), и соответствующих им значений среднеквадратичного вертикального отклонения локального перемещения механизма ВС сиденья y_1 , от размера механизма L_1 .

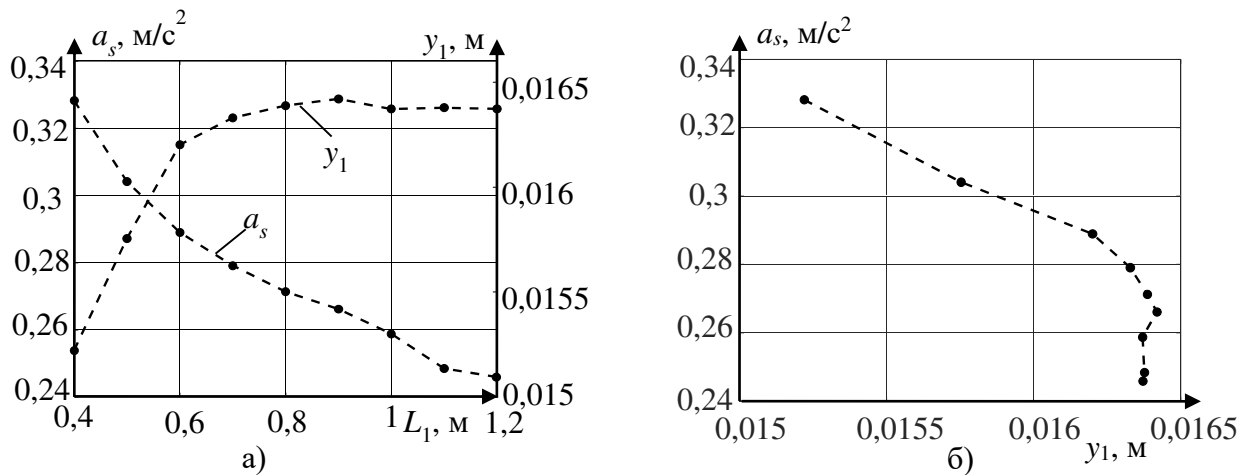


Рисунок 4.17 – Результаты вычислительного эксперимента: а) зависимости локальных минимумов среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s и соответствующих им значений среднеквадратичного смещения локального механизма виброзащитной системы сиденья y_1 от размера L_1 ; б) зависимости оптимальных значений a_s от соответствующих значений y_1

Анализ приведенных на рисунке 4.17, а зависимостей позволяет сделать вывод, что увеличение длины параллелограммного механизма L_1 с 0,4 до 1,2 м позволяет существенно, на 25 % и более, снизить значение среднеквадратичного

вертикального ускорения сиденья a_s , при одних и тех же внешних воздействиях. При этом происходит сравнительно небольшое, на 7,5 %, повышение среднеквадратичного локального отклонения механизма ВС сиденья y_1 от собственного среднего положения. То есть, незначительно возрастает вертикальный ход механизма (см. рисунок 4.17, б).

По результатам вычислительного эксперимента можно сделать следующие выводы. Необходимо принимать максимальные, с учетом заданных ограничений, значения размера механизма L_1 . Рациональные значения коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , согласно рисунку 4.16, находятся в пределах 400...500 Н/(м/с), причем большие значения b_h из приведенного диапазона соответствуют меньшим значениям L_1 .

4.4 Исследование динамических характеристик сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора» с использованием аналитической модели

С использованием разработанной в среде MATLAB/Simscapе имитационной модели автогрейдера с виброзащитными опорами кабины [67] (см. рисунок 3.9), была получена АЧХ вертикальных колебаний пола кабины ЧО при перемещении автогрейдера по стохастическому микрорельефу опорной поверхности. В качестве примера рассматривалось перемещение по профилю с переменным среднеквадратичным отклонением вертикальных координат σ_m , изменяющимся от 0,06 до 0,01 м, и с переменной скоростью автогрейдера v , одновременно изменяющейся от 1 до 6 м/с (рисунок 4.18, а) в течении 1000 с времени. Коэффициент вязкого трения каждой из 4-х опор кабины принимался равным 1000 Н/(м/с). Все прочие конструктивные параметры имитационной модели при указанном вычислительном эксперименте соответствовали автогрейдеру марки ДЗ-98.

Вертикальные координаты профиля под опорными элементами машины y_m (см. рисунок 4.18, б) формировались при помощи рекуррентных уравнений

(1.22...1.31) [190]. Уменьшение параметра высоты профиля σ_M при одновременном повышении скорости машины обусловило постепенное уменьшение амплитудных значений колебаний основания кабины y_{op} (см. рисунок 4.18, в). Временные зависимости вертикальной координаты основания кабины под сиденьем ЧО y_{op} с использованием преобразования Фурье [166] были преобразованы в АЧХ внешних воздействий на ВС (см. рисунок 3.1) сиденья ЧО (см. рисунок 4.18, г).

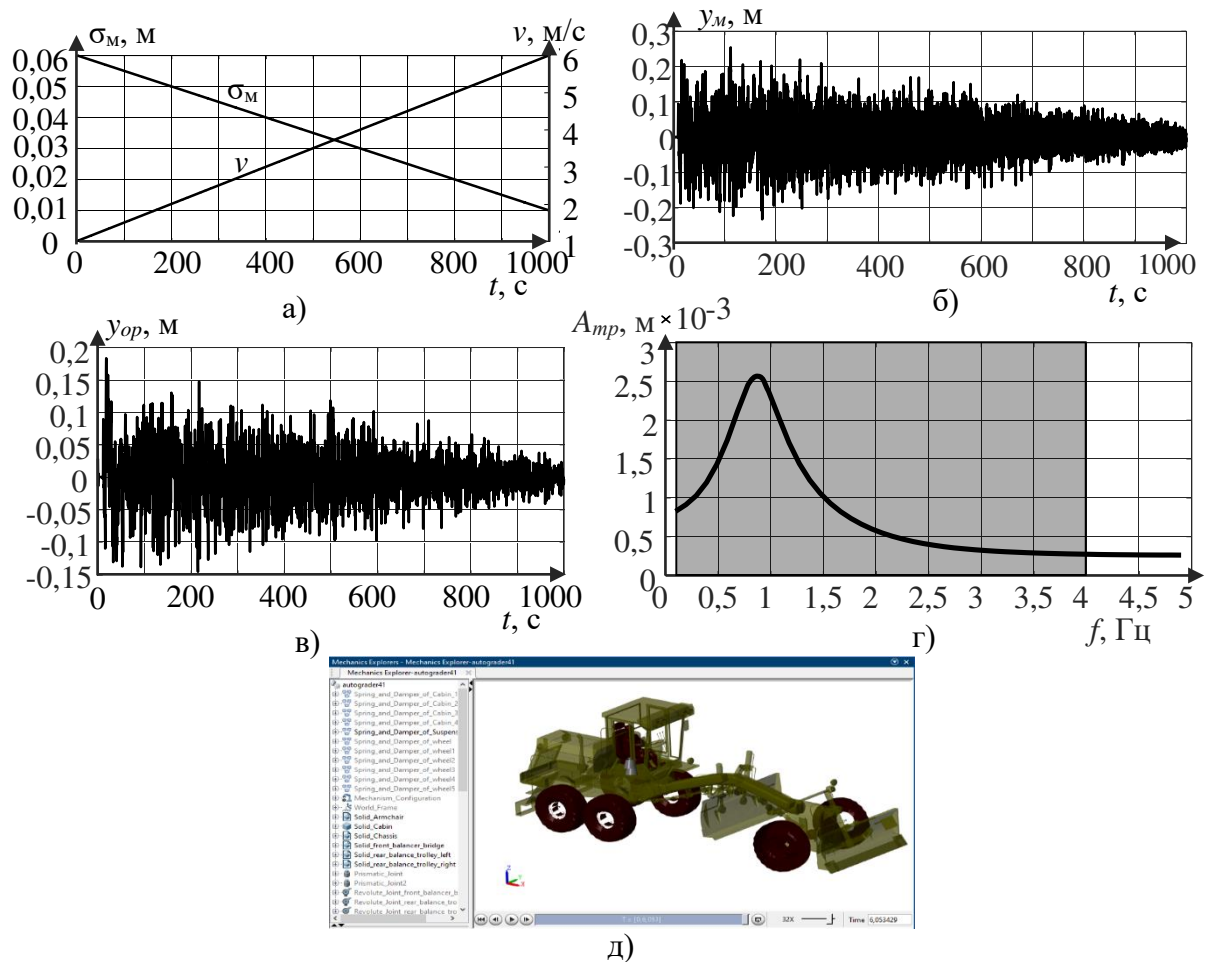


Рисунок 4.18 – Выявление диапазона частот колебаний основания сиденья человека-оператора с наибольшими амплитудами воздействия: а) временные зависимости среднеквадратичного отклонения вертикальных координат случайного профиля, скорости машины; б) временные зависимости вертикальных координат профиля под опорными элементами машины; в) временные зависимости вертикальной координаты основания кабины под сиденьем; г) амплитудно-частотная характеристика вертикальной координаты основания кабины под сиденьем; д) окно визуализации движений 3D-модели автогрейдера

Имитационная модель автогрейдера, перемещающегося по стохастическому микрорельефу (см. рисунок 4.18, д), использовалась только для получения АЧХ кинематического возбуждения в форме гармонических колебаний основания кабины. Далее динамику ВС описывало известное ДУ (3.101) [194].

В описываемом вычислительном эксперименте на модели (3.101) временная зависимость координаты опорной поверхности y_{op} задавалась гармонической синусоидальной функцией (3.4). Учитывая, что локальная координата ВС y_1 связана с абсолютной координатой соотношением (3.5), было получено аналитическое решение в виде выражения абсолютных значений ускорения сиденья в установившемся режиме вынужденных колебаний [57, 67]:

$$\ddot{y} = - \frac{A_{mp} \omega (c_h^2 \omega \sin(t\omega) + b_h^2 \omega^3 \sin(t\omega) - b_h m_6 \omega^4 \cos(t\omega) - c_h m_6 \omega^3 \sin(t\omega))}{b_h^2 \omega^2 + c_h^2 - 2c_h m_6 \omega^2 + m_6^2 \omega^4}. \quad (4.15)$$

С использованием тригонометрических преобразований [166], из выражения (4.15) получено выражение максимального значения ускорения сиденья [57, 67]:

$$\ddot{y}_{\max} = \frac{A_{mp} \omega \sqrt{(b_h^2 \omega^3 + c_h^2 \omega - m_6 c_h \omega^3)^2 + b_h^2 m_6^2 \omega^8}}{b_h^2 \omega^2 + c_h^2 - 2c_h m_6 \omega^2 + m_6^2 \omega^4}. \quad (4.16)$$

Учитывая, что максимальное значение второй производной синусоидального сигнала (3.4) равно $(\ddot{y}_{op})_{\max} = A_{mp} \cdot \omega^2$, коэффициент передачи ВС по ускорениям будет определяться выражением [57, 67]:

$$K_d = \frac{\ddot{y}_{\max}}{(\ddot{y}_{op})_{\max}} = \frac{\sqrt{(b_h^2 \omega^3 + c_h^2 \omega - m_6 c_h \omega^3)^2 + b_h^2 m_6^2 \omega^8}}{b_h^2 \omega^3 + c_h^2 \omega - 2m_6 c_h \omega^3 + m_6^2 \omega^5}. \quad (4.17)$$

С учетом рассматриваемой области наиболее существенных воздействий полученной АЧХ было рассчитано среднее значение коэффициента передачи ВС по ускорениям \bar{K}_d . Среднее значение (3.3) определялось в диапазоне частот от 0,1 до 4 Гц, имеющих наибольшие амплитуды (затемненная область на рисунке 4.18, г).

Коэффициент передачи по амплитуде локальной координаты будет определяться выражением [67]:

$$\begin{aligned} K_{y1} &= \frac{A_{y1}}{A_{mp}} = \frac{\left(\frac{A_{mp} m_6 \omega^2}{\sqrt{b_h^2 \omega^2 + c_h^2 - 2c_h m_6 \omega^2 + m_6^2 \omega^4}} \right)}{A_{mp}} = \\ &= \frac{m_6 \omega^2}{\sqrt{b_h^2 \omega^2 + c_h^2 - 2c_h m_6 \omega^2 + m_6^2 \omega^4}}. \end{aligned} \quad (4.18)$$

Среднее значение коэффициента передачи по амплитуде локальной координаты \bar{K}_{y1} может быть определено по формуле, аналогичной (3.3), также для диапазона частот от 0,1 до 4 Гц.

Необходимо отметить, что для линейных систем значения коэффициентов передачи, определенные как отношения амплитуд, будут равны значениям коэффициентов передачи, определенным как отношения среднеквадратичных значений динамических параметров: ускорений, скоростей или перемещений [67].

На рисунке 4.19 в качестве примера, приведены две функциональные зависимости коэффициента передачи ВС по ускорениям от частоты колебаний основания в диапазоне от 0,1 до 4 Гц с шагом 0,1 Гц. Зависимости получены при одном и том же значении коэффициента жесткости среднего участка квазинулевой жесткости нелинейной статической силовой характеристики $c_h=15000$ Н/м и различных значениях коэффициента сопротивления b_h : 500 и 2000 Н/(м/с). Осреднение подобных функций позволяло вычислить значения средних коэффициентов передачи по ускорениям \bar{K}_d .

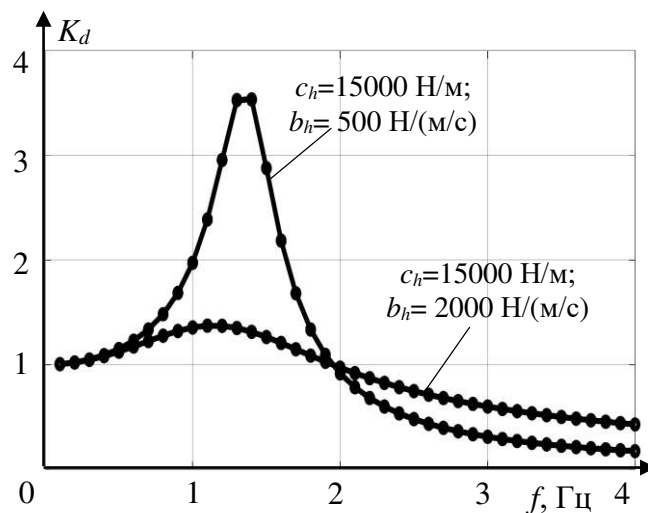


Рисунок 4.19 – Примеры функциональных зависимостей коэффициента передачи виброзащитной системы по ускорениям от частоты колебаний основания

На рисунке 4.20 приведены полученные по (3.3), (4.17) и (4.18) функциональные зависимости средних коэффициентов передачи по ускорениям \bar{K}_d и по локальной координате \bar{K}_{y1} от коэффициентов жесткости и вязкого трения среднего участка ВС в виде поверхностей и отдельных графиков на плоскости.

Графики представлены в диапазонах $\bar{K}_d \leq 1$ и $\bar{K}_{y1} \leq 1$, имеющих практическое значение. Для серийных ВС сидений ЧО наземных машин коэффициенты жесткости и вязкого трения при проведении исследований варьируются в пределах: c_h 1000...100000 Н/м; b_h 500...20000 Н/(м/с) [167]. В настоящей работе указанные диапазоны были расширены в сторону уменьшения до пределов: для b_h от 20 до 20000 Н/(м/с); для c_h от 0,0001 до 100000 Н/м. Близкие к нулевым исследуемые значения c_h могут быть обеспечены только в ВС с квазинулевой жесткостью.

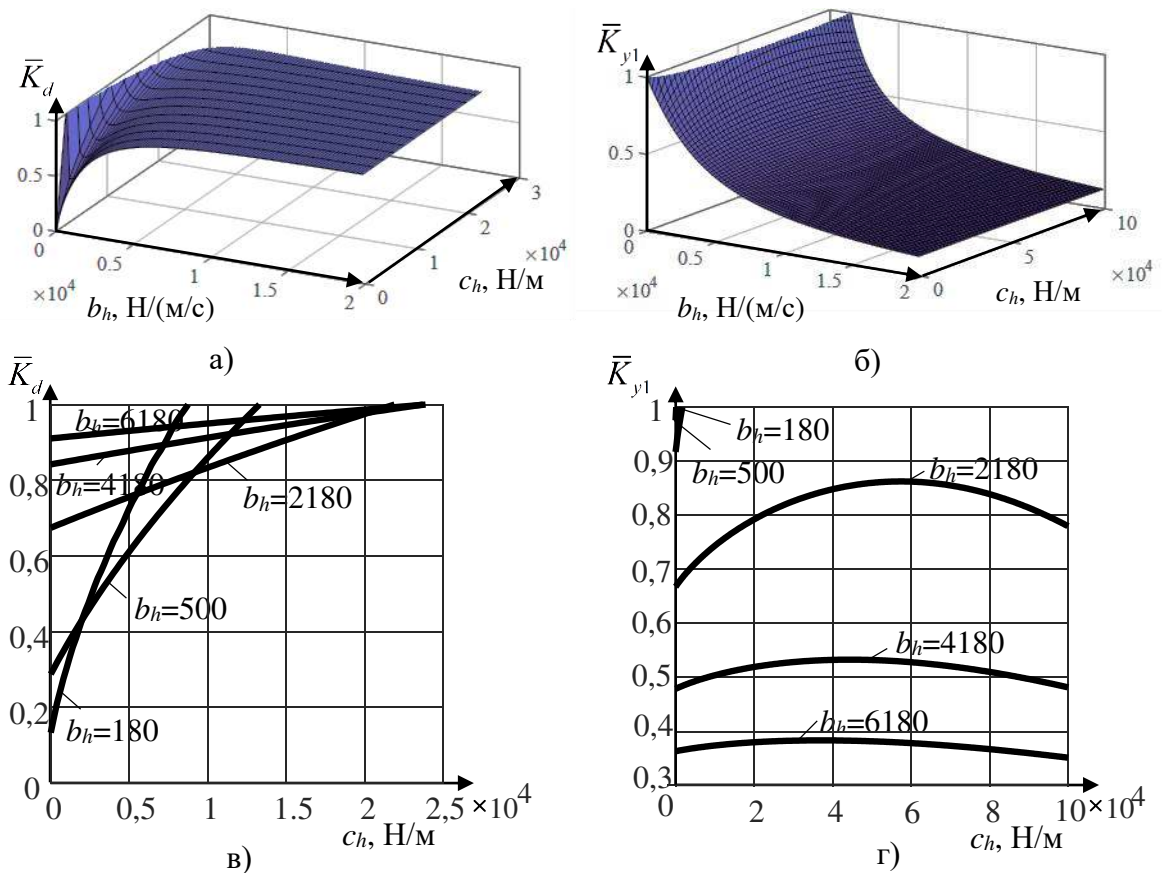


Рисунок 4.20 – Функциональные зависимости среднего коэффициента передачи по ускорениям (а, в) и среднего коэффициента передачи по амплитуде локальной координаты (б, г) виброзащитной системы от коэффициента жесткости c_h и коэффициента вязкого трения b_h

Хотя в известных исследованиях минимальное значение коэффициента жесткости c_h составляет 1000 Н/м, фактический коэффициент жесткости c_h ВС сиденья серийного типа должен быть как минимум на порядок больше: 10000 Н/м и более. Поскольку, при массе сиденья с ЧО, например, 200 кг, номинальная деформация эквивалентного УЭ серийной системы в случае $c_h = 10000$ Н/м должна составлять около 0,2 м. При значении $c_h = 1000$ Н/м номинальная деформация

должна составлять уже около 2 м, что практически не реализуемо в серийных ВС без использования участка квазиулевого жесткости. То есть, нижние значения коэффициента жесткости $c_h=1000$ Н/м в известных исследованиях также требуют для их обеспечения применения ВС с участком квазиулевого жесткости.

Зависимости, приведенные на рисунке 4.20, описывают динамические характеристики ВС, исходя из допущения о том, что амплитуда A_{mp} локальной координаты системы y_1 не превышает половины среднего участка квазиулевого жесткости нелинейной статической силовой характеристики. Приведенные зависимости справедливы для любой амплитуды перемещений основания сиденья ЧО, удовлетворяющей указанному условию:

$$A_{mp} \leq \frac{h_{qz} \sqrt{b_h^2 \omega^2 + c_h^2 - 2c_h m_6 \omega^2 + m_6^2 \omega^4}}{2m_6 \omega^2}. \quad (4.19)$$

Все приведенные аналитические выражения динамических характеристик ВС были верифицированы путем сопоставления полученных по ним значений с значениями, полученными численным интегрированием ДУ (3.101).

Анализ приведенных на рисунке 4.20 зависимостей позволяет сделать вывод о том, что при значениях коэффициента жесткости и коэффициента вязкого трения системы, близких к нулевым, среднее значение коэффициента передачи по ускорениям в диапазоне частот от 0,1 до 4 Гц стремится к нулю. То есть, виброзащита при указанных значениях параметров наиболее эффективна, но при условии ограничения амплитуды A_{mp} локальной координаты системы y_1 величиной половины участка квазиулевого жесткости $h_{qz}/2$.

Сравнение значений среднего коэффициента передачи по ускорениям в рассматриваемом диапазоне частот, для серийной ВС сиденья ЧО и для системы с участком квазиулевого жесткости приведено на рисунке 4.21, где цифрой 1 обозначены столбцы значений среднего коэффициента передачи по ускорениям \bar{K}_d серийной ВС ($c_h=15000$ Н/м).

Цифрой 2 обозначены столбцы значений \bar{K}_d разработанной ВС с участком квазиулевого жесткости, ($c_h=0,0001$ Н/м в среднем участке, $c_h=15000$ Н/м в крайних участках).

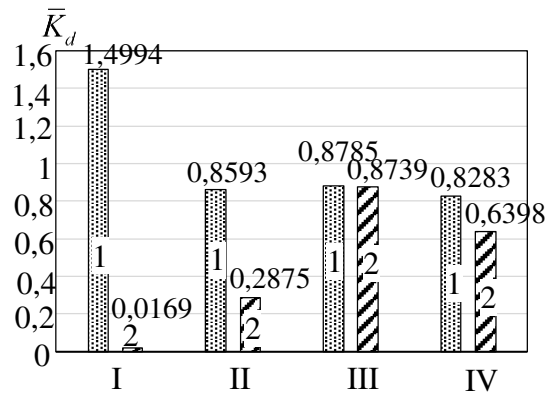


Рисунок 4.21 – Результаты сравнительного анализа по значениям критерия среднего коэффициента передачи по ускорениям для 4-х различных расчетных случаев: 1 – серийная виброзащитная система; 2 – виброзащитная система с участком квазинулевой жесткости

Римскими цифрами обозначены следующие расчетные случаи и сочетания параметров:

I – малые колебания основания сиденья ЧО с выполнением условия (4.19), что обеспечивает выполнение условия $y_1 < h_{qz}/2$ и линейное поведение системы. Коэффициент сопротивления сверхмалый, $b_h = 20$ Н/(м/с);

II – малые колебания основания сиденья ЧО с выполнением условия (4.19), что обеспечивает выполнение условия $y_1 < h_{qz}/2$ и линейное поведение системы. Коэффициент сопротивления малый, $b_h = 500$ Н/(м/с);

III – большие колебания основания сиденья ЧО, $A_{mp} = h_{qz} = 0,1$ м. Условие (4.19) не выполняется, $y_1 > h_{qz}/2$. Коэффициент сопротивления на среднем участке характеристики сверхмалый, $b_h = 20$ Н/(м/с);

IV – большие колебания основания сиденья ЧО, $A_{mp} = h_{qz} = 0,1$ м. Условие (4.19) не выполняется, $y_1 > h_{qz}/2$. Коэффициент сопротивления на среднем участке характеристики малый, $b_h = 500$ Н/(м/с).

Первые слева четыре значения коэффициентов передачи сравниваемых ВС на рисунке 4.21 (расчетные случаи I и II) взяты из соответствующих точек поверхности $\bar{K}_d = f(b_h, c_h)$, приведенной на рисунке 4.20, а.

Правые четыре значения (расчетные случаи III и IV) получены численным решением ДУ (3.101) динамики вынужденных колебаний. Во всех описанных вычислительных экспериментах масса сиденья с ЧО принимала фиксированное значение $m_6 = 200$ кг.

Анализ приведенных на рисунке 4.21 значений показывает, что для серийной ВС при малых колебаниях основания минимальное значение $\bar{K}_d=0,8593$ достигается при $c_h=15000$ Н/м и $b_h=500$ Н/(м/с). В то время как для ВС с участком квазиулевого жесткости минимальное значение коэффициента передачи $\bar{K}_d=0,0169$ достигается при $c_h=0,0001$ Н/м и $b_h=20$ Н/(м/с). То есть, имеет место уменьшение коэффициента передачи по ускорениям в 50 раз и более, до значений коэффициента передачи, близких к нулевым.

В случае невозможности реализовать в ВС с участком квазиулевого жесткости сверхмалые значения коэффициента вязкого трения, при сочетании значений параметров $c_h=0,0001$ Н/м и $b_h=500$ Н/(м/с), значение коэффициента передачи по ускорениям составит $\bar{K}_d=0,2875$, что в 3 раза меньше значения коэффициента передачи, достижимого в серийных ВС.

Значения коэффициента передачи по амплитуде локальной координаты при всех указанных выше сочетаниях параметров будут близки к единице.

В случае больших амплитуд перемещения основания сиденья $y_1 > h_{qz}/2$, на динамику сиденья ЧО влияют не только центральный, но и два наклонных участка нелинейной статической силовой характеристики, что затрудняет аналитическое решение и обуславливает необходимость применения методов численного интегрирования ДУ.

Для обеих сравниваемых ВС в случае $y_1 > h_{qz}/2$, при выходе на наклонные участки, b_h в крайних участках составлял 1500 Н/(м/с), то есть моделировалось гашение ударов отбойниками систем. Коэффициент передачи по ускорениям определялся как отношение среднеквадратичных ускорений на сиденье ЧО и опорной поверхности ВС в установившемся режиме колебаний.

В случаях больших колебаний основания сиденья ЧО, ВС с участком квазиулевого жесткости показывает преимущество перед серийной ВС, но не так сильно выраженное, как при малых колебаниях.

При сверхмалом значении сопротивления участка квазиулевого жесткости $b_h=20$ Н/(м/с) коэффициент передачи по среднеквадратичным ускорениям

практически одинаков: $\bar{K}_d=0,8785$ для серийной системы и $\bar{K}_d=0,8739$ для ВС с участком квазиулевого жесткости.

В то же время, при значении сопротивления участка квазиулевого жесткости $b_h=500$ Н/(м/с) коэффициент передачи по среднеквадратичным ускорениям уменьшается на 23 % с $\bar{K}_d=0,8283$ до $\bar{K}_d=0,6398$.

То есть, при сверхмалых значениях коэффициента сопротивления $b_h=20$ Н/(м/с), и в области малых колебаний, когда локальная координата не выходит за границы участка квазиулевого жесткости нелинейной статической силовой характеристики, ВС с участком квазиулевого жесткости в десятки раз эффективнее серийной системы.

В области больших колебаний ВС с $b_h=20$ Н/(м/с) и с участком квазиулевого жесткости показывает практически одинаковую эффективность по сравнению с серийной.

При обычных малых значениях коэффициента сопротивления $b_h=500$ Н/(м/с), ВС с участком квазиулевого жесткости всего лишь в три раза эффективнее серийной системы в области малых колебаний. В области больших колебаний ВС с $b_h=500$ Н/(м/с) и с участком квазиулевого жесткости показывает результат на 23 % лучше серийной.

