

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

На правах рукописи
УДК 629.114.2 (043.3)

ЛИННИК
Дмитрий Александрович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАШЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНЫХ
КОЛЕБАНИЙ НА СИДЕНЬЕ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТА**

**Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**по специальности
05.05.03 – Колесные и гусеничные машины**

Могилев 2021

Научная работа выполнена в межгосударственном образовательном учреждении высшего образования «Белорусско-Российский университет»

Научный руководитель **Ким Валерий Андреевич**,
доктор технических наук, профессор, профессор
кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей»
межгосударственного образовательного
учреждения высшего образования «Белорусско-
Российский университет», г. Могилев

Официальные оппоненты: **Котиев Георгий Олегович**,
доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой «Колесные машины» Федерального
государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования «Московский
государственный технический университет
им. Н. Э. Баумана», г. Москва

Гурский Николай Николаевич,
кандидат технических наук, доцент, доцент
кафедры «Программное обеспечение
информационных систем и технологий»
Белорусского национального технического
университета, г. Минск

Оппонирующая организация учреждение образования **«Белорусская
государственная сельскохозяйственная
академия»**, г. Горки

Защита состоится «18» февраля 2021 г. в 14.00 на заседании Совета по защите диссертаций Д 02.18.01 при межгосударственном образовательном учреждении высшего образования «Белорусско-Российский университет» по адресу: Республика Беларусь, 212022, г. Могилев, пр-т Мира, 43, каб. 323.

Телефон ученого секретаря: (+375 222) 71-21-93.

E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусско-Российского университета.

Автореферат разослан «18» января 2021 г.

Ученый секретарь Совета
по защите диссертаций Д 02.18.01

А. С. Мельников

ВВЕДЕНИЕ

Ведущие мировые производители колесных тракторов (John Deere, New Holland, Fendt, Challenger, Steyr, Renault, Diamond, Rubin, МТЗ, Амкодор), в связи с ужесточением международных требований по показателям безопасности труда водителя колесного трактора, ведут постоянные исследования по созданию эффективных виброзащитных систем водителя. В настоящее время фирмы решают задачу повышения виброзащиты водителя колесных тракторов путем использования дорогостоящих пневмогидравлических подвесок сиденья и кабины, сохраняющих постоянство частот собственных колебаний, активных виброзащитных систем, обеспечивающих заданный уровень ускорений на сиденье водителя посредством автоматического изменения упругодемпфирующих характеристик подвесок. В то же время известным динамическим гасителям колебаний не уделяют должного внимания в конструкциях систем поддрессоривания. Применение этих методов позволило бы значительно снизить стоимость виброзащитных систем при сопоставимом качестве их функционирования по сравнению с существующими аналогами.

Водители колесных тракторов подвергаются воздействию общей вибрации I категории (транспортной) с преобладанием низкочастотной вибрации, которая приводит к развитию профессионального заболевания – вибрационной болезни, снижающей качество жизни механизаторов, в долгосрочной перспективе влияющей на производительность труда. Поэтому снижение воздействия низкочастотной вибрации на организм водителя колесного трактора является актуальным направлением исследований.

Работа посвящена повышению эффективности гашения низкочастотной вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора путем поддрессоривания кабины, включающего упругий элемент, амортизатор с оригинальной конструкцией поршневого узла и кронштейн, позволяющие снижать среднеквадратические значения скорректированного виброускорения в третьоктавных полосах частот (1–4 Гц) в вертикальном направлении на рабочем месте водителя колесного трактора на 70–75 %. По результатам экспериментальных исследований установлено, что используемые виброизоляторы кабин колесных тракторов МТЗ выполняют функцию фильтров высокочастотных вибраций, генерируемых двигателем и трансмиссией, и играют роль шумопоглощающих элементов. Поэтому создание эффективной системы поддрессоривания кабины колесного трактора для гашения низкочастотной вибрации является актуальной задачей.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с научными программами (проектами), темами

Тема диссертации соответствует приоритетному направлению фундаментальных и прикладных научных исследований Республики Беларусь на 2011–2015 годы «п. 7. Машиностроение. Системы и комплексы сельскохозяйственных машин. Контроль и диагностика в машиностроении» (Постановление Совета Министров Республики Беларусь от 19.04.2010 № 585), а также приоритетному направлению научных исследований Республики Беларусь на 2016–2020 годы «п. 7. Системы и комплексы машин» (Постановление Совета Министров Республики Беларусь от 12.03.2015 № 190). Исследования выполнялись в рамках научно-исследовательской работы № ГБ-1102ф «Создание виброзащитной системы водителя колесного трактора МТЗ на основе разработки комплексных методов теоретических исследований гашения низкочастотных колебаний в диапазоне 1–8 Гц» (№ ГР 20112032, 2011–2013 гг.).

Цель и задачи исследования

Целью исследования является повышение эффективности гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного транспорта.

Для достижения поставленной цели исследования необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработать математическую модель опытного демпфера с учетом внешних факторов и конструктивных особенностей амортизатора;
- 2) разработать математическую модель колебаний масс колесного трактора с учетом системы поддрессоривания кабины;
- 3) разработать алгоритм и программу имитационного моделирования колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ;
- 4) разработать оригинальную конструкцию опытного демпфера системы поддрессоривания кабины колесного трактора и определить для него зависимость силы вязкого сопротивления от скорости и величины перемещения поршня амортизатора.

Объект исследования – колесный трактор МТЗ.

Предмет исследования – система поддрессоривания кабины для гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора.

Научная новизна

Научная новизна диссертационной работы заключается в:

- разработке математической модели опытного демпфера, отличающейся учетом внешних факторов и конструктивных особенностей амортизатора, позволяющей провести анализ колебаний поддрессоренной массы с целью повышения эффективности гашения колебаний;
- разработке математической модели колебаний масс колесного трактора,

отличающейся наличием системы поддрессоривания кабины, что позволило определить рациональные значения параметров упругодемпфирующих характеристик элементов системы поддрессоривания кабины;

– разработке алгоритма и программы имитационного моделирования колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ, отличающихся учетом конструктивных особенностей опытного демпфера в системе поддрессоривания кабины, позволивших исследовать вибронагруженность рабочего места водителя в интерактивном режиме;

– экспериментальном определении зависимости силы вязкого сопротивления амортизатора оригинальной конструкции от скорости и величины перемещения поршня при колебательном движении, позволившей осуществить математическое моделирование системы поддрессоривания кабины и определить конструктивные параметры амортизатора.

Положения, выносимые на защиту

1. Математическая модель опытного демпфера, учитывающая внешние факторы и конструктивные особенности амортизатора.

2. Математическая модель колебаний масс колесного трактора, отличающаяся наличием системы поддрессоривания кабины.

3. Алгоритм и программа имитационного моделирования колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ с учетом конструктивных особенностей опытного демпфера в системе поддрессоривания кабины.

4. Экспериментально установленная зависимость силы вязкого сопротивления амортизатора оригинальной конструкции от скорости и величины перемещения поршня при колебательном движении.

Личный вклад соискателя ученой степени

Теоретические и экспериментальные исследования, представленные в диссертационной работе, выполнены соискателем как самостоятельно, так и в соавторстве. Самостоятельно соискателем разработана математическая модель опытного демпфера; получена функциональная зависимость, описывающая силу вязкого сопротивления амортизатора с оригинальной конструкцией поршневого узла; разработана математическая модель колебаний масс колесного трактора с учетом системы поддрессоривания кабины; разработаны алгоритм и программа имитационного моделирования колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ; разработана и изготовлена конструкция стенда для имитационных испытаний системы поддрессоривания кабины колесного трактора. Совместно с научным руководителем доктором технических наук, профессором В. А. Кимом предложены конструкторско-технологические решения по созданию системы поддрессоривания кабины колесного трактора.

Помощь в проведении лабораторных испытаний оказывали заместитель директора по техническому развитию ОАО «Белкард» Г. А. Костюкович и

инженер по испытаниям испытательной лаборатории производства автомобильных агрегатов С. В. Куль. Помощь в проведении натурных испытаний оказывали председатель учебно-опытного сельскохозяйственного производственного кооператива «Путришки» В. И. Петрушкевич и заместитель председателя по механизации Е. М. Бадэлок.

