

На правах рукописи



Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ
ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ОПЕРАТОРА
ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА ПРИ НИЗКОЧАСТОТНОМ
ВОЗДЕЙСТВИИ СО СТОРОНЫ ДВИЖИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ
МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ**

Специальность: 2.5.11 –
«Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2024

Работа выполнена на кафедре «Колесные и гусеничные машины»
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный
исследовательский университет)».

Научный руководитель – Абызов Алексей Александрович, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Техническая механика» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск.

**Официальные
оппоненты:**

Тараторкин Александр Игоревич, доктор технических наук, старший научный сотрудник отдела механики транспортных машин ФГБУН Института машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения Российской академии наук (ИМАШ УрО РАН), г. Екатеринбург.

Старунова Ирина Николаевна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Тракторы, сельскохозяйственные машины и земледелие» ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет», г. Троицк.

Ведущая организация – ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород.

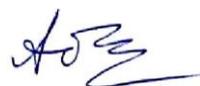
Защита диссертации состоится «25» сентября 2024 г., в 15:00 часов, на заседании диссертационного совета 24.2.437.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351) 267-93-06, e-mail: dc242437-09@mail.ru .

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте: <https://www.susu.ru/ru/dissertation/24243709-d-21229809/muhiddinzodakamoliddini-dzhamoliddin>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет. E-mail: dc242437-09@mail.ru .

Автореферат диссертации разослан « ____ » _____ 2024 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.437.09
доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования: При создании новых и модернизации выпускаемых моделей транспортных и технологических мобильных машин важной задачей является обеспечение комфортных условий и выполнение санитарных норм на месте водителя-оператора. При этом в частности, необходимо обеспечить выполнение санитарных норм по уровню вибраций.

Известно, что длительная работа в неблагоприятных условиях, сочетающихся со сверхнормативной вибрационной нагрузкой, приводит к развитию целого ряда заболеваний, в частности, вибрационной болезни, заболеваниям суставов и позвоночника. В связи с этим актуальной является задача расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места водителя-оператора с помощью специально разработанных математических моделей. По результатам таких расчетов на ранних стадиях проектирования машины можно определить необходимые динамические характеристики элементов системы виброизоляции рабочего места.

Для движущейся мобильной машины источниками вибраций являются динамические процессы в ДВС и трансмиссии, переменные нагрузки со стороны рабочих органов, в случае гусеничной машины – вибрации, вызванные работой гусеничного движителя. Предельные уровни вибраций определяются санитарными нормами. При этом наиболее жесткие ограничения накладываются на вибрации в диапазоне частот 2,5 – 10 Гц. По-видимому, это связано с тем, что в указанном диапазоне располагаются собственные частоты внутренних органов человека.

Обеспечение санитарных норм по уровню вибрации особенно актуально для промышленных тракторов с полужесткой подвеской. Из-за особенностей конструкции ходовой части при движении такой машины перемещения, вызванные движением по неровному грунту, практически без ослаблений передаются на пол кабины водителя и далее на виброзащитное сиденье и водителя. В связи с отмеченными особенностями обеспечение санитарных норм по вибрациям при создании таких тракторов является наиболее сложной задачей, которую не всегда удается удовлетворительно решить. На кафедре «Техническая механика» ЮУрГУ в течение ряда лет под руководством И.Я. Березина (Д.В. Хрипунов, В.К. Халтурин, Ю.О. Пронина) проводились расчетно-экспериментальные работы, направленные на исследование и поиск путей снижения виброн нагруженности рабочего места оператора промышленного трактора. Работы выполнялись на примере трактора Т-170 производства Челябинского тракторного завода (ЧТЗ). В ходе этих исследований было выявлено, что основным источником низкочастотной вибрации при движении такого трактора является взаимодействие опорных катков со звенчатой гусеницей, лежащей на грунте.

Данная работа является продолжением и развитием этих исследований. Исследования выполнены на примере промышленного трактора производства ЧТЗ с полужесткой подвеской и 5-катковыми гусеничными тележками (соот-

ветствующие модификации Т-130, Т-170 и других моделей тракторов), оснащенных виброзащитным сиденьем Sibeco.

Степень разработанности темы. Вопросы динамики и вибрационной нагруженности мобильной техники различного назначения исследовались в ряде научных организаций, университетов и конструкторских бюро головных предприятий: ИМАШ имени А.А.Благонравова РАН, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ВНИИтрансмаш, МАДИ, МГПУ (МАМИ), ВолгГТУ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, ЮУрГУ, КГУ, Уралвагонзавод, ЧТЗ, ЧЗПТ, КМЗ, ВТЗ, АлтТЗ и других организациях.

Вопросы теории механических колебаний применительно к задаче вибрационной безопасности разработаны В.И. Бабицким, В.Л. Бидерманом, И.И. Быховским, М.З. Коловским, Г.Я. Пановко, Я.Г. Пановко, Б.А. Потемкиным, В.А. Светлицким, К.В. Фроловым и другими учеными.

Вопросы динамики гусеничных машин опубликованы в научных трудах М.Г. Аджатяна, А.А. Абызова, И.Я. Березина, Л.В. Барахтанова, В.Н. Бондаря, Н.С. Вольской, В.В. Гуськова, В.Б. Держанского, В.И. Запруднова, С.Д. Игнатова, В.Е. Клубничкина, В.А. Койнаш, В.Г. Крупко, Г.О. Котиева, В.И.Красненькова, Г.Н. Кутькова, С.А. Коростелева, И.В. Лесковца, В.А. Лухминского, М.В. Ляшенко, Е.Д. Львова, С.Е. Манянина, М.И. Медведева, В.А. Николаева, Н.Е. Перегудова, А.В. Победина, Б.М. Позина, С.В. Рождественского, А.А. Стадухина, А.Г. Савельева, Е.Б. Сарыча, А.А. Силаева, И.А. Тараторкина, И.П. Трояновской, В.М. Шарипова, В.В. Шеховцова, и других ученых.

Прикладные исследования применительно к проблемам виброзащиты выполнены Д.В. Баландиным, В.Л. Вершинским, Г.С. Жартовским, А.М. Захеиным, О.С. Кочетовым, В.И. Костюченко, Е.Е. Прокоповым, Ю.О. Прониной, И.П. Палатинской, П.А. Тараненко, Д.В. Хрипуновым, В.В. Шеховцовым и другими учеными.

Медицинские проблемы и стандартизация в области виброзащиты опубликованы в работах Б.Ф. Боброва, С.А. Бабанова, И.В. Бухтиярова, С.Я. Крившича, А.К. Кисленко, Д.А. Кривошеина, Д.А. Линника, М.К. Романченко, Л.Н. Скребенкова и других исследователей.

Значительный интерес к проблемам виброзащиты отмечается в работах зарубежных авторов, среди которых следует упомянуть исследования Griffin M.J., Kiiski J., Khaksar Z., Krajnak K. Kitazaki, S. Cvetanovic, B. Mondal P. Zheng E. Singh A. Mehdizadeh, S.A.Adam S. A. Gągorowski A. Zeinab K. Singh. G. Ning, D. Monda, E. Cvetanovic A. N., Desai R., Rauch F. Kumar V. Oncescu A T., Wang W, Kim T H.

Цель исследования является дальнейшее развитие комплексного подхода для проектирования промышленных тракторов, позволяющего на ранних стадиях моделировать динамические процессы в системе «гусеничный движитель – трактор – виброзащитное сиденье – оператор», вызванные взаимодействием гусеницы с грунтом, и на основании полученных результатов оценивать соответствие санитарным нормам вибрационной нагрузки, а также определять пути ее снижения.

Задачи исследования:

1. Разработка математической модели, описывающей динамическую подсистему «грунт – гусеничная тележка трактора» с учетом особенностей конструкции тележки (расположения опорных катков, формы опорных поверхностей траков) и нелинейных упруго-пластических свойств грунта.

2. Разработка математической модели динамической подсистемы «виброзащитное сиденье – водитель». Проведение экспериментальных исследований динамики элементов виброзащитного сиденья и сиденья с размещенным на нем водителем, идентификация математической модели на основе полученных экспериментальных данных.

3. Разработка единой математической модели динамической системы «грунт – гусеничная тележка – трактор – виброзащитное сиденье – водитель». Проведение расчетных исследований с целью проверки адекватности модели.

4. Разработка усовершенствованной методики расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места оператора промышленного трактора. Проведение расчетных исследований влияния различных факторов на вибрационную нагруженность; разработка практических рекомендаций для обеспечения нормативных требований по вибронгруженности рабочего места оператора промышленного трактора.

Научная новизна исследования:

1. Предложена усовершенствованная методика расчетной оценки низкочастотного вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя на рабочее место оператора промышленного трактора. Методика включает моделирование случайного внешнего воздействия и использование математической модели системы «гусеничный движитель – корпус трактора – кабина – виброзащитное сиденье – тело оператора» для решения задачи статистической динамики. При этом, в отличие от известных работ, расчеты проводятся для водителей различной массы и с учетом изменения динамических характеристик сиденья в зависимости от его настройки. Также имеется возможность оценивать вибрационную нагруженность различных частей тела оператора.