На рисунке 4.22 приведены полученные при моделировании гармонических воздействий на основание сиденья результаты сравнения по среднеквадратичному виброускорению серийно выпускаемого сиденья и предложенной конструкции сиденья с предельно допустимыми значениями среднеквадратичного виброускорения a_{spri} , установленными СанПиНом 1.2.3685-21.

При этом масса сиденья с ЧО варьировалась в пределах 100...200 кг. Коэффициент вязкого трения амортизатора принимал значение $b_h=500$ Н/(м/с). Коэффициент жесткости c_h ВС сиденья ЧО серийного типа принимал значение $c_h=15000$ Н/м. Для предложенной конструкции сиденья ЧО коэффициент жесткости был равен $c_h=0,0001$ Н/м в среднем участке и $c_h=15000$ Н/м в крайних участках.

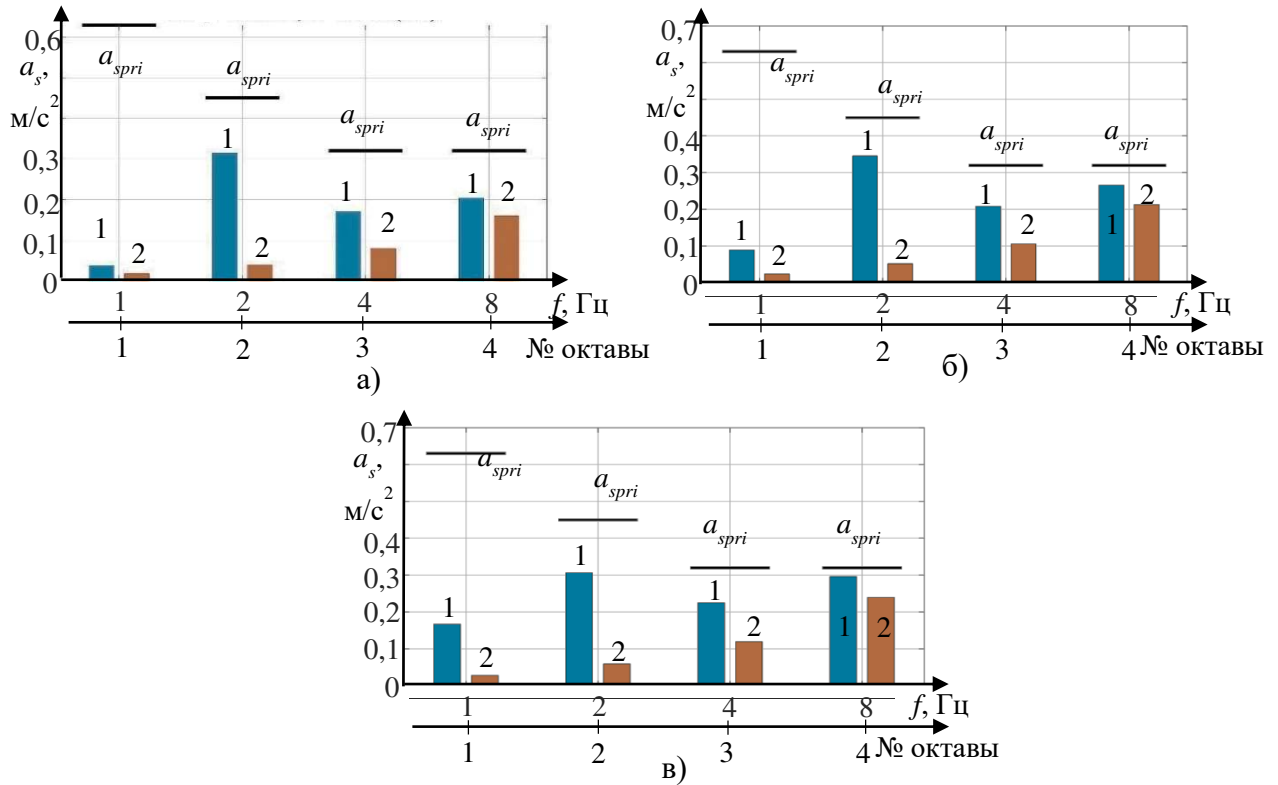


Рисунок 4.22 – Сравнение серийного и предложенного сидений по среднеквадратичному ускорению при гармонических воздействиях, массой а) 100 кг; б) 150 кг; в) 200 кг: 1 – серийное; 2 – предложенное; a_{spri} – предельно допустимые значения среднеквадратичных ускорений, устанавливаемых СанПиНом 1.2.3685-21

Результаты сравнения (см. рисунок 4.22) показали: значения среднеквадратичного виброускорения двух систем не превышают предельно допустимых значений a_{spri} в первых четырех октавных полосах частот, независимо от значения массы сиденья с ЧО. Однако предложенная конструкция сиденья показывает существенно меньшие значения среднеквадратичного виброускорения, особенно в рассматриваемом диапазоне частот, а, следовательно, создает более комфортные условия для ЧО.

4.5 Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазинулевой жесткости

Задача оптимизации конструктивных параметров ВС предложенной конструкции сиденья ЧО является многопараметрической [176].

При ее решении была проведена оценка поведения системы при стохастических внешних воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера, на имитационной модели [63, 67]. Учитывая сравнительно большие временные затраты на имитационное моделирование отдельного процесса перемещения машины с ВС предложенной конструкции сиденья ЧО по неровностям микрорельефа опорной поверхности, применение методов многомерной оптимизации, таких, например, как Симплекс-метод, при этом затруднено на всем множестве параметров ВС. Целесообразно уменьшить размерность задачи, введя допущения, ограничения, и зафиксировав часть параметров ВС, либо связав их аналитическими зависимостями.

Методика представлена блок-схемой (рисунок 4.23) и описана в виде последовательности шагов:

1. Задание исходных данных. В качестве исходных данных методики выступают следующие параметры.

1.1. Постоянные конструктивные параметры автогрейдера (массы, размеры всех звеньев, включая массу сиденья с ЧО m_6 , координаты точек крепления ВС сиденья ЧО, коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления УВЭ расчетной схемы, в том числе пневмоколесных опорных элементов и виброзащитных опор кабины).

1.2. Вектор предельно допустимых среднеквадратичных виброускорений, установленных СанПиНом 1.2.3685-21 $\vec{a}_{spr} = a_{sPRI}$ по первым четырем октавам; предельно допустимое общее среднеквадратичное виброускорение, установленное ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) $a_{sg}=0,315 \text{ м/с}^2$.

1.3. Параметры выборки внешних воздействий на элементы ходового оборудования: $v=[1; 2; 3; 4; 5; 6] \text{ м/с}$, и соответствующий ему вектор $\sigma_m=[0,06; 0,05; 0,04; 0,03; 0,02; 0,01] \text{ м}$.

1.4. Постоянный основной параметр ВС: величина участка квазинулевой жесткости $h_{qz}=0,1 \text{ м}$. Целесообразно задание максимального (указанного) значения, поскольку проведенные предварительные исследования показали, что меньшие значения h_{qz} существенно увеличивают среднеквадратичное значение

вертикального ускорения сиденья ЧО в неподвижной СК a_s . Максимальное значение параметра h_{qz} ограничивалось 0,1 м, исходя из эргономических соображений (ограничение высоты кабины, расстояний от сиденья ЧО до педалей и руля).

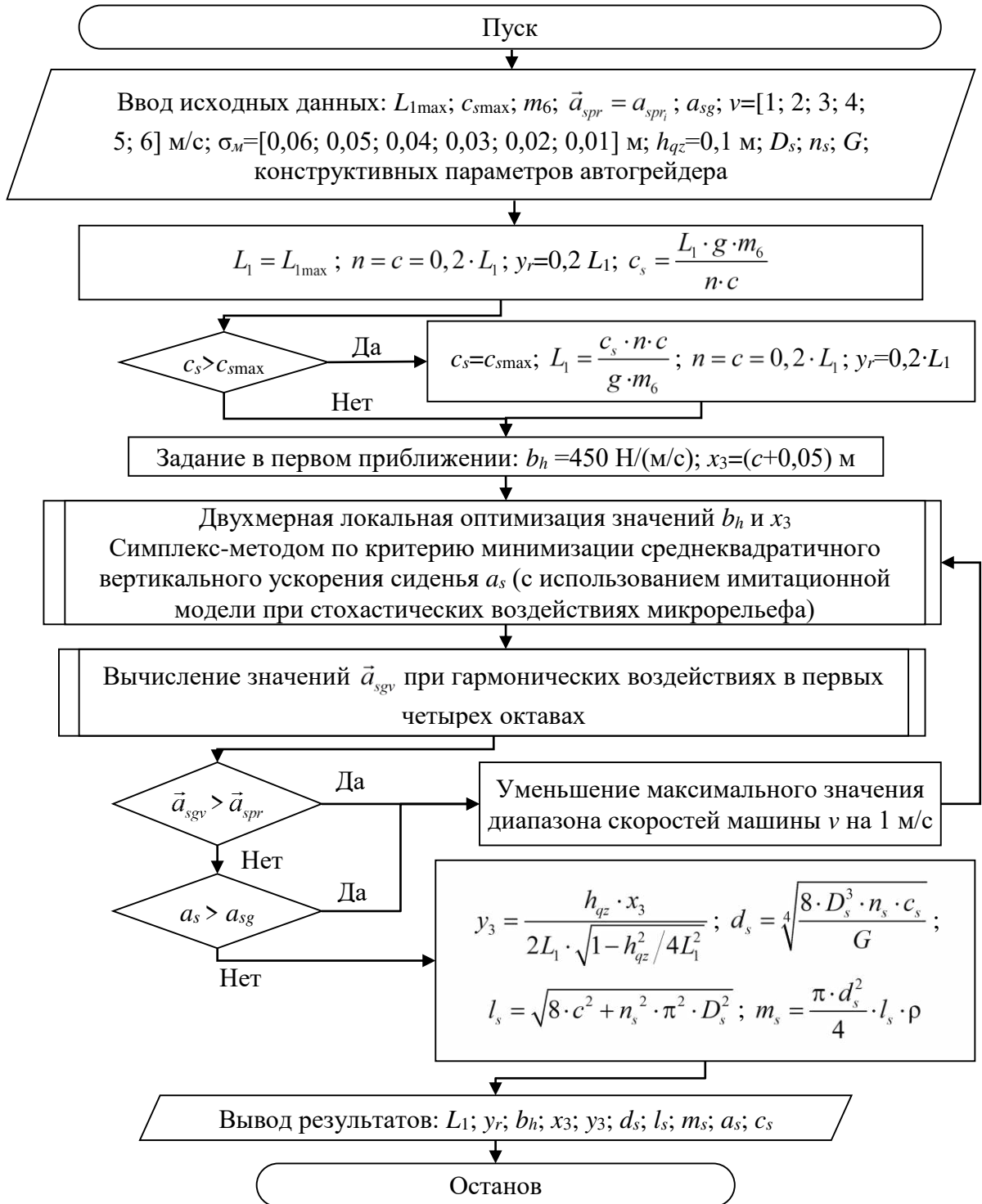


Рисунок 4.23 – Блок-схема алгоритма методики назначения и оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора

1.5. Предельные величины (ограничения) ряда конструктивных размеров и параметров ВС: $L_{1\max}$ – максимально допустимая длина горизонтальных сторон параллелограмма (данный размер также определяет габаритную длину всей ВС), м; $c_{s\max}$ – максимально допустимая жесткость пружины растяжения ВС, Н/м.

Последний параметр напрямую связан с диаметром и массой пружины (цилиндрическая пружина с большим диаметром проволоки имеет большую жесткость), то есть его увеличение повышает материалоемкость ВС сиденья ЧО.

Параметры пункта 1.5 являются параметрами, задаваемыми потребителем (заказчиком) ВС сиденья ЧО. Они задаются, исходя из соотношений между эффективностью виброзащиты и возможностей по увеличению максимального габаритного размера механизма.

1.6. Параметры пружины и ее материала: D_s – наружный диаметр пружины, м; n_s – число рабочих витков пружины; G – модуль сдвига (для стали $G=80$ ГПа).

2. Учитывая, что условие квазинулевой жесткости (горизонтальности среднего участка нелинейной статической силовой характеристики) ВС сиденья ЧО имеет вид (4.7), а номинальная деформация пружины в середине хода механизма равна (3.80) было принято в качестве допущения (дополнительного) условие равенства размеров ВС: $n=c$ [76].

Подстановка (4.7) в (3.80) при соблюдении равенства размеров ($n=c$) дает следующее соотношение [70, 72, 171]:

$$dL_{snom} = c \cdot \sqrt{2} \text{ м.} \quad (4.20)$$

Номинальная деформация dL_{snom} обычных пружин растяжения, как правило, не превышает 50 % от длины пружины L_{s0} в свободном состоянии (при отсутствии деформации) [113].

При больших степенях деформации увеличивается вероятность появления остаточных необратимых (пластических) деформаций материала пружины, что недопустимо, так как искажает статические и динамические характеристики ВС, либо вообще делает ее неработоспособной.

Было принято допущение о фиксированном соотношении размеров механизма [70, 72, 171]:

$$\frac{c}{L_1} = 0,2 \text{ м.} \quad (4.21)$$

При выполнении равенства (4.21), величины L_1 и dL_{snom} будут иметь следующее приблизительное соотношение [70, 72, 171]:

$$L_1 \approx 3,5 \cdot dL_{snom} \text{ м.} \quad (4.22)$$

Соотношение (4.22) позволяет, в свою очередь, обеспечить одновременно два необходимых условия:

- 1) предотвратить необратимые пластические деформации материала пружины;
- 2) гарантировать отсутствие превышения полной длины пружины L_s над наибольшим размером L_1 параллелограммного механизма.

В вычислительной части методики задаются исходя из условия пропорциональности механизма и вычисляются следующие размеры [70, 72, 171]:

$$L_1 = L_{1\max} \text{ м.} \quad (4.23)$$

$$n = c = 0,2 \cdot L_1 \text{ м.} \quad (4.24)$$

Величина бокового звена (высота) параллелограммного механизма из соображений обеспечения пропорциональности задается равной [70, 72, 171]:

$$y_r = 0,2 \cdot L_1 \text{ м.} \quad (4.25)$$

Вычисляется значение жесткости пружины c_s по (4.7).

Необходимо отметить, что присвоение переменным n и c значений, меньших (4.24), нецелесообразно, так как согласно (4.7), это приводит к экспоненциальному увеличению жесткости пружины c_s , и, соответственно, диаметра ее проволоки и массы.

Значения же размеров n и c , большие (4.24), увеличивают не только полный размер пружины в деформированном состоянии L_s , который в этом случае будет превышать L_1 , но и, как показали предварительные исследования, в этом случае возрастает среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья ЧО.

3. При выполнении условия

$$c_s > c_{s\max} \text{ Н/м,} \quad (4.26)$$

производится коррекция значения коэффициента жесткости пружины:

$$c_s = c_{s\max} \text{ Н/м.} \quad (4.27)$$

Корректируется значения размера L_1 по формуле (4.7):

$$L_1 = \frac{c_s \cdot n \cdot c}{g \cdot m_6} \text{ м.} \quad (4.28)$$

Коррекция значений параметров n , c , y_r выполняется по (4.24) и (4.25).

Если условие (4.26) не выполняется, коррекция значений c_s , L_1 , n , c , y_r не требуется.

4. В первом приближении, используя массив значений функции $a_s=f(L_1, b_h, x_3)$, полученный при крупных шагах аргументов (см. рисунок 4.16), назначаются приближенные к оптимальным начальные значения аргументов b_h и x_3 для последующей локальной оптимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья ЧО a_s :

$$b_h=450 \text{ Н/(м/с)}; x_3=(c+0,05) \text{ м.} \quad (4.29)$$

5. Симплекс-методом выполняется локальная двухмерная оптимизация, выполняется уточнение оптимальных значений параметров b_h и x_3 по целевой функции минимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья ЧО a_s .

В процессе локальной оптимизации, при помощи имитационной модели сложной динамической системы с ВС предложенной конструкции сиденья ЧО [67], выполняется моделирование перемещений машины по описанному выше тестовому набору стохастических микрорельефов опорной поверхности с заданными скоростями (см. пункт 1.3).

6. Вычисление значений среднеквадратичных ускорений сиденья \vec{a}_{sgv} при гармонических воздействиях в первых четырех октавах частот.

7. Полученные значения среднеквадратичного виброускорения по первым четырем октавам \vec{a}_{sgv} поэлементно сравниваются с предельно допустимыми \vec{a}_{spr} , установленными СанПиНом 1.2.3685-21.

При выполнении условия

$$\vec{a}_{sgv} > \vec{a}_{spr} \text{ м/с}^2, \quad (4.30)$$

уменьшается максимальное значение скорости машины v на 1 м/с и повторяется локальная оптимизация b_h и x_3 (пункт 5).

Если условие (4.30) не выполняется уменьшение скорости не производится.

8. Полученное в пункте 5 значение a_s сравнивается с предельно допустимым a_{sg} , установленным ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997).

При выполнении условия

$$a_s > a_{sg}, \quad (4.31)$$

уменьшается максимальное значение скорости машины v на 1 м/с и повторяются пункты 5, 6, 7.

Если условие (4.31) не выполняется уменьшение скорости не производится.

9. Рассчитываются размер y_3 по формуле (3.72) и параметры пружины растяжения. Известна формула коэффициента жесткости витой пружины из проволоки цилиндрического сечения [114]:

$$c_s = \frac{G \cdot d_s^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot n_s} \text{ Н/м.} \quad (4.32)$$

При заданных фиксированных значениях D_s и n_s (для снижения материалоемкости целесообразно принять малые значения $d_s=0,1$ м; $n_s=20$), диаметр проволоки пружины определяется полученной из формулы (4.32) зависимостью:

$$d_s = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot D_s^3 \cdot n_s \cdot c_s}{G}} \text{ м.} \quad (4.33)$$

Длина пружины в свободном состоянии принимается равной, с учетом (4.20):

$$L_{s0} = 2 \cdot d L_{snom} = 2 \cdot c \cdot \sqrt{2} \text{ м.} \quad (4.34)$$

Шаг витков спирали пружины h_p равен

$$h_p = \frac{L_{s0}}{n_s} = \frac{2 \cdot c \cdot \sqrt{2}}{n_s} \text{ м.} \quad (4.35)$$

Длина прутка (проволоки) пружины вычисляется по зависимости:

$$l_s = n_s \cdot \sqrt{h_p^2 + (\pi \cdot D_s)^2} = \sqrt{8 \cdot c^2 + n_s^2 \cdot \pi^2 \cdot D_s^2} \text{ м.} \quad (4.36)$$

Масса материала пружины определяется:

$$m_s = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot l_s \cdot \rho \text{ кг,} \quad (4.37)$$

где $\rho=7800$ кг/м³ – плотность стали.

10. Вывод результатов: L_1 ; y_r ; b_h ; x_3 ; y_3 ; d_s ; l_s ; m_s ; c_s ; a_s .

В таблице 4.2 приведены два примера использования разработанной методики с различным набором значений исходных данных.

Таблица 4.2 – Примеры использования разработанной методики

		Значения параметров для примера №	
		1	2
Исходные данные (вариативные)	L_{1max} , М	0,55	0,5
	c_{smax} , Н/М	100000	81750
Результаты	L_1 , М	0,55	0,6
	c_s , Н/М	89182	81750
	$c=n$, М	0,11	0,12
	y_r , М	0,11	0,12
	b_h , Н/(м/с) (до локальной оптимизации)	450	450
	b_h , Н/(м/с) (после локальной оптимизации)	495	460
	x_3 , м (до локальной оптимизации)	0,16	0,17
	x_3 , м (после локальной оптимизации)	0,169	0,17032
	y_3 , М	0,0154	0,0142
	d_s , М	0,02055	0,02011
	l_s , М	6,2909	6,2923
	m_s , кг	16,276	15,587
	a_s , м/с ² (до локальной оптимизации)	0,304	0,295
	a_s , м/с ² (после локальной оптимизации)	0,293	0,288

Разработанная методика позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров ВС предложенной конструкции сиденья ЧО, таких как основные размеры параллелограммного механизма и точек крепления роликов и троса, коэффициент жесткости пружины растяжения, коэффициент вязкого трения амортизатора, параметры пружины. Назначение большинства параметров проводится на основе ограничения на максимальный габаритный размер параллелограмма, зависящего от габаритной длины кабины и задаваемого заказчиком ВС в качестве исходных данных. Максимальное значение коэффициента жесткости пружины целесообразно задать в качестве внутреннего ограничения в алгоритме методики. Оптимизация выполняется по критерию минимального среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья ЧО в неподвижной СК a_s с помощью моделирования на имитационной модели перемещений автогрейдера с ВС предложенной конструкции сиденья ЧО по тестовому набору стохастических микрорельефов.

Выводы по четвертой главе

1. Анализ рабочего процесса сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» при использовании имитационного моделирования на ЭВМ – это эффективный и универсальный метод, позволяющий рассмотреть большое количество вариантов и выбрать наиболее эффективный из них.

2. Анализ выражения (4.7) позволяет сделать вывод, что коэффициент жесткости пружины, требуемый для обеспечения участка квазиулевого жесткости механизма, может быть изменен путем изменения конструктивных размеров механизма n , c и L_1 . Увеличение размера L_1 увеличивает необходимую жесткость пружины, а увеличение размеров n , c , напротив, уменьшает.

3. Анализ АЧХ (см. рисунки 4.3-4.5), при варьировании массы сиденья с ЧО m_6 позволяет сделать вывод: при массе сиденья с ЧО m_6 равной 100 кг и амплитудах колебаний основания A_{mp} от 0,01 до 0,09 м (см. рисунок 4.3) предлагаемая ВС практически не имеет резонанса и обеспечивает эффективное гашение колебаний во всем рассматриваемом диапазоне частот, в отличие от серийной ВС, при массе сиденья с ЧО m_6 равной 150 кг и 200 кг (см. рисунки 4.4, 4.5) предлагаемая ВС существенно, на 20-30 %, снижает пиковые коэффициенты передачи в зоне частот, близких к резонансу, если амплитуда A_{mp} колебаний основания превышает половину зоны квазиулевого жесткости предлагаемой ВС.

Если же амплитуда A_{mp} меньше, либо равна половине зоны квазиулевого жесткости предлагаемой ВС, то ВС не имеет резонанса и обеспечивает эффективное гашение колебаний во всем рассматриваемом диапазоне частот, в отличие от серийной ВС.

Наибольшие коэффициенты передачи в зоне частот, близких к резонансу, создает ВС при массе сиденья с ЧО m_6 равной 200 кг .

4. Результаты вычислительного эксперимента (см. рисунок 4.7) показывают, что при наличии участка квазиулевого жесткости в средней части нелинейной статической силовой характеристики ВС сиденья ЧО, максимальные ускорения

сиденья при ступенчатых внешних воздействиях в 5 – 5,5 раз меньше, чем при отсутствии зоны квазинулевой жесткости.

5. Максимальные значения среднеквадратичного ускорения сиденья ЧО, в диапазоне частот от 0,1 до 4 Гц, превышают минимальные в несколько сотен раз при изменениях σ_m от 0,01 до 0,06 м и v от 1 до 6 м/с. Например, при фиксированном значении приращения к жесткости пружины $\Delta_{cs} = 10000$ Н/м, максимальное значение среднеквадратичного ускорения сиденья ЧО в 240 раз больше минимального (1,97107 и 0,00821 м/с² соответственно).

6. Увеличение величины участка квазинулевой жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает при этом среднее по выборке (см. рисунок 4.12, б) среднеквадратичное ускорение сиденья ЧО, в диапазоне частот от 0,1 до 4 Гц, примерно в 1,5 раза – с 0,8 м/с² до 0,5 м/с².

7. Предложено достаточно простое аналитическое выражение силы (4.11) ВС в зависимости от ее перемещения относительно основания. Его особенностями являются: неограниченное бесконечное возрастание значения функции в положительном и отрицательном направлениях при стремлении аргумента к значениям, ограничивающим его диапазон; обеспечение участка квазинулевой жесткости в середине хода механизма; обеспечение любого наклона средней части нелинейной статической силовой характеристики.

8. Анализ приведенных на рисунке 4.17, а зависимостей позволяет сделать вывод, что увеличение длины параллелограммного механизма L_1 с 0,4 до 1,2 м позволяет (при локальной оптимизации значений b_h и x_3) существенно, на 25 % и более, снизить значение среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья ЧО a_s , при одних и тех же внешних воздействиях.

При этом происходит сравнительно небольшое, на 7,5 %, повышение среднеквадратичного локального отклонения механизма ВС сиденья y_1 от среднего положения. То есть, незначительно возрастает вертикальный ход механизма (см. рисунок 4.17, б).

9. Обоснованы рациональные значения коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , согласно рисунку 4.16, которые находятся в пределах от 400 до

500 Н/(м/с), причем большие значения b_h из приведенного диапазона соответствуют меньшим значениям L_1 .

10. Анализ полученных зависимостей (см. рисунок 4.21) позволяет сделать вывод: при сверхмалых значениях коэффициента сопротивления $b_h=20$ Н/(м/с), в области малых колебаний, когда локальная координата не выходит за границы среднего участка характеристики, ВС с участком квазинулевой жесткости в десятки раз эффективнее серийной системы. В области больших колебаний ВС с участком квазинулевой жесткости и $b_h=20$ Н/(м/с) показывает практически одинаковую эффективность по сравнению с серийной. При обычных малых значениях коэффициента сопротивления $b_h=500$ Н/(м/с), ВС с участком квазинулевой жесткости всего лишь в три раза эффективнее серийной системы в области малых колебаний. В области больших колебаний ВС с участком квазинулевой жесткости и $b_h=500$ Н/(м/с) показывает результат на 23 % лучше серийной.

11. Разработанная методика позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров ВС предложенной конструкции сиденья ЧО, таких как основные размеры параллелограммного механизма и точек крепления роликов и троса, коэффициент жесткости пружины растяжения, коэффициент вязкого трения амортизатора, параметры пружины. Оптимизация выполняется Симплекс-методом по критерию минимального среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья ЧО в неподвижной СК a_s с помощью моделирования на имитационной модели перемещений автогрейдера с ВС предложенной конструкции сиденья ЧО по тестовому набору стохастических микрорельефов. Полученное в результате оптимизации среднеквадратичное ускорение сиденья $a_s=0,288$ м/с², не превышает предельного значения 0,315 м/с², установленного ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997).

5 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ. ИНЖЕНЕРНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Экспериментальные исследования позволяют решить следующие задачи:

1. Численное определение значений параметров машины, которые входят в математическую модель.
2. Определение среднеквадратичных значений виброускорения на раме, на полу кабины и сиденье ЧО автогрейдера.
3. Подтверждение адекватности математической модели, при сравнении результатов, полученных при экспериментальных и теоретических исследованиях, в статическом и динамическом режимах.

5.1 Экспериментальные исследования автогрейдера

Исследования проводились на базе АО «Омскавтодор» на автогрейдере ДЗ-98В (рисунок 5.1), выпущенном ЗАО «Челябинские строительные-дорожные машины».



Рисунок 5.1 – Общий вид автогрейдера ДЗ-98В

Основные характеристики ДЗ-98В приведены в Приложении Г (таблица Г.1) [191].

Исследования проводились в статическом и динамическом режимах.

В статике измерялись основные габаритные размеры автогрейдера, деформация подвески сиденья, деформация шин (рисунок 5.2).

В динамическом режиме эксперимент состоял из нескольких частей:

1. Определение декремента затухания колебаний сиденья ЧО и коэффициента сопротивления подвески сиденья ЧО серийной конструкции при ступенчатом воздействии на сиденье ЧО.

2. Определение коэффициента жесткости колес путем измерения деформации шин (см. рисунок 5.2).