Помощь в исследовании математической модели с опытным демпфером оказывали кандидат физико-математических наук, доцент В. И. Булгаков, кандидат физико-математических наук, доцент В. М. Пецевич, кандидат физико-математических наук, доцент А. Ч. Свистун.

Консультативно-методическую помощь оказывали кандидат технических наук, доцент А. С. Воронцов, кандидат технических наук, доцент С. Д. Лещик.

Единолично соискателем опубликовано 10 печатных работ, из них 2 статьи в научных изданиях, рекомендованных ВАК Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований, 1 статья в других научных изданиях, 7 материалов научных конференций.

Апробация диссертации и информация об использовании ее результатов

Основные положения диссертационной работы и результаты исследований докладывались на следующих конференциях:

– Международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (г. Могилев, 21–22 апреля 2011 г.; 19–20 апреля 2012 г.; 18–19 апреля 2013 г.; 24–25 апреля 2014 г.; 14–15 апреля 2016 г.; 27–28 апреля 2017 г.);

– Республиканской научно-технической конференции «Промышленность региона: проблемы и перспективы инновационного развития» (г. Гродно, 19–20 мая 2011 г.; 17–18 мая 2012 г.; 16–17 мая 2013 г.);

– Международной научно-технической конференции аспирантов, магистрантов и студентов «Физика конденсированного состояния» (г. Гродно, 19–20 апреля 2012 г.; 18–19 апреля 2013 г.; 17–18 апреля 2014 г.).

Результаты диссертационной работы внедрены в учебный процесс учреждения образования «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы» (акт внедрения от 08.02.2017 № 03–8/014), а также в производственный процесс ОАО «Белкард» (акт внедрения результатов диссертационной работы от 25.03.2019).

Получены акты экспериментальных исследований существующей системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора от 14.03.2019 и модернизированной системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора от 20.03.2019. Выдан патент на полезную модель «Стенд имитационных испытаний подвески кабины водителя колесного трактора» от 28.02.2017 № 11277.

Опубликование результатов диссертации

По теме диссертационного исследования опубликована 21 печатная работа (4,4 авторского листа), в том числе 6 статей в научных изданиях, рекомендованных ВАК Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований, 1 статья в других научных изданиях, 13 материалов научных конференций; получен 1 патент Республики Беларусь.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из перечня сокращений и условных обозначений, введения, общей характеристики работы, четырех глав основного текста, заключения, библиографического списка, приложений. Полный объем рукописи – 263 страницы: 120 страниц основного текста, который включает 129 иллюстраций на 56 страницах и 7 таблиц на 5 страницах, библиографический список состоит из 153 наименований на 14 страницах, включая список публикаций соискателя из 21 наименования, 15 приложений на 129 страницах.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Первая глава содержит аналитический обзор литературы по вопросам влияния вибрации на организм водителя, критерий нормирования транспортной вибрации, анализ профессиональных заболеваний и видов воздействий на водителя колесного трактора. Охарактеризованы исследования вынужденных колебаний колесного трактора, а также приведен анализ зарубежных и отечественных конструкций систем виброзащиты рабочего места водителя колесных тракторов.

Установлено, что в рабочих условиях водители колесных тракторов постоянно подвергаются воздействию низкочастотной вибрации (с преобладанием максимальных уровней в октавных полосах 1–4 Гц), которая приводит к повреждению суставов, возникновению болей в пояснице, к проблемам с кровообращением, тошноте, а также к повреждениям дисков позвоночника. Все это способствует развитию профессиональных заболеваний (вибрационной болезни) у водителей колесных тракторов [3].

Представлены результаты экспериментальных исследований существующей системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора «Беларус-3022ДЦ.1». Анализ результатов экспериментальных исследований позволил сделать вывод о недостаточной эффективности системы виброзащиты для гашения низкочастотной вибрации на рабочем месте водителя. Автор сделал вывод о необходимости совершенствования системы виброзащиты рабочего места водителя, существующей на колесном тракторе «Беларус-3022ДЦ.1», а именно системы крепления кабины к остоу колесного трактора [3].

Вторая глава посвящена разработке математической модели опытного демпфера, позволяющей провести анализ колебаний подрессоренной массы с целью повышения эффективности гашения низкочастотной вибрации за счет изменения силы вязкого сопротивления.

При разработке математической модели опытного демпфера учитывались внешние факторы и конструктивные особенности амортизатора.

Рассмотрим вынужденные колебания груза m_0 , подрессоренного опытным демпфером, под действием периодических неровностей синусоидального профиля (рисунок 1). Дифференциальное уравнение движения системы (см. рисунок 1) в проекции на ось z , когда система движется вверх, будет иметь вид [5]:

$$(m_0 + m_1) \cdot \frac{dv}{dt} = -m_0 \cdot g - c_{\text{пр}} \cdot z_0 - \alpha \cdot v^2 - c_1 \cdot (z_0 \pm z_1) - c_2 \cdot (z_0 \pm z_1) - m_1 \cdot g + d \cdot (c + k \cdot \lambda \cdot \sin(\lambda t) - c \cdot \cos(\lambda t)), \quad (1)$$

где m_0 – масса подрессоренного груза, кг; m_1 – масса поршня амортизатора, кг; $\frac{dv}{dt}$ – ускорение опытного демпфера, состоящего из амортизатора 1 и пружины 2 (см. рисунок 1), м/с²; $c_{\text{пр}}$ – коэффициент жесткости пружины, Н/м; z_0 – линейная координата вертикального перемещения груза m_0 , м; α – коэффициент динамической вязкости амортизатора, Н·с²/м²; v – скорость поршня амортизатора, м/с; c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости верхней и нижней пружин поршня амортизатора, Н/м; z_1 – линейная координата вертикального перемещения поршня m_1 , м; d – высота неровности, м; c – общая жесткость упругих элементов системы, Н/м; k – коэффициент вязкого сопротивления амортизатора, Н·с/м; λ – частота, зависящая от длины неровности и скорости движения подрессоренного груза m_0 вдоль оси x , с⁻¹.

Уравнение (1) представляет собой нелинейное дифференциальное уравнение первого порядка (уравнение Риккати).

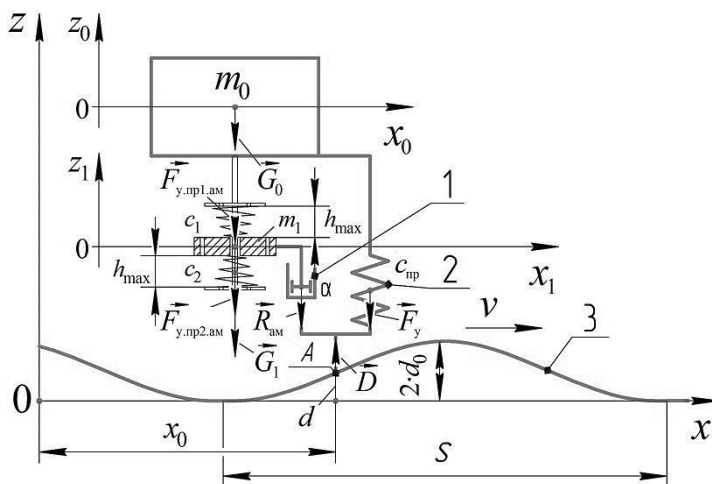


Рисунок 1. – Схема экспериментальной модели системы подрессоривания с опытным демпфером

Для решения уравнения (1) перейдем к линейному дифференциальному уравнению второго порядка (уравнение Матье) вида

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + (\varepsilon - 2 \cdot q \cdot \cos(2\tau)) \cdot y = 0, \quad (2)$$

где y – зависимая переменная; τ – независимая переменная; ε и q – параметры, от которых зависит «поведение» решения.

Решения уравнения (2) могут быть периодическими функциями,

из которых наиболее широко используемыми являются решения с периодами π и 2π . Однако периодические решения возникают только при определенных значениях параметра ε_n , который зависит от величины q . Зависимости $\varepsilon_n = \varepsilon_n(q)$ называются характеристическими кривыми, а значения ε_n – собственными значениями. Собственные значения и им соответствующие функции Матье вычисляются различными приближенными методами или численно при помощи представления решений уравнения (2) в виде непрерывных дробей и последующего нахождения его решения [5].