2. Разработана математическая модель динамической подсистемы промышленного трактора, отличающаяся подробным учетом геометрии опорных поверхностей траков и особенностей конструкции гусеничной тележки, а также нелинейных упруго-пластических свойств грунта.

3. Предложена новая математическая модель подсистемы «виброзащитное кресло–оператор промышленного трактора», описывающая тело оператора как многомассовую динамическую систему и позволяющая, в отличие от известных моделей, учесть зависимость динамических характеристик от настроек кресла и антропометрических показателей водителя.

Теоретическую и практическую значимость работы составляют следующие положения:

1. Разработана математическая модель и программные средства, позволяющие исследовать динамические процессы в системе «гусеничный движитель – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – водитель».

2. Разработана методика лабораторных исследований динамики системы «виброзащитное сиденье – оператор». Разработана математическая модель и выполнена ее идентификация для виброзащитного кресла Sibeco и водителей-операторов различной массы.

3. С помощью разработанной модели и программных средств проведено исследование влияния различных факторов на уровень низкочастотных вибраций на месте водителя, предложены меры по их снижению.

Методологической основой работы являются: системный подход, математическое моделирование, законы аналитической механики, методы вычислительной математики, теория гусеничных машин, спектральная теория подресоривания гусеничных машин, экспериментальные методы исследования вибрационных процессов.

Объект исследования – случайные вибрационные процессы в динамической системе промышленного трактора и в системе виброзащиты водителя-оператора в условиях реальной эксплуатации.

Предмет исследования – определение на стадиях проектирования показателей уровня вибрационной нагруженности рабочего места оператора промышленного трактора в условиях реальной эксплуатации и разработка предложений по обеспечению требований санитарных норм.

Положения, выносимые на защиту.

1. Подход к решению задачи снижения низкочастотного вибрационного воздействия на рабочее место оператор промышленного трактора.

2. Математическая модель и результаты моделирования динамики промышленного трактора

3. Математическая модель подсистемы «виброзащитное сиденье – оператор».

Достоверность и обоснованность обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью принятых допущений, применением фундаментальных законов механики и известных численных методов. Адекватность разработанных математических моделей подтверждена сопоставлением результатов расчетных и экспериментальных исследований. Достоверность результатов экспериментальных исследований обеспечена применением современного аттестованного измерительного и регистрирующего оборудования лаборатории ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ)".

Реализация результатов работы. Результаты исследований используются в учебном процессе в Южно-Уральском государственном университете (НИУ), г. Челябинск и в Таджикском техническом университете им. академика М.С. Осими, г. Душанбе. Результаты исследований также приняты к внедрению в ОАО «Сохтмони асоси» Рогунская ГЭС (Таджикистан).

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на международной научно-практической конференции «Технические науки инженерное образование для устойчивого развития» (г. Душанбе, 2021), на четырнадцатой научной конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ (г. Челябинск, 2022), на международной научно-практической конференции «Пром-Инжиниринг –2022» (г. Сочи, 2022), на XVI Международ-

ной научно-практической конференции «Перспективные направления развития автотранспортного комплекса» (г. Пенза, 2022), на научных семинарах кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ (г. Челябинск, 2020-2024 г.).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 7 научных работ, в том числе 2 статьи в научных журналах, включенных в перечень ВАК РФ, 1 статья в научном журнале, индексируемом в базе данных SCOPUS и 4 статьи в прочих изданиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четыре главы с выводами, заключения, и списка используемой литературы. Диссертация изложена на 106 страницах машинописного текста, включает 45 иллюстраций, 6 таблиц, 26 формул. Библиографический список содержит 123 наименований.

Благодарности. Автор выражает благодарность своему научному руководителю, доктору технических наук, доценту Абызову Алексею Александровичу за содействие при работе над диссертацией.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы основная цель и задачи работы, объект и предмет исследования, научная новизна, основные положения, выносимые на защиту и практическая значимость.

В первой главе выполнен анализ состояния проблемы на основе обзора отечественных и зарубежных литературных источников. Рассмотрены современные медико-биологические исследования в области вибрационной защиты операторов, в частности о воздействии вибрации на организм человека. Приведены требования стандартов, регламентирующие параметры вибрационного воздействия на операторов промышленных тракторов. Изучены работы, в которых авторами предложены различные методы защиты от вибрационных воздействий и созданы математические модели для расчетной оценки низкочастотного вибрационного воздействия на рабочее место оператора.

На основании выполненного обзора сформулированы задачи исследования.

Вторая глава посвящена экспериментальным исследованиям динамических характеристик системы «виброзащитное сиденье – оператор».

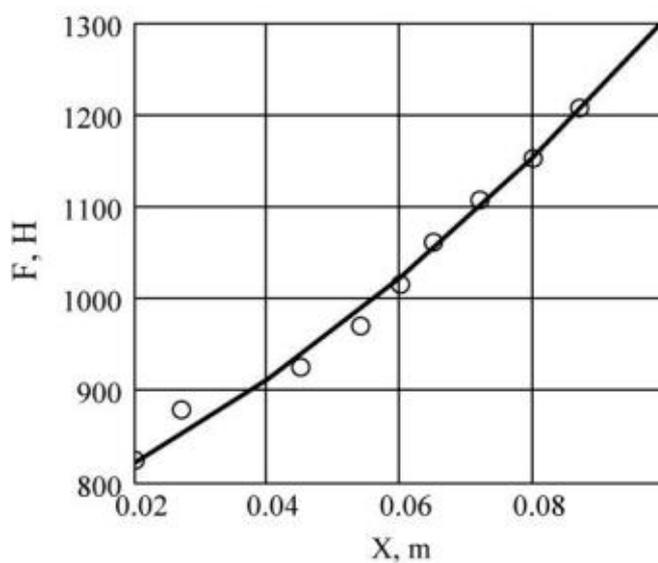
Необходимые для построения динамических моделей демпфирующие характеристики не приводятся в документации на сиденье, в связи с чем их необходимо определять экспериментально.

Система поддрессоривания сиденья оснащена пневматической рессорой, позволяющей регулировать сиденье по массе водителя и гидравлическим амортизатором. На первом этапе исследований была проведена серия статических испытаний, в ходе которых кресло нагружалось грузами известной массы и регистрировались деформации системы поддрессоривания, а также подушки сиденья. Эксперименты проводились для настроек сиденья, соответствующих водителям различной массы. В качестве примера на рисунке 1, а показано сиденье с грузами в процессе испытаний, на рисунке 1, б – один из вариантов статической характеристики системы поддрессоривания. Были получены аппроксимирующие

выражения в виде полиномов второй степени, описывающие эти характеристики для различных вариантов настройки по массе водителя.



a)



b)

Рисунок 1 – Статические испытания системы поддрессоривания кресла: а) кресло с грузами, б) экспериментальные значения и их аппроксимация

На следующем этапе была проведена серия динамических испытаний. Испытания проводились в Центре виброиспытаний и мониторинга состояния конструкций ЮУрГУ. Использовался электродинамический вибростенд V875-440-NBT 900 Combo фирмы LDS (Англия) с соответствующей усилительной и управляющей аппаратурой. Для регистрации виброускорений использовались пьезоэлектрические акселерометры и информационно-измерительная система LMS Scadas LAB.



Рисунок 2 – Установка сиденья на вибростенде

В ходе испытаний на стол вибростенда с установленным сиденьем совершал гармонические колебания в вертикальном направлении с плавно возрастающей частотой, амплитуда виброускорений поддерживалась постоянной (рисунок 2).

Для определения характеристик системы поддрессоривания верхняя часть сиденья демонтировалась и вместо нее устанавливались грузы. По результатам испытаний, проведенных для грузов различной

массы (и различных настроек сиденья) были получены расчетные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ). Как показал анализ результатов, динамическая жесткость системы весьма существенно отличается от статической. В связи с этим дальнейшая идентификация модели системы поддресоривания проводилась на основе результатов динамических испытаний.

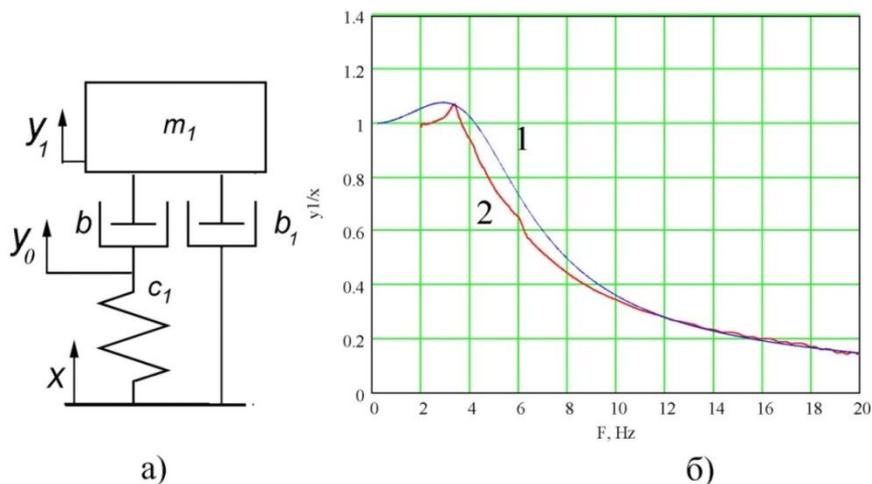


Рисунок 3 – Расчетная схема модели системы поддресоривания (а) и амплитудно-частотные характеристики системы поддресоривания сиденья. 1 – расчет, 2– эксперимент

Наилучшее соответствие расчетных и экспериментальных АЧХ удалось получить для модели системы поддресоривания со смешанным соединением упругих и демпфирующих элементов (рисунок 3, а).