3. Определение виброускорений в местах крепления датчиков при ступенчатом воздействии на отдельные колеса ходового оборудования (наезд колесом на балку высотой 0,1 м).

4. Определение виброускорений в местах крепления датчиков в транспортном режиме. При этом скорость машины принимала фиксированные значения от 5 до 15 км/ч с шагом 2,5 км/ч.

В лабораторных условиях производилась калибровка измерительного оборудования.



Рисунок 5.2 – Определение основных геометрических параметров автогрейдера

При проведении экспериментальных исследований использовалась виброизмерительная аппаратура ZETLAB 017-U8 с акселерометрами общего назначения ВС 111 для измерения параметров вибрации (рисунок 5.3). Регистрируемые параметры – среднеквадратичные значения скорректированного виброускорения в октавных полосах частот в определенных точках машины.

Технические характеристики прибора и датчиков представлены в Приложении Г (таблицы Г.2, Г.3) [196].



Рисунок 5.3 – Общий вид виброизмерительной аппаратуры ZETLAB 017-U8 с акселерометрами

На рисунке 5.4 показаны места установки датчиков, выбранные для измерения значений виброускорений в октавных полосах частот. Это левый балансир, передний мост, рама автогрейдера, пол кабины и сиденье ЧО.

5.1.1 Определение коэффициента сопротивления подвески серийного сиденья по декременту затухания колебаний

Обработка экспериментальных данных осуществлялась после окончания эксперимента.

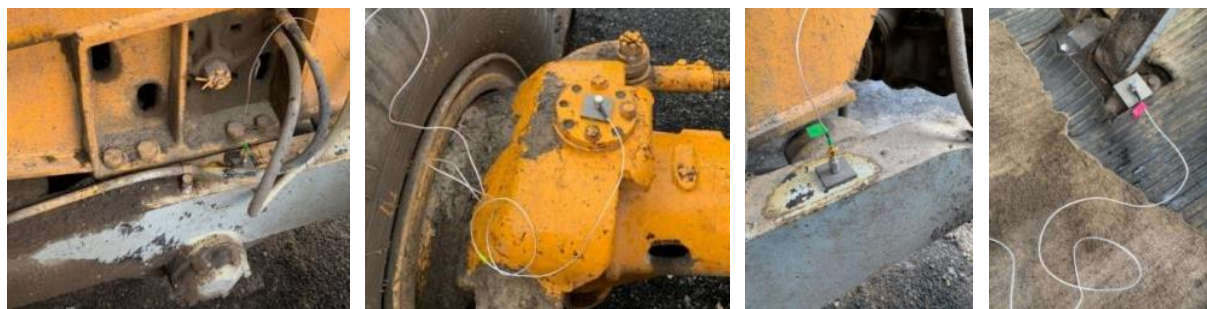


Рисунок 5.4 – Места установки датчиков: а – левый балансир, б – передний мост, в – рама автогрейдера; г – пол кабины

Для преобразования информации, записанной на видеокамеру с кадровой частотой 30 кадров/с, вертикальных координат точки сиденья ЧО относительно пола кабины, использовался ПК с установленным на нем следующим программным обеспечением:

- 1) редактором видеофайлов Virtual Dub 1.10.4;
- 2) программой Ghost Automizer 2.8.1 для записи пиксельных координат сиденья ЧО в текстовый файл.

Редактор видеофайлов Virtual Dub 1.10.4 позволяет отслеживать время стоп-кадра видеозаписи с точностью до 1 миллисекунды (рисунок 5.5) и осуществлять переход к последующему кадру.



Рисунок 5.5 – Окно редактора видеофайлов Virtual Dub 1.10.4 с фрагментом кадра видеозаписи колебаний сиденья человека-оператора

Интервал дискретизации времени Δt принимался при обработке видеозаписи равным 0,0333 с (33 мс). Для этого производился отсчет по 1 кадру в программе Virtual Dub 1.10.4. После каждого перехода к кадру с временем, большим чем у обработанного кадра на 33 мс, в окне программы Virtual Dub 1.10.4 с помощью предварительно установленной программы Ghost Automizer 2.8.1 сохранялись пиксельные координаты сиденья ЧО на экране ПК в текстовом файле. В качестве характерной точки сиденья ЧО снималась стрелка, закрепленная на верхнем правом угле бруска.

После экспорта пиксельных координат характерной точки в текстовый файл выполнялось их преобразование в таблицу и последующий перенос в программные продукты математической обработки и построения графиков (MS Excel).

На рисунке 5.6 в качестве примера представлена временная зависимость амплитуды затухающих колебаний сиденья после ступенчатого воздействия путем нагружения массой ЧО 57 кг. По временной зависимости определен логарифмический декремент затухания колебаний и коэффициент жесткости BC [158]:

$$\lambda = \ln \frac{A_0}{A_1}, \quad (5.1)$$

где A_0, A_1 – соседние амплитуды затухающих колебаний вертикальной координаты сиденья ЧО, м.

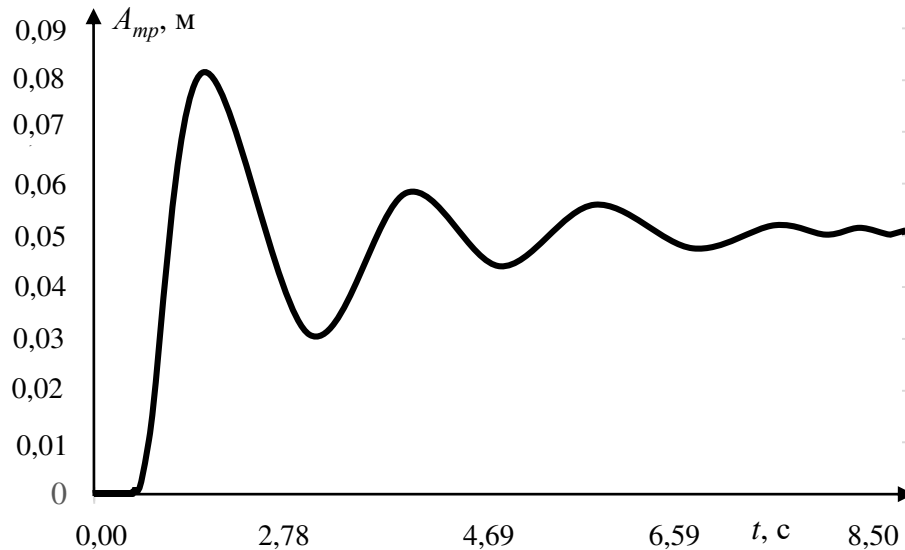


Рисунок 5.6 – Пример временной зависимости амплитуды затухающих колебаний сиденья человека-оператора

Логарифмический декремент затухания колебаний может быть определен как [158]:

$$\lambda = \beta T_0, \quad (5.2)$$

где β – коэффициент затухания; T_0 – период колебаний, с.

Приравняв выражения (5.1), (5.2) получим:

$$\ln \frac{A_0}{A_1} = \beta T_0. \quad (5.3)$$

Коэффициент затухания получен из выражения (5.3):

$$\beta = \ln \frac{A_0}{A_1} / T_0 = \ln(1,42) / 2 = 0,35 / 2 = 0,175 \text{ с}^{-1}.$$

Коэффициент затухания связан с коэффициентом вязкого трения зависимостью:

$$b_h = 2m_o\beta = 2 \cdot 57 \cdot 0,175 = 20 \text{ Н/(м/с)}. \quad (5.4)$$

где m_o – масса ЧО, кг.

Коэффициент жесткости пружины определялся по закону Гука [11]:

$$c_h = \frac{F}{\Delta h} = \frac{m_o g}{\Delta h}, \quad (5.5)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, Δh – деформация сиденья ЧО, определенная экспериментальным путем, $\Delta h = 0,05 \text{ м}$.

$$c_h = \frac{57 \cdot 9,81}{0,05} = 11183,4 \text{ Н/м.}$$

В результате эксперимента были определены параметры жесткости и вязкости серийной ВС сиденья ЧО автогрейдера: $b_h = 20 \text{ Н/(м/с)}$; $c_h = 11183,4 \text{ Н/м}$.

5.1.2 Измерение вибрации в местах крепления датчиков при ступенчатом и стохастическом воздействиях на элементы ходового оборудования

Для создания ступенчатого воздействия на машину в первой серии экспериментов использовалась балка высотой 10 см (рисунок 5.7, а), во второй серии экспериментов для этого использовалась ступенчатая бетонная площадка (см. рисунок 5.7, б). Значения среднеквадратичных виброускорений записывались прибором ZETLAB 017-U8 на компьютер.



Рисунок 5.7 – Измерение вибрации в местах крепления датчиков при ступенчатом воздействии: а – балка; б – бетонная площадка

В качестве примера на рисунке 5.8 приведены результаты измерения максимального виброускорения при ступенчатом воздействии: а – наезд на балку; б – наезд на бетонную площадку: 1 – левый балансир; 2 – передний мост; 3 – кабина; 4 – сиденье ЧО.

В качестве примера на рисунке 5.9 приведены результаты измерения среднеквадратичного виброускорения в октавных полосах частот при стохастических воздействиях со стороны микрорельефа: а – при $v = 5 \text{ км/ч}$; б – при $v = 10 \text{ км/ч}$; в – при $v = 15 \text{ км/ч}$.

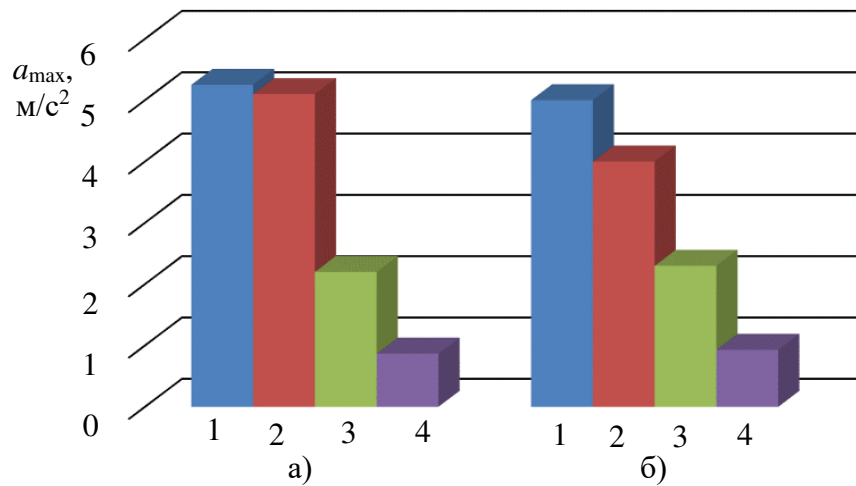


Рисунок 5.8 – Результаты измерения вибрации в местах крепления датчиков при ступенчатом воздействии: а – балка; б – бетонная площадка:

1 – левый балансир; 2 – передний мост; 3 – кабина; 4 – сиденье человека-оператора

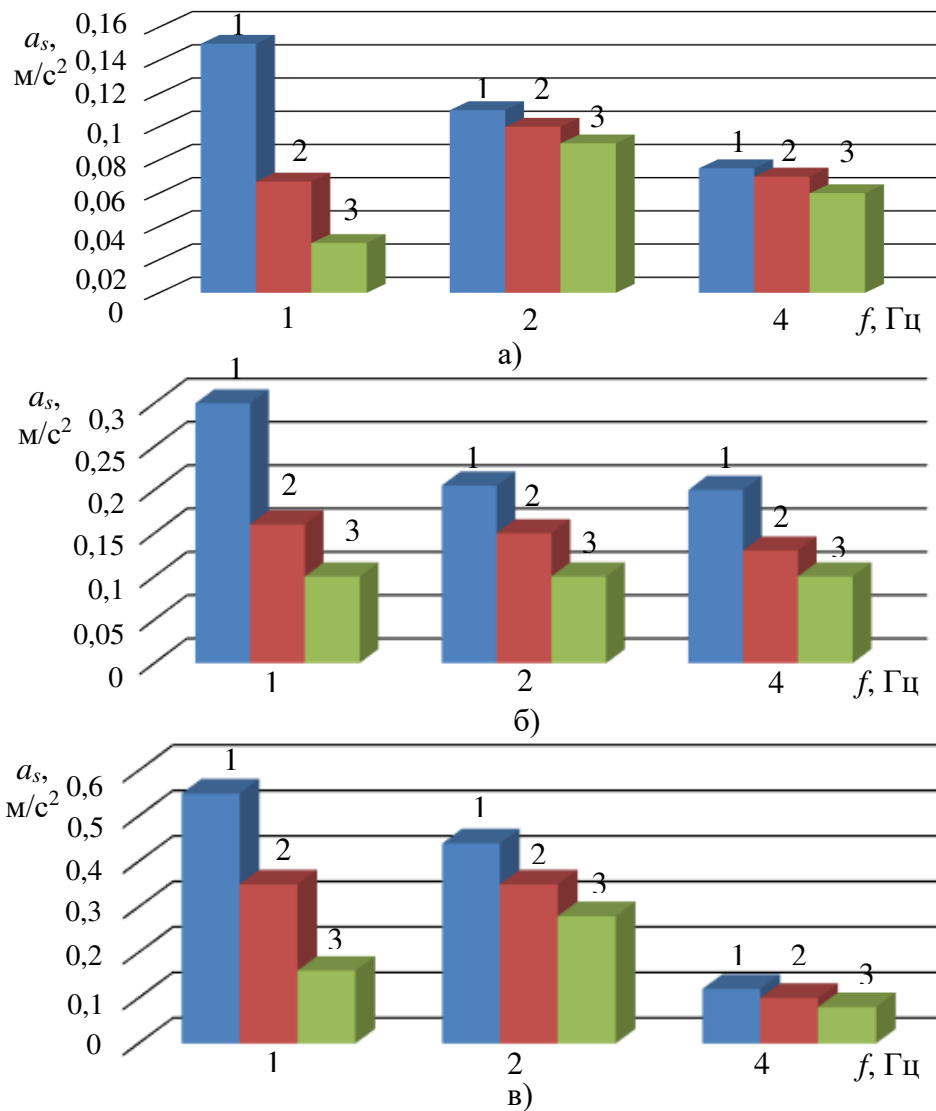


Рисунок 5.9 – Результаты измерения вибрации в местах крепления датчиков в октавных полосах частот при стохастических воздействиях со стороны микрорельефа: а – при $v = 5$ км/ч; б – при $v = 10$ км/ч; в – при $v = 15$ км/ч: 1 – левый балансир; 2 – кабина; 3 – сиденье человека-оператора

Результаты проведенных экспериментальных исследований (см. рисунки 5.8, 5.9) позволили сделать вывод о том, что использование ВС кабины и сиденья ЧО целесообразно, т.к. позволяет существенно уменьшить виброускорения на рабочем месте ЧО.

5.2 Подтверждение адекватности математических моделей

Ряд экспериментов, проведенных на реальной машине, позволил сопоставить экспериментальные результаты с результатами, полученными на имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

Для подтверждения адекватности имитационной модели (см. рисунок 3.9) было проведено сравнение теоретических и экспериментальных характеристик автогрейдера, полученных методами активного и пассивного экспериментов.

Относительная погрешность определялась как отношение абсолютной погрешности к истинному значению величины, выраженное в процентах [128]:

$$\delta X_c = 100 \cdot \left(\frac{\Delta X_c}{X_c} \right), \quad (5.5)$$

где ΔX_c – абсолютная погрешность; X_c – истинное (экспериментальное) значение.

$$\Delta X_c = |X_m - X_c|, \quad (5.6)$$

где X_m – теоретическое значение величины.

5.2.1 Подтверждение адекватности математической модели методом активного эксперимента

Относительная погрешность по максимальному значению ускорения при ступенчатом воздействии высотой 10 см на одно колесо левой балансирной тележки: 1 В центре левой балансирной тележки (рисунок 5.10) равна $\delta X_c=9,5 \%$; 2. На полу кабины (рисунок 5.11) равна $\delta X_c=12 \%$; 3. На сиденье ЧО (рисунок 5.12) равна $\delta X_c=6,8 \%$.

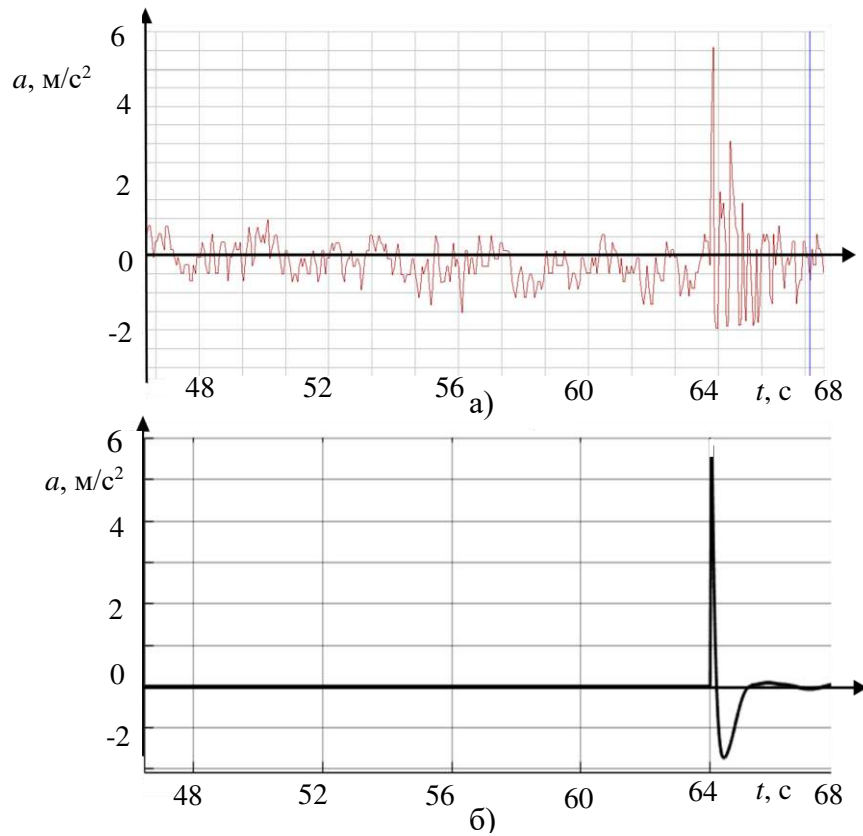


Рисунок 5.10 – Сопоставление результатов натурального эксперимента (а) и моделирования на имитационной модели (б): вертикальные ускорения в центре левой балансирной тележки

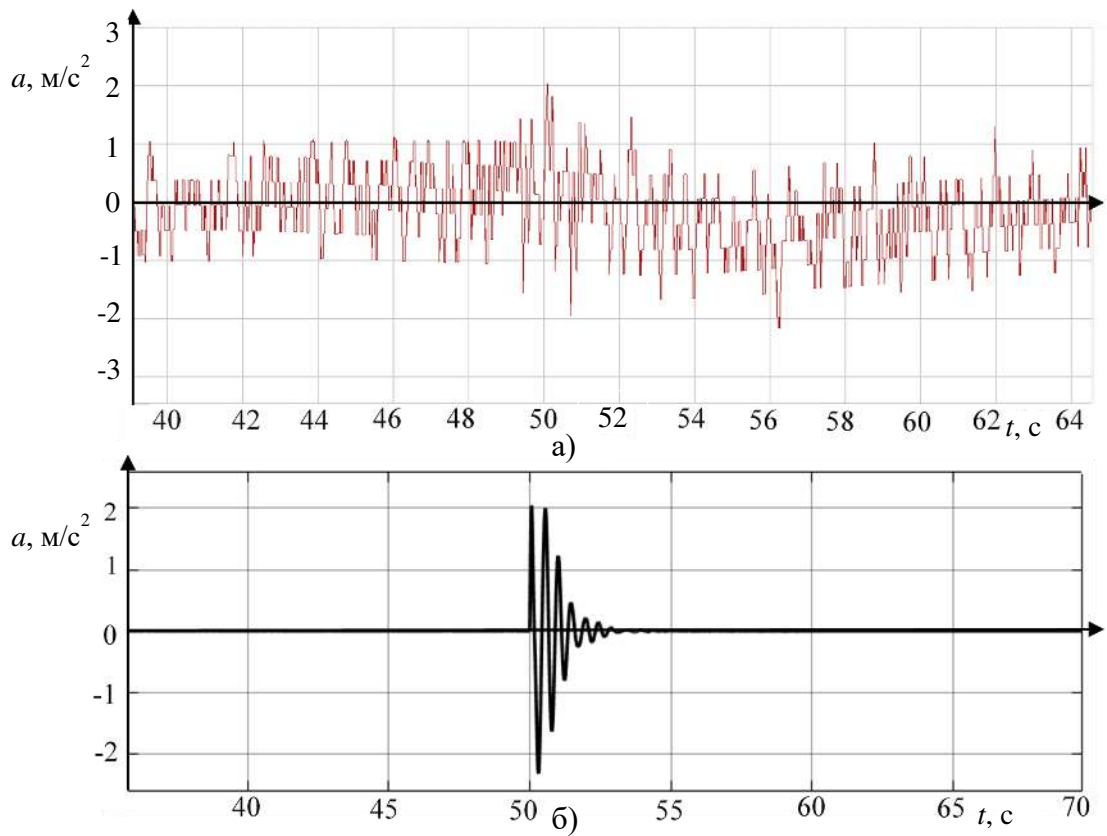


Рисунок 5.11 – Сопоставление результатов натурального эксперимента (а) и моделирования на имитационной модели (б): вертикальные ускорения на полу кабины

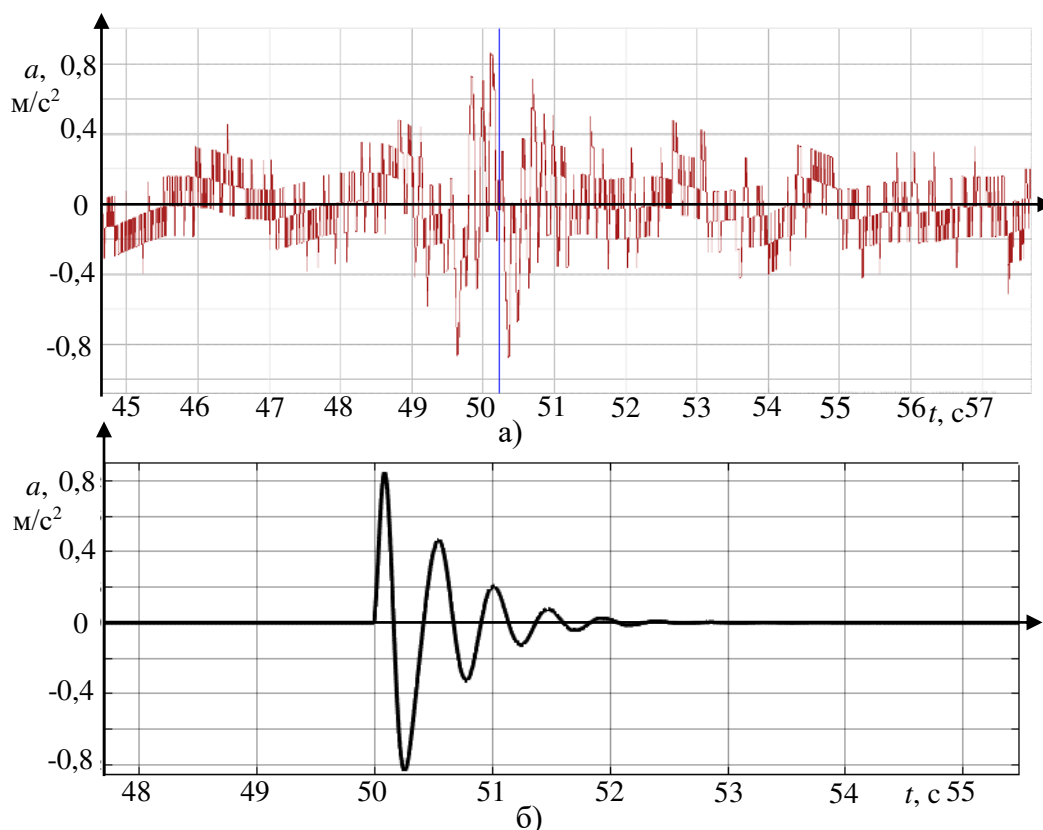


Рисунок 5.12 – Сопоставление результатов натурального эксперимента (а) и моделирования на имитационной модели (б): вертикальные ускорения на сиденье человека-оператора

5.2.2 Подтверждение адекватности математической модели сравнением коэффициентов передачи динамических воздействий при ступенчатом и стохастических воздействиях

Для подтверждения адекватности математической модели было проведено сравнение коэффициентов передачи динамических воздействий по ускорениям при ступенчатом и стохастических воздействиях.

На рисунке 5.13 приведены результаты сравнения теоретических и экспериментальных максимальных значений виброускорения в местах крепления датчиков при ступенчатом воздействии.

Теоретические значения коэффициентов передачи на сиденье ЧО по максимальным ускорениям для ступенчатого воздействия 10 см: на колесо левой балансирной тележки $K_{зб}=0,165$; на колесо переднего моста $K_{нм}=0,17$ [119].

Экспериментальные значения коэффициентов передачи по максимальным ускорениям на сиденье: $K_{зб}=0,16$; $K_{нм}=0,178$.

Относительная погрешность по коэффициенту передачи динамических воздействий на сиденье ЧО по максимальным ускорениям от колеса левой балансирной тележки при ступенчатом воздействии высотой 10 см равна $\delta X_c=3,12$ %.

Относительная погрешность по коэффициенту передачи динамических воздействий на сиденье ЧО по максимальным ускорениям от колеса переднего моста при ступенчатом воздействии высотой 10 см равна $\delta X_c=4,97$ %.

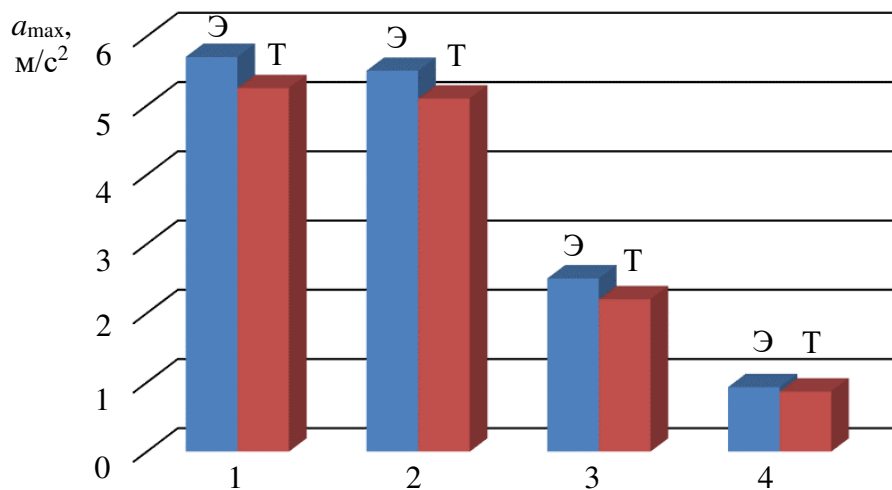


Рисунок 5.13 – Определение вибрации в местах крепления датчиков при ступенчатом воздействии: Э – экспериментальные значения; Т – теоретические значения: 1 – левый балансир; 2 – передний мост; 3 – кабина; 4 – сиденье человека-оператора

На рисунке 5.14 приведены результаты сравнения теоретических и экспериментальных среднеквадратичных значений виброускорения в местах крепления датчиков при стохастических воздействиях, с варьируемой скоростью движения автогрейдера.