Для получения уравнения вида (2) в (1) выполним замену переменных:

$$\lambda t + \arccos \frac{c}{\sqrt{k^2 \cdot \lambda^2 + c^2}} = 2\tau; \quad v = \frac{(m_0 + m_1) \cdot \lambda}{2 \cdot \alpha} \cdot \frac{1}{y} \cdot \frac{dy}{d\tau}. \quad (3)$$

В итоге приходим к дифференциальному уравнению с периодическими коэффициентами

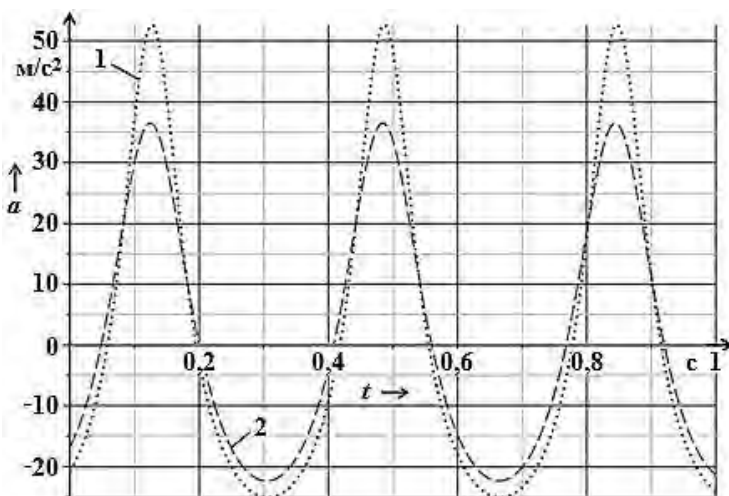
$$\frac{d^2 y}{d\tau^2} + \left(\frac{4 \cdot \alpha \cdot (-c \cdot d + c \cdot z_0 + c_1 \cdot (z_0 \pm z_1) + c_2 \cdot (z_0 \pm z_1) + g \cdot m_0 + g \cdot m_1)}{\lambda^2 \cdot (m_0 + m_1)^2} + \frac{4 \cdot \alpha \cdot \sqrt{d^2 \cdot (k^2 \cdot \lambda^2 + c^2)}}{\lambda^2 \cdot (m_0 + m_1)^2} \cdot \cos(2\tau) \right) \cdot y = 0. \quad (4)$$

На основании (3) заключаем, что для наличия периодических решений у уравнения (1) необходимо в качестве решений уравнения (4) использовать специальную функцию

$$y(\tau) = ce_0(\tau, q). \quad (5)$$

Для анализа работы математической модели с опытным демпфером (см. рисунок 1) рассмотрим два случая [5]:

1) $z_0 \pm z_1 = 0$ – масса m_1 не совершает собственных колебаний, а движется вместе с m_0 и сила вязкого сопротивления $R_{ам}$ действует на m_0 ;



1 – $z_0 \pm z_1 = 0$; 2 – $z_0 \pm z_1 \leq h_{max}$

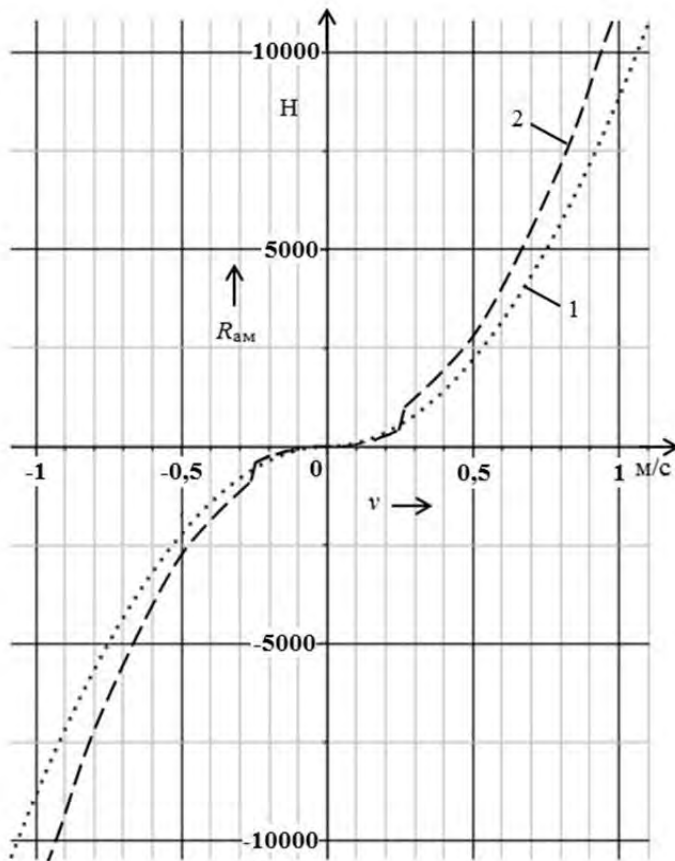
Рисунок 2. – График зависимости ускорения поддресоренного груза m_0 от времени

2) $z_0 \pm z_1 \leq h_{max}$ – масса m_1 совершает колебания в пределах максимального хода пружин поршня амортизатора h_{max} и сила вязкого сопротивления $R_{ам}$ действует на m_0 .

Имея решение уравнения (2) через специальные функции с помощью системы компьютерной алгебры Maple, можно получить значения ускорений (рисунок 2), скоростей и перемещений поддресоренного груза m_0 .

Сравнительный анализ результатов исследований (см. рисунок 2) позволил сделать выводы, что колебание массы m_1 в пределах максимального хода пружин поршня h_{\max} ($z_0 \pm z_1 \leq h_{\max}$) амортизатора уменьшает ускорение, а соответственно, скорость и амплитуду колебаний подрессоренного груза m_0 , что обеспечивает повышение демпфирования колебаний.

На рисунке 3 представлен график изменения силы вязкого сопротивления $R_{\text{ам}}$ от скорости перемещения подрессоренного груза m_0 .



1 – $z_0 \pm z_1 = 0$; 2 – $z_0 \pm z_1 \leq h_{\max}$

Рисунок 3. – График зависимости силы вязкого сопротивления $R_{\text{ам}}$ от скорости перемещения подрессоренного груза m_0

Анализ кривых на графике (см. рисунок 3) позволяет сделать следующие выводы [5]:

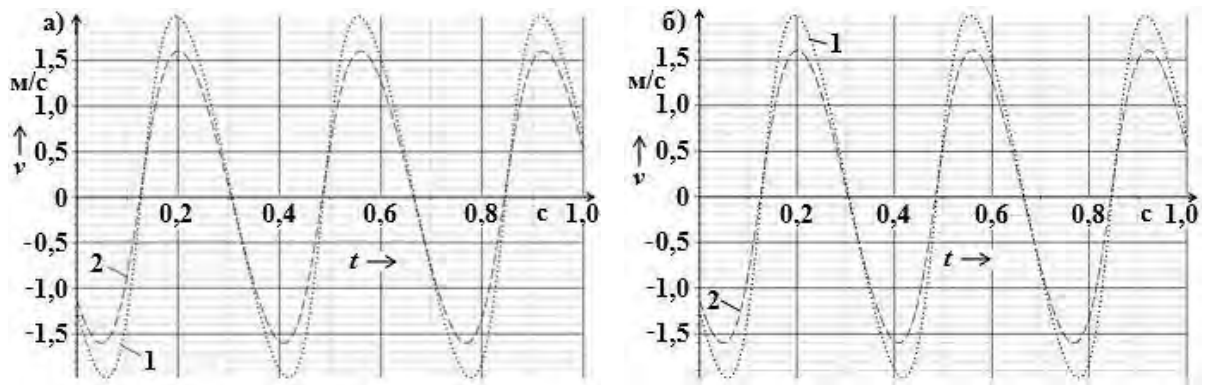
1) в случаях $z_0 \pm z_1 = 0$ и $z_0 \pm z_1 < h_{\max}$: при скоростях до 0,22 м/с (частотах до 1,1 Гц) сила вязкого сопротивления $R_{\text{ам}}$ имеет небольшое значение, что обеспечивает более «мягкое» качение подрессоренного груза m_0 ;

2) в случае $z_0 \pm z_1 = 0$: при скорости больше 0,22 м/с происходит плавное нарастание силы вязкого сопротивления $R_{\text{ам}}$ по квадратичной функции;

3) в случае $z_0 \pm z_1 = h_{\max}$: при скорости больше 0,22 м/с (частоте больше 1,1 Гц) происходит резкое нарастание силы вязкого сопротивления $R_{\text{ам}}$ за счет создания дополнительного сопротивления пружинами поршня в момент перекрытия ими дросселирующих отверстий в опытном демпфере, что

обеспечивает повышение гашения колебаний подрессоренного груза m_0 на частоте больше 1,2 Гц.