Динамика такой системы описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m_1 \ddot{y}_1 = b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1) + b_1(\dot{x} - \dot{y}_1), \quad b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1) = c_1(x - y_0). \quad (1)$$

Эксперименты по определению динамических характеристик системы поддресоривания проводились для четырех значений массы m_1 : 78, 91, 117, 143 кг (использовались имевшиеся грузы по 13 кг). Для каждого значения массы проводилось по 3 испытания. По результатам каждого испытания определялись значения c_1 , b , b_1 , соответствующие совпадению расчетной и экспериментальной резонансных частот, высот резонансных пиков, а также наилучшему совпадению АЧХ в зарезонансной области.

По осредненным (для каждого из трех испытаний) значениям были получены регрессионные зависимости, связывающие указанные параметры с весом груза Q .

$$b(Q) = -599 + 12,9 \cdot Q - 0,00442 \cdot Q^2, \quad b_1(Q) = -11400 + 22,8 \cdot Q - 0,0079 \cdot Q^2, \\ c_1(Q) = -8355 + 21,4 \cdot Q - 0,00765 \cdot Q^2, \quad (2)$$

где Q – вес груза, установленного на систему поддресоривания (Н), b и b_1 – коэффициенты вязкого трения (Н·с²/м), c – жесткость упругого элемента (Н/м).

Аналогично были определены динамическая жесткость и коэффициент эквивалентного вязкого трения для подушки сиденья (модель с параллельным соединением упругого и демпфирующего элементов).

Таким образом, в ходе динамических испытаний были получены регрессионные зависимости, позволяющие определять параметры динамической системы виброзащитного сиденья для водителей различной массы.

Поскольку виброзащитное сиденье вместе с телом человека-оператора является единой динамической системой, для адекватной расчетной оценки виброускорений на рабочем месте также необходимо использовать единую динамическую модель.

В диссертации разработана подобная математическая модель, включающая модель виброзащитного сиденья и тело человека-оператора (рисунок 4). Модель сиденья включает одну массу, два упругих и три демпфирующих элемента, характеристики которых определены на предыдущем этапе. Для описания тела человека использована четырехмассовая модель Вана и Шиммельса. В литературе приводятся ограниченные данные о параметрах модели человека. С целью определения параметров модели динамической системы «виброзащитное сиденье - тело оператора» была проведена серия экспериментальных исследований с участием добровольцев (рисунок 5).

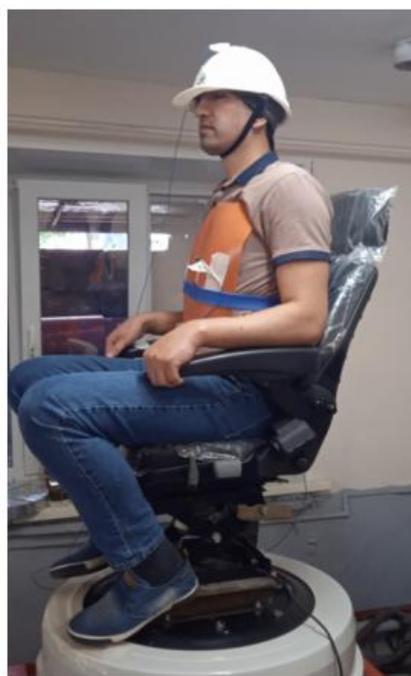
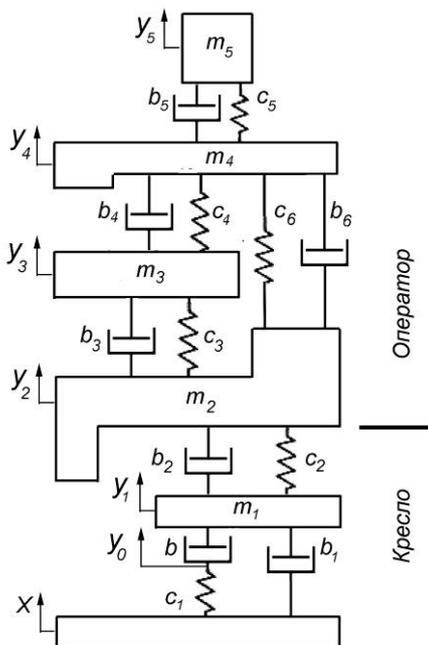


Рисунок 4 – Расчетная схема модели виброзащитного сиденья с оператором

Рисунок 5 – Испытатель на вибростенде

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 6. На подвижной платформе вибростенда установлены акселерометры обратной связи системы управления (Ду) и системы сбора данных (Дк). Акселерометр Д1 установлен на верхней платформе кресла, под верхней подушкой. Акселерометр Д2 закреплен на специальном податливом диске, используемом, в соответствии с нормативными документами, при виброиспытаниях сидений. Он находится на подушке сиденья, под человеком – испытуемым. Акселерометр Д4 был установлен на податливую пластиковую пластину, которая плотно привязывалась к груди испытуемого. Акселерометр Д5 устанавливался на каске, которая плотно

надевалась на голову. При испытаниях регистрировались виброускорения в вертикальном направлении. Испытания проводились с участием группы добровольцев, имевших массу тела от 52 до 118 кг. В процессе испытаний использовалось гармоническое нагружение основания кресла с постоянной амплитудой виброускорений и плавно изменяющейся частотой от 2 до 10 Гц.

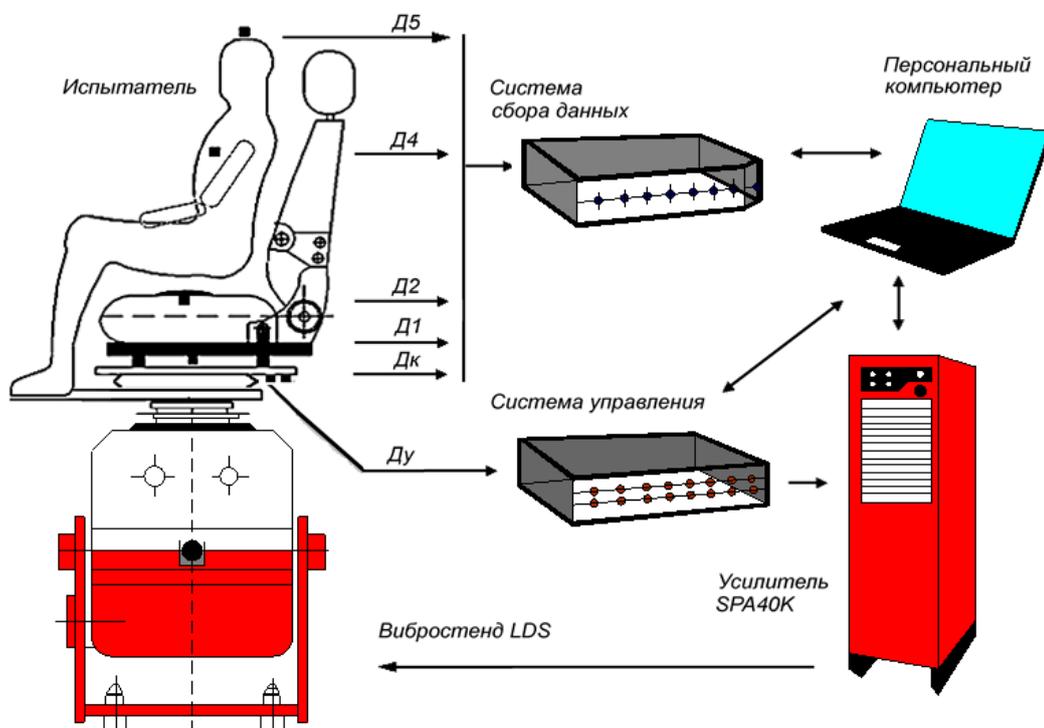


Рисунок 6 – Схема экспериментальной установки

Для рассматриваемой динамической системы (рисунок 4) записаны дифференциальные уравнения движения и получены выражения для передаточных функций от внешнего воздействия ($x(t)$) к обобщенным координатам ($y_0 - y_6$). При идентификации модели расчетные АЧХ сопоставлялись с экспериментальными и подбирались параметры модели человека, обеспечивающие наилучшее соответствие. Параметры подсистемы, описывающей сиденье, были определены на предыдущем этапе. Поскольку модель тела человека включает большое количество параметров, а число датчиков и возможность их установки на оператора в процессе эксперимента ограничены, значения этих параметров для операторов различной массы предварительно были определены на основе анализа литературных данных. В дальнейшем, при сопоставлении расчетных и экспериментальных АЧХ, эти параметры были уточнены. В качестве примера на рисунке 7 представлены расчетные частотные передаточные функции для оператора с массой тела 73 кг. Там же приведены экспериментальные передаточные функции для координат y_1, y_2, y_4, y_6 , полученные на основе сигналов акселерометров Dк, D1, D2, D4 и D5.