Теоретические значения коэффициентов передачи по среднеквадратичным ускорениям при стохастических воздействиях при $v=5$ км/ч: $K_{зб}=0,5$; при $v=10$ км/ч: $K_{зб}=0,46$; при $v=15$ км/ч: $K_{зб}=0,44$.

Экспериментальные значения коэффициентов передачи по среднеквадратичным ускорениям при стохастических воздействиях при $v=5$ км/ч: $K_{зб}=0,54$; при $v=10$ км/ч: $K_{зб}=0,42$; при $v=15$ км/ч: $K_{зб}=0,47$.

Относительная погрешность по коэффициенту передачи динамических воздействий по среднеквадратичным ускорениям на сиденье ЧО от одного колеса левой балансирной тележки при стохастических воздействиях при $v=5$ км/ч: $\delta X_c=7,4$ %; при $v=10$ км/ч: $\delta X_c=9,5$ %; при $v=15$ км/ч: $\delta X_c=6,4$ %.

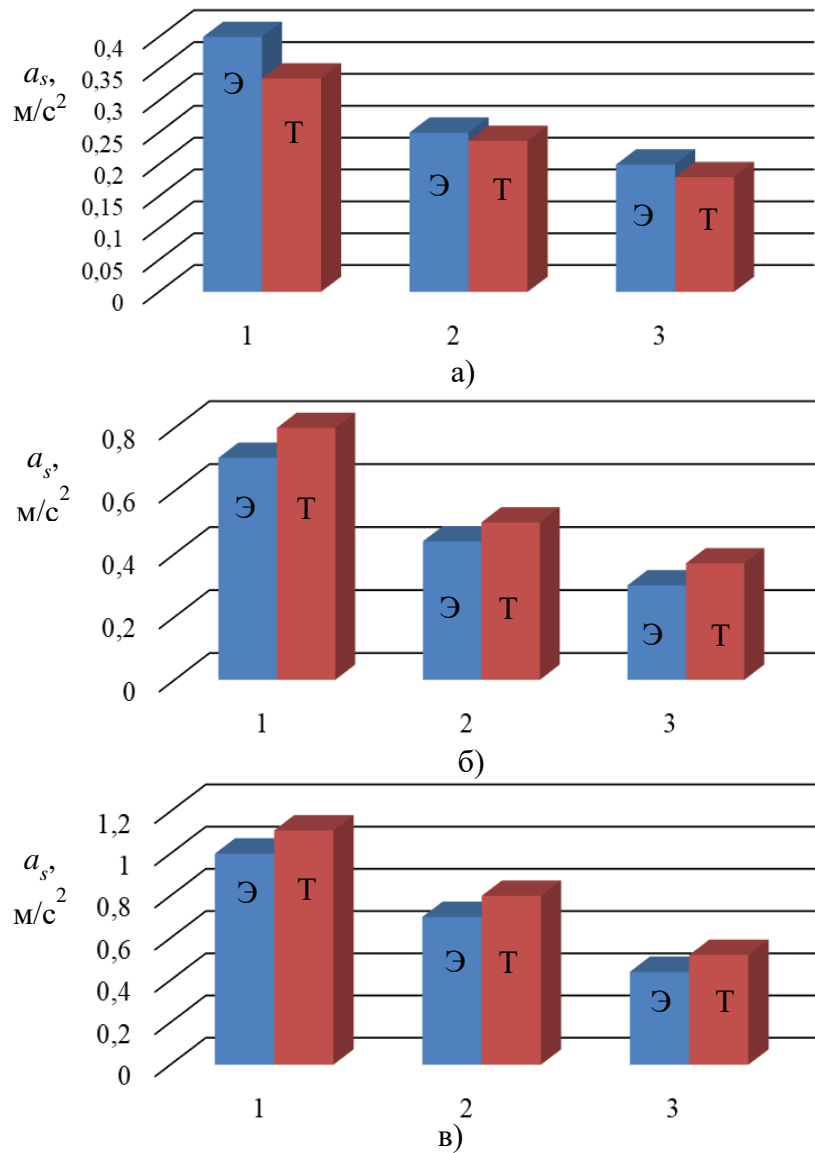


Рисунок 5.14 – Определение вибрации в местах крепления датчиков при стохастических воздействиях а) $v=5$ км/ч; б) $v=10$ км/ч; в) $v=15$ км/ч : Э – экспериментальные значения; Т – теоретические значения: 1 – левый балансир; 2 – кабина; 3 – сиденье человека-оператора

Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований позволяет утверждать, что имитационная модель сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» адекватна. Относительная погрешность не превышает 12 %.

5.3 Инженерные разработки сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазинулевой жесткости

В процессе выполнения диссертационной работы был разработан ряд конструкций сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазинулевой жесткости (рисунок 5.15), на которые получены патенты на полезные модели (см. Приложение Д):

Все предложенные конструкции выполняют две основные функции: обеспечивают нелинейную статическую силовую характеристику с участком квазинулевой жесткости и участками торможения (см. рисунок 3.7) [45, 46].

На рисунках 5.15 – 5.16 использовались следующие обозначения: 1 – основание; 2 – неподвижное звено параллелограммного механизма; 3,4 – соответственно нижнее и верхнее звенья параллелограммного механизма; 5 – подвижное звено параллелограммного механизма; 6 – механизм стабилизации крена; 7 – сиденье ЧО; 8 – гибкий нерастяжимый трос; 9 – пружина растяжения; 10 – подвижный шток; 11 – механизм натяжения пружины; 12,13 – соответственно нижний и верхний тормозные ролики; 14 – направляющие ролики; 15 – направляющие ролики пружины; 16 – болт; 17 – ролик торможения; 18 – дополнительный нерастяжимый трос; 19 – корпус датчика угла поворота; 20 – редуктор; 21 – электродвигатель; 22 – усилитель; 23 – Вычислительный блок (ЭВМ); 24 – задатчик; 25 – элемент сравнения.

1. ВС с квазинулевой жесткостью сиденья ЧО (см. рисунок 5.15, а) включает основание (кабину ЧО), шарнирно сочлененный четырехзвенный направляющий механизм параллелограммного типа, механизм стабилизации крена, сиденье ЧО, пружину растяжения, механизм регулировки натяжения пружины с подвижным штоком, который закреплен на нижнем подвижном звене параллелограммного механизма, гибкий нерастяжимый трос, один конец которого закреплен на неподвижном звене параллелограммного механизма, второй конец прикреплен к одному концу пружины растяжения, второй конец пружины растяжения связан с подвижным штоком механизма регулировки натяжения пружины, один

направляющий ролик для троса, ось которого закреплена на нижнем подвижном звене параллелограммного механизма, два тормозных ролика, оси которых закреплены на основании. Трос имеет возможность при подъеме или опускании сиденья ЧО огибать тормозные ролики, оси которых закреплены на основании, либо в зоне участка квазиулевой жесткости не огибать тормозные ролики, закрепленные на основании [95].

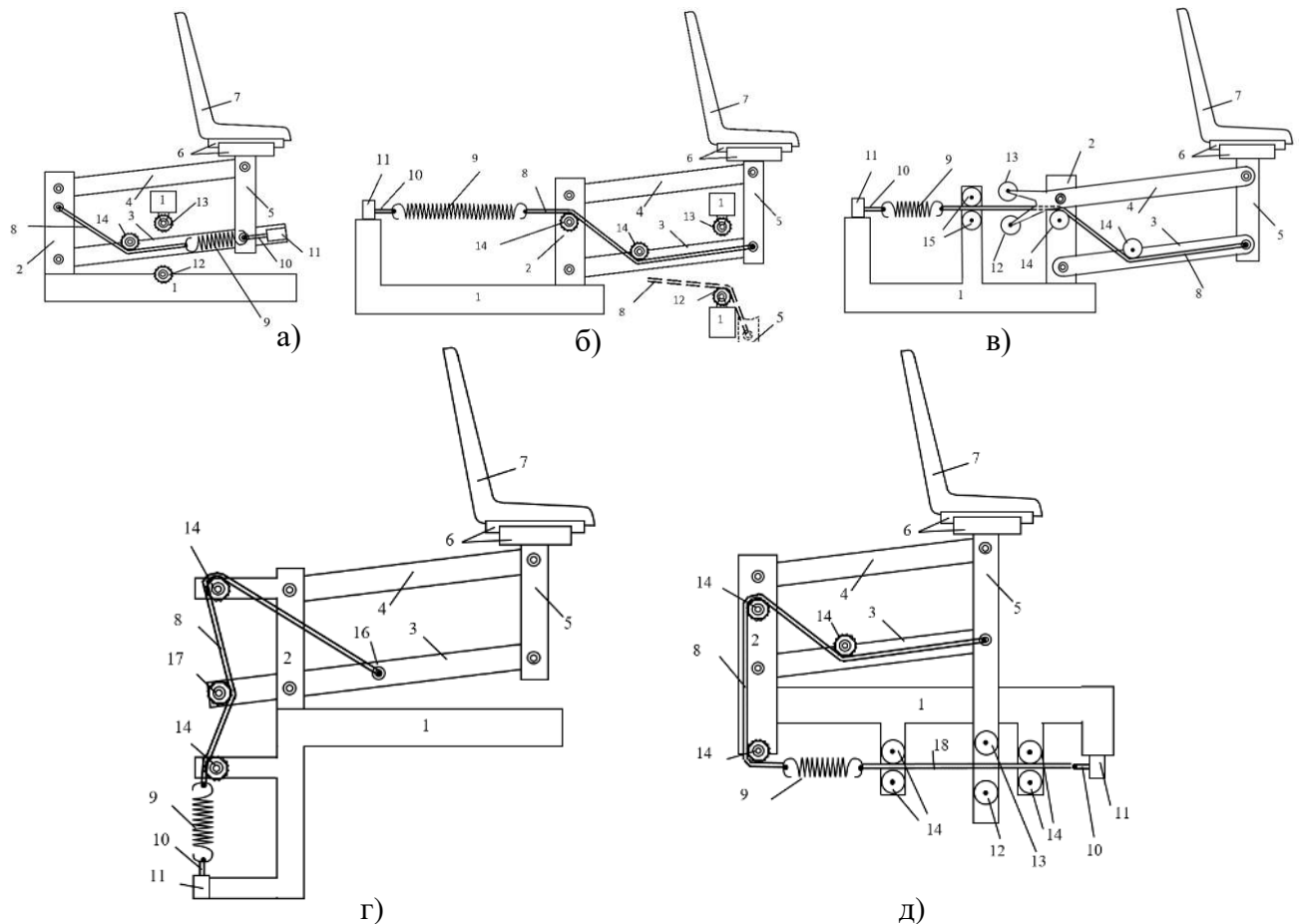


Рисунок 5.15 – Конструкция сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевой жесткости: а) Патент №211548; б) Патент №206711; в) Патент №209204; г) Патент №211587; д) Патент №210303

2. ВС сиденья ЧО (см. рисунок 5.15, б) включает основание, направляющий механизм параллелограммного типа, механизм стабилизации крена, сиденье ЧО, пружину растяжения, механизм регулировки растяжения пружины, гибкий малорастяжимый трос, соединяющий пружину и подвижное звено параллелограммного механизма, ролики. Ось одного из направляющих роликов закреплена на неподвижном звене, ось второго закреплена на нижнем подвижном звене параллелограммного механизма. Трос имеет возможность при подъеме или

опускании сиденья ЧО огибать верхний либо нижний тормозные ролики, оси которых закреплены на основании, либо в зоне участка квазиулевого жесткости не огибать тормозные ролики [91].

3. Виброзащитное сиденье ЧО (см. рисунок 5.15, в) включает основание, направляющий механизм параллелограммного типа, верхнее звено которого выполнено в виде рычага 1-го рода, механизм стабилизации крена, сиденье ЧО, пружину растяжения, механизм регулировки растяжения пружины, направляющие ролики пружины, гибкий нерастяжимый трос, соединяющий пружину и подвижное звено параллелограммного механизма, ролики. Ось одного из направляющих роликов закреплена на неподвижном звене, ось второго закреплена на нижнем подвижном звене параллелограммного механизма. Трос имеет возможность при подъеме или опускании сиденья ЧО в крайних положениях огибать ролики торможения, оси которых закреплены на раздвоенном конце верхнего подвижного звена, выполненного в виде рычага 1-го рода, либо в зоне участка квазиулевого жесткости не огибать тормозные ролики верхнего подвижного звена [92].

4. Сиденье с квазиулевым жесткостью (см. рисунок 5.15, г) включает основание, направляющий механизм параллелограммного типа, нижнее звено которого выполнено в виде рычага первого рода, на одном плече которого расположена ось ролика торможения, а к второму плечу с помощью болта прикреплен один конец гибкого нерастяжимого троса, механизм стабилизации крена, сиденье ЧО, пружину растяжения, механизм регулировки растяжения пружины с подвижным штоком, гибкий нерастяжимый трос, соединяющий пружину и нижнее звено параллелограммного механизма, два направляющих ролика. Ось одного закреплена на неподвижном звене, ось второго закреплена на неподвижном основании. Трос имеет возможность при подъеме или опускании сиденья ЧО в крайних положениях огибать ролик торможения, ось которого закреплена на одном плече нижнего подвижного звена параллелограммного механизма, выполненного в виде рычага первого рода, либо в зоне участка квазиулевого жесткости не огибать ролик торможения, расположенный на нижнем подвижном звене [96].

5. Сиденье с квазиулевым жесткостью ЧО мобильной машины (см. рисунок 5.15, д) включает основание, направляющий механизм параллелограммного типа, на боковом подвижном звене которого расположены оси двух роликов торможения, механизм стабилизации крена, сиденье ЧО, пружину растяжения, механизм регулировки растяжения пружины с подвижным штоком, семь направляющих роликов, гибкий нерастяжимый трос, который соединяет пружину и подвижное звено параллелограммного механизма, дополнительный нерастяжимый трос, который соединяет пружину и подвижный шток механизма регулировки растяжения пружины. Оси двух направляющих роликов закреплены на неподвижном звене, ось третьего направляющего ролика закреплена на нижнем подвижном звене параллелограммного механизма, оси четырех направляющих роликов закреплены на основании. Дополнительный нерастяжимый трос имеет возможность при подъеме или опускании сиденья ЧО в крайних положениях огибать ролики торможения, оси которых закреплены на боковом подвижном звене, либо в зоне квазиулевого жесткости не огибать ролики торможения [94].

Сиденьям ЧО с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости свойственна одна неприятная особенность – это «дрейф» положения сиденья ЧО в зоне среднего горизонтального участка нелинейной статической силовой характеристики. В результате сиденье ЧО может смещаться по горизонтальной части характеристики в одну из сторон, приближаясь к нелинейным участкам статической характеристики. Это существенно снижает виброзащитные свойства сиденья ЧО. Чтобы обеспечить положение сиденья ЧО в средней части горизонтального участка необходимо создать устройство, центрирующее положение сиденья ЧО. Учитывая, что сила на горизонтальном участке постоянна, информационным параметром может служить координата положения сиденья ЧО. Это – либо его вертикальная координата, либо – угловое положение подвижных звеньев параллелограммного механизма.

В связи с этим был предложен способ и устройство (см. Приложение Д), устанавливающие сиденье ЧО в среднюю часть нелинейной статической силовой характеристики независимо от массы ЧО, получившие патент на изобретение [109].

Устройство (рисунок 5.16) включает в себя вычислительный блок (ЭВМ), в который введена программа вычислений, реализующая заданную форму нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевой жесткости. $P_s=f(\Delta\alpha)$. $-\Delta\alpha_{\min}$ и $+\Delta\alpha_{\max}$ ограничивают линейную часть нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевой жесткости. При $-\Delta\alpha_{\min}>\Delta\alpha>+\Delta\alpha_{\max}$ сила P_s , создаваемая пружиной, формируется по заданной функциональной зависимости для плавного торможения параллелограммного механизма сиденья ЧО [109].

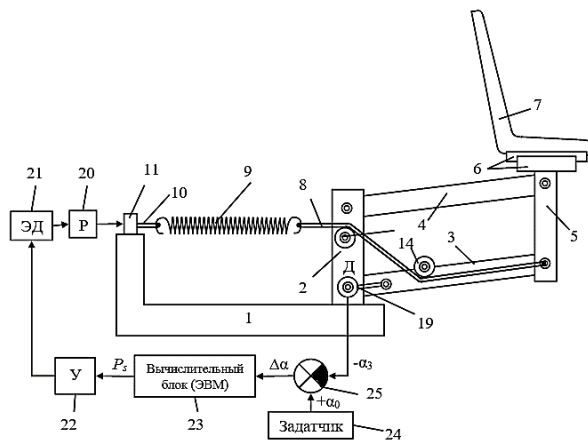


Рисунок 5.16 – Патент на изобретение № 2779919

На основании жестко установлен механизм регулировки растяжения пружины с штоком, к которому прикреплен неподвижный конец пружины растяжения. Подвижный конец пружины растяжения соединен с одним концом гибкого малорастяжимого троса, второй конец которого закреплен на подвижном звене параллелограммного механизма. При этом трос огибает и опирается на направляющие ролики.

Изменение вертикальной силы P_s , для подстройки устройства к различной массе ЧО, осуществляется следующим образом: датчик угла поворота измеряет угол поворота нижнего звена параллелограммного механизма, его сигнал α_3 подается на отрицательный вход элемента сравнения, где сравнивается со значением задатчика α_0 , которое обычно равно $\alpha_0=0^\circ$. Сигнал рассогласования $\Delta\alpha$ подается на вычислительный блок (ЭВМ), который формирует заданную форму нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевой жесткости. Далее сигнал P_s поступает на усилитель, а с усилителя на

электродвигатель. Электродвигатель через редуктор приводит в действие механизм регулировки растяжения пружины за счет втягивания или выдвигания штока. Вертикальные вибрации, передаваемые на сиденье ЧО, гасятся за счет вертикальных перемещений подвижного звена параллелограммного механизма с механизмом стабилизации крена и сиденьем ЧО. Подъем (опускание) сиденья ЧО приводит к повороту нижнего звена параллелограммного механизма, изменяется расстояние между направляющими роликами, изменяется сила натяжения троса, пружина сжимается (растягивается). Таким образом уравниваются две вертикальные разнонаправленные силы, возникающие на сиденье ЧО P_v и создаваемые пружиной P_s .

Во всех представленных патентах выполняется условие: при поворотах параллелограммного механизма и связанными с ними изменениями высоты подъема сиденья ЧО, суммарная длина пружины с тросом и угол поворота троса относительно бокового неподвижного звена параллелограммного механизма меняются. Это обеспечивает участок квазиулевой жесткости в средней части диапазона вертикальных перемещений сиденья ЧО и одновременно плавное увеличение вертикальной силы, действующей на сиденье ЧО, при выходе за границы средней области вертикальных перемещений сиденья ЧО, соответствующей участку квазиулевой жесткости. Обеспечивается возможность без ударов ограничивать вертикальные перемещения сиденья ЧО относительно основания при выходе за границы зоны квазиулевой жесткости.

Таким образом, данные конструкции различаются расположением пружины растяжения, но выполняют одинаковые функции: 1) обеспечивают квазиулевой участок на нелинейной статической силовой характеристики; 2) обеспечивают плавное торможение при выходе за границы квазиулевого участка.

Выводы по пятой главе

1. При проведении экспериментальных исследований подтверждена адекватность математической и имитационной моделей сложной динамической

системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» (см. рисунок 3.9). Расхождения теоретических и экспериментальных данных не превышают 12 %.

2. В результате эксперимента были определены численные значения параметров машины, входящих в математическую модель. Параметры жесткости и вязкости серийной ВС сиденья ЧО автогрейдера: $b_h = 20$ Н/(м/с); $c_h = 11183,4$ Н/м.

3. Предложен ряд конструкций сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазинулевой жесткости (см. Приложения Д), на которые получены патенты на полезные модели.

4. Предложен способ и устройство, исключаящие «дрейф» положения сиденья в зоне среднего горизонтального участка нелинейной статической силовой характеристики и подстраивающие положение сиденья ЧО под произвольную массу ЧО, на которые получен патент на изобретение (см. Приложение Д).

5. Ожидаемый экономический эффект (см. Приложение Е) составил порядка 42000 рублей в год на один модернизированный автогрейдер.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Усовершенствован способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевого жесткости, который вносит вклад в решение научной задачи, имеющей значение для развития отрасли машиностроения. Усовершенствование способа позволило предложить ряд новых конструкций виброзащитных механизмов сидений с квазиулевого жесткостью, на которые получены патенты на полезные модели.

2. Разработаны обобщенные математическая и имитационная модели сложной динамической системы процесса движения автогрейдера по микрорельефу, отличающиеся тем, что в их состав введена подсистема виброзащитного устройства предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой. Модели позволяют определять виброускорения сиденья при ступенчатых, гармонических и стохастических возмущающих воздействиях, решать задачи анализа и синтеза оптимальных значений параметров сложной динамической системы. Возмущающими воздействиями выступали динамические воздействия от взаимодействия элементов ходового оборудования с микрорельефом. В качестве варьируемых параметров имитационной модели выступали: конструктивные размеры виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости; коэффициент вязкого трения амортизатора; ширина участка квазиулевого жесткости сиденья. Выходными параметрами являлись вертикальная координата сиденья и ее производные, в том числе, виброускорение. Подтверждена адекватность имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора». Расхождение теоретических и экспериментальных данных не превышает 12%.

3. Установлены функциональные зависимости и связи между основными параметрами системы: конструктивными размерами механизма виброзащитной

системы, возмущающими воздействиями на элементы ходового оборудования и уровнем вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера.

Использование виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой и величиной участка квазиулевого жесткости $h_{qz}=0,1$ м, позволяет при ступенчатых воздействиях (высотой ступени 0,1 м) снизить максимальные ускорения сиденья в 5...5,5 раз, с 0,574...0,867 до 0,11...0,157 м/с².

Полученные на имитационной модели временные зависимости вертикальной координаты кабины были преобразованы в амплитудно-частотную характеристику внешних воздействий на виброзащитную систему сиденья. Среднеквадратичное отклонение вертикальных координат профиля при стохастических воздействиях изменялось в пределах $\sigma_m=0,01...0,06$ м, скорость машины изменялась в пределах $v=1...6$ м/с. Наибольшие амплитуды колебаний основания сиденья человека-оператора при этом находились в частотном диапазоне от 0,1 до 4 Гц.

При стохастических воздействиях подтверждено преимущество предложенной виброзащитной системы с квазиулевого жесткостью перед серийной виброзащитной системой. Увеличение величины участка квазиулевого жесткости h_{qz} с нулевого значения в серийной системе до 0,1 м в предложенной системе, снижает среднее по выборке среднеквадратичное ускорение сиденья в частотном диапазоне от 0,1 до 4 Гц в 1,5 раза.

Были получены уравнения регрессии среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья: от скорости автогрейдера, среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа, размера и наклона участка квазиулевого жесткости статической силовой характеристики виброзащитной системы; от коэффициента вязкого трения амортизатора и конструктивных размеров виброзащитного механизма. Результаты проведенных исследований позволили провести оптимизацию значений конструктивных размеров виброзащитной системы и коэффициента вязкого трения амортизатора по минимизации критерия среднеквадратичного вертикального ускорения.

4. Разработана инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазинулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины, которая позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма: основных размеров механизма, коэффициента жесткости пружины растяжения, коэффициента вязкого трения амортизатора, параметров пружины. В результате оптимизации рекомендованы следующие значения. Размер участка квазинулевой жесткости: $h_{qz}=0,1$ м. Размер механизма L_1 необходимо максимизировать до 0,6 м при размещении внутри кабины и до 1,2 м при возможности размещении части параллелограммного механизма вне кабины. При значении массы сиденья с оператором 200 кг рациональные значения коэффициента вязкого трения амортизатора b_h находятся в пределах 400...500 Н/(м/с), коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма – в пределах 80000...100000 Н/м, коэффициента жесткости двух крайних участков статической силовой характеристики – в пределах 5000...15000 Н/м. Ход подвески виброзащитной системы при этом не превышает $(1,5...2)h_{qz}$. Полученное в результате оптимизации среднеквадратичное ускорение сиденья $a_s=0,288$ м/с², не превышает предельного значения 0,315 м/с², установленного ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997), в частотном диапазоне от 0,1 до 4 Гц.

Инженерная методика внедрена на предприятиях г. Омска: АО «Омсктрансмаш», ООО «Управление механизации №8», и используется в учебном процессе, осуществляемом образовательными организациями: ФГБОУ ВО «СибАДИ»; ФГБОУ ВО «СГУВТ», Филиал ВА МТО в г. Омске «Омский автобронетанковый инженерный институт».

Ожидаемый экономический эффект составил порядка 42000 рублей в год на один модернизированный автогрейдер.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на создание адаптивных виброзащитных систем в широком частотном диапазоне возмущающих воздействий.

СПИСОК АББРЕВИАТУР

- АЧХ – амплитудно-частотная характеристика;
ВС – виброзащитная система;
ГЦ – гидроцилиндр;
ДУ – дифференциальное уравнение;
ЗТМ – землеройно-транспортная машина;
РКО – резинокордная оболочка;
СВ – средства виброизоляции;
СК – система координат;
СУ – система уравнений;
УВЭ – упруго-вязкий элемент;
УЭ – упругий элемент;
ЧО – человек-оператор;
ЭВМ – электронно-вычислительная машина.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 1430305 СССР, МКИ F 16 F 15/08. Виброзащитное сиденье : № 4248827 : заявлено 25.05.1987 : опубликовано 15.10.1988 / Г.В. Дуганов, В.Я. Онищенко ; патентообладатель Кубанский государственный университет. – 3 с.
2. Автомобиль: основы конструкции: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / Н. Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1976. – 295 с.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – Москва : Наука, 1976. – 279 с.
4. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квази нулевой жесткостью: монография / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, Л.И. Ким [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1986. – 100 с.
5. Алексеев С.П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / С.П. Алексеев, А.М. Казаков, Н.Н. Колотинов. – Москва: Машиностроение, 1970. – 208 с.
6. Алексеева Т.В. Оценка и повышение точности землеройно-транспортных машин: Учебное пособие / Т. В. Алексеева, В.С. Щербаков. – Омск : СибАДИ, 1981. – 99 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 томах. Том 3 / Под ред. И.Н. Жестковой. – 9-е изд., доп. и перераб. – Москва : Машиностроение, 2006. – 928 с.
8. Афанасьев В.Л. Статические характеристики микропрофилей автомобильных дорог и колебаний автомобиля / В.Л. Афанасьев, А.А. Хачатуров // Автомобильная промышленность. – 1966. – №2. – С. 21-23.
9. Афонина О.А. Социально-экономическая оценка мероприятий по охране труда / О.А. Афонина // Проблемы охраны труда: тезисы доклада 5-й научной конференции – Рубежное, 1986. – С. 42-43.