Проверяя полученные результаты, воспользовались численными методами решений дифференциальных уравнений с помощью системы компьютерной алгебры Maple. С помощью функции DEplot имеем численное решение дифференциального уравнения (2), графическая иллюстрация которого представлена на рисунке 4, а.



а – решение уравнения (2) с помощью функции DEplot в Maple;

б – решение уравнения (2) через функции Матье; 1 – $z_0 \pm z_1 = 0$; 2 – $z_0 \pm z_1 \leq h_{\max}$

Рисунок 4. – График зависимости скорости перемещения подрессоренного груза m_0 от времени

Таким образом, при полученных посредством теоретических исследований значениях ε и q было найдено решение уравнения (2) через функции Матье (рисунок 4, б). Решения (2), полученные численными методами, совпадают, что видно по графическим иллюстрациям на рисунке 4.

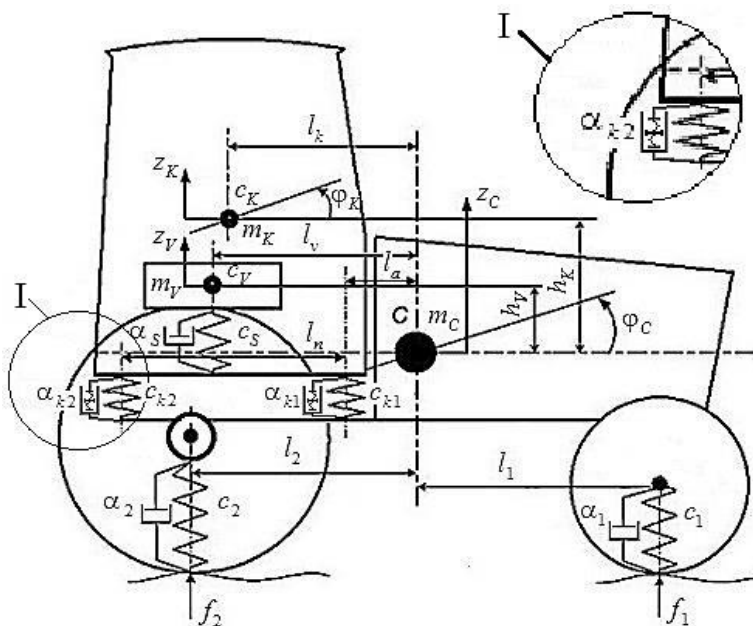


Рисунок 5. – Расчетная схема колебаний масс колесного трактора

кабиной опытными демпферами (рисунок 5) [4]. Для исключения реакций связи между массами трактора при составлении дифференциальных уравнений колебаний масс использовано уравнение Лагранжа 2-го рода.

Главное окно программы моделирования представлено на рисунке 6 [4]. Программа моделирования на ПЭВМ выполнена на алгоритмическом языке программирования Object Pascal в среде Delphi.

Третья глава посвящена разработке математической модели колебаний масс колесного трактора с подрессоренной кабиной опытными демпферами, алгоритма и программы имитационного моделирования колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ [1; 4; 13].

Для определения рациональных значений параметров упругодемпфирующих характеристик элементов системы подрессоривания кабины была разработана математическая модель колебаний масс колесного трактора с подрессоренной

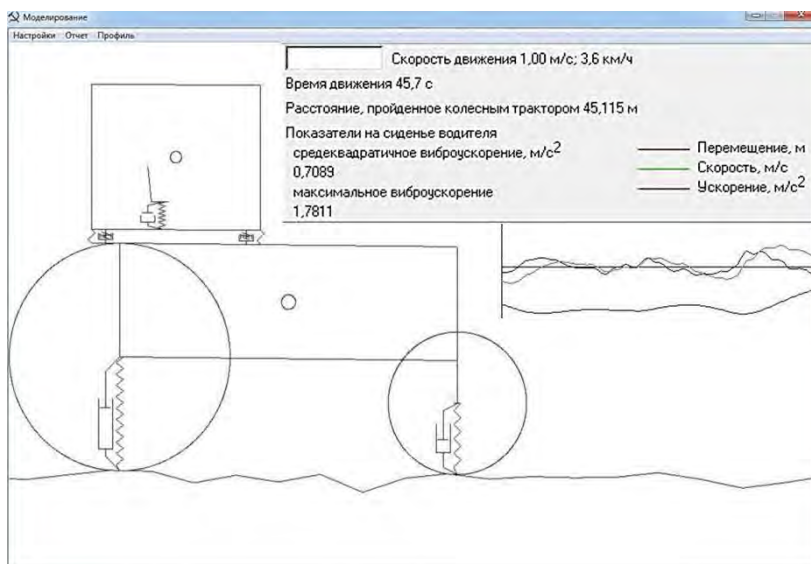


Рисунок 6. – Окно программы моделирования

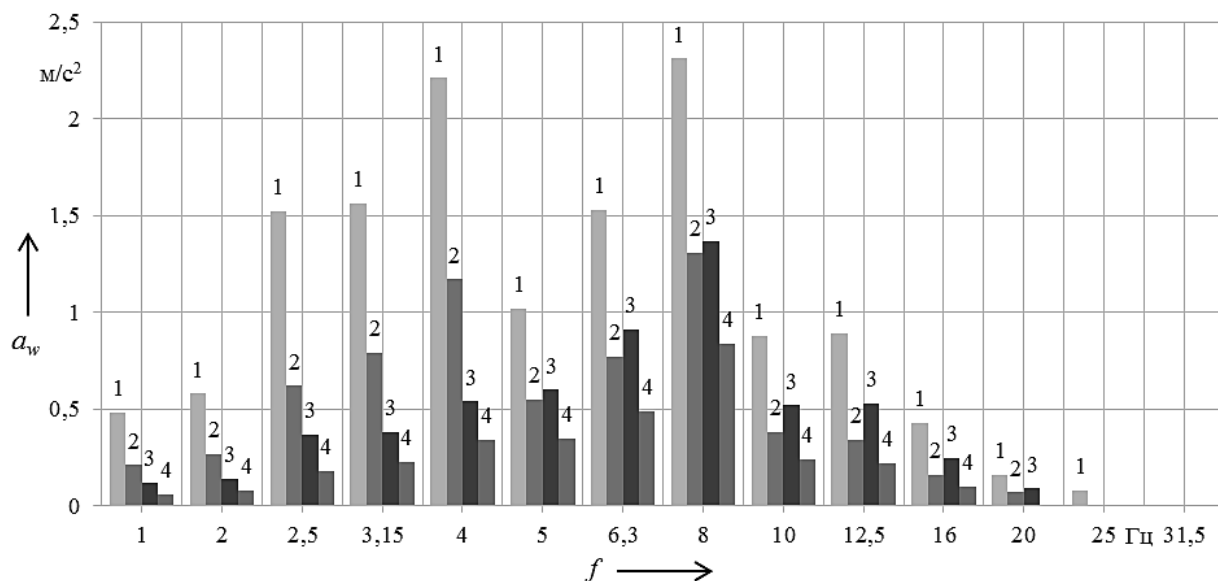
Программа имитационного моделирования (см. рисунок 6) колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ имеет следующие возможности: визуализация движения колесного трактора; построение графиков ускорения, скорости и перемещения рабочего места водителя колесного трактора, а также экспорт их в Microsoft Excel; создание и сохранение профиля дороги; отображение

графиков среднеквадратического значения виброускорения на полу кабины и сиденье водителя колесного трактора в вертикальном направлении (ось Z) в третьоктавных полосах частот; формирование значений среднеквадратичного отклонения и дисперсии высоты неровности микропрофиля дороги; отражение фактического и максимального значений среднеквадратического виброускорения на сиденье водителя; построение графиков зависимости среднеквадратического значения виброускорения на сиденье водителя от коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления элементов системы поддрессоривания кабины, сиденья водителя и скорости движения колесного трактора [4].