В результате уточнения параметров элементов модели, описывающих тело оператора, удалось обеспечить достаточно хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных. Небольшие локальные всплески, присутствующие

на экспериментальных передаточных функциях, по-видимому, вызваны резонансами отдельных элементов виброзащитного сиденья, не учитываемых в математической модели. Следует отметить существенное расхождение расчетной и экспериментальной передаточных функций для обобщенной координаты y_4 , соответствующей колебаниям верхней части тела оператора. По-видимому, это вызвано не вполне удачным размещением акселерометра Д4 (ближе к средней части туловища), а также недостаточно жесткую связь с телом испытуемого.

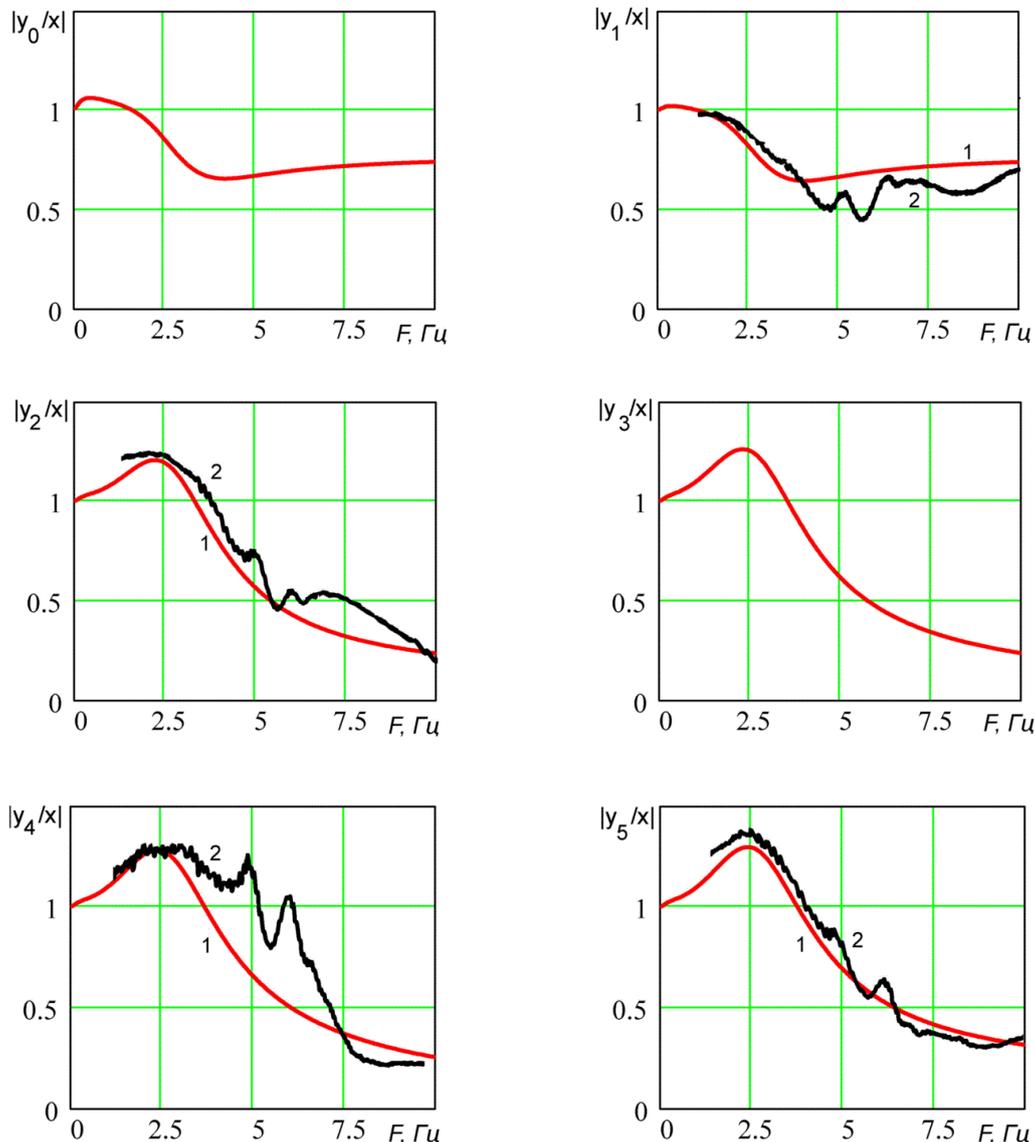


Рисунок 7 – Расчетные и экспериментальные передаточные функции для испытуемого массой 73 кг; 1 – расчет, 2 – эксперимент

Аналогичные результаты были получены для испытуемых с другой массой тела. Таким образом, были получены параметры рассматриваемой модели для операторов с массой тела 52, 66, 73, 85 и 118 кг.

В третьей главе представлена математическая модель динамической системы «гусеничный движитель – корпус – кабина – кресло с оператором».

Для адекватного моделирования вибраций, вызванных взаимодействием опорных катков с траками гусениц, необходимо использовать модель, подробно

описывающую геометрию траков, опорных катков, а также нелинейные упруго-пластические свойства грунта.

В настоящее время широкое распространение получили пакеты программ, предназначенные для моделирования динамики различных объектов (ADAMS, ANSYS Motion, Универсальный механизм и др.). Модель динамической системы промышленного трактора может быть полностью построена в таком пакете. Подобные модели можно использовать для расчета непродолжительных процессов (например, переезда одиночной неровности). При моделировании движения по протяженному участку трассы время расчета оказывается неприемлемо большим.

Как показал предварительный анализ, динамические составляющие нагрузок, вызванные колебаниями трактора при движении, существенно меньше статической нагрузки. Это позволяет рассмотреть подсистему «грунт – тележка трактора» отдельно, считая, что она нагружена статическим весом корпуса. При этом может быть использована модель, подробно описывающая тележку, опорные катки, ведущее и направляющее колеса, разработанная в пакете программ ANSYS Motion (рисунок 8).

По результатам расчета движения по заданному грунту с определенной скоростью могут быть получены процессы изменения вертикального перемещения оси ведущего колеса ($Z_T(t)$) и угла поворота тележки ($\varphi_T(t)$) (рисунок 9). В дальнейшем эти процессы используются в качестве входного кинематического воздействия для подсистемы, включающей корпус, кабину и кресло с водителем–оператором (рисунок 9).

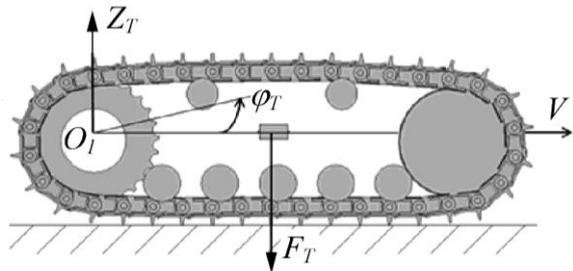


Рисунок 8 – Расчетная схема математической модели тележки трактора

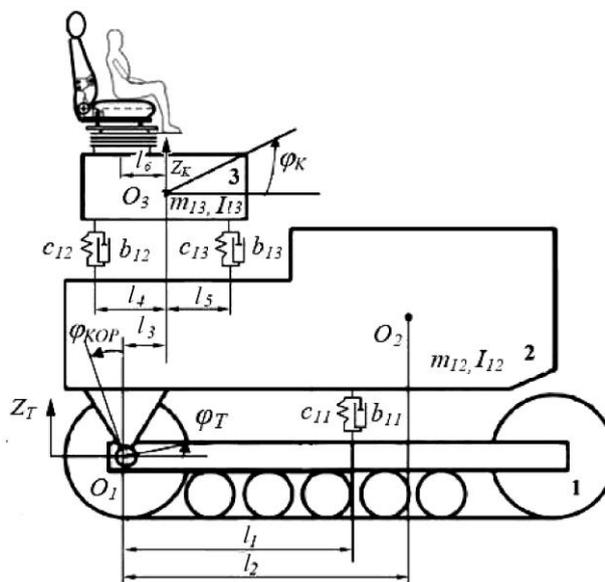


Рисунок 9 – Расчетная схема математической модели, подсистемы «корпус – кабина – виброзащитное сиденье с водителем»

Таким образом, при разработке математической модели трактора с полужесткой подвеской приняты следующие допущения:

– Рассматриваются только вертикальные и продольно-угловые колебания, вызванные движением трактора по звенчатой гусенице.

– Рассматривается движение трактора со скоростью, изменяющейся по случайному закону.