10. Балагула В.Я. Выбор структуры управления и параметров активной подвески землеройно-транспортных машин / В.Я. Балагула, М.М. Гайцгори // Автоматизация расчетов строительных и дорожных машин : сборник научных трудов, ВНИИСтройдормаш. – Москва, 1977. – Выпуск 75. – С. 39-48.
11. Батанов М.В. Пружины / М.В. Батанов, Н.В. Петров. – 2-е изд-е. – Ленинград : Машиностроение, 1968. – 216 с.
12. Беляев В.В. Повышение точности планировочных работ автогрейдерами с дополнительными опорными элементами рабочего органа : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Беляев В. В.; СибАДИ. – Омск, 1987. – 230 с.
13. Беляев Н.В. Автоматизация процесса профилирования земляного полотна автогрейдером / Н.В. Беляев // Машины и процессы в строительстве: сборник научных трудов. – Омск : СибАДИ, 2007. – №6. – С. 126-133.
14. Беренгард Ю.Г. Синтез уравнений произвольных систем гидропривода на ЭВМ / Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори // Автоматизация расчетов строительных и дорожных машин. – Москва : ВНИИСтройдормаш, 1977. – №75. – С. 14-29 .
15. Вибрация в технике. Справочник. В 6 томах. Том 1. Колебания линейных систем/ Под ред. В.В. Болотина. – Москва : Машиностроение, 1978. –352 с.
16. Вибрация в технике. Справочник. В 6 томах. Том 2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. – Москва : Машиностроение, 1979. – 351 с.
17. Вибрация в технике. Справочник. В 6 томах. Том 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. – Москва : Машиностроение, 1981. – 456 с.
18. Гайцгори, М.М. Колебания колесных землеройно-транспортных машин : обзор / М.М. Гайцгори, Е.Ю. Малиновский. – Москва : Машиностроение, 1980. – 216 с.
19. ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования : межгосударственный стандарт :

дата введения 2008-07-01. – Изд. официальное. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 34 с.

20. ГОСТ 24347-80. Вибрация. Обозначения и единицы величин : государственный стандарт союза ССР : дата введения 1981-01-01 / Государственный комитет СССР по стандартам. – Изд. официальное. – Москва : Издательство стандартов, 1986. – 5 с.

21. ГОСТ 26568-85 Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация: государственный стандарт союза ССР : дата введения 1987-01-01 / Государственный комитет СССР по стандартам. – Изд. официальное. – Москва : Издательство стандартов, 1985. – 14 с.

22. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования : межгосударственный стандарт : дата введения 2008-07-01. – Изд. официальное. – Москва : Стандартинформ, 2010. – 25 с.

23. ГОСТ 31192.1-2004 (ИСО 5349-1:2001) Вибрация. Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования : межгосударственный стандарт : дата введения 2008-07-01. – Изд. официальное. – Москва : Стандартинформ, 2010. – 24 с.

24. ГОСТ 31193-2004 (ЕН 1032:2003) Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Общие требования (с Поправкой) : межгосударственный стандарт : дата введения 2008-07-01. – Изд. официальное. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 26 с.

25. ГОСТ 31319-2006 (ЕН 14253:2003) Вибрация. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах : межгосударственный стандарт : дата введения 2008-07-01. – Изд. официальное. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 19 с.

26. ГОСТ ИСО 10326-1-2002 Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Часть 1. Общие требования : межгосударственный стандарт : дата введения 2007-11-01. – Изд. официальное. – Москва : Стандартинформ, 2007. – 8 с.

27. ГОСТ Р 59701.1-2022 Вибрация. Средства измерений общей и локальной вибрации. Часть 1. Виброметры общего назначения : национальный стандарт РФ: дата введения 2022-09-01 / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Изд. официальное. – Москва : Российский институт стандартизации, 2022. – 94 с.
28. Громов М. Знак и геометрический смысл кривизны / М. Громов. – Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 128 с.
29. Громовик А.И. Снижение низкочастотных вибраций поста оператора автогрейдера в транспортном режиме: специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Громовик А.И.; СибАДИ. – Омск, 2001. – 197 с.
30. Дементьев Ю.В. САПР в автомобиле- и тракторостроении: учебник для студентов высших учебных заведений / Ю.В. Дементьев. – Москва : Издательский центр «Академия», 2004. – 224 с.
31. Денисов В.П. Результаты экспериментальных исследований автогрейдера с отвалом переменной длины / В.П. Денисов, В.А. Мещеряков, И.И. Матяш // Строительные и дорожные машины. – 2001. – №5. – С.13-14.
32. Джилкичиев А.И. Повышение эффективности виброзащиты водителя оператора самоходных колесных машин на примере автогрейдера ДЗ-122 : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Джилкичиев А.И.; СибАДИ. – Омск, 1988. – 197 с.
33. Жилейкин М.М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упругодемпфирующими элементами системы подрессоривания : специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Жилейкин М.М.; МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2012. – 24 с.
34. Зайдель А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений / А.Н. Зайдель. – Ленинград : Наука, 1967. – 88 с.

35. Зенкевич С.Л. Управление роботами. Основы управления манипуляционными роботами: учебник для вузов / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющенко. – Москва : Изд-во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2000. – 400 с.
36. Зотов А.Н. Виброзащитные и ударозащитные системы пассивного типа на базе упругих элементов с участками квазиулевого жесткости / А.Н. Зотов // Известия вузов. Машиностроение. – Москва : МГТУ им. Баумана (национальный исследовательский университет), 2006. – №7. – С.10-18.
37. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квазиулевым жесткостью / А.Н. Зотов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – Екатеринбург : Уральский государственный горный университет, 2007. – №2. – С.147-151.
38. Ивакина О.П. Способ и техническое средство защиты обслуживающего персонала от вибрации на картофелеуборочном комбайне : специальность 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» : дис. ... канд. техн. наук / Ивакина О.П.; РГСХА. – Рязань, 2000. – 156 с.
39. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / Н.И. Иванов. – Москва : Транспорт, 1987. – 223 с.
40. Ивович В.А. Защита от вибрации в машиностроении / В.А. Ивович, В.Я. Онищенко. – Москва : Машиностроение, 1990. – 272 с.
41. Кассандрова О.Н. Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – Москва : Наука, 1970. – 104 с.
42. Кашапова И.Е. Анализ квазиулевого статической характеристики виброзащитного сиденья человека-оператора / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов // Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация : Сборник материалов VI Межведомственной научно-практической конференции. – Омск : ОАИИ, 2022. – С. 97-104.
43. Кашапова И.Е. Виброзащитная подвеска с квазиулевым жесткостью сиденья человека-оператора / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции. – Омск: СибАДИ, 2021. – С. 76-79.

44. Кашапова И.Е. Виброзащитная система сиденья человека-оператора землеройно-транспортной машины на основе параллелограммного механизма / И.Е. Кашапова // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных: Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 65-69.

45. Кашапова И.Е. Инженерные решения сидений с квазиулевой жесткостью / И.Е. Кашапова // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции, приуроченной к проведению в Российской Федерации Десятилетия науки и технологий. – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 82-86.

46. Кашапова И.Е. Конструктивные разновидности виброзащитной системы сиденья оператора / И.Е. Кашапова, М.С. Корытов, В.С. Щербаков [и др.]. // Проблемы машиноведения : Материалы VI Международной научно-технической конференции. – Омск : ОмГТУ, 2022. – С. 38-44.

47. Кашапова И.Е. Разработка способа и устройства, формирующего заданную форму статической характеристики, с участком квазиулевой жесткости, виброзащитного механизма сиденья человека-оператора / И.Е. Кашапова, М.С. Корытов, В.С. Щербаков // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции, приуроченной к проведению в Российской Федерации Десятилетия науки и технологий. – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 87-91.

48. Кашапова И.Е. Социальная и экономическая эффективность при внедрении сиденья с квазиулевой жесткостью / И.Е. Кашапова // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, приуроченной к 110-летию со дня рождения Т.В. Алексеевой. – Омск : СибАДИ, 2023. – С. 89-93.

49. Кашапова И.Е. Формирование статических характеристик упругих элементов с участком квазиулевого жесткости кресел строительных машин / И.Е. Кашапова // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 72-75.
50. Козловский, М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Козловский. – Москва : Наука, 1966. – 366 с.
51. Комкин А.И. Вибрация. Воздействие, нормирование, защита / А.И. Комкин. – Москва : Новые технологии, 2004. – 14 с.
52. Корчагин П.А. Развитие научных основ проектирования виброзащитных систем землеройных машин : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... д-ра. техн. наук / Корчагин П.А.; СибАДИ. – Омск, 2011. – 333 с.
53. Корчагин П.А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера на базе трактора ЗТМ-82 : монография / П.А. Корчагин, А.И. Степанов. – Омск : СибАДИ, 2003. – 84 с.
54. Корчагин П.А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме : монография / П.А. Корчагин, Е.А. Корчагина, И.А. Чакурин. – Омск : СибАДИ, 2009. – 195 с.
55. Корчагин П.А. Снижение уровня угловых продольных колебаний экскаватора : монография / П.А. Корчагин, Э.И. Шелепов. – Омск : СибАДИ, 2005. – 92 с.
56. Корчагин П.А. Совершенствование одноковшового экскаватора с целью снижения динамического воздействия на рабочее место оператора (на примере экскаватора второй размерной группы) : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Корчагин П.А.; СибАДИ. – Омск, 1997. – 188 с.
57. Корытов М.С. Аналитический анализ виброзащитной системы человека- оператора / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI

10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2023. – №2. – С. 145-158.

58. Кобытов М.С. Аналитическое выражение для аппроксимации силы трения виброзащитного механизма сиденья оператора / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.22281/2413-9920-2022-08-03-183-193 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 3. – С. 183-193.

59. Кобытов М.С. Аналитическое решение дифференциального уравнения вынужденных колебаний виброзащитной системы с кусочно-линейной статической силовой характеристикой при гармоническом кинематическом возбуждении перемещений основания / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.14489/hb.2023.01.pp.016-026 // Справочник. Инженерный журнал. – 2023. – №1(310). – С. 16-26.

60. Кобытов М.С. Варианты математических описаний вертикальных колебаний сиденья оператора на виброзащитной подвеске / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов V Национальной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2022. – С. 71-76.

61. Кобытов М.С. Виброзащитная система с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева. – DOI 10.25206/2310-9793-8-1-46-54 // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2020. –Т.8, №1. – С. 46-54.

62. Кобытов М.С. Динамические свойства сиденья автогрейдера с квазиулевой статической характеристикой / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.22281/2413-9920-2022-08-04-291-298 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 4. – С. 291-298.

63. Кобытов М.С. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квазиулевой жесткости оператора строительно-дорожной машины / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-

9920-2020-06-04-486-496 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №4. – С. 486-496.

64. Кобытов М.С. Интерполяция экспериментальных значений параметров рабочего процесса строительной машины в пространстве данных произвольной размерности / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева // Проблемы машиноведения : Материалы IV Международной научно-технической конференции. – Омск : ОмГТУ, 2020. – С. 464-470.

65. Кобытов М.С. Использование пакетов тарельчатых пружин в виброзащитном механизме кресла оператора / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова [и др.]. – DOI: 10.25206/2310-9793-9-1-42-51 // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2021. – Т.9, №1. – С. 42-51.

66. Кобытов М.С. Использование тарельчатых пружин для создания виброзащитного механизма с участком квазиулевоы жесткости / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №3. – С. 377-387.

67. Кобытов М.С. Исследование виброзащитной системы сиденья с квазиулевоы жесткостью при стохастических воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.25206/2588-0373-2023-7-1-61-69 // Омский научный вестник. Серия авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2023. – Т.7. №1. – С. 61-69.

68. Кобытов М.С. Исследование колебаний кресла на виброзащитной подвеске с эффектом квазиулевоы жесткости при синусоидальном возбуждении / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева // Проблемы машиноведения : Материалы V Международной научно-технической конференции. – Омск : ОмГТУ, 2021. – С. 53-61.

69. Кобытов М.С. Исследование формы внешних участков статической характеристики виброзащитной подвески с участком квазиулевоы жесткости / М.С. Кобытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова [и др.]. – DOI 10.25206/2310-9793-9-

1-51-57 // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2021. – Т.9, №1. – С. 51-57.

70. Корятов М.С. Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазиулевым статическим характеристиками / М.С. Корятов, И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков. – DOI 10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193 // Вестник СибАДИ. – 2023. – Т.19, №2 (90). – С. 180-193.

71. Корятов М.С. Моделирование колебаний груза на виброзащитной подвеске с подвижным основанием / М.С. Корятов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева. – DOI 10.25206/2310-9793-8-1-62-70 // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2020. – Т.8, №1. – С. 62-70.

72. Корятов М.С. Оптимизация конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазиулевым жесткостью / М.С. Корятов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.17816/0321-4443-301264 // Тракторы и сельхозмашины. – 2023. – Т. 90, № 3. – С. 233-244.

73. Корятов М.С. Применение параллелограммного механизма с эффектом квазиулевого жесткости в виброзащитных системах кресла оператора строительно-дорожной машины / М.С. Корятов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – №2. – С. 132-140.

74. Корятов М.С. Роликовый виброзащитный механизм с участком квазиулевого жесткости / М.С. Корятов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева. – DOI 10.25206/2310-9793-8-1-55-62 // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2020. – Т.8, №1. – С. 55-62.

75. Корятов М.С. Сравнительный анализ пружинных механизмов виброзащитных кресел дорожно-строительных машин / М.С. Корятов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №1. – С. 62-72.

76. Корытов М.С. Условие квазинулевой жесткости статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья / М.С. Корытов, И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков. – DOI 10.26518/2071-7296-2022-19-2-144-155 // Вестник СибАДИ. – 2022. – Т.19, №2 (84). – С. 144-155.
77. Кузин Э.Н. Оценка планировочных машин на стадии испытаний / Э.Н. Кузин, Е.И. Шейнис, О.И. Иванов // Строительные и дорожные машины. – 1984. – №12. – С. 12-13.
78. Лебедев Ю.М. Современные тенденции развития автогрейдера / Ю.М. Лебедев, Н.В. Беляев// Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: математика, механика, физика. – 2018. – Т.10, № 4. – С. 58-64.
79. Малахов И.И. Система автоматизации проектирования устройств ветрозащиты кабин дорожных машин на базе дорожных тракторов : специальность 05.13.12 «Системы автоматизации проектирования (промышленность)» : дис. ... канд. техн. наук / Малахов И.И.; СибАДИ. – Омск, 2009. – 109 с.
80. Математические основы теории автоматического регулирования : учебное пособие / В.А. Иванов, Б.К. Чемоданов, В.С. Медведев, А.С. Ющенко ; Под.ред. Б.К. Чемоданова. – Москва : Высшая школа, 1971. – 808 с.
81. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и отбору для финансирования. – Москва : Информэлектро, 1994. – 80 с.
82. Михайловская В.А. Оптимизация рабочего оборудования автогрейдера / В.А. Михайловская // Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства : Международная научно-практическая конференция. – Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2016. – С. 235-237.
83. Недорезов И.А. Машины и механизмы транспортного строительства: учебное пособие / И.А. Недорезов, О.Н. Машкович, С.Г. Спивак. – Москва : Транспорт, 1989. – 360 с.
84. Недорезов И.А. Машины строительного производства: учебное пособие / И. А. Недорезов, А. Г. Савельев. – Москва : МГТУ, 2010. – 119 с.

85. Омскстат : официальный сайт. – URL: <https://55.rosstat.gov.ru/> (дата обращения: 26.05.2023).
86. Основы научных исследований: учебник / В.И. Крутов, И.М. Грушко, В.В. Попов [и др.]. – Москва : Высшая школа, 1989. – 400 с.
87. Патент № 101139 Российская Федерация, МПК F16L 3/205 Подвеска постоянного усилия : № 2010131401/06 : заявлено 28.07.2010 : опубликовано 10.01.2011 / А.В. Туголуков, Н.Н. Баранов; патентообладатель ЗАО «Энергомаш (Белгород)-БЗЭМ». – 5 с.
88. Патент № 116588 Российская Федерация, МПК F16L 3/00 Механизм амортизации : № 2012101977/11 : заявлено 20.01.2012 : опубликовано 27.05.2012 / А.И. Кожиков, И.В. Рошин, А.В. Барановский, Р.А. Захаров, А.И. Василенко; патентообладатель ОАО «ЦКБТМ». – 4 с.
89. Патент № 171043 Российская Федерация, МПК B60N 2/52 Пневматическая подвеска кресла оператора на базе резинокордной оболочки : № 2016136885 : заявлено 14.09.2016 : опубликовано 17.05.2017 / И.А. Тетерина, А.Б. Летопольский, П.А. Корчагин; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 2 с.
90. Патент № 2046887 Российская Федерация, МПК E02F 3/76 Автогрейдер : № 5029917/03 : заявлено 28.02.1992 : опубликовано 27.10.1995 / В.Н. Тарасов, И.В. Бояркина, В.П. Луневич, Ю.А. Искрицкий, В.Ф. Ильюшин; патентообладатель Брянский завод дорожных машин им. 50-летия Великого октября. – 4 с.
91. Патент № 206711 Российская Федерация, МПК B60N 2/50 Виброзащитная система сиденья оператора : № 2021111734 : заявлено 26.04.2021 : опубликовано 23.09.2021 / И.Е. Почекуева, М.С. Корытов, В.С. Щербаков; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 2 с.
92. Патент № 209204 Российская Федерация, МПК B60N 2/50 Виброзащитное сиденье человека-оператора : № 2021132320 : заявлено 08.11.2021 : опубликовано 07.02.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 2 с.

93. Патент № 2093381 Российская Федерация, МПК В60N 2/02 Виброзащитная подвеска сиденья : № 95100220/11 : заявлено 10.01.1995 : опубликовано 20.10.1997 / И.С. Никифоров, П.И. Остроменский, В.А. Остроменская; патентообладатель Новосибирский электротехнический институт связи им. Псурцева, Отдел автоматизации и технической физики Иркутского научного центра СО РАН. – 6 с.

94. Патент № 210303 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Сиденье с квазиулевым жесткостью оператора мобильной машины : № 2022103331 : заявлено 10.02.2022 : опубликовано 06.04.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 2 с.

95. Патент № 211548 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Виброзащитная система с квазиулевым жесткостью сиденья оператора : № 2022107416 : заявлено 22.03.2022 : опубликовано 14.06.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 6 с.

96. Патент № 211587 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Сиденье с квазиулевым жесткостью : № 2022107415 : заявлено 22.03.2022 : опубликовано 15.06.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 6 с.

97. Патент № 2222730 Российская Федерация, МПК F16F 6/00, F16F 3/30 Виброзащитное устройство : № 2002119648/11 : заявлено 19.07.2002 : опубликовано 27.01.2004 / Д.М. Белый; патентообладатель Ульяновский государственный технический университет. – 4 с.

98. Патент № 2259286 Российская Федерация, МПК В60N 2/54 Подвеска сиденья транспортного средства : № 2004107425/11 : заявлено 15.03.2004 : опубликовано 27.08.2000 / Б.А. Гордиенко, И.Г. Резников, Т.М. Гордиенко, Л.В. Малышева, Д.О. Горбачев, М.А. Анастасова; патентообладатель Б.А. Гордиенко. – 8 с.

99. Патент № 2374520 Российская Федерация, МПК F16F 15/027, F16F 9/50 Динамический гаситель : № 2008122605/11 : заявлено 04.06.2008 : опубликовано

27.11.2009 / В.И. Чернышев, О.А. Петракова, О.В. Фомина, Е.А. Колинко; патентообладатель ГОУ ВПО «ОрелГТУ». – 6 с.

100. Патент № 2383452 Российская Федерация, МПК В60N 2/52 Подвеска сиденья транспортного средства : № 2008137839/11 : заявлено 22.09.2008 : опубликовано 10.03.2010 / В.В. Корсаков, А.Г. Глускер, Г.Д. Сычев, О.Н. Саковец; патентообладатель ОАО «МАЗ». – 4 с.

101. Патент № 2434174 Российская Федерация, МПК F16L 3/205 Постоянный держатель : № 2009128208/06 : заявлено 14.12.2007 : опубликовано 20.11.2011 / Хардтке Ханс-Херлоф, Ланге Хаинц-Вильгельм; патентообладатель Лизега Акциенгезелльшафт (DE). – 22 с.

102. Патент № 2438888 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Способ виброизоляции человека-оператора транспортного средства и самоходной технологической машины и компактная подвеска сиденья для реализации способа : № 2010115005/11 : заявлено 14.04.2010 : опубликовано 10.01.2012 / В.Н. Говердовский, В.В. Бабенков, П.В. Говердовский, А.В. Зобов, Ю.Н. Смородин; патентообладатель ГОУ ВПО «СГУПС». – 12 с.

103. Патент № 2444667 Российская Федерация, МПК F16L 3/205 Подвеска постоянного усилия : № 2010125933/06 : заявлено 25.06.2010 : опубликовано 10.03.2012 / А.В. Туголуков, Н.Н. Баранов; патентообладатель ЗАО «Энергомаш (Белгород)-БЗЭМ». – 12 с.

104. Патент № 2475658 Российская Федерация, МПК F16F 7/10, F16F 15/02 Способ регулирования жесткости виброзащитной системы и устройство для его осуществления : № 2011117257/11 : заявлено 28.04.2011 : опубликовано 20.02.2013 / С.В. Елисеев, А.П. Хоменко, Ю.В. Ермошенко, Р.С. Большаков, И.С. Ситов, В.Б. Кашуба, С.В. Белокобыльский; патентообладатель ГОУ ВПО «ИрГУПС». – 8 с.

105. Патент № 2522194 Российская Федерация, МПК F16F3/00, F16F15/02 Устройство для динамического гашения колебаний объекта защиты : № 2011150207/11 : заявлено 09.12.2011 : опубликовано 10.07.2014 / С.В. Елисеев, А.П. Хоменко, Ю.В. Ермошенко, Р.С. Большаков, И.С. Ситов, В.Б. Кашуба, Ю.О. Абросимова; патентообладатель ФГБОУ ВПО «ИрГУПС». – 5 с.

106. Патент № 2639221 Российская Федерация, МПК E02F 3/76 Бульдозерное оборудование автогрейдера : № 2016132991 : заявлено 10.08.2016 : опубликовано 20.12.2017 / А.Г. Савельев, В.В. Воропаев, В.А. Михайловская; патентообладатель Воропаев В.В.. – 5 с.

107. Патент № 2668933 Российская Федерация, МПК F16F 14/04, F16F 7/08 Устройство для гашения колебаний : № 2017112586 : заявлено 12.04.2017 : опубликовано 04.10.2018 / С.В. Елисеев, Е.В. Каимов, А.В. Елисеев, А.С. Миронов, К.Ч. Выонг; патентообладатель ФГБОУ ВПО «ИрГУПС». – 9 с.

108. Патент № 2708797 Российская Федерация, МПК B60N 2/50 Подвеска сиденья транспортного средства с активной системой изменения жёсткости на основе магнитоактивных эластомеров : № 2016146152 : заявлено 24.11.2016 : опубликовано 11.12.2019 / И.В. Балабин, В.В. Богданов, И.С. Чабунин; патентообладатель ФГКВБОУ ВО Военный Учебно-научный Центр Сухопутных Войск "Общевойсковая Академия Вооруженных Сил РФ». – 7 с.

109. Патент № 2779919 Российская Федерация, МПК B60N 2/50, B60N 2/38, B60N 2/42 Способ и устройство формирования заданной формы квазиулевого статической характеристики виброзащитного механизма сиденья оператора : № 2022101550 : заявлено 25.01.2022 : опубликовано 15.09.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 7 с.

110. Перегудов Ф.И. Введение в системный анализ / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – Москва : Высшая школа, 1989. – 367 с.

111. Пивцаев А.Н. Исследование экскаватора с активным рабочим органом с целью снижения динамических воздействий на человека-оператора : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Пивцаев А.Н.; СибАДИ. – Омск, 1982. – 223 с.

112. Пилипенко В.В. Пневматические системы виброзащиты с квазиулевым жесткостью / В.В. Пилипенко, О.В. Пилипенко, Л.Г. Запольский // Техническая механика. – Днепропетровск: Институт технической механики НАН Украины и НКА Украины, 2008. – № 2. – С. 17-25.

113. Пол Р. Моделирование, планирование траекторий и управление движением робота-манипулятора / Р. Пол. – Москва : Наука, 1976. – 104 с.

114. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – Москва : Машиностроение, 1980. – 326 с.

115. Попов Л.Д. Об управлении параметрами в итерационных методах линейного программирования, основанных на новом классе гладких внешних штрафных функций / Л.Д. Попов. – DOI 10.21538/0134-4889-2022-28-4-191-200 // Труды института математики и механики УрО РАН. – 2022. – Т.28, №4. – С. 191-200.

116. Портнова А.А. Результаты теоретических исследований математической модели автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой / А.А. Портнова, С.В. Котыкин, В.С. Щербаков // Омский научный вестник. – Омск : ОмГТУ, 2014. – №2(130). – С. 118-121.

117. Почекуева И.Е. Анализ возмущающих воздействий со стороны микрорельефа на землеройно-транспортную машину/ И.Е. Почекуева // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию ФГБОУ ВО «СибАДИ». – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 96-100.

118. Почекуева И.Е. Анализ гасителей колебаний на рабочем месте человека-оператора землеройно-транспортной машины / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, Е.А. Кашапов // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2019. – С. 95-98.

119. Почекуева И.Е. Анализ коэффициентов передачи воздействий со стороны микрорельефа на кресло человека-оператора автогрейдера / И.Е. Почекуева // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов IV Национальной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 132-138.

120. Почекуева И.Е. Анализ подвески кресла человека-оператора с упругими элементами / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, М.С. Корятов // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: Проблемы, Перспективы, Инновации : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию ФГБОУ ВО «СибАДИ». – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 91-95.

121. Почекуева И.Е. Анализ упругих элементов, используемых в подвесках кресел человека-оператора землеройно-транспортных машин / И.Е. Почекуева // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – Омск : СибАДИ, 2020. – С. 33-37.

122. Почекуева И.Е. Влияние неровностей микрорельефа на перемещение кресла человека-оператора автогрейдера / И.Е. Почекуева // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 36-41.

123. Почекуева И.Е. Защита от динамических воздействий человека-оператора одноковшового экскаватора, оборудованного гидроударными механизмами / И.Е. Почекуева // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов III Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – Омск : СибАДИ, 2019. – С. 63-67.

124. Почекуева И.Е. Математическое описание автогрейдера, как объекта управления / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, М.С. Корятов // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов III Национальной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2020. – С. 112-115.

125. Почекуева И.Е. Применение тарельчатых пружин в виброзащитных подвесках кресел человека-оператора землеройно-транспортных машин / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, М.С. Корятов // Образование. Транспорт. Инновации.

Строительство : Сборник материалов III Национальной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 127-131.

126. Пронина Ю.О. Совершенствование системы виброзащиты оператора промышленного трактора при проектировании на основе моделирования процесса низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя : специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Пронина Ю.О.; НИУ. – Челябинск, 2017. – 139 с.

127. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Под ред. Е.Ю. Малиновского. – Москва : Машиностроение, 1980. – 216 с.

128. Реброва И.А. Планирование эксперимента: учебное пособие / И.А. Реброва. – Омск : СибАДИ, 2010. – 105 с.

129. Результаты мониторинга условий и охраны труда в Российской Федерации в 2020 году. – Москва : Министерство труда и социальной защиты Российской Федерации, 2021. – 130 с.

130. Рекомендации по расчету экономической эффективности мероприятий по снижению локальной и общей вибрации. – Челябинск : Минчермет СССР, 1982. – 20 с.

131. Робототехника и гибкие автоматизированные производства. Учебное пособие. В 9 томах. Том 5. Моделирование робототехнических систем и гибких автоматизированных производств / Под ред. И. М. Макарова. – Москва : Высшая школа, 1986. – 175 с.

132. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания (с изменениями и дополнениями) : издание официальное : утвержден Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 28.01.2021 : введен 01.03.2021. – Минюст России, 2021. – 1029 с.

133. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021612124 Российская Федерация. Модель для исследования перемещений виброзащитного механизма с участком квази нулевой жесткости кресла человека-оператора землеройно-транспортной машины : № 2021611342 : заявлено

10.02.2021: дата регистрации 11.02.2021 / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева; правообладатель Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ). – 1 с.

134. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022612237 Российская Федерация. Методика синтеза статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости виброзащитной системы сиденья : № 2022611472 : заявлено 07.02.2022 : дата регистрации 19.02.2022 / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова; правообладатель Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ). – 1 с.

135. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023615871 Российская Федерация. Комплексная имитационная модель автогрейдера с подсистемами виброзащитных опор кабины и виброзащитного механизма сиденья : № 2023613310: заявл. 27.02.2023 : дата регистрации 20.03.2023 / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова; правообладатель Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ). – 1 с.

136. Силаев А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – Москва : Машиностроение, 1972. – 192 с.

137. Системы подрессоривания современных тракторов / Д.А. Попов, Е.Г. Попов, Ю.Л. Волошин [и др.] – Москва : Машиностроение, 1974. – 176 с.

138. Скуба П.Ю. Методика автоматизированного проектирования планировочных машин на базе колесных тракторов / П.Ю. Скуба // Вестник Воронежского государственного технического университета. – Воронеж, 2009. – Т.5, №5. – С. 190-195.

139. Смирнов В.А. Практические методы оценки эффективности линейных и нелинейных виброзащитных систем / В.А. Смирнов, Г.М. Кравченко // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. – 2016. – № 3 (15). – С. 44-52.

140. Сорокин В.Н. Опора для виброизоляции технологического оборудования / В.Н. Сорокин, И.Ю. Ефимов // Вестник СибАДИ. – 2018. – Т.15, №6. – С. 866-876.

141. Столяров В.В. Разработка адаптивной системы виброзащиты человека-оператора одноковшового экскаватора второй размерной группы: специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Столяров В.В.; СибАДИ. – Омск, 2009. – 231 с.
142. Теория автоматического управления. Учебник. В 2 частях. Часть 2. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / А.А. Воронов, Д.П. Ким, В.М. Лохин [и др.]; Под ред. А. А. Воронова. – 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Высшая школа, 1986.— 504 с.
143. Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов / К. В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – Москва : Высшая школа, 1998. – 496 с.
144. Тетерина И. А. Повышение эффективности системы виброзащиты оператора дорожной подметально-уборочной машины: специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно - транспортные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Тетерина И. А.; СибАДИ. – Омск, 2016. – 201 с.
145. Томлеева С.В. Определение параметров виброзащитного устройства с квазиулевым жесткостью для сидений операторов строительных и дорожных машин / С.В. Томлеева, Г.Д. Моисеев, А.А. Иовлев, В.В. Кислянский // Машиностроение: инновационные аспекты развития. – Санкт-Петербург, 2019. – С. 7-13.
146. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин / Н. А. Ульянов. – Москва : Машиностроение, 1982. – 279 с.
147. Ульянов Н. А. Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н.А. Ульянов, Э.Г. Ронинсон, В.Г. Соловьев. – Москва : Машиностроение, 1976. – 360 с.
148. Хасанов А.С. Графический анализ чувствительности оптимальных решений задач линейного программирования / А.С. Хасанов, А.И. Зверева. – DOI 10.18384/2310-7251-2021-2-61-76 // Вестник Московского государственного областного университета. – Серия: Физика-математика. – 2021. – № 2. – С. 61-76.

149. Хачатуров А.А. Динамика системы «дорога–шина–автомобиль–водитель» / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев; Под ред. А.А. Хачатурова. – Москва : Машиностроение, 1976. – 535 с.
150. Холодов А.М. Проектирование машин для земляных работ / А.М. Холодов. – Харьков : Высшая школа, 1986. – 272 с.
151. Щербаков В.С. Математическое описание механических систем в однородных координатах / В.С. Щербаков // Роботы и робототехнические системы. – Иркутск: ИПИ, 1984. – С. 82-88.
152. Щербаков В.С. Система автоматизации эскизного проектирования автогрейдера: монография / В.С. Щербаков, Н.В. Беляев, В.В. Беляев. – Омск : СибАДИ, 2009. – 134 с.
153. Щербаков В.С. Снижение динамических воздействий на одноковшовый экскаватор: монография / В.С. Щербаков, П.А. Корчагин. – Омск : СибАДИ, 2001. – 47 с.
154. Щербаков В.С. Совершенствование гидропривода рулевого управления автогрейдера / В.С. Щербаков, Ю.Е. Ионова // Вестник СибАДИ. – Омск : СибАДИ, 2017. – № 4-5(56-57). – С. 8-13.
155. Щербаков В.С. Статистические характеристики микрорельефа поверхностей, обрабатываемых автогрейдером / В.С. Щербаков, В.В. Беляев, В.Е. Калугин. – Омск : СибАДИ, 1987. – 27с.
156. Щербаков В.С. Устройства виброзащиты строительных и дорожных машин: монография / В.С. Щербаков, И.И. Малахов, А.О. Лисин. – Омск : СибАДИ, 2013. – 113 с.
157. Юревич Е.И. Теория автоматического управления / Е.И. Юревич. – Москва : Высшая школа, 1980. – 423 с.
158. Яблонский А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – Москва : Высшая школа, 1966. – 256 с.
159. Яценко И.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / И.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – Москва : Машиностроение, 1968. – 220 с.

160. Balakin P.D., Dyundik O.S., Zgonnik I.P. et al. Automatic control a stiffening of links as a means of adaptation of mechanical systems. *Journal of Physics : Conference Series*, 2020, Vol.1441, P. 012086. – DOI 10.1088/1742-6596/1441/1/012086.

161. Belkin A.E., Nikitin E.A. Analysis of vibration isolation of a cargo mounted on polyurethane shock absorbers. *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*, 2020, Vol.747, P. 012058. – DOI 10.1088/1757-899x/747/1/012058.

162. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*, 2021, Vol. 494, P. 115859. – DOI 10.1016/j.jsv.2020.115859.

163. Cohn S. Dynamic friction measurement. modeling. and compensation for precise motion control: Theses. New Jersey Institute of Technology, 1998, P. 103.

164. Foard J.H.D., Rollason D., Thite A.N., Bell C. Polymer composite Belleville springs for an automotive application. *Composite Structures*, 2019, Vol.221, P.110891. – DOI 10.1016/j.compstruct.2019.04.063.

165. Friction in contact between moving bodies – MATLAB : официальный сайт. – URL: <https://www.mathworks.com/help/simscape/ref/translationalfriction.html> (дата обращения: 17.01.2022).

166. Ghosh C., Verma A., Verma P. Real time fault detection in railway tracks using Fast Fourier Transformation and Discrete Wavelet Transformation. *International Journal of Information Technology*, 2022, Vol. 4, P. 31–40. – DOI 10.1007/s41870-021-00784-x.

167. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, P. 012059. – DOI 10.1088/1742-6596/944/1/012059.

168. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. . et al. Study of the external section shape of the static characteristic of the antivibration suspension with a quasi-zero stiffness section. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, P. 012057. – DOI 10.1088/1742-6596/2182/1/012057.

169. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. et al. Analytical description and study of the static characteristic parameters of the antivibration suspension of the operator's seat. *International Journal of Mechanics and Control*, 2022, Vol. 23, no. 02, pp. 3-9.

170. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. et al. Use of the belleville spring package in the vibration protection mechanism of the operator's seat. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, P. 012056. – DOI 10.1088/1742-6596/2182/1/012056.

171. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2023, Vol. 90, no. 03, pp. 233-244. – DOI 10.17816/0321-4443-301264.

172. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Pohekuyeva I.E., Titenko V.V. Study of the antivibration suspended seat oscillations with quasi-zero stiffness effect under sinusoidal excitation. *Journal of Physics: Conference Series*, March 2021, P. 012120. – DOI 10.1088/1742-6596/1901/1/012120.

173. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Oscillations simulation of the vibration protection suspended load with a movable base. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), P. 012013. – DOI 10.1088/1742-6596/1791/1/012013.

174. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Roller vibroprotection mechanism with a quasi-zero stiffness section. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), P. 012014. – DOI 10.1088/1742-6596/1791/1/012014.

175. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), P. 012015. – DOI 10.1088/1742-6596/1791/1/012015.

176. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekuyeva I.E. Interpolation of experimental values for working parameters of a construction machine in

the data space of an arbitrary dimensionality. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, P. 012086. – DOI 10.1088/1742-6596/1546/1/012086.

177. Larson Ron, Hostetler Robert P. *Precalculus: A Concise Course*. Boston, Houghton Mifflin, 2007. 526 p.

178. Lee J.M. Curvature. In: *Introduction to Riemannian Manifolds*. Graduate Texts in Mathematics. Springer, Cham, 2018, Vol. 176. – DOI 10.1007/978-3-319-91755-9_7.

179. Li Donghai, Zhao Shougen, He Yujin, Li Tao. Study on the vibration isolation performance of quasi-zero stiffness vibration isolator with time-delay control. *Xibei University of Science and technology*, 2018, Vol.36. no.6, pp. 1168-1175. – DOI 10.1051 / jnwpu / 20183661168.

180. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*, 2014, Vol. 21, no. 3, pp. 241-261. – DOI 10.1504/IJHVS.2014.066080.

181. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system. *Advances in mechanical engineering*, 2019, Vol. 11, no. 5. – DOI 10.1177/1687814019849988.

182. Patent CN 1565886 A China: IPC (1-7), B60N 2/42, B64D 25/04. Bump proof, vibration proof and impact force proof chair/bed and fabricating method thereof : №20031024539 20030610 : priority date 10.06.2003 : publication date 19.01.2005 / Hu Jianzhong; applicant Hu Jianzhong.

183. Patent CN 207360017 U China, B60G 13/08, B60G 17/08. Suspension system of zero accurate rigidity based on oil gas suspension : №201721478393U 20171108 : priority date 08.11.2017 : publication date 15.05.2015 / Zhang Xiaojiang, Yan Zhenhua, Li Taoyong, Li Haochuan; applicant UNIV JILIN.

184. Pohekueva I.E. Investigation into the reduction of dynamic impact on the human operator of motor grader / I.E. Pohekueva // *Актуальные вопросы современной*

науки глазами молодых исследователей : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2020. – С. 312-315.

185. Pochekueva I.E., Rakhuba L.F. Analysis of vibration protection devices designed to protect the human operator of the earthmoving transport machine from dynamic influences / I.E. Pochekueva, L.F. Rakhuba // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: Проблемы, Перспективы, Инновации : Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции. – Омск: СибАДИ, 2019. – С. 90-94.

186. Qingguo Meng, Xuefeng Yang, Wei Li, En Lu, Lianchao Sheng. Research and Analysis of Quasi-Zero-Stiffness Isolator with Geometric Nonlinear Damping. School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou, Jiangsu 221116, China, October, 2017, Vol. 2017,. P. 9. – DOI 10.1155/2017/6719054.

187. Simscape Multibody. Model and simulate multibody mechanical systems : официальный сайт. – URL: https://www.mathworks.com/help/sm/index.html?s_tid=CRUX_lftnav (дата обращения: 17.01.2022).

188. Siwek M., Baranowski L., Panasiuk J. Wojciech K. Modeling and Simulation of Movement of Dispersed Group of Mobile Robots Using Simscape Multibody Software. AIP Conference Proceedings, 2019, Vol. 2078, no. 1, P. 020045.

189. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2019, no.9783319956299, pp.177-184. – DOI 10.1007/978-3-319-95630-5_19.

190. Teterina I.A., Korchagin, P.A., Aleshkov D.S. Investigation into Effects of the Utility Machine Performance Characteristics on the Vibration at the Operator's Workplace. Dynamics of systems, mechanisms and machines (Dynamics 2018), 2018, pp. 1-5. – DOI 10.1109/Dynamics.2018.8601434.

191. UMG : [сайт]. – URL: <https://umg-sdm.com/> (дата обращения: 18.02.2020).

192. Valeev A. Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2018, Vol.37, no. 3, pp. 640-653. – DOI 10.1177/1461348418756022.
193. Valeev A. Vibration isolating plate with quasi-zero effect. *Materials Today: Proceedings*, 2018, Vol. 5, pp. 688-692. – DOI 10.1016/j.matpr.2017.11.134.
194. Vitorino M.V., Vieira A., Rodrigues M.S. Effect of sliding friction in harmonic oscillators. *Scientific Reports*, 2017, Vol. 7, P. 3726. – DOI 10.1038/s41598-017-03999-w.
195. Xuechuan Wang, Qiuyi Xu, Satya N. Atluri. Combination of the variational iteration method and numerical algorithms for nonlinear problems. *Applied Mathematical Modelling*, 2020. Vol. 79. pp. 243-259. – DOI 10.1016/j.apm.2019.10.034.
196. ZETLAB : [сайт]. – URL: <https://zetlab.com/> (дата обращения: 05.04.2023).

ПРИЛОЖЕНИЯ

Статистические свойства микрорельефа типовых поверхностей грунта

Таблица А.1 – Статистические свойства микрорельефа типовых поверхностей грунта [12]

№ п/п	Характер поверхности	Выражение, аппроксимирующее нормированную корреляционную функцию микропрофиля	Численные значения параметров					
			A_1	A_2	α_1, c^{-1}	α_2, c^{-1}	β	$\sigma_M, 10^{-2}, M$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Накатанная грунтовая дорога	$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } \cos \beta_1 t + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta_2 t$	0,7	0,3	0,1	0,1	$\beta_1=0,262$ $\beta_2=0,525$	1,48
2		$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta t$	0,92	0,08	0,087	0,1	0,35	2,15
3	Укатанная дорога	$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } \cos \beta t$	5,5	–	0,77	–	1,35	5,4
4	Грунтовая грейдерная дорога	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t }$	–	–	0,3	–	–	2,3
5		$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta t$	0,8	0,2	0,8	0,05	0,6	2,15
6	Грунтовая дорога	$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } \cos \beta_1 t + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta_2 t$	0,54	0,46	0,039	0,27	$\beta_2=0,35$	57,0
7	Грунтовая дорога среднего и плохого качества	$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta t$	0,6 ... 1,0	0,01 ... 0,4	0,1... ... 0,5	0,1... ... 1,0	0,8...3,0	4,5... ... 9,0
8	Разбитая грунтовая дорога	$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta t$	0,55	0,45	0,085	0,08	0,235	47,2
9	Проселочная дорога	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t } \cos \beta t$	–	–	0,014 ... 0,111	–	0,025... ... 0,140	230
10	Проселочная дорога на границе	$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta t$	0,8	0,2	0,65	0,15	2,0	0,9
11	Проселочная дорога возле пашни	$\rho(t) = A_1 e^{-\alpha_1 t } + A_2 e^{-\alpha_2 t } \cos \beta t$	0,8	0,2	0,2	–	0,95	2,2
12	Грунтовый аэродром	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t } (\cos \beta_1 t + \alpha_2 \sin \beta_2 t)$	–	–	0,53	0,138	$\beta_1=0,79$ $\beta_2=3,7$	2,01
13	Основная лесовозная дорога с гравийным покрытием на песчаной почве	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t } \cos \beta t$	–	–	0,084 ... 0,116	–	0,084... ... 0,115	7,6... ... 18,7
14	Целина	$\rho(t) = 1,9 \left(A_1 e^{-\alpha_1 t } + A_2 e^{-\alpha_2 t } \sin \frac{\pi t}{\beta} \right)$	1,0	0,72	3,5	0,67	3,05	1,9

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	Вспаханное поле вдоль пахоты	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t } \cos \beta t$	–	–	0,518	–	1,366	0,54
16	Вспаханное поле поперек пахоты	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t } \cos \beta t$	–	–	1,171	–	3,142	1,35
17	Трасса движения мелиоративной машины	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t } \cos \beta t$	–	–	0,085	–	0,151	10,07
18	Рисовый чек	$\rho(t) = e^{-\alpha_1 t } \cos \beta t$	–	–	0,06	–	0,022	–

Анализ предшествующих исследований. Известные конструкций сидений человека-оператора

Например, один вариант сиденья ЧО был предложен Кубанским государственным университетом (рисунок Б.1, а). Нагружение, создаваемое массой ЧО и массой подпружиненной части сиденья ЧО, воздействует через верхнюю опору на УЭ, тем самым сжимая пружину и пневмобаллоны [1].

Отличительной чертой следующего изобретения (рисунок Б.1, б) является возможность защищать ЧО не только от вертикальных вибраций, но и от низкочастотных горизонтальных за счет уменьшения суммарной жесткости упругой подвески при смещениях в горизонтальной плоскости [93].

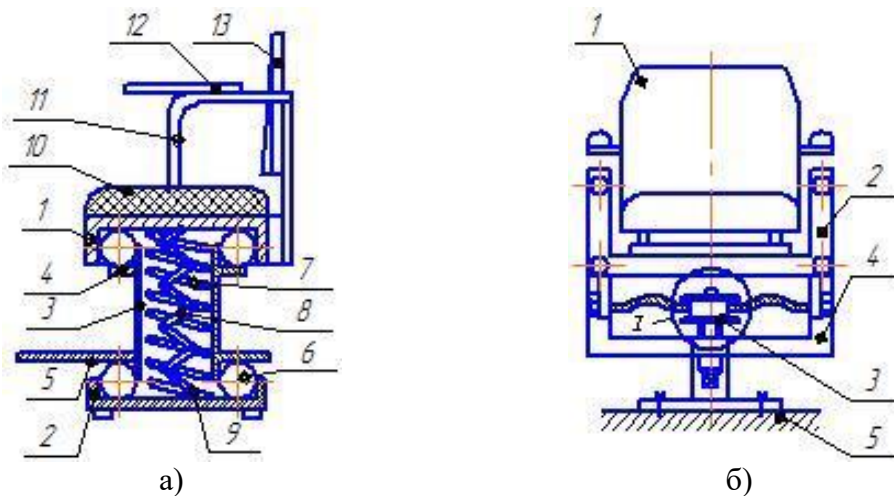


Рисунок Б.1 – Виброзащитное сиденье и виброзащитная подвеска сиденья: а) виброзащитное сиденье: 1 – верхняя опора; 2 – нижняя опора; 3 – втулка; 4,5 – верхние и нижние внешние бурты; 6 – кольцевые пневматические баллоны; 7 – спиральная пружина сжатия; 8 – пружина растяжения; 9 – шарниры; 10 – упругая наладка; 11 – кронштейн; 12 – подлокотники; 13 – спинка; б) виброзащитная подвеска сиденья: 1 – посадочное место; 2 – подвесная опора; 3 – корректор жесткости; 4 – несущая опора; 5 – колеблющееся основание

Hu Jianzhong предлагает сиденье ЧО (рисунок Б.2), предотвращающее вибрацию транспортного средства, и способ его изготовления. Плита и опора для ног отделены друг от друга. Опора для ног закреплена на полу кабины транспортного средства, а опорная плита подвешена на опоре для ног с помощью виброгасителя в виде дуговой пружины. Изобретение позволяет эффективно

устранять вибрацию и грохот при движении транспортного средства, а также снимать усталость человеческого тела [182].

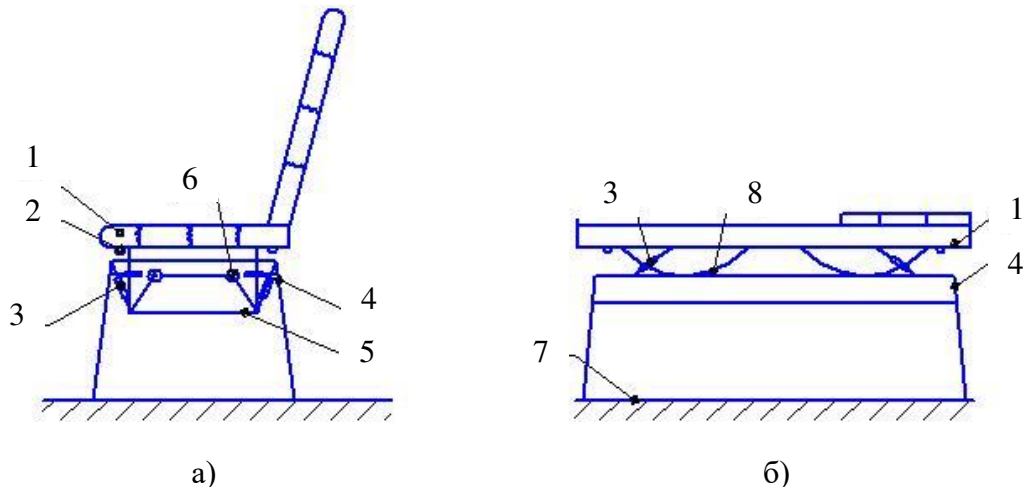


Рисунок Б.2 – Антивибрационное сиденье: а) общий вид: 1 – пластина; 2 – резиновая прокладка; 3 – демпфер; 4 – опора для ног; 5 – кронштейн; 6 – пружина; б) подвеска увеличенно: 7 – нижняя панель кабины; 8 – изогнутая пластина из пружинной стали;

С. В. Елисеев и его научная школа предлагают несколько вариантов виброзащитных устройств [105, 107]. Устройство (рисунок Б.3, а) отличается тем, что в конструкцию подвески монтируются дополнительный УЭ и два дополнительных рычага. Работа устройства осуществляется следующим образом: объект защиты приводится в движение возмущением основания. При опускании основания, опорные пружины работают на растяжение и посылают объекту защиты движение вниз. Вместе с этим объект защиты посылает усилие на дополнительные рычаги, которые передают усилия УЭ. Это сопровождается дополнительным гашением амплитуды колебаний объекта защиты. Основание поднимается, опорные пружины работают на сжатие, объект защиты поднимается, дополнительные рычаги удаляются друг от друга и посылают усилие на дополнительный УЭ. Это сопровождается дополнительным гашением амплитуды колебаний объекта защиты [105].

Устройство, содержащее систему верхних и нижних рычагов в виде ромба (рисунок Б.3, б) позволяет увеличить диапазон гашения вибраций. Перемещение основания сопровождается вертикальными колебаниями объекта защиты, которые передаются через систему, включающую УЭ. Амортизация колебаний в установленном режиме происходит при помощи пружины. При увеличении числа

внешних воздействий приходят в движение винтовой механизм и дополнительный УЭ, которые изменяют инерционные силы, возникающие при колебаниях элементов 2 и 3, в воздействия, возмещающие кинематическое возмущение основания [107].

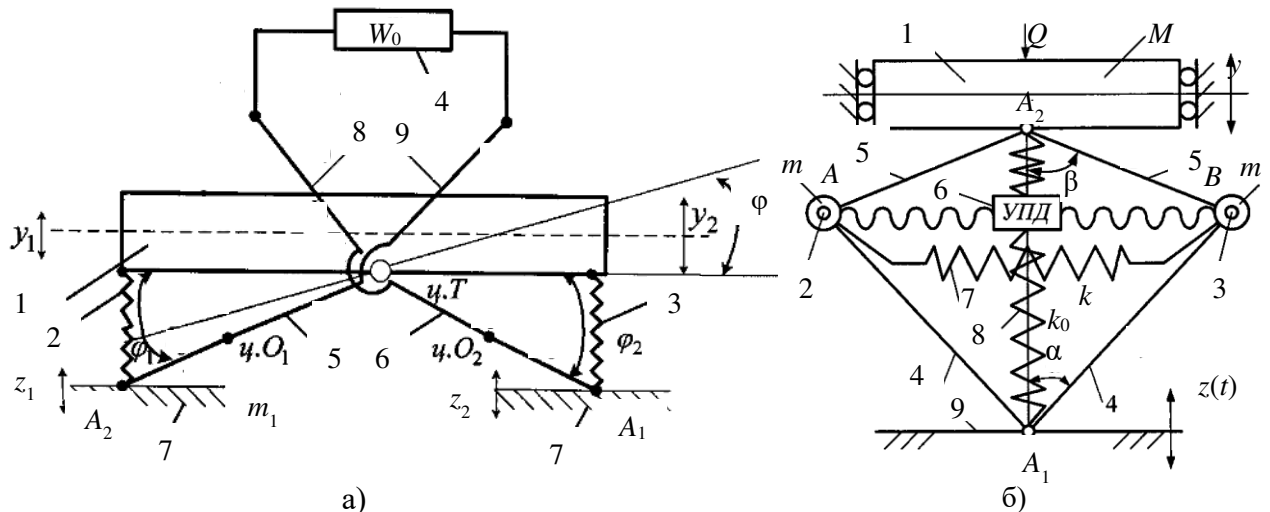


Рисунок Б.3 – Виброзащитные устройства: устройство для динамического гашения колебаний объекта защиты (а): 1 – объект защиты; 2,3 – опорные пружины; 4 – дополнительный упругий элемент; 5,6 – рычаги; 7 – основание; 8,9 – дополнительные рычаги с шарниром; устройство для гашения колебаний (б): 1 – объект защиты; 2,3 – массы; 4,5 – рычаги; 6 – устройство для преобразования движения в виде винтового несамотормозящегося механизма; 7 – дополнительный упругий элемент; 8 – пружина; 9 – основание

К недостаткам подвесок «пружина-демпфер» относится ограниченное снижение частоты собственных колебаний системы, а также тот факт, что с уменьшением жесткости подвески увеличивается перемещение подушки сиденья относительно органов управления [39, 153].

В патенте [98] предлагается конструкция (рисунок Б.4, а) типа «ножницы», которая регулирует жесткость подвески сиденья транспортного средства. Регулирование происходит за счет изменения положения неопорного диска на необходимое значение, равное весу ЧО, вдоль неподвижной оси и УЭ торсиона.

Патент [100] раскрывает подвеску сиденья транспортного средства (рисунок Б.4, б), которая включает в себя наружные и внутренние направляющие рычаги, соединенные шарниром по типу ножниц, а также пневмобаллон, расположенный между верхним основанием подвески сиденья и кронштейном. Кронштейн соединяется с осями качания, через внутренние направляющие рычаги, и имеет

возможность поворота относительно данных осей. Параллельно осям внутренних направляющих рычагов и между опорными поверхностями пневмобаллона располагается ось качания кронштейна. Таким образом, уменьшается износ оболочки пневмобаллона и повышается надежность и долговечность подвески.

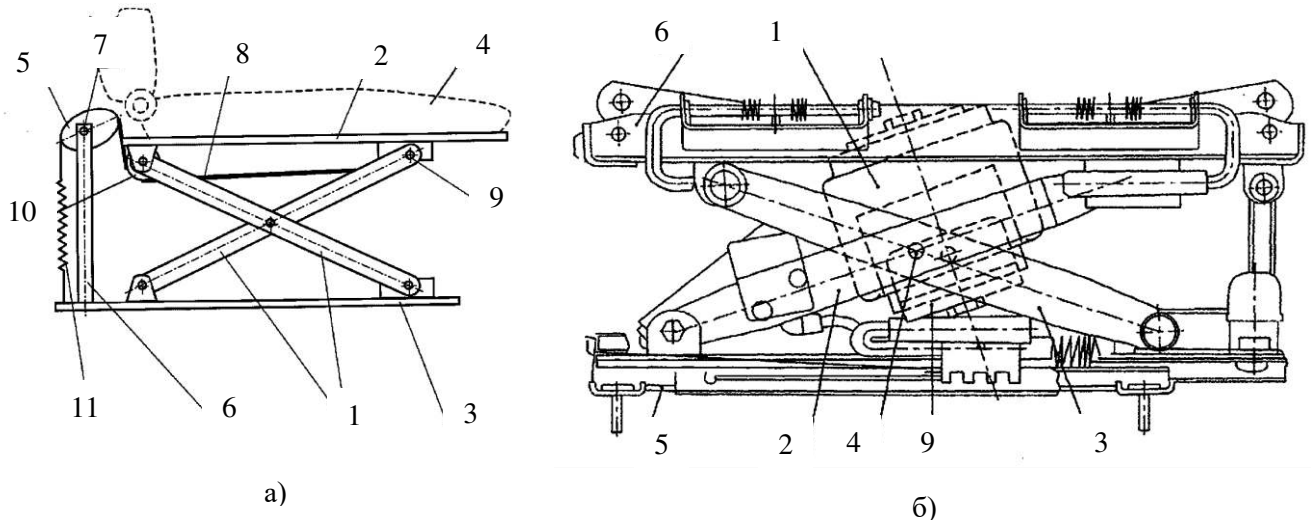


Рисунок Б.4 – Патенты виброзащитных устройств: патент RU 2259286 C1 (а): 1 – рычаги; 2 – каркас сиденья; 3 – основание; 4 – подушка сиденья; 5 – кулачок; 6 – стойка опорная; 7 – неподвижная ось торсиона; 8 – тяга гибкая; 9 – ось каркаса; 10 – ролик поддерживающий; 11 – пружина разгрузочная; патент RU 2383452 C1 (б): 1 – пневмобаллон; 2, 3 – соответственно, наружные и внутренние направляющие рычаги; 4 – шарнир; 5, 6 – соответственно, нижнее и верхнее основание; 7 – кронштейн

Подвески типа «ножницы» отличаются большим ходом подвески, небольшими габаритами и высокой устойчивостью в поперечном направлении [153].