Проведено имитационное моделирование колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ для оценки эффективности модернизированной системы поддрессоривания кабины колесного трактора, т. е. когда кабина установлена на остов через четыре опытных демпфера кабины колесного трактора (см. рисунок 5). Данные значений столбцов 1 и 2 на рисунке 7 соответствуют полученным результатам экспериментальных исследований для существующей системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора, а данные в столбцах 3 и 4 – для системы поддрессоривания кабины с опытными демпферами [4].

Из анализа данных, представленных на рисунке 7, можно сделать вывод, что использование в поддрессоривании кабины колесного трактора опытных демпферов обеспечивает снижение величины среднеквадратических значений виброускорения в третьоктавных полосах частот (1–4 Гц) в вертикальном направлении на рабочем месте водителя на 70–75 %, что дает возможность повысить эффективность гашения низкочастотной вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора по сравнению с существующей системой виброзащиты [4]. Величина среднеквадратических значений скорректированного

виброускорения в третьоктавных полосах частот 5–31,5 Гц в вертикальном направлении на рабочем месте водителя колесного трактора снижена на 43–48 %.



1, 3 – пол кабины; 2, 4 – сиденье водителя

Рисунок 7. – Среднеквадратические значения виброускорения при передвижении колесного трактора по грунтовой дороге со скоростью 10,8 км/ч

Результаты имитационного моделирования движения колесного трактора на ПЭВМ позволили установить, что для достижения минимальных среднеквадратических значений виброускорения на рабочем месте водителя колесного трактора коэффициент жесткости упругого элемента опытного демпфера кабины колесного трактора должен варьироваться в диапазоне $4,0 \cdot 10^5$ – $4,5 \cdot 10^5$ Н/м, а коэффициент вязкого сопротивления для амортизатора опытного демпфера кабины должен быть выбран из диапазона $5,0 \cdot 10^3$ – $5,5 \cdot 10^3$ Н·с/м [4].

Четвертая глава посвящена разработке опытного демпфера системы поддрессоривания кабины колесного трактора, позволившего снизить среднеквадратические значения скорректированного виброускорения и повысить эффективность гашения низкочастотной вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора.

На основании полученных результатов теоретических исследований, имитационного моделирования и результатов стендовых испытаний на ОАО «Белкард» была изготовлена конструкция системы поддрессоривания кабины колесного трактора, которая состоит из четырех стоек, каждая из которых включает кронштейн и опытный демпфер (рисунок 8) [6].

Натурные испытания системы поддрессоривания кабины проводились на базе учебно-опытного сельскохозяйственного производственного кооператива

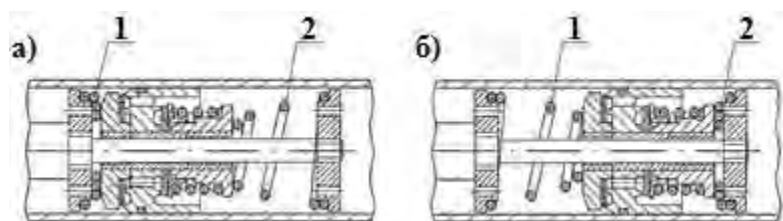


Рисунок 8. – Внешний вид кронштейна и опытного демпфера в сборе



1 – цилиндрическая пружина; 2 – резервуар амортизатора в сборе; 3 – гайка пружины; 4 – проушина; 5 – резиновая втулка; 6 – втулка шарнира; 7 – клапан сжатия в сборе; 8 – цилиндр; 9 – буфер хода отбоя; 10 – детали поршневого узла; 11 – шток в сборе; 12 – гайка резервуара; 13 – сальник штока; 14 – поршень; 15 – направляющая втулка

Рисунок 9. – Конструкция опытного демпфера системы поддрессоривания кабины колесного трактора



а – ход сжатия; б – ход отбоя; 1 – верхняя пружина поршня; 2 – нижняя пружина поршня

Рисунок 10. – Поршневой узел амортизатора

«Путришки», г. Гродно.

В качестве объекта исследования был выбран энергонасыщенный колесный трактор «Беларус-3022ДЦ.1».

На рисунке 9 представлена конструкция опытного демпфера системы поддрессоривания кабины колесного трактора.

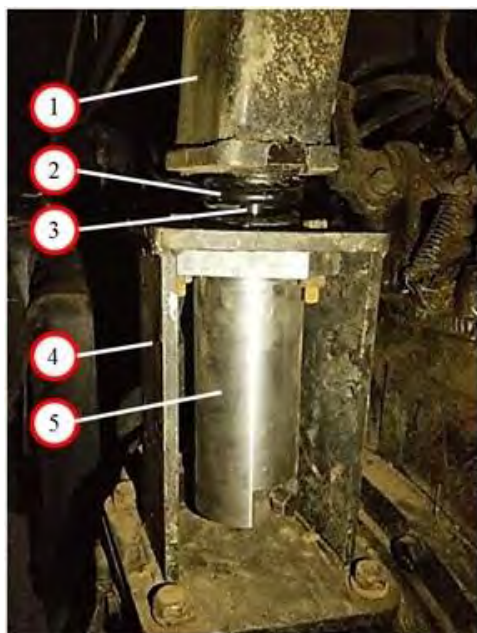
Амортизатор имеет оригинальную конструкцию поршневого узла, которая обусловлена включением в конструкцию двух конических пружин 1 и 2 (рисунок 10). Конические пружины 1 и 2 обеспечивают перемещение поршня по поршневой шейке (проточке на штоке) на ходах сжатия и отбоя. Изменение силы вязкого сопротивления амортизатора осуществляется за счет создания сопротивления пружинами поршня в момент перекрытия ими дросселирующих отверстий в поршневом узле амортизатора (см. рисунок 10), что обеспечивает резкое нарастание силы вязкого сопротивления при низкочастотной вибрации и повышение демпфирования колебаний [6].

Для определения силы вязкого сопротивления амортизатора за основу были использованы данные, которые были получены в ходе проведения лабораторных испытаний амортизатора на установке с компьютерным управлением VDA-1001K фирмы Wahl на базе аккредитованной испытательной лаборатории производства

автомобильных агрегатов ОАО «Белкард». В результате математических вычислений было получено уравнение, описывающее силу вязкого сопротивления амортизатора [6]:

$$R_{\text{ам}} = 8245,10 \cdot \dot{z} + 9354,53 \cdot \dot{z}^2 - 28581,63 \cdot \dot{z}^3 + 168156,10 \cdot z - 29872312,54 \cdot z^2 + 1024041517,61 \cdot z^3, \quad (6)$$

где \dot{z} – скорость поршня амортизатора, м/с; z – деформация пружин поршневого узла амортизатора, м.



- 1 – опора кабины;
 2 – цилиндрическая пружина;
 3 – шток амортизатора;
 4 – кронштейн крепления кабины к корпусу полуоси заднего моста;
 5 – кронштейн стойки
- Рисунок 11. – Крепление кабины колесного трактора «Беларус-3022ДЦ.1» с помощью стойки системы поддрессоривания на кронштейне корпуса полуоси заднего моста**

С целью оценки работоспособности и целесообразности применения предложенной конструкции опытного демпфера системы поддрессоривания кабины колесного трактора были проведены экспериментальные исследования. Система поддрессоривания кабины была установлена на колесный трактор «Беларус-3022ДЦ.1». На рисунке 11 представлен пример крепления кабины колесного трактора «Беларус-3022ДЦ.1» с помощью стойки системы поддрессоривания на кронштейне корпуса полуоси заднего моста [6].

Общая длительность воздействия вибрации на водителя колесного трактора в течение рабочего дня была получена для каждого рабочего цикла с учетом соответствующих рабочих условий; оценка длительности основана на фактическом измерении длительности вибрационного воздействия во время выполнения конкретных рабочих циклов с учетом их повторяемости в течение рабочего дня. Полученные результаты измерений усреднялись. Усредненное среднеквадратическое значение скорректированного виброускорения для серии из N выборок определялось по ГОСТ 31319–2006 [3; 6].