– Грунт моделируется упруго-пластической средой. В нормативных документах предписывается проводить натурные испытания по определению вибраций на участке, полученном в результате выполнения технологической операции (например, бульдозирования), при этом микро профиль трассы не регламентируется. В связи с этим в данном диссертационном исследовании моделирование движения проводится для ровного участка трассы.

– Предполагается, что колебания корпуса трактора не оказывают влияние на колебания тележек, вызванные движением по звенчатой гусенице, лежащей на грунте.

– Считается, что колебания тележек происходят синфазно и синхронно (наихудший случай).

– Динамическая система рассматривается как линейная, при этом инерционные, упругие и демпфирующие характеристики подсистемы «кресло – водитель» корректируются в зависимости от массы водителя.

Модель пятикатковой тележки промышленного трактора производства ЧТЗ была разработана в пакете программ ASYS Motion, с использованием имеющихся в пакете стандартных элементов гусеничного движителя.

Для описания деформационных свойств грунта в рассматриваемом пакете используются зависимости Беккера и Вонга. Дальнейшие расчеты были выполнены для движения по трем типам грунта: 1) глина, влажность 25%, 2) суглинок, влажность 24%, 3) супесь, влажность 26%. Первый грунт является наиболее жестким, третий – самым мягким.

Расчетная схема модели подсистемы «корпус – кабина – виброзащитное сиденье – оператор» представлена на рисунке 9. Внешнее воздействие – кинематическое: перемещение оси ведущего колеса $Z_T(t)$ и угол поворота тележки относительно горизонтали $\varphi_T(t)$. Дифференциальные уравнения движения этой системы получены с помощью уравнений Лагранжа второго рода.

С помощью разработанной модели в пакете ASYS Motion было проведено моделирование движения тележки по грунту. Во время расчетов тележка сначала нагружалась вертикальной силой, равной половине веса трактора, а потом, после погружения траков в грунт, задавалось вращение ведущего колеса со скоростью, плавно увеличивающейся от нуля до заданной скорости движения. В результате, в установившемся режиме, были получены процессы изменения во времени координат $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$. В качестве примера на рисунке 10 показаны эти процессы для движения по жесткому грунту (глина).

На рисунке 11 представлены диаграммы, иллюстрирующие зависимости размахов угловых и вертикальных колебаний от свойств грунта. Угловые и вертикальные перемещения оказались наибольшими при движении по жесткому грунту, в который грунт зацепы траков практически не погружались. На мягком грунте, с которым траки контактировали всей опорной поверхностью, перемещения оказались наименьшими.

Для проверки адекватности модели было выполнено сопоставление результатов расчетов (размах относительных углов поворота траков и средних

квадратических значений виброускорений в зонах ведущего и направляющего колес) с экспериментальными данными, полученными Д.В.Хрипуновым. Наибольшее отличие расчетных и экспериментальных данных по углам поворота не превышает 10%, а по виброускорениям – 15%, что свидетельствует об адекватности разработанной модели.

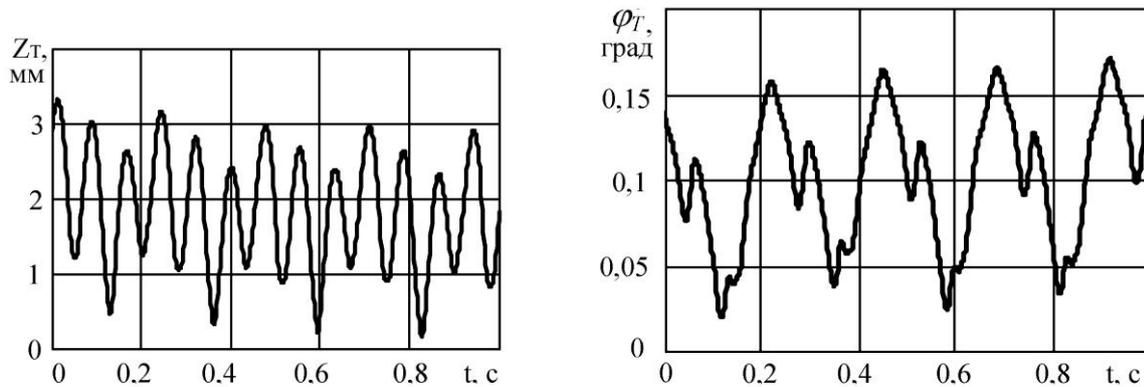


Рисунок 10 – Процессы изменения вертикальных и угловых перемещений тележки при движении по глине (грунт 1)

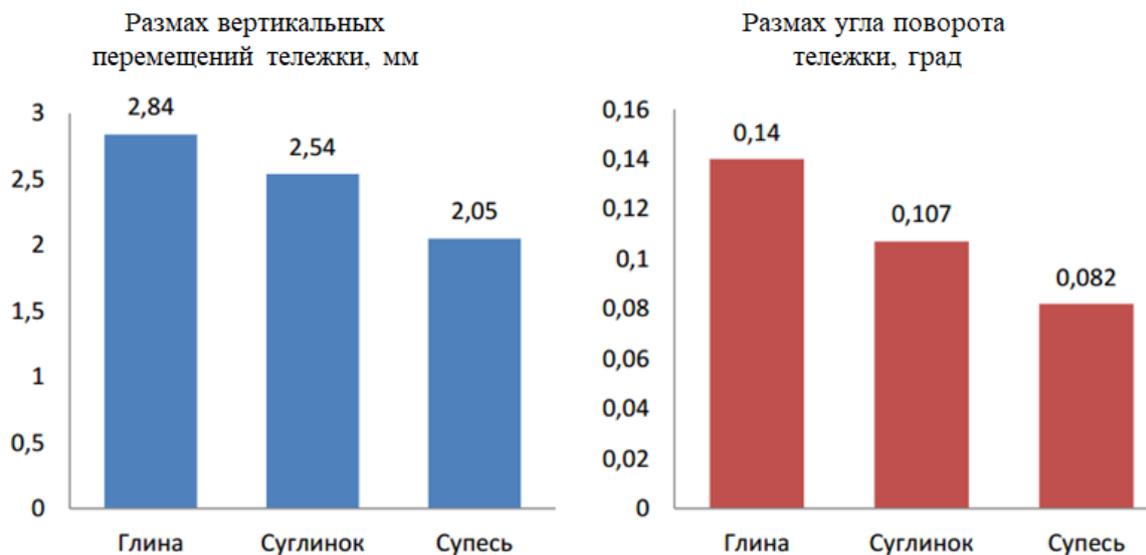


Рисунок 11 – Зависимости вертикальных и угловых колебаний тележки от свойств грунта

Для исследования влияния расстановки опорных катков на колебания тележки была проведена серия расчетов. Рассмотрены четыре варианта расположения опорных катков (рисунок 12, а): стандартное расстояние между катками (350 мм), уменьшенное расстояние между катками (304 мм), увеличенное расстояние между катками (406 мм) и смешанный вариант (304 мм между первым и вторым, четвертым и пятым катками; 406 мм между вторым и третьим, третьим и четвертым катками).

Зависимости размахов угловых и вертикальных колебаний тележки от расстановки катков представлены на рисунке 12, б), с). В случае второго варианта (полтора шага гусеницы) произошло увеличение угловых колебаний снижение вертикальных по сравнению со стандартной расстановкой. При расстоянии между катками, равном удвоенному шагу (вариант 3) происходит уменьшение размаха угловых колебаний и увеличение вертикальных. Эти результаты качественно соответствуют общепринятым представлениям о работе гусеничного движителя и могут служить одним из показателей адекватности предложенной модели. При расстановке катков с переменным шагом (вариант 4) размах угловых колебаний уменьшился на 25% при увеличении вертикальных на 9%.