Среди сидений, работающих на основе магнитов, можно выделить модель [97] (рисунок Б.5, а), осуществляющую демпфирование за счет электромагнитов, и модель [108] (рисунок Б.5, б), в основе которой лежат магнитоактивные эластомеры. Такие подвески требуют использования высококачественного прецизионного оборудования, настройки и обслуживания специалистами, в связи с этим не находят широкого применения [153].

Сиденье ЧО, установленное на амортизирующее устройство (рисунок Б.6), выполненное в виде РКО тороидальной формы, горизонтально зафиксированной между верхним и нижним основанием с помощью цилиндрической вставки,

предлагается в работе [89]. Недостатком подвесок подобного типа является износ РКО.

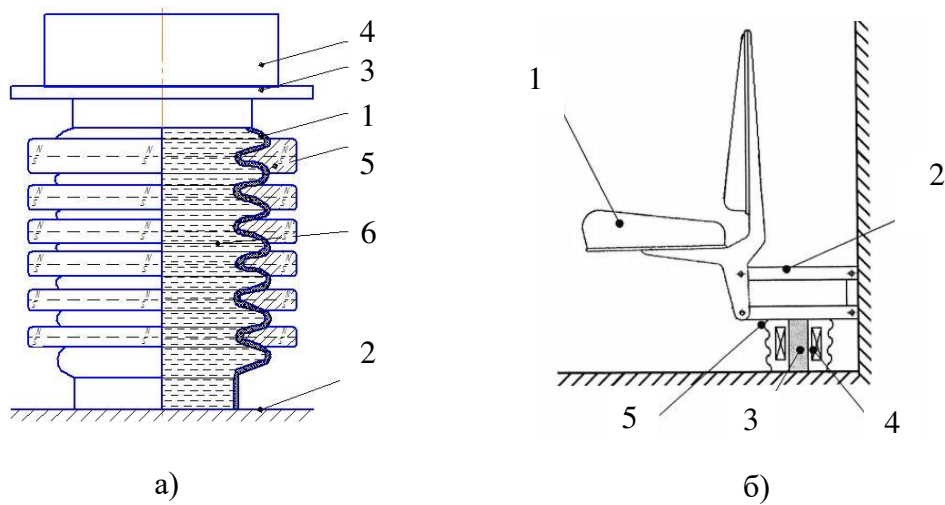


Рисунок Б.5 – Подвески на основе магнитов: виброзащитное устройство (а): 1 – сильфон; 2 – основание; 3 – плита; 4 – объект; 5 – постоянные магниты; 6 – демпфирующая жидкость; патент RU 2708797 С2 (б): 1 – сиденье; 2 – кронштейны; 3 – магнитоактивный эластомер; 4 – катушка; 5 – гофрированная оболочка

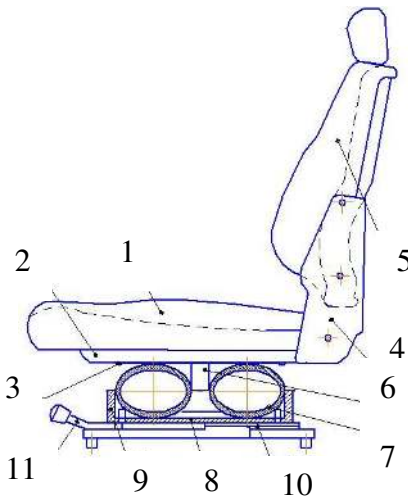


Рисунок Б.6 – Пневматическая подвеска кресла оператора на базе резинокордной оболочки: 1 – подушка; 2 – остов; 3 – верхнее основание; 4 – кронштейн; 5 – спинка; 6 – цилиндрическая вставка; 7 – амортизирующее устройство; 8 – нижнее основание; 9 – металлический буртик; 10 – направляющие; 11 – рычаг

Способ виброизоляции ЧО транспортного средства (рисунок Б.7) интересен тем, что подвеска содержит дополнительную кинематическую цепь, связывающую основание и входное звено подвески. Кинематическая цепь содержит не более двух подвижных соединений, одно из которых обеспечивает точечный или линейчатый контакт звеньев соединения и выполнено, например, в виде конической зубчатой

передачи [102]. Пневматический УЭ в данной конструкции выполняет функцию виброгашения, к его недостаткам относятся сложность конструкции, большие размеры, сложность в эксплуатации.

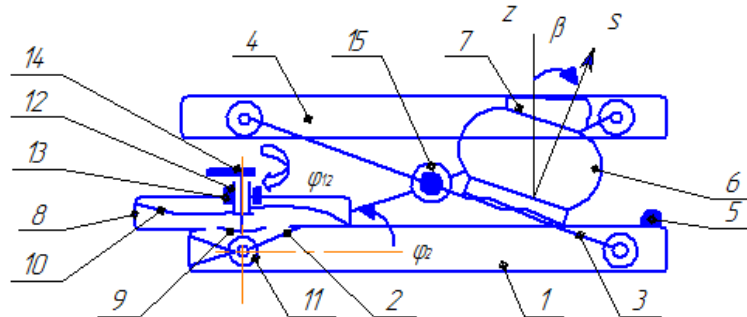


Рисунок Б.7 – Патент № 2438888: 1 – основание; 2 – входное звено; 3 – промежуточные звенья (рычаги); 4 – звено; 5 – ограничители хода; 6 – замкнутая резинокордная оболочка; 7 – опорные обтекатели; 8 – корпус; 9,11 – колеса конической передачи; 10 – набор пластинчатых пружин; 12 – втулка; 13 – подшипниковая опора; 14 – рычаг; 15 – датчик угловых перемещений

В работах [87, 101, 103] представлены подвески постоянного усилия, которые преимущественно используются в опорных устройствах подвижных элементов, в частности, могут быть использованы в подвесках сидений транспортных средств.

Область частот, обеспечивающих эффективную виброизоляцию, расширяется с применением сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости. Особенностью таких подвесок сидений является небольшая частота собственных колебаний, отсутствие конструктивного элемента диссипативных сил [4].

Механизм амортизации (рисунок Б.8) позволяет снижать воздействие низкочастотных составляющих колебаний на груз и уровень инерционных вертикальных нагрузок, которые возникают в процессе движения транспортного средства [88].

В работе [186] представлена конструкция (рисунок Б.9) с участком квазиулевого жесткости. Гашение динамических воздействий происходит за счет взаимодействия УЭ с отрицательной и положительной статической характеристикой.

Li Donghai, Zhao shougen, he Yujin, Li Tao в своей работе исследуют виброизоляторы квазиулевого жесткости с запаздывающим управлением (рисунок Б.10).

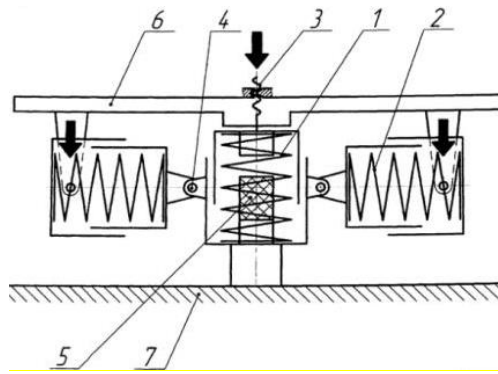


Рисунок Б.8 – Патент RU 116588 U1: 1 – основной линейный упругий элемент; 2 – наклонный линейный упругий элемент; 3 – регулировочный винт; 4 – ширнир; 5 – дополнительный упругий элемент; 6 – амортизирующая платформа; 7 – неподвижная платформа

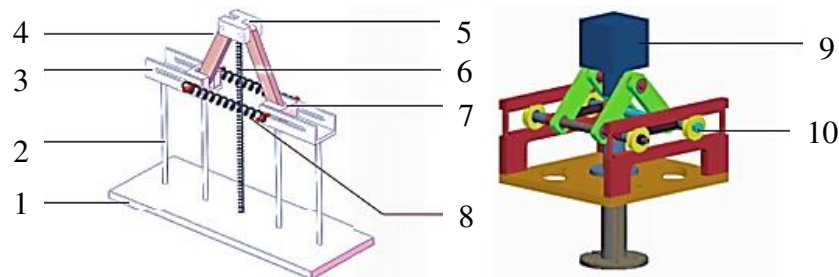


Рисунок Б.9 – Трехмерная схема виброизолятора с квазиулевым жесткостью: 1 – основание; 2 – опорная колонна; 3 – направляющая; 4 – шатун; 5 – платформа; 6 – вертикальная пружина; 7 – ползун; 8 – горизонтальные пружины; 9 – объект защиты; 10 – ролики

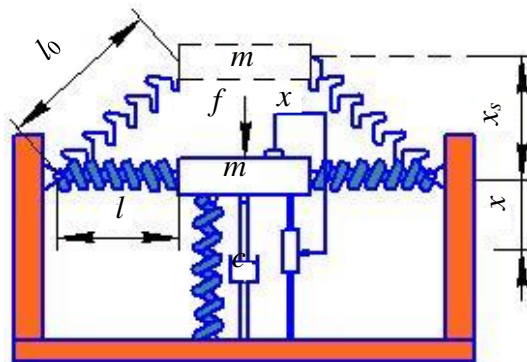


Рисунок Б.10 – Принципиальная схема изолятора квазиулевым жесткости: l – длина пружины в состоянии равновесия; l_0 – длина пружины в начальном положении; m – масса нагрузки; c – жесткость пружины; x_s – положение баланса; x – линейное смещение; f – внешняя сила возбуждения, принимаемая массой нагрузки

В качестве отрицательного элемента жесткости используется пара наклонных пружин, а вертикальная пружина положительной жесткости, параллельно образует участок квазиулевым жесткости нелинейного виброизолятора, это увеличивает диапазон частот изоляции системы [179].

Zhang Xiaojiang и другие разработали пневматическую подвеску нулевой жесткости (рисунок Б.11).

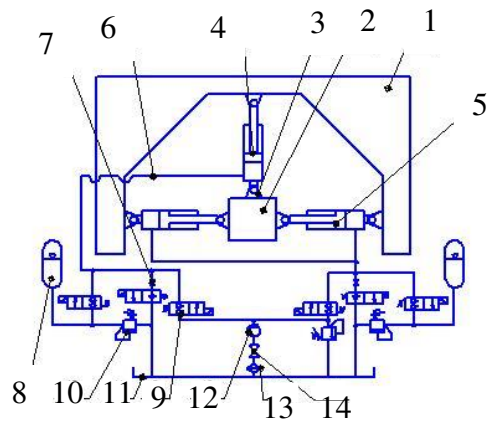


Рисунок Б.11 – Пневматическая подвеска сиденья: 1 – рама; 2 – ось; 3 – монтажный кронштейн; 4 – вертикальный гидроцилиндр; 5 – горизонтальный гидроцилиндр; 6 – гидравлическая линия; 7 – отверстие; 8 – пневмоаккумулятор; 9 – электромагнитный клапан; 10 – предохранительный клапан; 11 – топливный бак; 12 – гидравлический насос; 13 – фильтр; 14 – запорный клапан

Эта система подвески содержит три гидроцилиндра (ГЦ) и два пневмоаккумулятора. Один из трех ГЦ соединен с рамой и является перпендикулярным. Другие два – горизонтальные масляные ГЦ, необходимы для симметричного расположения перпендикулярного ГЦ. Один пневмоаккумулятор соединяется с большой камерой перпендикулярного ГЦ, через электромагнитный клапан и трубопровод. Второй, через соленоидный клапан и трубопровод, соединяется с большой камерой двух горизонтальных масляных ГЦ. Перпендикулярный и горизонтальные ГЦ имеют независимую гидравлическую систему управления. Гидравлические системы управления имеют общий гидравлический насос. Система подвески имеет функции заправки масла, слива и преобразования жесткости и эластичности. Это позволяет достигать квазинулевой жесткости вблизи положения равновесия, путем изменения параметров пневмоаккумуляторов. Данная система представляет собой пассивную систему пневматической подвески, с низкими затратами и высоким коэффициентом безопасности [183].

Уравнения кинематики автогрейдера

Уравнения кинематики получены путем дифференцирования уравнений геометрических связей по времени, выражение (2.24). В матричной форме операция дифференцирования сводится к умножению на соответствующую матрицу E_j .

Матрицы скорости U_{ij} для принятой расчетной схемы будут иметь вид:

$$\begin{aligned}
 U_{11} &= A_{1x} \cdot E_y \cdot A_{1y} \cdot A_{1z} \cdot A_{1\gamma} \cdot A_{1\phi} \cdot A_{1\theta}; & U_{12} &= A_{1x} \cdot A_{1y} \cdot A_{1z} \cdot E_\gamma \cdot A_{1\gamma} \cdot A_{1\phi} \cdot A_{1\theta}; \\
 U_{13} &= A_{1x} \cdot A_{1y} \cdot A_{1z} \cdot A_{1\gamma} \cdot A_{1\phi} \cdot E_\theta \cdot A_{1\theta}; \\
 U_{14} &= U_{15} = U_{16} = U_{17} = U_{18} = U_{19} = U_{110} = U_{111} = U_{112} = U_{113} = E_0; \\
 U_{21} &= U_{11} \cdot A_2; & U_{22} &= U_{12} \cdot A_2; & U_{23} &= U_{13} \cdot A_2; & U_{24} &= A_1 \cdot A_{2x} \cdot E_y \cdot A_{2y} \cdot A_{2z} \cdot A_{2\gamma} \cdot A_{2\phi} \cdot A_{2\theta}; \\
 U_{25} &= A_1 \cdot A_{2x} \cdot A_{2y} \cdot A_{2z} \cdot E_\gamma \cdot A_{2\gamma} \cdot A_{2\phi} \cdot A_{2\theta}; \\
 U_{26} &= U_{27} = U_{28} = U_{29} = U_{210} = U_{211} = U_{212} = U_{213} = E_0; \\
 U_{31} &= U_{11} \cdot A_3; & U_{32} &= U_{12} \cdot A_3; & U_{33} &= U_{13} \cdot A_3; & U_{34} &= U_{35} = E_0; \\
 U_{36} &= A_1 \cdot A_{3x} \cdot E_y \cdot A_{3y} \cdot A_{3z} \cdot A_{3\gamma} \cdot A_{3\phi} \cdot A_{3\theta}; & U_{37} &= A_1 \cdot A_{3x} \cdot A_{3y} \cdot A_{3z} \cdot A_{3\gamma} \cdot A_{3\phi} \cdot E_\theta \cdot A_{3\theta}; \\
 U_{38} &= U_{39} = U_{310} = U_{311} = U_{312} = U_{313} = E_0; \\
 U_{41} &= U_{11} \cdot A_4; & U_{42} &= U_{12} \cdot A_4; & U_{43} &= U_{13} \cdot A_4; & U_{44} &= U_{45} = U_{46} = U_{47} = E_0; \\
 U_{48} &= A_1 \cdot A_{4x} \cdot E_y \cdot A_{4y} \cdot A_{4z} \cdot A_{4\gamma} \cdot A_{4\phi} \cdot A_{4\theta}; & U_{49} &= A_1 \cdot A_{4x} \cdot A_{4y} \cdot A_{4z} \cdot A_{4\gamma} \cdot A_{4\phi} \cdot E_\theta \cdot A_{4\theta}; \\
 U_{410} &= U_{411} = U_{412} = U_{413} = E_0; \\
 U_{51} &= U_{11} \cdot A_5; & U_{52} &= U_{12} \cdot A_5; & U_{53} &= U_{13} \cdot A_5; & U_{54} &= U_{55} = U_{56} = U_{57} = U_{58} = U_{59} = E_0; \\
 U_{510} &= A_1 \cdot A_{5x} \cdot E_y \cdot A_{5y} \cdot A_{5z} \cdot A_{5\gamma} \cdot A_{5\phi} \cdot A_{5\theta}; & U_{511} &= A_1 \cdot A_{5x} \cdot A_{5y} \cdot A_{5z} \cdot E_\gamma \cdot A_{5\gamma} \cdot A_{5\phi} \cdot A_{5\theta}; \\
 U_{512} &= A_1 \cdot A_{5x} \cdot A_{5y} \cdot A_{5z} \cdot A_{5\gamma} \cdot A_{5\phi} \cdot E_\theta \cdot A_{5\theta}; & U_{513} &= E_0; \\
 U_{61} &= U_{51} \cdot A_6; & U_{62} &= U_{52} \cdot A_6; & U_{63} &= U_{53} \cdot A_6; & U_{64} &= U_{65} = U_{66} = U_{67} = U_{68} = U_{69} = E_0; \\
 U_{610} &= U_{510} \cdot A_6; & U_{611} &= U_{511} \cdot A_6; & U_{612} &= U_{512} \cdot A_6; \\
 U_{613} &= A_1 \cdot A_5 \cdot A_{6x} \cdot E_y \cdot A_{6y} \cdot A_{6z} \cdot A_{6\gamma} \cdot A_{6\phi} \cdot A_{6\theta}, & & & & & & (B.1)
 \end{aligned}$$

где E_0 – нулевая матрица.

Матрицы Γ_u :

1. Для элементов ходового оборудования в соответствии с (2.36):

$$\Gamma_1 = \Gamma_2 = D_y \cdot A_1 \cdot A_2; \quad \Gamma_8 = \Gamma_9 = D_y \cdot A_1 \cdot A_3; \quad \Gamma_{10} = \Gamma_{11} = D_y \cdot A_1 \cdot A_4. \quad (B.2)$$

2. Для элементов подвески кабины в соответствии с (2.36):

$$\Gamma_3 = \Gamma_4 = \Gamma_5 = \Gamma_6 = D_y \cdot A_5. \quad (B.3)$$

2. Для элементов подвески сиденья ЧО в соответствии с (2.36):

$$\Gamma_7 = D_y \cdot A_6. \quad (\text{B.4})$$

Матрицы скорости M_{ij} концов УВЭ для принятой расчетной схемы в соответствии с (2.40) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} M_{11} = M_{21} = D_y \cdot U_{21}; \quad M_{12} = M_{22} = D_y \cdot U_{22}; \quad M_{13} = M_{23} = D_y \cdot U_{23}; \\ M_{14} = M_{24} = D_y \cdot U_{24}; \quad M_{15} = M_{25} = D_y \cdot U_{25}; \quad M_{16} = M_{26} = M_{17} = M_{27} = M_{18} = \\ = M_{28} = M_{19} = M_{29} = M_{110} = M_{210} = M_{111} = M_{211} = M_{112} = M_{212} = M_{113} = M_{213} = E_0; \\ M_{31} = M_{41} = M_{51} = M_{61} = M_{32} = M_{42} = M_{52} = M_{62} = M_{33} = M_{43} = M_{53} = M_{63} = \\ = M_{34} = M_{44} = M_{54} = M_{64} = M_{35} = M_{45} = M_{55} = M_{65} = M_{36} = M_{46} = M_{56} = M_{66} = \\ = M_{37} = M_{47} = M_{57} = M_{67} = M_{38} = M_{48} = M_{58} = M_{68} = M_{39} = M_{49} = M_{59} = M_{69} = E_0; \\ M_{310} = M_{410} = M_{510} = M_{610} = D_y \cdot U_{510}; \quad M_{311} = M_{411} = M_{511} = M_{611} = D_y \cdot U_{511}; \\ M_{312} = M_{412} = M_{512} = M_{612} = D_y \cdot U_{512}; \quad M_{313} = M_{413} = M_{513} = M_{613} = M_{71} = E_0; \\ M_{72} = M_{73} = M_{74} = M_{75} = M_{76} = M_{77} = M_{78} = M_{79} = M_{710} = M_{711} = M_{712} = E_0; \\ M_{713} = D_y \cdot A_{6x} \cdot E_y \cdot A_{6y} \cdot A_{6z} \cdot A_{6y} \cdot A_{6\phi} \cdot A_{69}; \\ M_{81} = M_{91} = D_y \cdot U_{31}; \quad M_{82} = M_{92} = D_y \cdot U_{32}; \quad M_{83} = M_{93} = D_y \cdot U_{33}; \\ M_{84} = M_{94} = M_{85} = M_{95} = E_0; \quad M_{86} = M_{96} = D_y \cdot U_{36}; \quad M_{87} = M_{97} = D_y \cdot U_{37}; \\ M_{88} = M_{98} = M_{89} = M_{99} = M_{810} = M_{910} = M_{811} = M_{911} = M_{812} = M_{912} = M_{813} = \\ = M_{913} = E_0; \\ M_{101} = M_{111} = D_y \cdot U_{41}; \quad M_{102} = M_{112} = D_y \cdot U_{42}; \quad M_{103} = M_{113} = D_y \cdot U_{43}; \\ M_{104} = M_{114} = M_{105} = M_{115} = M_{106} = M_{116} = M_{107} = M_{117} = E_0; \\ M_{108} = M_{118} = D_y \cdot U_{48}; \quad M_{109} = M_{119} = D_y \cdot U_{49}; \quad M_{1010} = M_{1110} = M_{1011} = M_{1111} = \\ = M_{1012} = M_{1112} = M_{1013} = M_{1113} = E_0. \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

Матрицы инерционности для звеньев автогрейдера в соответствии с (2.51) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} H_1 = m_1 \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-\rho_{1x}^2 + \rho_{1y}^2 + \rho_{1z}^2) & \rho_{1xy}^2 & \rho_{1xz}^2 & x_1 \\ \rho_{1xy}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{1x}^2 - \rho_{1y}^2 + \rho_{1z}^2) & \rho_{1yz}^2 & y_1 \\ \rho_{1xz}^2 & \rho_{1yz}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{1x}^2 + \rho_{1y}^2 - \rho_{1z}^2) & z_1 \\ X_1 & Y_1 & Z_1 & 1 \end{bmatrix}; \\ H_2 = m_2 \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-\rho_{2x}^2 + \rho_{2y}^2 + \rho_{2z}^2) & \rho_{2xy}^2 & \rho_{2xz}^2 & x_2 \\ \rho_{2xy}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{2x}^2 - \rho_{2y}^2 + \rho_{2z}^2) & \rho_{2yz}^2 & y_2 \\ \rho_{2xz}^2 & \rho_{2yz}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{2x}^2 + \rho_{2y}^2 - \rho_{2z}^2) & z_2 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 & 1 \end{bmatrix}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
H_3 = m_3 \cdot & \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-\rho_{3x}^2 + \rho_{3y}^2 + \rho_{3z}^2) & \rho_{3xy}^2 & \rho_{3xz}^2 & x_3 \\ \rho_{3xy}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{3x}^2 - \rho_{3y}^2 + \rho_{3z}^2) & \rho_{3yz}^2 & y_3 \\ \rho_{3xz}^2 & \rho_{3yz}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{3x}^2 + \rho_{3y}^2 - \rho_{3z}^2) & z_3 \\ X_3 & Y_3 & Z_3 & 1 \end{bmatrix}; \\
H_4 = m_4 \cdot & \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-\rho_{4x}^2 + \rho_{4y}^2 + \rho_{4z}^2) & \rho_{4xy}^2 & \rho_{4xz}^2 & x_4 \\ \rho_{4xy}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{4x}^2 - \rho_{4y}^2 + \rho_{4z}^2) & \rho_{4yz}^2 & y_4 \\ \rho_{4xz}^2 & \rho_{4yz}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{4x}^2 + \rho_{4y}^2 - \rho_{4z}^2) & z_4 \\ X_4 & Y_4 & Z_4 & 1 \end{bmatrix}; \\
H_5 = m_5 \cdot & \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-\rho_{5x}^2 + \rho_{5y}^2 + \rho_{5z}^2) & \rho_{5xy}^2 & \rho_{5xz}^2 & x_5 \\ \rho_{5xy}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{5x}^2 - \rho_{5y}^2 + \rho_{5z}^2) & \rho_{5yz}^2 & y_5 \\ \rho_{5xz}^2 & \rho_{5yz}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{5x}^2 + \rho_{5y}^2 - \rho_{5z}^2) & z_5 \\ X_5 & Y_5 & Z_5 & 1 \end{bmatrix}; \\
H_6 = m_6 \cdot & \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-\rho_{6x}^2 + \rho_{6y}^2 + \rho_{6z}^2) & \rho_{6xy}^2 & \rho_{6xz}^2 & x_6 \\ \rho_{6xy}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{6x}^2 - \rho_{6y}^2 + \rho_{6z}^2) & \rho_{6yz}^2 & y_6 \\ \rho_{6xz}^2 & \rho_{6yz}^2 & \frac{1}{2}(\rho_{6x}^2 + \rho_{6y}^2 - \rho_{6z}^2) & z_6 \\ X_6 & Y_6 & Z_6 & 1 \end{bmatrix}. \quad (B.6)
\end{aligned}$$

Матрицы упругости для звеньев автогрейдера в соответствии с (2.60) будут иметь вид:

$$\begin{aligned}
N_1 = c_1 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 1} \cdot \vec{R}_{\epsilon 1}^T]; \quad N_2 = c_2 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 2} \cdot \vec{R}_{\epsilon 2}^T]; \quad N_3 = c_3 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 3} \cdot \vec{R}_{\epsilon 3}^T]; \quad N_4 = c_4 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 4} \cdot \vec{R}_{\epsilon 4}^T]; \\
N_5 = c_5 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 5} \cdot \vec{R}_{\epsilon 5}^T]; \quad N_6 = c_6 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 6} \cdot \vec{R}_{\epsilon 6}^T]; \quad N_7 = c_h \cdot [\vec{R}_{\epsilon 7} \cdot \vec{R}_{\epsilon 7}^T]; \quad N_8 = c_8 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 8} \cdot \vec{R}_{\epsilon 8}^T]; \\
N_9 = c_9 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 9} \cdot \vec{R}_{\epsilon 9}^T]; \quad N_{10} = c_{10} \cdot [\vec{R}_{\epsilon 10} \cdot \vec{R}_{\epsilon 10}^T]; \quad N_{11} = c_{11} \cdot [\vec{R}_{\epsilon 11} \cdot \vec{R}_{\epsilon 11}^T]. \quad (B.7)
\end{aligned}$$