Рабочие условия и испытательные участки были определены с точки зрения реальных условий работы колесного трактора.

Варьируемыми параметрами, определяющими рабочие условия, являлись скорость передвижения колесного трактора в заданном режиме работы и тип поверхности передвижения. Режим работы определялся видом выполняемых работ. В данном случае – это работа по перевозке и внесению органических

удобрений колесным трактором «Беларус-3022ДЦ.1» с прицепом ПСС-20. Продолжительность рабочего дня составляла 8 часов [3; 6]. Испытательные участки выбирались таким образом, чтобы длина пути на участке, где оценивалась общая вибрация, была достаточной для передвижения колесного трактора с постоянной скоростью в течение не менее 3-х минут в разных рабочих условиях. В качестве испытательных участков были определены естественные участки пути с разными типами поверхности передвижения: асфальтобетонная дорога, грунтовая (полевая) дорога, поле под посев.

Для измерения среднеквадратических значений скорректированного виброускорения на рабочем месте водителя использовали поверенный шумомер-виброметр, анализатор спектра ЭКОФИЗИКА-110А (НФ-Белая) с трехкомпонентным датчиком AP2038P-10. Данные, полученные в ходе проведенных исследований, обрабатывали на ПЭВМ с применением лицензионного программного обеспечения Signal+3G.

С целью измерения среднеквадратических значений скорректированного виброускорения на рабочем месте водителя были выбраны места (точки) установки датчика AP2038P-10: подушка сиденья и опорная поверхность для ног (пол кабины) (рисунок 12) [3; 6].



а – подушка сиденья;

б – опорная поверхность для ног (пол кабины)

Рисунок 12. – Места установки датчика AP2038P-10

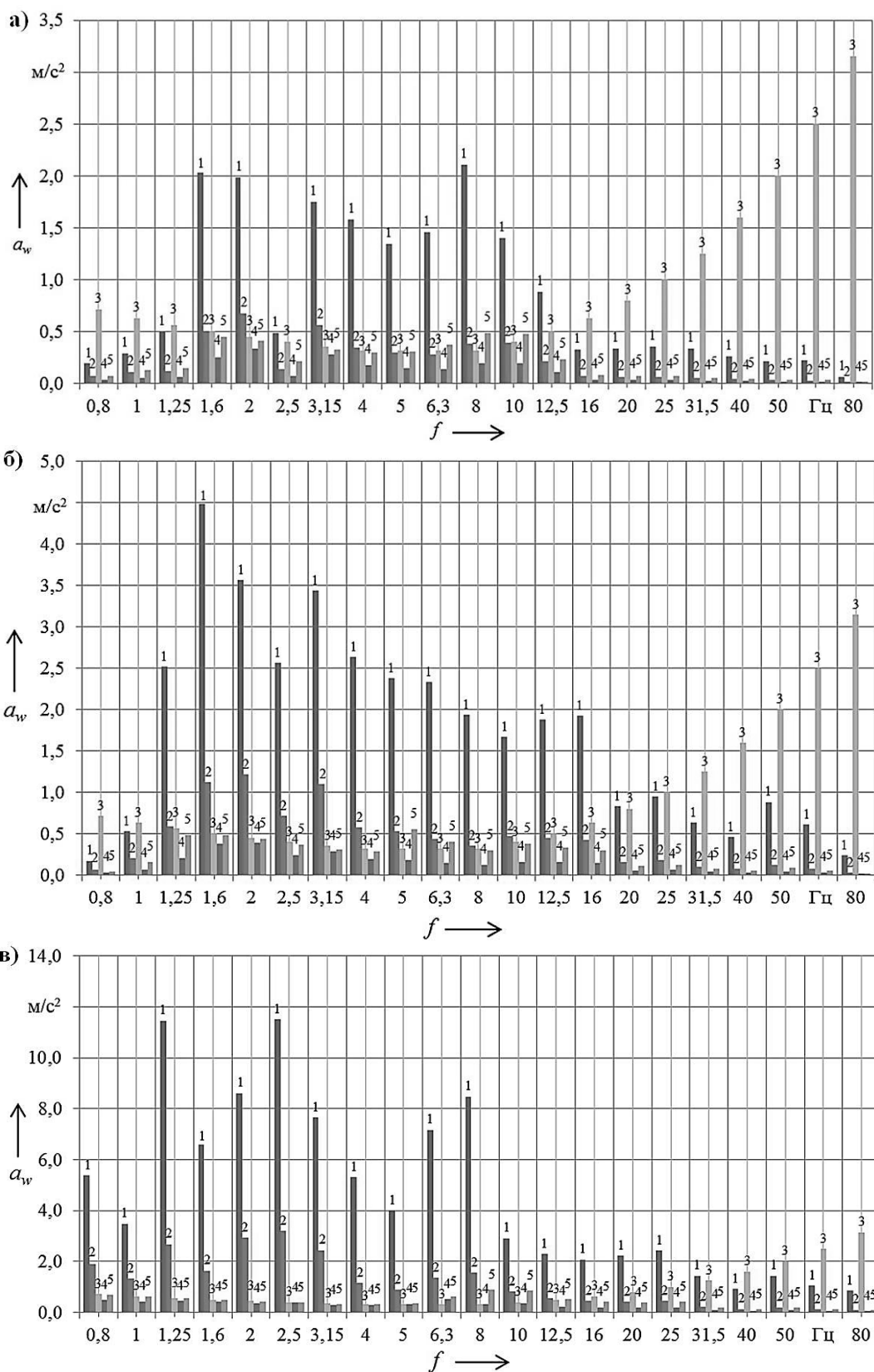
посередине между сиделищными буграми сидящего человека (см. рисунок 12, а). Сиденье было отрегулировано с учетом массы водителя таким образом, чтобы водителю было удобно работать с органами управления и исключить риск ударов о верхний и нижний ограничители хода подвески сиденья.

При измерении вибрации, воздействующей на ноги водителя, датчик AP2038P-10 размещался на опорной поверхности для ног (пол кабины) посередине между сводами его ступней (см. рисунок 12, б) [3; 6].

Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на водителя колесного трактора осуществлялись в соответствии с ГОСТ 31319–2006, ГОСТ 31193–2004, ГОСТ 31191.1–2004, ГОСТ 12.1.012–2004, СНиП от 26.12.2013 № 132.

На рисунке 13 отражены результаты измерений среднеквадратических значений скорректированного виброускорения в вертикальном направлении в третьоктавных полосах частот на полу кабины и подушке сиденья водителя для серии из N выборок в течение 8-часового рабочего дня.

При измерении вибрации, передающейся через сиденье водителю, датчик AP2038P-10 устанавливался в центре полужесткого диска, который размещался на поверхности сиденья таким образом, чтобы датчик AP2038P-10 находился



а, б – при перевозке органических удобрений по асфальтобетонной дороге со скоростью 20 км/ч и по грунтовой (полевой) дороге со скоростью 10 км/ч соответственно;

в – при возвращении на загрузку органических удобрений по полю со скоростью 7 км/ч;

1, 5 – пол кабины; 2, 4 – подушка сиденья; 3 – СНиП от 26.12.2013 № 132

Рисунок 13. – Среднеквадратические значения скорректированного виброускорения на рабочем месте водителя колесного трактора «Беларус-3022ДЦ.1» с прицепом ПСС-20

Данные значений столбцов 1 и 2 на рисунке 13 соответствуют полученным результатам экспериментальных исследований для существующей системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора, а данные в столбцах 4 и 5 – для системы поддрессоривания кабины с опытными демпферами [3; 6].

Сравнительный анализ данных, полученных в ходе проведения экспериментальных исследований (см. рисунок 13), позволил сделать вывод, что в случае размещения на колесном тракторе «Беларус-3022ДЦ.1» системы поддрессоривания кабины с опытными демпферами величина среднеквадратических значений скорректированного виброускорения в третьоктавных полосах частот (1–4 Гц) в вертикальном направлении на рабочем месте водителя колесного трактора снижена на 70–75 %, что дает возможность повысить эффективность гашения низкочастотной вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора. Величина среднеквадратических значений скорректированного виброускорения в третьоктавных полосах частот 5–80 Гц в вертикальном направлении на рабочем месте водителя колесного трактора снижена на 50–55 %.