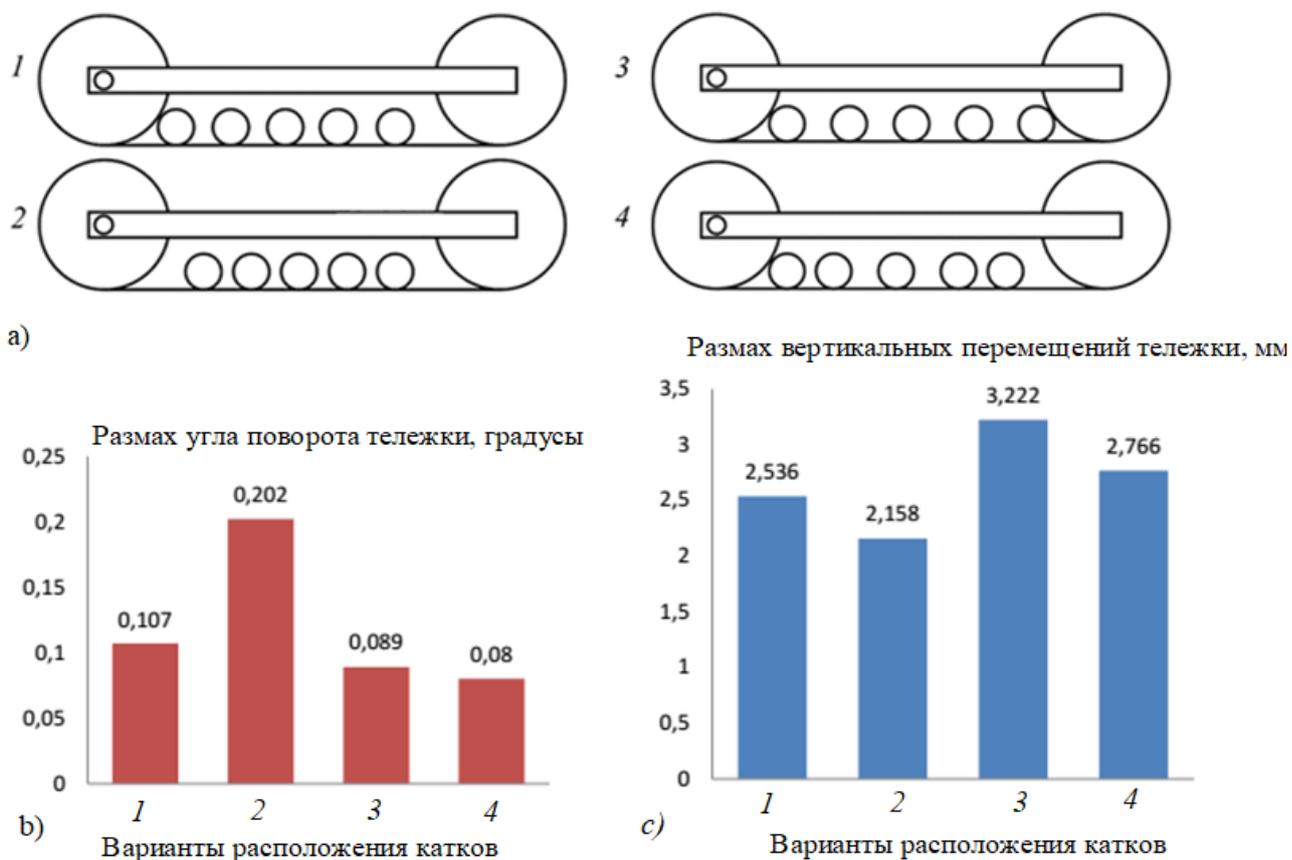


Рисунок 12 – Результаты исследования влияния расстановки катков на колебания тележки. а) варианты расстановки катков; б) результаты расчета

Четвертая глава посвящена расчетным исследованиям вибрационной нагруженности рабочего места водителя-оператора промышленного трактора.

Для расчетных исследований использован спектральный метод. Разработана методика получения функция спектральной плотности перемещений тележки $Z_T(t)$ и $(\varphi_T(t))$. Представлены основные соотношения, позволяющие на основе дифференциальных уравнений движения получить передаточные функции и, в конечном итоге, средние квадратические значений виброускорений в стандартных третьоктавных полосах. Эти значения в дальнейшем сравниваются с нормативными.

Для проверки адекватности предлагаемой методики было выполнено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными, полученными при полигонных натурных исследованиях отделом испытаний ЧТЗ и с результатами расчетов, полученными Ю.О.Прониной (рисунок 13).

Анализ этих данных показывает их хорошее качественное соответствие. Максимальные уровни виброускорений регистрируются в полосах с центральными частотами 5 и 10 Гц. Виброускорения в полосах 6,3 и 8 Гц также находятся вблизи предельных значений. Максимальное отличие результатов расчета от экспериментальных данных ЧТЗ не превышает 15%, отличие от результатов Ю.О.Прониной не превышает 18%. Учитывая возможные отличия условий натурных испытаний от принятых в расчете, такую погрешность можно считать вполне приемлемой.

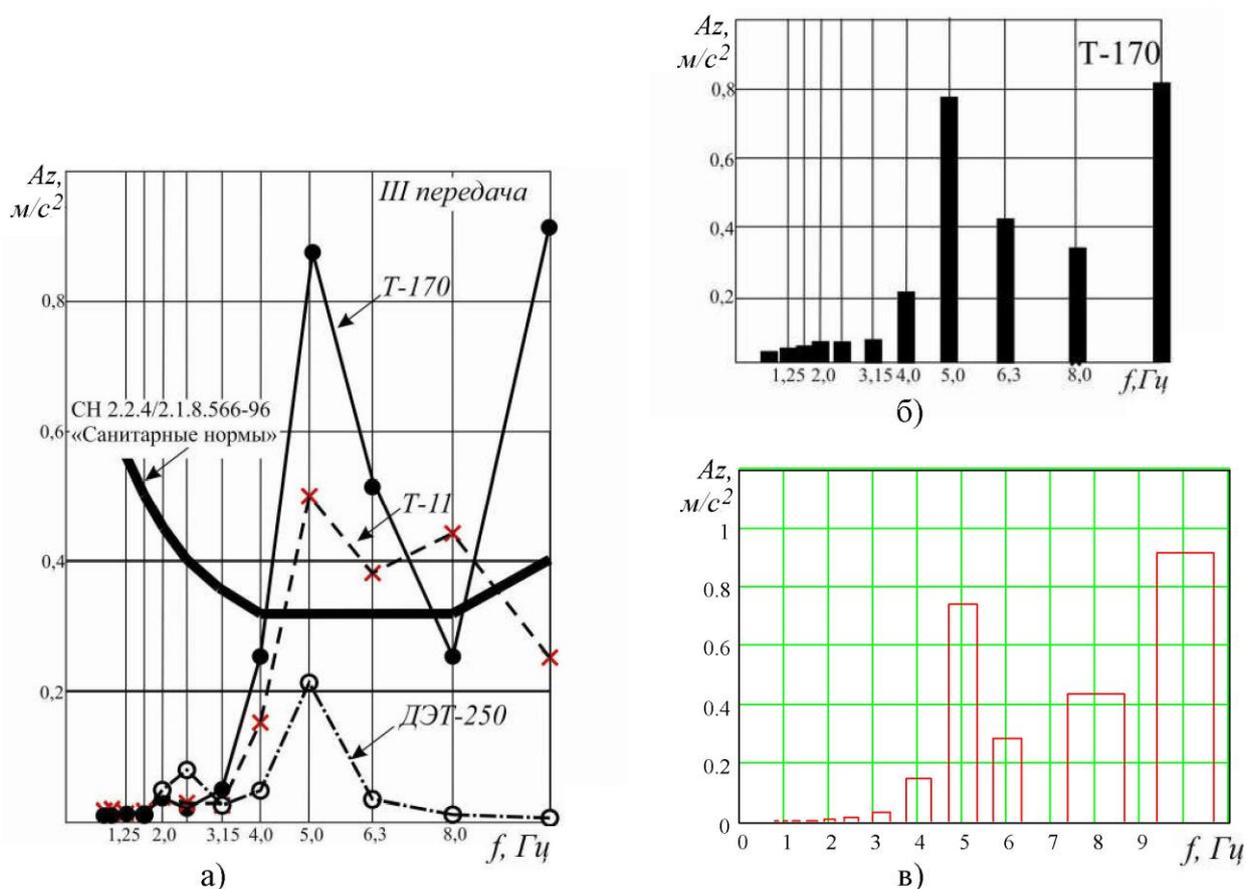


Рисунок 13 – Средние квадратические значения виброускорений в третьоктавных полосах: а) результаты расчета Ю.О. Прониной, б) результаты натурных исследований (данные ЧТЗ), в) результаты расчета по предлагаемой модели

Расчетные исследования проводились для водителя массой 73 кг. При исследованиях влияния массы тела на вибрационную нагруженность дополнительно проводились расчеты для испытателей с массой тела 52 и 118 кг. Результаты расчетов представлены в виде значений средних квадратических виброускорений на рабочем месте водителя в третьоктавных полосах. На рисунках сплошной линией также показана верхняя граница санитарных норм для 8-часового рабочего дня.

Влияние скорости движения и характеристик грунта на виброускорения показано на рисунке 14. Как правило, большим ускорениям соответствует движение с большей скоростью и по более жесткому грунту. Однако в полосе с центральной частотой 10 Гц наибольшие значения зафиксированы при движении на I передаче. Это связано с тем, что в этом режиме одна из высших гармоник внешнего воздействия совпадает с максимумом передаточной функции динамической системы.