Матрицы коэффициентов демпфирования для звеньев автогрейдера в соответствии с (2.66) будут иметь вид:

$$\begin{aligned}
B_1 = b_1 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 1} \cdot \vec{R}_{\epsilon 1}^T]; \quad B_2 = b_2 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 2} \cdot \vec{R}_{\epsilon 2}^T]; \quad B_3 = b_3 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 3} \cdot \vec{R}_{\epsilon 3}^T]; \quad B_4 = b_4 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 4} \cdot \vec{R}_{\epsilon 4}^T]; \\
B_5 = b_5 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 5} \cdot \vec{R}_{\epsilon 5}^T]; \quad B_6 = b_6 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 6} \cdot \vec{R}_{\epsilon 6}^T]; \quad B_7 = b_h \cdot [\vec{R}_{\epsilon 7} \cdot \vec{R}_{\epsilon 7}^T]; \quad B_8 = b_8 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 8} \cdot \vec{R}_{\epsilon 8}^T]; \\
B_9 = b_9 \cdot [\vec{R}_{\epsilon 9} \cdot \vec{R}_{\epsilon 9}^T]; \quad B_{10} = b_{10} \cdot [\vec{R}_{\epsilon 10} \cdot \vec{R}_{\epsilon 10}^T]; \quad B_{11} = b_{11} \cdot [\vec{R}_{\epsilon 11} \cdot \vec{R}_{\epsilon 11}^T]. \quad (B.8)
\end{aligned}$$

Общий вид уравнения системы ДУ, с учетом подстановки всех слагаемых в уравнение Лагранжа (2.70), выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned}
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i1} H_i U_{i1}^T] \ddot{q}_1 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u1} B_u M_{u1}^T] \dot{q}_1 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u1} N_u M_{u1}^T] q_1 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i1} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i2} H_i U_{i2}^T] \ddot{q}_2 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u2} B_u M_{u2}^T] \dot{q}_2 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u2} N_u M_{u2}^T] q_2 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i2} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i3} H_i U_{i3}^T] \ddot{q}_3 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u3} B_u M_{u3}^T] \dot{q}_3 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u3} N_u M_{u3}^T] q_3 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i3} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i4} H_i U_{i4}^T] \ddot{q}_4 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u4} B_u M_{u4}^T] \dot{q}_4 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u4} N_u M_{u4}^T] q_4 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i4} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i5} H_i U_{i5}^T] \ddot{q}_5 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u5} B_u M_{u5}^T] \dot{q}_5 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u5} N_u M_{u5}^T] q_5 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i5} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i6} H_i U_{i6}^T] \ddot{q}_6 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u6} B_u M_{u6}^T] \dot{q}_6 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u6} N_u M_{u6}^T] q_6 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i6} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i7} H_i U_{i7}^T] \ddot{q}_7 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u7} B_u M_{u7}^T] \dot{q}_7 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u7} N_u M_{u7}^T] q_7 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i7} \vec{R}_{ir} ; \quad (\text{B.9}) \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i8} H_i U_{i8}^T] \ddot{q}_8 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u8} B_u M_{u8}^T] \dot{q}_8 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u8} N_u M_{u8}^T] q_8 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i8} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i9} H_i U_{i9}^T] \ddot{q}_9 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u9} B_u M_{u9}^T] \dot{q}_9 + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u9} N_u M_{u9}^T] q_9 = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i9} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i10} H_i U_{i10}^T] \ddot{q}_{10} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u10} B_u M_{u10}^T] \dot{q}_{10} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u10} N_u M_{u10}^T] q_{10} = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i10} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i11} H_i U_{i11}^T] \ddot{q}_{11} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u11} B_u M_{u11}^T] \dot{q}_{11} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u11} N_u M_{u11}^T] q_{11} = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i11} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i12} H_i U_{i12}^T] \ddot{q}_{12} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u12} B_u M_{u12}^T] \dot{q}_{12} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u12} N_u M_{u12}^T] q_{12} = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i12} \vec{R}_{ir} ; \\
& \sum_{i=1}^6 \text{tr} [U_{i13} H_i U_{i13}^T] \ddot{q}_{13} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u13} B_u M_{u13}^T] \dot{q}_{13} + \sum_{u=1}^{11} \text{tr} [M_{u13} N_u M_{u13}^T] q_{13} = \sum_{r=1}^6 \vec{F}_r U_{i13} \vec{R}_{ir} .
\end{aligned}$$

Технические характеристики оборудования, используемого при экспериментальных исследованиях

Таблица Г.1 – Технические характеристики автогрейдера ДЗ-98В [191]

Двигатель	Значение параметра
Модель	ЯМЗ-238НДЗ-3
Тип	Дизельный 8-цилиндровый
Рабочий объем, л	14,86
Мощность, кВт / об/мин	173/1700
Трансмиссия	Значение параметра
Тип	Механическая ЗАО «ЧСДМ»
Число передач вперед/назад	6/6
Максимальная скорость передвижения вперед/назад, км/ч	41/48,5
Уклон удержания автогрейдера стояночным тормозом, %	Не менее 20
Ходовая часть	Значение параметра
Колесная формула	1х3х3
Ведущие мосты	3
Управляемый мост	Передний
Размер шин, дюйм	16,00-24
Давление в шинах, МПа (кгс/см ²)	250±25 (2,5±0,25)
Управление	Значение параметра
Минимальный радиус поворота, мм	18000
Управление коробкой передач, мультипликатором, реверсом и передним мостом	Механическое
Управление ГМП (вариант установки)	Контроллер (рукоятка управления)
Управление сцеплением	Механическое с гидроусилителем
Управление поворотом передних колес	Гидравлическое
Управление тормозами: колесными/стояночным	Пневматическое/Механическое
Управление рабочими органами	Гидравлическое
Рабочее оборудование	Значение параметра
Угол поворота отвала в плане, °	±360
Грейдерный отвал, длина/высота, мм	4100/700
Боковой вынос отвала вправо/влево, мм	900/900
Боковой сдвиг поворотного круга вправо/влево, мм	900
Диапазон изменения угла резания грейдерного отвала, °	40-70
Угол зачистки откосов грейдерным отвалом, °	90
Высота подъема грейдерного отвала в транспортном положении, мм	350
Заглубление грейдерного отвала ниже опорной поверхности, мм	500
Бульдозерный неповоротный отвал, длина/высота с ножом, мм	3220/990
Опускание отвала ниже опорной поверхности, мм	100

Продолжение таблицы Г.1

Рабочее оборудование	Значение параметра
Эксплуатационная масса, кг	19680/24330
Нагрузка на переднюю ось, кг	6850
Нагрузка на мосты (тандемную тележку), кг	17480
Габаритные размеры	Значение параметра
Длина, мм	9700
Ширина (отвал в транспортном положении), мм	3150
Высота по кабине (без проблесковых маяков), мм	4000
Высота с маяком, мм	4200
Колесная база, мм	6000
Ширина колеи заднего моста, мм	2507
Ширина колеи переднего моста, мм	2629
Дорожный просвет (под отвалом в транспортном положении), мм	350
Ширина по передним колесам, мм	3064
Ширина по задним колесам, мм	2942
Расстояние от оси передних колес до отвала, мм	2700
База задних колес, мм	1620

Таблица Г.2 – Основные метрологические и технические характеристики прибора ZETLAB 017-U8 [196]

Техническая характеристика	Показатель
Количество входных каналов комплекса	8
Программируемый коэффициент усиления (ПКУ)	1; 10; 100
Входное сопротивление, кОм	(100±10)
Режим «Генератор»	
Диапазон частот, Гц	0,1 – 25000
Допускаемая относительная погрешность установки частоты в диапазоне, %, не более: от 3 Гц до 25 кГц	±0,1
Напряжение выходного сигнала по постоянному току, В	±9
Напряжение выходного сигнала по переменному току, В	0,01 – 7
Коэффициент гармоник генерируемого синусоидального сигнала в частотном диапазоне от 100 Гц до 2 кГц, %, не более	0,1
Режим «Вольтметр постоянного тока»	
Пределы входных переменных напряжений, В ПКУ = 1 ПКУ = 10 ПКУ = 100	±10 В ±1000 мВ ±100 мВ
Режим «Вольтметр переменного тока»	
Пределы входных переменных напряжений, В ПКУ = 1 ПКУ = 10 ПКУ = 100	7 0,7 0,07
Режим «Октавный анализ»	
Диапазон частот, Гц	1 – 16000
Количество октавных фильтров	14
Режим «1/3 октавный анализ»	
Диапазон частот, Гц	1 – 20000
Количество 1/3-октавных фильтров	44

Продолжение таблицы Г.2

<i>Режим «Узкополосный анализ»</i>	
Диапазон частот анализируемых сигналов разбит на пять поддиапазонов, Гц	0,0002 – 2; 0,002 – 20; 0,02-200; 0,2 – 2000; 2,0 – 20000
<i>Режим «Регистратор»</i>	
Неравномерность амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) в диапазоне от 3 Гц до 20 кГц, дБ, не более:	±0,25
Коэффициент гармоник входного тракта на частоте 1 кГц, %, не более	0,1
Коэффициент межканального проникновения на частоте 1 кГц, дБ, не более	минус 80
Разность фаз между каналами при одинаковых коэффициентах усиления на частоте 1 кГц, °, не более	2

Таблица Г.3 – Основные метрологические и технические характеристики акселерометра пьезоэлектрического ВС 111 [196]

Техническая характеристика	Показатель
Осевая чувствительность, мВ/g	10,4
Относительная поперечная чувствительность, %	≤5
Частотный диапазон, Гц	от 0,5 до 15000
Собственные шумы, СКЗ (10 Гц – 10 кГц), mg	<5,1
Амплитудный диапазон, g	±510
Выходное сопротивление, Ом	<500
Температурный диапазон, °С	от – 40 до +70
Напряжение питания, В	+(18...30)
Ток питания, mA	3,0
Уровень постоянного напряжения на выходе, В	8...12
Металл корпуса	Нержавеющая сталь
Кабель (стандартная длина), м	2
Масса (без кабеля), г	30

Патенты и свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2779919

Способ и устройство формирования заданной формы квазиулевого статической характеристики виброзащитного механизма сиденья оператора

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)" (RU)*

Авторы: *Кашанова Ирина Евгеньевна (RU), Щербаков Виталий Сергеевич (RU), Корытов Михаил Сергеевич (RU)*

Заявка № **2022101550**

Приоритет изобретения **25 января 2022 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **15 сентября 2022 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **25 января 2042 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

документ подписан электронной подписью
Сертификат 68b80077e14e4010a94e6bd24145d5c7
Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 26.05.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 206711**Виброзащитная система сиденья оператора**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)" (RU)*

Авторы: *Почекуева Ирина Евгеньевна (RU), Корытов Михаил Сергеевич (RU), Щербаков Виталий Сергеевич (RU)*

Заявка № **2021111734**Приоритет полезной модели **26 апреля 2021 г.**Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезныхмоделей Российской Федерации **23 сентября 2021 г.**

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает **26 апреля 2031 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 0x0246c5f5c50b71ac5f5944a2f08b92e7a118
Владелец: Иллеев Григорий Петрович
Действителен с 15.01.2021 по 15.01.2035

Г.П. Иллеев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 209204**Виброзащитное сиденье человека-оператора**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)" (RU)*

Авторы: *Кашапова Ирина Евгеньевна (RU), Щербаков Виталий Сергеевич (RU), Корытов Михаил Сергеевич (RU)*

Заявка № **2021132320**Приоритет полезной модели **08 ноября 2021 г.**Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезныхмоделей Российской Федерации **07 февраля 2022 г.**

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает **08 ноября 2031 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 0x75699c0f06aeb78543bd83df819a6cd1
Владелец: **Ивлиев Григорий Петрович**
Действителен с 24.12.2021 по 24.12.2022

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 210303**Сиденье с квазиулеговой жесткостью оператора
мобильной машины**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)" (RU)*

Авторы: *Кашапова Ирина Евгеньевна (RU), Щербаков Виталий Сергеевич (RU), Корытов Михаил Сергеевич (RU)*

Заявка № **2022103331**Приоритет полезной модели **10 февраля 2022 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации **06 апреля 2022 г.**

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает **10 февраля 2032 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ

Сертификат 68b80077e14e4010a94e6bd24145d5c7

Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**

Действителен с 26.05.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 211548

**Виброзащитная система с квазиулеевой жесткостью
сиденья оператора**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
"Сибирский государственный автомобильно-дорожный
университет (СибАДИ)" (RU)*

Авторы: *Кашапова Ирина Евгеньевна (RU), Щербаков
Виталий Сергеевич (RU), Корытов Михаил Сергеевич
(RU)*

Заявка № **2022107416**

Приоритет полезной модели **22 марта 2022 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации **14 июня 2022 г.**

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает **22 марта 2032 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ

Сертификат 68b80077e14e4010a94e6bd24145d5c7

Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**

Действителен с 26.05.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 211587**Сиденье с квазиулеевой жесткостью**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)" (RU)*

Авторы: *Кашапова Ирина Евгеньевна (RU), Щербаков Виталий Сергеевич (RU), Корытов Михаил Сергеевич (RU)*

Заявка № **2022107415**Приоритет полезной модели **22 марта 2022 г.**Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезныхмоделей Российской Федерации **15 июня 2022 г.**

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает **22 марта 2032 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 68b80077e14e4010a94e6bd24145d5c7
Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 26.05.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021612124

**Модель для исследования перемещений
виброзащитного механизма с участком квази нулевой
жесткости кресла человека-оператора землеройно-
транспортной машины**

Правообладатель: **Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Сибирский государственный автомобильно-дорожный
университет (СибАДИ)» (RU)**

Авторы: **Корытов Михаил Сергеевич (RU), Щербаков
Виталий Сергеевич (RU), Почекуева Ирина Евгеньевна
(RU)**

Заявка № 2021611342

Дата поступления 10 февраля 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 11 февраля 2021 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 0x0245CFB5C00B7AC9F5940A2F08092E9A118
Владелец: Ивлиев Григорий Петрович
Действителен с 15.01.2021 по 15.01.2035

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022612237

**Методика синтеза статической силовой характеристики
с участком квазиуравновешенной жесткости виброзащитной
системы сиденья**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
"Сибирский государственный автомобильно-дорожный
университет (СибАДИ)" (RU)*

Авторы: *Корытов Михаил Сергеевич (RU), Щербаков Виталий
Сергеевич (RU), Кашанова Ирина Евгеньевна (RU)*



Заявка № 2022611472

Дата поступления 07 февраля 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 09 февраля 2022 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 0x75699C0F08AE785438D83DF819A6CD1
Владелец: **Ивлиев Григорий Петрович**
Действителен с 24.12.2021 по 24.12.2022

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023615871

**Комплексная имитационная модель автогрейдера с
подсистемами виброзащитных опор кабины и
виброзащитного механизма сиденья**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Сибирский государственный автомобильно-дорожный
университет (СибАДИ)» (RU)*

Авторы: *Корытов Михаил Сергеевич (RU), Щербаков Виталий
Сергеевич (RU), Кашанова Ирина Евгеньевна (RU)*



Заявка № 2023613310

Дата поступления 27 февраля 2023 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 20 марта 2023 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 68b80077e14e41010a94e6bd24145d5c7
Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 26.05.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов

Расчет социального и экономического эффекта от внедрения предложенной конструкции сиденья

Под социальной эффективностью понимается уменьшение числа профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией. Достичь этого можно, улучшив условия труда и комфортность рабочего места ЧО [81].

Число предотвращенных профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией $n_{пред}$, определяется [144]:

$$n_{пред} = N \cdot (P_B - P_H), \quad (E.1)$$

где N – число ВС, находящихся в эксплуатации; P_B и P_H – вероятности профессиональных заболеваний при использовании, соответственно, базовых и новых ВС.

При расчете числа предотвращенных профессиональных заболеваний важным параметром является вероятность заболевания ЧО на один автогрейдер [81].

Вероятность профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, на базовой машине составляет $P_B = 0,17$, при максимальной вибрации $0,5 \text{ м/с}^2$, для машины после модернизации $P_H = 0,13$ при максимальной вибрации $0,15 \text{ м/с}^2$ [81].

После внедрения одной ВС предложенной конструкции сиденья ЧО число предотвращенных профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, за один год равно [9, 85]:

$$n_{пред} = 1 \cdot (0,17 - 0,13) = 0,04.$$

Для количественной оценки социальной эффективности используется коэффициент частоты профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, $K_{\text{ч}}$ [48, 144]:

$$K_{\text{ч}} = \frac{T \cdot 100}{P}, \quad (E.2)$$

где T – число профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, на предприятии за 1 год; P – число ЧО автогрейдера.

Основываясь на статистике 2020 года, число ЧО, у которых были выявлены профессиональные заболевания, вызванные общей вибрацией, равно 5,81 % [129].

$$T = \frac{5,81 \cdot 1}{100} = 0,0581.$$

При использовании полученных данных, коэффициент частоты профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, базовой ВС сиденья ЧО будет равен [48]:

$$K_q = \frac{0,0581 \cdot 100}{1} = 5,8.$$

Коэффициент частоты профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, модернизированной ВС сиденья ЧО будет равен [48]:

$$K_{qn} = K_q \cdot (1 - 0,16). \quad (E.3)$$

где 0,16 возможное повышение социальной эффективности после модернизации машины.

$$K_{qn} = 5,8 \cdot (1 - 0,16) = 4,9.$$

Исходя из расчетов можно сделать вывод, что внедрение сиденья ЧО с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости позволяет уменьшить уровень вибрации в среднем на 16 % а, следовательно, и коэффициент частоты профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией. Коэффициент частоты профессиональных заболеваний после модернизации автогрейдера составит $K_{qn} = 4,9$.

Важной составляющей, от которой зависит целесообразность модернизации ВС, является экономическая эффективность. Экономия достигается при предотвращении профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, так как снижается годовой экономический ущерб.

Расчет основан на методике, по которой рассчитывается предотвращенный ущерб и учитываются экономические потери. Последние возникают при повышенной общей вибрации и зависят от влияния следующих факторов: роста числа дней временной нетрудоспособности, частичной утраты профессиональной трудоспособности, снижения трудоспособности здоровых рабочих, стоимости лечения [130].

Экономическая эффективность включает в себя снижение ущерба Y_1 и Y_2 , вызванного общей вибрацией. Параметры L_{p1} и L_{p2} характеризуют уровни вибрации, соответственно, базовой и модернизированной машин [130].

При снижении уровня общей вибрации с L_{p1} до L_{p2} экономическая эффективность за расчетный период (1 год) составит [144]:

$$\mathcal{E} = (Y_1 - Y_2) - \mathcal{Z}_\mathcal{E}, \quad (\text{E.4})$$

где Y_1 и Y_2 – значения экономического ущерба, которому соответствуют уровни вибрации L_{p1} и L_{p2} за расчетный период (1 год); $\mathcal{Z}_\mathcal{E}$ – эксплуатационные расходы на обслуживание ВС.

Значения Y_1 и Y_2 определяются как [130]:

$$Y_1 = 0,01T(L_{p1})C_{\Pi} \cdot P_0 + ЛР_0 \cdot \frac{B_N(L_{p1})}{N_{\text{III}}}; \quad (\text{E.5})$$

$$Y_2 = 0,01T(L_{p2})C_{\Pi} \cdot P_0 + ЛР_0 \cdot \frac{B_N(L_{p2})}{N_{\text{III}}}, \quad (\text{E.6})$$

где $T(L_{p1})$ – полные трудовые потери, зависящие от уровня вибрации на базовой машине; $T(L_{p2})$ – полные трудовые потери, зависящие от уровня вибрации на модернизированной машине; P_0 – число рабочих, которые подвергаются влиянию вибрации; N_{III} – длительность работы под воздействием вибрации; B_N – вероятность получения профессионального заболевания, вызванного общей вибрацией с уровнями L_{p1} и L_{p2} ; C_{Π} – средняя стоимость прибавочного продукта, которая создается рабочим за время работы под воздействием общей вибрации.

Значение C_{Π} определяется как [144]:

$$C_{\Pi} = 1,54 \cdot \left(1 + \frac{\alpha L}{200}\right) \mathcal{Z}_0, \quad (\text{E.7})$$

где \mathcal{Z}_0 – средняя заработная плата (160000 руб.); α – планируемый рост производительности труда, равный 10 %; L – затраты на лечение профессионального заболевания одного больного (10000 руб.) [85].

Чтобы рассчитать значение C_{Π} были приняты допущения, представленные в таблице Е.1.

$$C_{\Pi} = 1,54 \cdot \left(1 + \frac{0,1 \cdot 10000}{200}\right) 160000 = 1355200 \text{ руб.}$$

При расчете затрат на лечение одного больного учитывается курс лечения. Для профессиональных заболеваний, вызванных вибрацией, курс состоит из медикаментозных и физиотерапевтических методов.

Таблица Е.1 – Допущения, принятые для расчета значения $C_{П}$

№	Параметр	Значение
1	$N_{ТП}$	5 лет [9] при $L_{p1} = 0,5 \text{ м/с}^2 - T(L_{p1}) = 7,2$, при $L_{p2} = 0,15 \text{ м/с}^2 - T(L_{p2}) = 4$.
2	P_0	1 человек
3	B_N	при $L_{p1} = 0,5 \text{ м/с}^2 - B_N = 0,17$, при $L_{p2} = 0,15 \text{ м/с}^2 - B_N = 0,13$ [9].
4	L	10000 руб.
5	Z_0	160000 руб [85].
6	Расходы на внедрение новых элементов ВС	5000 руб.
7	Расходы на обслуживание ВС	1500 руб

$$Y_1 = 0,01 \cdot 7,2 \cdot 1355200 \cdot 1 + 10000 \cdot 1 \cdot \frac{0,17}{5} = 97914,4 \text{ руб};$$

$$Y_2 = 0,01 \cdot 4 \cdot 1355200 \cdot 1 + 10000 \cdot 1 \cdot \frac{0,13}{5} = 54468 \text{ руб}.$$

Экономическая эффективность за расчетный период (1 год) при снижении общей вибрации на рабочем месте ЧО будет равна

$$\mathcal{E} = (97914,4 - 54468) - 1500 = 41946,4 \text{ руб}.$$

**Акты внедрения инженерной методики оптимизации основных параметров
виброзащитной системы с квазиулево́й статической характеристикой
сиденья мобильной машины**

УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель
главного конструктора

АО «Омсктрансмаш»

Б.И. Еременко



Акт

внедрения инженерной методики оптимизации основных параметров
виброзащитной системы с квазиулево́й статической характеристикой сиденья
мобильной машины

В АО «Омсктрансмаш» внедрена инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулево́й статической характеристикой сиденья мобильной машины, разработанная аспирантом Кашаповой И.Е.

Методика позволяет определить оптимальные основные параметры виброзащитной системы с квазиулево́й статической характеристикой сиденья мобильной машины.

Методика включает в себя расчетные схемы; обобщенную математическую и имитационную модели рабочего процесса мобильной машины; алгоритм оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулево́й статической характеристикой сиденья мобильной машины.

Использование данной методики позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма, таких как основные размеры параллелограммного механизма и точек крепления роликов и троса, коэффициент жесткости пружины растяжения, коэффициент вязкого трения амортизатора, параметр подстройки механизма под текущую массу оператора.

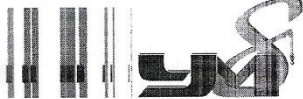
Заместитель главного конструктора
по опытным разработкам специальной
техники и гражданской продукции

Д.А.Пронкин

ООО «Управление механизации № 8»

Р/сч. 40702810700311000765 Филиал ГПБ (ОАО) г. Омск БИК 045279628
 К/сч. 30101810800000000828 КПП 550101001 ИНН 5501218046

644065 г. Омск, ул. Заводская, 15
 Тел./факс (3812) 64-03-50, 64-31-38
 um8@ok.ru



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор
 ООО «УМ №8»

В.А. Волков
 «18» сентября 2023 г.



Акт

внедрения инженерной методики оптимизации основных параметров
 виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой сиденья
 мобильной машины

В ООО «УМ №8» внедрена инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины, разработанная аспирантом Кашаповой И.Е.

Методика позволяет в производственных условиях создать сиденье с оптимальными параметрами виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой.

Методика включает в себя расчетные схемы; обобщенную математическую и имитационную модели рабочего процесса мобильной машины; алгоритм оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины.

Использование данной методики позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма, таких как основные размеры параллелограммного механизма и точек крепления роликов и троса, коэффициент жесткости пружины растяжения, коэффициент вязкого трения амортизатора, параметр подстройки механизма под текущую массу оператора.

Методика может быть распространена на различные типы дорожно-строительных машин.

Главный инженер

Н.А.Зуев

УТВЕРЖДАЮ

проректор по образовательной
деятельности

ФГБОУ ВО «СибАДИ»


 Кузнецова В.Н.
« 03 » 07 2023 г.

**Акт**

внедрения в учебный процесс инженерной методики оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулево́й статической характеристикой сиденья мобильной машины

Мы, комиссия в составе заведующего кафедрой «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника», к.т.н., доцента Летопольского А.Б., к.т.н., доцента Сачука А.Ю., д.т.н., доцента Корытова М.С., заведующего лабораторией «Грунтовый канал», инженера Володарца В.А. составили настоящий акт о том, что разработанная аспирантом Кашаповой И.Е. «Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулево́й статической характеристикой сиденья мобильной машины» используется в учебном процессе, осуществляемом в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Сибирском государственном автомобильно-дорожном университете (СибАДИ)», для определения вибронгруженности рабочего места оператора мобильной машины. Предложенная методика используется в учебном процессе по дисциплине «Вибрационная техника» и при дипломном проектировании при подготовке студентов на кафедре «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника» по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», магистров по направлению 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы».

 Летопольский А.Б.

 Сачук А.Ю.

 Корытов М.С.

 Володарец В.А.

 Кашапова И.Е.

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель начальника филиала
«Восточной академии материально-
технического обеспечения имени генерала
армии Д.В. Косарева» (г. Омск) по учебной и
научно-исследовательской работе
П. Кобзарь



Акт

внедрения в учебный процесс инженерной методики оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины

Мы, комиссия в составе председателя профессора 3 кафедры полковника Шабалина Д.В. членов: начальника 4 кафедры полковника Эдигарова В.Р., старшего преподавателя 10 кафедры полковника Шелягина И.А., заведующей 8 кафедрой, Кургузовой О.А., профессора 13 кафедры Косаренко Р.И., составили настоящий акт о том, что разработанная аспирантом Кашаповой И.Е. «Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины» используется в учебном процессе, осуществляемым в «Омском автобронетанковом инженерном институте», для определения вибронегруженности рабочего места оператора мобильной машины. Предложенная методика используется в образовательном процессе и соответствуют основной образовательной программе изучения дисциплин «Эксплуатация военных гусеничных и колесных машин», «Эвакуация ВГ и КМ» и при выполнении научно-исследовательской работы на 6 кафедре ((эксплуатации бронетанковой и автомобильной техники) «Анализ и пути повышения эффективности системы подготовки специалистов ремонтно-восстановительных органов в ходе повседневной деятельности» (шифр «Ремонтник-О-23»).

Председатель комиссии:

Члены комиссии:

полковник

полковник

полковник

гражданский персонал

гражданский персонал

Д. Шабалин

В. Эдигаров

И. Шелягин

О. Кургузова

Р. Косаренко

УТВЕРЖДАЮ
проректор по научной работе
ФГБОУ ВО «СГУВТ»




Палагушкин Б.В.
«15» сентября 2023 г.



Акт

внедрения в учебный процесс инженерной методики оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазинулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины

Мы, комиссия в составе заведующего кафедрой «Теоретической и прикладной механики» к.т.н., доцента Загородского В.В., к.т.н., доцента Шелудякова О.И., к.т.н., доцента Зуева А.А составили настоящий акт о том, что разработанная аспирантом Кашаповой И.Е. «Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазинулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины» используется в учебном процессе, осуществляемым в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Сибирском государственном университете водного транспорта (СГУВТ)», для определения вибронагруженности рабочего места оператора мобильной машины. Предложенная методика используется в учебном процессе по дисциплине «Уравновешивание и виброзащита» при подготовке студентов на кафедре «Теоретической и прикладной механики» по направлению 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры».

 Загородский В.В.
 Шелудяков О.И.
 Зуев А.А.