Долговечность системы поддрессоривания кабины определялась методом стендовых испытаний опытного демпфера (патент РБ от 28.02.2017 № 11277) [2; 21] и натурными испытаниями в процессе эксплуатации колесного трактора.

Результаты теоретических, стендовых и натуральных испытаний системы поддрессоривания кабины колесного трактора подтвердили их корреляционное соответствие и целесообразность использования на колесном тракторе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. Разработана математическая модель опытного демпфера с учетом внешних факторов и конструктивных особенностей амортизатора, отличающегося от существующих включением в конструкцию поршневого узла двух конических пружин, обеспечивающих перемещение поршня по поршневой шейке на ходах сжатия и отбоя, что позволило провести анализ колебаний поддрессоренной массы с целью повышения эффективности гашения низкочастотной вибрации за счет изменения силы вязкого сопротивления [3; 5; 8; 11; 12].

2. Разработана математическая модель колебаний масс колесного трактора с кабиной, поддрессоренной опытными демпферами, позволившая определить рациональные значения параметров упругодемпфирующих характеристик элементов системы поддрессоривания кабины ($c_{k1} = c_{k2} = 4 \cdot 10^5 - 4,5 \cdot 10^5$ Н/м; $\alpha_{k1} = \alpha_{k2} = 5 \cdot 10^3 - 5,5 \cdot 10^3$ Н·с/м) [1; 4; 13].

3. На основании учтенных параметров упругодемпфирующих характеристик виброзащиты кабины разработаны алгоритм и программа имитационного

моделирования колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ, отражающие характер вибронагруженности рабочего места водителя в интерактивном режиме. Установлено, что модернизированная система подрессоривания кабины колесного трактора обеспечивает снижение величины среднеквадратических значений виброускорения в третьоктавных полосах частот (1–4 Гц) в вертикальном направлении на рабочем месте водителя на 70–75 % по сравнению с существующей системой виброзащиты кабины [1; 4; 7; 9; 10; 13; 14].

4. Разработана и предложена конструкция опытного демпфера системы подрессоривания кабины колесного трактора «Беларус-3022ДЦ.1», отличающаяся тем, что вместо виброизолятора кабины применены упругий элемент, амортизатор и кронштейн, обеспечивающие снижение среднеквадратических значений скорректированного виброускорения, что дает возможность повысить эффективность гашения низкочастотной вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора. Получена экспериментальная зависимость, описывающая силу вязкого сопротивления амортизатора оригинальной конструкции от скорости и величины перемещения поршня при колебательном движении. Экономия от внедрения опытного демпфера снижает вероятность появления вибрационной болезни и перехода уже имеющейся болезни в более тяжелые стадии, потери рабочего времени из-за нетрудоспособности, затраты амбулаторного и стационарного лечения и в год составляет 456 тыс. рублей [3; 6; 16; 17; 20].

Разработана и изготовлена конструкция стенда для имитационных испытаний системы подрессоривания кабины колесного трактора, позволяющая в лабораторных условиях проводить экспериментальные исследования по определению величины среднеквадратических значений скорректированного виброускорения в третьоктавных полосах частот на рабочем месте водителя (опорная поверхность для ног (пол кабины), подушка сиденья) [2; 15; 18; 19; 21].

Рекомендации по практическому использованию результатов

1. Стенд для имитационных испытаний системы подрессоривания кабины колесного трактора используется в учебном процессе учреждения образования «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы» (акт внедрения результатов научной работы в учебный процесс от 08.02.2017 № 03–8/014). Новизна технических решений подтверждена патентом [21].

2. Практические результаты диссертационного исследования могут найти применение в машиностроении, в создании перспективных систем подрессоривания кабины колесного трактора (акт внедрения результатов диссертационной работы в производственный процесс ОАО «Белкард» от 25.03.2019).

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ

Статьи в научных изданиях, рекомендованных ВАК Республики Беларусь

1. Линник, Д. А. Теоретические исследования колебаний масс колесного трактора с моделированием случайных возмущений на ПЭВМ / Д. А. Линник // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2015. – № 2 (47). – С. 23–33.

2. Линник, Д. А. Стенд имитационных испытаний подвески кабины водителя колесного трактора / Д. А. Линник, В. А. Ким, С. Д. Лещик // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2016. – № 4. – С. 112–114.

3. Линник, Д. А. Влияние конструктивного исполнения системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора на развитие профессиональных заболеваний / Д. А. Линник, А. С. Воронцов // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В, Промышленность. Прикладные науки. – 2019. – № 11. – С. 15–23.

4. Линник, Д. А. Математическая модель и программа моделирования колебаний масс колесного трактора с подрессоренной кабиной / Д. А. Линник, В. И. Булгаков // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 2. – С. 122–127.

5. Линник, Д. А. Математическая модель опытного демпфера подвески кабины колесного трактора / Д. А. Линник, В. М. Пецевич, А. Ч. Свистун // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 2. – С. 139–143.

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

Статьи в других научных изданиях

7. Линник, Д. А. Разработка математической модели функционирования подвески кабины и сидения водителя колесного трактора МТЗ / Д. А. Линник // Веснік Гродзенскага дзяржаўнага ўніверсітэта імя Янкі Купалы. Сер. 6, Тэхніка. – 2011. – № 1 (116). – С. 82–85.

Материалы научных конференций

8. Задачи создания эффективных виброзащитных систем водителя колесного трактора МТЗ / И. С. Сазонов, В. А. Ким, Н. П. Амельченко, Д. А. Линник // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21–22 апр. 2011 г. : в 2 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев.

обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2011. – Ч. 2. – С. 59–60.

9. Математическая модель качения колеса / И. С. Сазонов, В. А. Ким, О. В. Билык, Д. А. Линник // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21–22 апр. 2011 г. : в 2 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2011. – Ч. 2. – С. 61–62.

10. Линник, Д. А. Программное моделирование подвески кабины и сидения колесного трактора МТЗ / Д. А. Линник // Промышленность региона: проблемы и перспективы инновационного развития : материалы Респ. науч.-техн. конф., Гродно, 19–20 мая 2011 г. / ГрГУ им. Я. Купалы, ОАО «Белкард» ; редкол.: В. А. Струк (гл. ред.) [и др.]. – Гродно, 2011. – С. 212–216.

11. Линник, Д. А. Оптимизация конструкции подвески кабины колесного трактора МТЗ / Д. А. Линник // Физика конденсированного состояния : сб. науч. ст. XX Респ. науч. конф. аспирантов, магистрантов и студентов : в 2 ч. / ГрГУ им. Я. Купалы ; редкол.: Е. А. Ровба (гл. ред.) [и др.]. – Гродно, 2012. – Ч. 2. – С. 84–87.

12. Линник, Д. А. Задачи создания эффективных виброзащитных систем колесных машин / Д. А. Линник // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 19–20 апр. 2012 г. : в 2 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2012. – Ч. 2. – С. 26–27.

13. Линник, Д. А. Разработка методов исследований виброзащитных систем водителя колесных тракторов / Д. А. Линник // Промышленность региона: проблемы и перспективы инновационного развития : материалы II Респ. науч.-техн. конф., Гродно, 17–18 мая 2012 г. / ГрГУ им. Я. Купалы, ОАО «Белкард» ; редкол.: В. А. Струк (гл. ред.) [и др.]. – Гродно, 2012. – С. 130–132.

14. Линник, Д. А. Методика выбора оптимальных параметров упруго-диссипативных элементов вторичного поддрессоривания сиденья водителя колесного трактора / Д. А. Линник, А. С. Синкевич // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 18–19 апр. 2013 г. : в 2 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2013. – Ч. 2. – С. 52–53.

15. Линник, Д. А. Разработка стенда имитационных испытаний опор кабины водителя колесной машины с моделированием возмущений / Д. А. Линник,

Ф. В. Филиппов // Физика конденсированного состояния : материалы XXI Междунар. науч.-практ. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Гродно, 18–19 апр. 2013 г. / ГрГУ им. Я. Купалы [и др.] ; редкол.: Г. А. Хацкевич (гл. ред.) [и др.]. – Гродно, 2013. – С. 191–192.