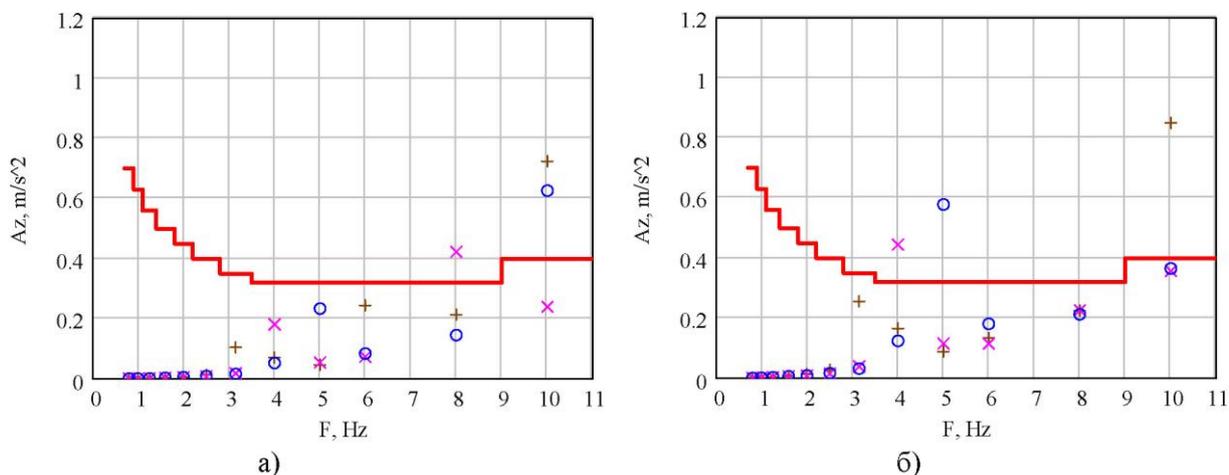


Рисунок 14 – Средние квадратические значения виброускорений на месте водителя при движении с различной скоростью: а) супесь, б) суглинок; + – I передача; x – II передача, o – III передача

Влияние массы водителя иллюстрирует рисунок 15 (движение трактора по суглинку- грунту средней жесткости). В большей части третьоктавных полос разница в виброускорениях для водителей различной массы незначительна, что может свидетельствовать об оптимальной работе системы настройки сиденья.

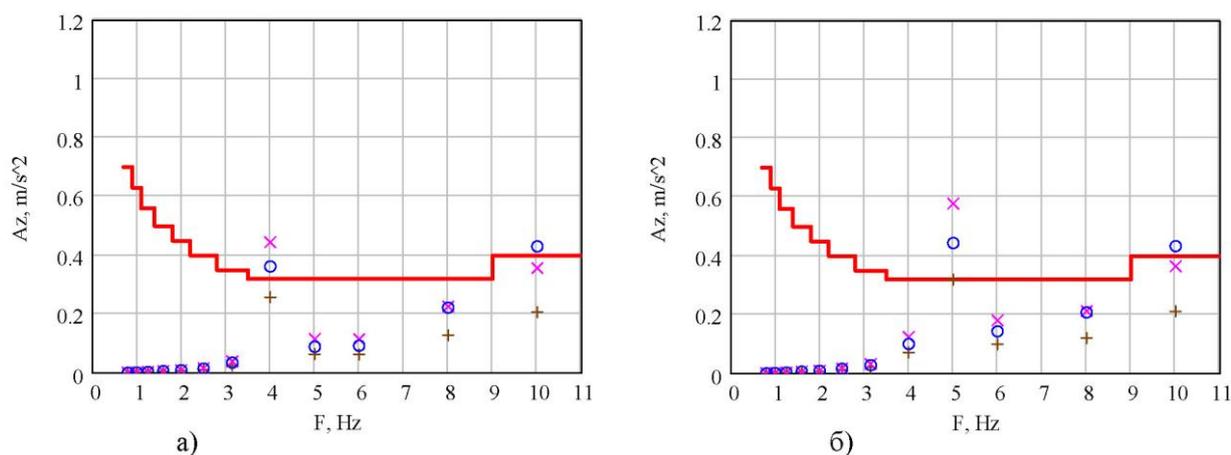


Рисунок 15 – Средние квадратические значения виброускорений на месте водителя для водителей различной массы: а) II передача, б) III передача; + – масса 52 кг; x – масса 73 кг, o – масса 118 кг

Однако в полосах с центральными частотами 4 и 5 Гц, где находятся максимумы спектра внешнего воздействия, наблюдается превышение санитарных норм

и существенное (до 50 %) отличие вибрационной нагруженности водителей с различной массой тела. Наиболее высокая вибронгруженность соответствует массе 75 кг.

Как показали результаты исследований, расчетные значения виброускорений на месте водителя зависят от структуры использованной модели. Результаты расчета виброускорений на полу кабины и на подушке сиденья для двух вариантов модели динамической подсистемы «виброзащитное сиденье – водитель» (одномассовая модель и многомассовая модель) показали, что максимальное различие результатов по ускорениям на подушке сиденья достигает 30%. Таким образом, использование многомассовой модели необходимо не только для оценки вибронгруженности различных частей тела водителя, но и для адекватного расчета вибронгруженности рабочего места.

Исследование влияния расположения опорных катков показало, что использование нерегулярной расстановки позволяет снизить вибронгруженность на 5–15 %. В отдельных полосах частот снижение вибронгруженности может быть более существенным.

Результаты моделирования движения показывают, что виброускорения грудной клетки и головы могут превышать виброускорения на подушке сиденья на 10–25%. В связи с этим, по-видимому, наиболее адекватной оценкой вибронгруженности должны служить не виброускорения на подушке сиденья, а виброускорения части тела оператора, совершающей наиболее интенсивные колебания.

Как показывает анализ результатов проведенных расчетов, виброускорения на месте водителя рассматриваемого трактора в ряде режимов движения превышают предельные уровни в полосах с центральными частотами 4–6 и 10 Гц. Эти результаты хорошо согласуются с экспериментальными и расчетными данными Ю.О. Прониной Д.В. Хрипунова а также с экспериментальными данными ЧТЗ. Повышенный уровень виброускорений на этих частотах объясняется следующим:

- В диапазоне 3–6 Гц находится максимум спектра внешнего воздействия, соответствующий «траковой» частоте.
- В районе частоты 10 Гц находятся максимумы передаточных функций от внешнего воздействия $\varphi_T(t)$ и $z_T(t)$ к координате y_2 (подушка сиденья).

Как показывает анализ динамической системы, максимум передаточной функции в районе 10 Гц вызван собственной частотой, соответствующей преимущественным колебаниям кабины. Для его уменьшения необходимо увеличить коэффициент вязкого трения системы подрессоривания кабины. Виброизоляция в диапазоне 3–6 Гц осуществляется в основном за счет системы подрессоривания сиденья. Поскольку низкочастотный резонанс сиденья находится в районе 1–2 Гц (в зависимости от настройки), диапазон 3–6 Гц для этой частоты является зарезонансным. Система подрессоривания сиденья достаточно сильно задемпфирована (элементы вязкого трения b , b_1 на рисунке 4), поэтому для снижения колебаний в зарезонансной зоне необходимо уменьшить коэффициент вязкого трения b_1 . Как показали расчеты, при этом амплитуда колебаний вблизи низкочастотного резонанса увеличивается незначительно.

Для определения оптимальных параметров демпфирования была выполнена серия расчетов, соответствующих движению трактора с различными скоростями по различным грунтам с варьированием значений коэффициентов вязкого трения b_1 , а также b_{12} , b_{13} (подрессоривание кабины, рисунок 9). При этом регистрировались средние квадратические значения виброускорений нижней части туловища (на подушке сиденья), а также груди и головы. Как показали результаты расчетов, для обеспечения выполнения санитарных норм необходимо увеличить коэффициент вязкого трения гидроопор кабины в 2,3 раза (за счет использования опор с другими характеристиками или дополнительных гидравлических амортизаторов), а также снизить коэффициент вязкого трения системы подрессоривания сиденья b_1 на 60% (за счет использования гидравлического амортизатора с другой характеристикой). На рисунке 16 в качестве примера приведены средние квадратические значения виброускорений для движения трактора по суглинку на III передаче при исходных и скорректированных значениях параметров системы виброзащиты.

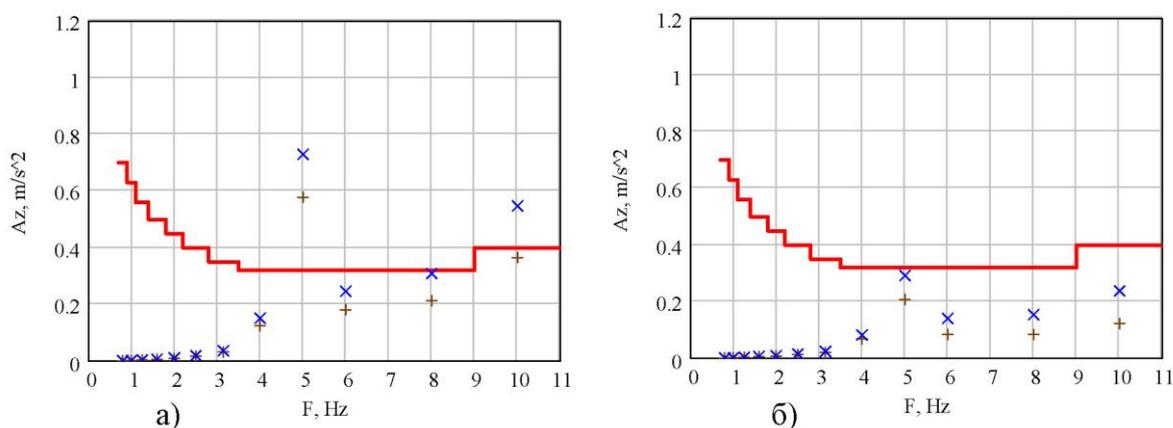


Рисунок 16 – Средние квадратические значения виброускорений:

а) исходный вариант параметров виброизоляции,

б) скорректированный вариант; + – подушка сиденья, x – грудь, o – голова

Предложенная корректировка обеспечивает выполнение санитарных норм в рассматриваемом диапазоне частот как на подушке сиденья, так и для различных частей тела водителя-оператора. Полученные результаты могут быть использованы при модернизации существующих тракторов и учтены при разработке новой техники.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ВЫВОДЫ

1. В диссертационной работе представлена усовершенствованная методика расчетной оценки эффективности виброзащиты оператора промышленного трактора с полужесткой подвеской от наиболее неблагоприятного низкочастотного воздействия, вызванного движением опорных катков по звенчатой гусенице. Методика предусматривает моделирование динамики движущегося трактора и получение расчетных значений виброускорений на месте водителя, которые в дальнейшем сравниваются с предельно допустимыми значениями.