16. Линник, Д. А. Компьютерный анализ конструкторских решений опоры кабины колесной машины / Д. А. Линник // Промышленность региона: проблемы и перспективы инновационного развития : материалы III Междунар. науч.-техн. конф., Гродно, 16–17 мая 2013 г. / М-во образования Респ. Беларусь [и др.] ; редкол.: В. А. Струк (гл. ред.) [и др.]. – Гродно, 2013. – С. 107–110.

17. Линник, Д. А. Разработка вторичного подрессоривания сиденья водителя колесной машины / Д. А. Линник // Физика конденсированного состояния : материалы XXII Междунар. науч.-практ. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Гродно, 17–18 апр. 2014 г. / ГрГУ им. Я. Купалы [и др.] ; редкол.: В. Г. Барсуков (гл. ред.) [и др.]. – Гродно, 2014. – С. 185–187.

18. Линник, Д. А. Стенд имитационных испытаний вторичного подрессоривания кабины водителя колесного трактора / Д. А. Линник // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 24–25 апр. 2014 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2014. – С. 222–223.

19. Линник, Д. А. Стенд имитационных испытаний подвески кабины водителя колесного трактора / Д. А. Линник, В. А. Ким // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 14–15 апр. 2016 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2016. – С. 183–184.

20. Линник, Д. А. Конструкция подвески кабины колесного трактора / Д. А. Линник, Н. П. Амельченко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 27–28 апр. 2017 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2017. – С. 214–215.

Патенты

21. Стенд имитационных испытаний подвески кабины водителя колесного трактора : пат. ВУ 11277 / Д. А. Линник, В. А. Ким. – Оpubл. 28.02.2017.

РЕЗЮМЕ**Линник Дмитрий Александрович****Повышение эффективности гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного транспорта**

Ключевые слова: вибрация, водитель, математическая модель, программа моделирования на ПЭВМ, опытный демпфер, колесный трактор, рабочее место, среднеквадратическое значение скорректированного виброускорения, система поддрессирования.

Целью исследования является повышение эффективности гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного транспорта.

Методы исследования. В работе использованы расчетно-теоретические методы на основании теории колебаний и законов динамики машин, методы аналитических преобразований, математическое и компьютерное моделирование, методы математической статистики, методы цифровой обработки сигналов, методы планирования эксперимента.

Полученные результаты и их новизна. 1. Разработана математическая модель опытного демпфера с учетом внешних факторов и конструктивных особенностей амортизатора, отличающегося от существующих включением в конструкцию поршневого узла двух конических пружин, обеспечивающих перемещение поршня по поршневой шейке на ходах сжатия и отбоя. 2. Разработана математическая модель колебаний масс колесного трактора с поддрессоренной кабиной опытными демпферами. 3. Разработаны алгоритм и программа имитационного моделирования колебаний масс колесного трактора на ПЭВМ, позволяющие оценить вибронегруженность рабочего места водителя в интерактивном режиме. 4. Разработано и предложено конструкторское решение опытного демпфера системы поддрессирования кабины колесного трактора. 5. Получена функциональная зависимость, описывающая силу вязкого сопротивления амортизатора с оригинальной конструкцией поршневого узла. 6. Разработана и изготовлена конструкция стенда для имитационных испытаний системы поддрессирования кабины колесного трактора.

Рекомендации по использованию и область применения. Диссертация носит прикладной характер. Ее результаты могут быть использованы в машиностроении, в создании перспективных систем поддрессирования кабины колесного трактора, а также в учебном процессе при чтении спецкурсов для студентов, магистрантов и аспирантов.

РЭЗІЮМЭ**Ліннік Дзмітрый Аляксандравіч****Павышэнне эфектыўнасці гашэння нізкачастотных ваганняў
на сядзенне кіроўцы колавага транспарту**

Ключавыя словы: вібрацыя, кіроўца, матэматычная мадэль, праграма мадэлявання на ПЭВМ, доследны дэмпфер, колавы трактар, працоўнае месца, сярэднеквадратычнае значэнне карэктаванага вібрапаскарэння, сістэма рысорнага падвешвання.

Мэтай даследавання з'яўляецца павышэнне эфектыўнасці гашэння нізкачастотных ваганняў на сядзенне кіроўцы колавага транспарту.

Метады даследавання. У працы выкарыстаны разлікова-тэарэтычныя метады на падставе тэорыі ваганняў і законаў дынамікі машын, метады аналітычных пераўтварэнняў, матэматычнае і камп'ютарнае мадэляванне, метады матэматычнай статыстыкі, метады лічбавай апрацоўкі сігналаў, метады планавання эксперымента.

Атрыманыя вынікі і іх навізна. 1. Распрацавана матэматычная мадэль доследнага дэмпфера з улікам знешніх фактараў і канструктыўных асаблівасцяў амартызатара, які адрозніваецца ад існуючых уключэннем у канструкцыю поршневага вузла дзвюх канічных спружын, якія забяспечваюць перамяшчэнне поршня па поршнявай шыйцы на хадах сціскання і адбою. 2. Распрацавана матэматычная мадэль ваганняў мас колавага трактара з падрэсорнай кабінай доследнымі дэмпферамі. 3. Распрацаваны алгарытм і праграма імітацыйнага мадэлявання ваганняў мас колавага трактара на ПЭВМ, якія дазваляюць ацаніць вібранагружанасць працоўнага месца кіроўцы ў інтэрактыўным рэжыме. 4. Распрацавана і прапанавана канструктарскае рашэнне доследнага дэмпфера сістэмы рысорнага падвешвання кабіны колавага трактара. 5. Атрымана функцыянальная залежнасць, якая апісвае сілу вязкага супраціўлення амартызатара з арыгінальнай канструкцыяй поршневага вузла. 6. Распрацавана і выраблена канструкцыя стэнда для імітацыйных выпрабаванняў сістэмы рысорнага падвешвання кабіны колавага трактара.

Рэкамендацыі па выкарыстанні і вобласць прымянення. Дысертацыя носіць прыкладны характар. Яе вынікі могуць быць выкарыстаны ў машынабудаванні, у стварэнні перспектыўных сістэм рысорнага падвешвання кабіны колавага трактара, а таксама ў навучальным працэсе пры чытанні спецкурсаў для студэнтаў, магістрантаў і аспірантаў.

SUMMARY**Linnik Dmitry Alexandrovich****Improving the efficiency of damping low-frequency vibrations on the driver's seat of a wheeled transport**

Keywords: vibration, driver, mathematical model, computer simulation program, experimental damper, wheeled tractor, workplace, root-mean-square value of corrected vibration acceleration, cab suspension system.

The aim of the study is to improve the efficiency of damping low-frequency vibrations on the driver's seat of a wheeled transport.

Research methods. The paper uses theoretical and computational methods based on the theory of vibrations and the laws of machine dynamics, methods of analytical transformations, mathematical and computer modeling, methods of mathematical statistics, methods of digital signal processing, methods of experiment planning.

The results obtained and their novelty. 1. A mathematical model of an experimental damper has been developed that takes into account external factors and design features of the shock absorber, which differs from the existing ones in the inclusion of two conical springs into the design of the piston unit, which ensure the movement of the piston along the piston neck during compression and rebound strokes. 2. A mathematical model of oscillations of the masses of a wheeled tractor with a sprung cab with experimental dampers has been developed. 3. An algorithm and a program for simulating the oscillations of the masses of a wheeled tractor on a PC have been developed, which allow to assess the vibration load of the driver's workplace in an interactive mode. 4. A design solution for the experimental damper of tractor cab suspension system has been developed and proposed. 5. A functional dependence was obtained that describes the viscous resistance force of an shock absorber with an original design of a piston unit. 6. The design of the stand for simulation testing of the suspension system of the wheel tractor cab has been developed and manufactured.

Recommendations for use and scope. The thesis is of a practical nature. Its results can be used in mechanical engineering, in the creation of promising suspension systems for the cab of a wheeled tractor, as well as in the educational process when teaching specialty courses for students, undergraduates and postgraduates.

ЛИННИК

Дмитрий Александрович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАШЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНЫХ
КОЛЕБАНИЙ НА СИДЕНЬЕ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТА**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

по специальности 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Подписано в печать 15.01.2021. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,63. Тираж 60 экз. Заказ № 31.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.