2. Проведены статические и динамические испытания виброзащитного сиденья фирмы Sibeco, система подрессоривания которого оснащена пневмати-

ческим упруго-демпфирующим элементом и гидравлическим амортизатором. По результатам испытаний установлено, что статическая жесткость элементов системы подрессоривания и подушки сиденья существенно (до нескольких раз) ниже динамической жесткости, в связи с чем при построении динамической модели необходимо использовать динамическую жесткость. По результатам испытаний предложена модель системы подрессоривания сиденья, включающая соединенные последовательно-параллельно упругий элемент и два элемента вязкого трения. Получены зависимости параметров модели от настройки системы подрессоривания по массе тела водителя.

4. Предложена модель динамической подсистемы «виброзащитное сиденье – оператор». Для описания тела оператора использована 4-массовая модель, сиденье описывается 2-массовой моделью, включающую систему подрессоривания и подушку сиденья. Проведены динамические испытания сиденья с находящимися на нем испытуемыми различной массы (от 53 до 118 кг). По результатам испытаний, а также на основании обобщения литературных данных выполнена идентификация модели; получены значения ее параметров для пяти значений массы тела водителей-операторов.

5. Разработана динамическая модель гусеничной тележки трактора, находящейся на грунте. Для создания модели использован пакет программ Ansys Motion. Модель включает балку, на которой находятся опорные катки, ведущее и направляющее колеса, поддерживающие ролики и гусеничную ленту. Грунт рассматривается как нелинейная упруго-пластическая среда. Выполнено моделирование движения тележки по грунту, получены процессы вертикальных и продольно-угловых колебаний. Адекватность модели подтверждена сопоставлением результатов расчета с экспериментальными данными (Д.В.Хрипунов). Различие расчетных и экспериментальных относительных углов поворота траков опорной ветви не превышает 10%, средних квадратических значений виброускорений в зонах ведущего и направляющего колес не превышает 10%. Разработана методика получения функций спектральной плотности колебаний тележки, соответствующих движению трактора с переменной скоростью.

6. Разработана математическая модель «корпус трактора- кабина- виброзащитное сиденье- водитель», описывающая вертикальные и продольно-угловые колебания. Входными воздействиями для модели являются вертикальные и продольно-угловые колебания тележек трактора. Получены дифференциальные уравнения движения и передаточные функции, позволяющие в соответствии со спектральным методом получать функции спектральной плотности виброускорений на подушке сиденья, а также различных частей тела водителя (нижняя часть туловища, голова, грудь). В дальнейшем по спектральным плотностям получают средние квадратические значения виброускорений в стандартных третьоктавных полосах, которые сравнивают с предельно-допустимыми значениями. Адекватность модели подтверждена сопоставлением результатов расчета с экспериментальными и расчетными данными других исследователей.

С помощью разработанных моделей выполнена серия расчетных исследований на примере трактора производства ЧТЗ с 5-катковой гусеничной тележ-

кой (соответствующие модификации тракторов Т-130, Т-170 и более современных моделей). Расчеты выполнены для движения по различным грунтам на 1, 2 и 3 передачах. Показано, что наиболее интенсивные вибрации на месте водителя соответствуют движению по жесткому грунту на 3 передаче. При этом при движении на 2 и 3 передаче виброускорения в диапазонах частот 2–6 Гц и 8–10 Гц превышают предельно-допустимый уровень. Моделирование динамики системы для водителей различной массы тела показало, что наибольшие виброускорения соответствуют водителям с большей массой, при этом различие для водителей с массой 52 и 118 кг в отдельных полосах частот может достигать 50%.

Проведены сравнительные расчеты с использованием различных моделей подсистемы «сиденье-водитель». Различие результатов при использовании одномассовой модели и предлагаемой многомассовой в отдельных полосах частот достигает 30%.

Исследование колебаний различных частей тела оператора показало, что виброускорения грудной клетки и головы в отдельных полосах частот могут превышать виброускорения на подушке сиденья на 10–25%. Этот результат подтверждает необходимость использования многомассовой модели для адекватной оценки виброн нагруженности тела водителя-оператора.

Показано, что использование нерегулярной расстановки опорных катков снижает вибрационную нагруженность в отдельных полосах частот до 15%.

7. Для исключения превышения уровня санитарных норм по вибрациям на месте водителя предложено изменить параметры системы поддрессоривания кабины трактора и виброзащитного сиденья. Увеличение коэффициента демпфирования опор кабины в 2,3 раза позволяет снизить уровень вибраций в диапазоне 8–10 Гц. Снижение коэффициента демпфирования b_1 системы поддрессоривания кресла на 60 % снижает уровень вибраций в диапазоне 2–5 Гц. Эти изменения обеспечивают снижение виброускорений до уровней, не превышающих санитарные нормы. Изменения могут быть осуществлены за счет использования гидроопор кабины с другими характеристиками и изменения характеристик гидравлического амортизатора системы поддрессоривания сиденья.

Дальнейшее развитие исследований планируется в следующих направлениях:

- совершенствование математической модели промышленного трактора с целью учета поперечных колебаний;
- учет микропрофиля поверхности почвы;
- учет случайного воздействия со стороны рабочих органов.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В изданиях, рекомендованных ВАК России

1. Абызов, А.А. Моделирование динамики промышленного трактора при низкочастотном вибровозбуждении со стороны гусеничного движителя / А.А. Абызов., **К.Дж. Мухиддинзода.**, С.Г. Некрасов // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2023. – Т. 23, № 1.– С. 63–72 (лично автором 3 с.).

2. Абызов, А.А. Экспериментальные исследования и идентификация модели динамической системы «виброзащитное кресло – оператор» мобильной машины / А.А. Абызов., **К.Дж., Мухиддинзода** // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2023. – Т. 23, № 4. – С. 69–79 (лично автором 2 с.).

В изданиях, индексируемых в базе данных Scopus

3. Abyzov A. A., Pronina Y. O., **Muhiddinzoda K. J.** Experimental Study of the Dynamic Characteristics of the Anti-vibration Industrial Tractor Operator's Seat //International Conference on Industrial Engineering. – Springer, Cham, 2023. – С. 421–430 (лично автором 3 с.).

Публикации в других изданиях и материалах конференций

4. Абызов А.А. Моделирование динамики и экспериментальные исследования характеристик системы «виброзащитное сиденье – оператор промышленного трактора» / А.А. Абызов, А.В. Ерпалов, **К.Дж. Мухиддинзода** // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2022. – Т. 22, № 4.– С. 42–52 (лично автором 3 с.).

5. Абызов А.А. Экспериментальные исследования упругих характеристик элементов виброзащитного кресла оператора промышленного трактора / А.А. Абызов, **К.Дж. Мухиддинзода** // Материалы международной научно-практической конференции «Технические науки и инженерное образование для устойчивого развития» – часть 1. – 2021. – С. 8–12 (лично автором 2 с.).

6. **Мухиддинзода К.Дж.** Экспериментальные исследования динамических характеристик виброзащитного сиденья оператора промышленного трактора / К.Дж. Мухиддинзода, А.А. Абызов // Материалы четырнадцатой научной конференции аспирантов и докторантов. Изд-во ЮУрГУ, 2022. – С. 27–33 (лично автором 2 с.).

7. **Мухиддинзода К.Дж.** Экспериментальные исследования динамических характеристик системы «виброзащитное кресло – оператор промышленного трактора» с целью обеспечения санитарных норм на рабочем месте / К.Дж. Мухиддинзода // Материалы XVI международная научно-практическая конференция «Перспективные направления развития автотранспортного комплекса». МНИЦ ПГАУ, 2022. С. 100–104.

Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ
ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ОПЕРАТОРА
ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА ПРИ НИЗКОЧАСТОТНОМ
ВОЗДЕЙСТВИИ СО СТОРОНЫ ДВИЖИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ
МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Специальность: 2.5.11 –
«Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 08.07.2024. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 214/276.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.