

На правах рукописи



МАКСИМОВ Роман Олегович

**ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ СВОЙСТВ  
СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ  
ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ  
ЗА СЧЕТ УПРАВЛЕНИЯ ДЕМПФИРОВАНИЕМ**

Специальность. 2.5.11. Наземные транспортно-технологические  
средства и комплексы

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2026

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Московский политехнический университет» (Московский политех).

Научный руководитель: доктор технических наук  
**Жилейкин Михаил Михайлович**  
(ООО «Инновационный центр «КАМАЗ»)

Официальные оппоненты: **Шеховцов Виктор Викторович**  
доктор технических наук, профессор,  
профессор кафедры «Техническая эксплуатация и  
ремонт автомобилей»  
ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный  
технический университет»

**Дьяков Алексей Сергеевич**  
доктор технических наук,  
профессор кафедры «Колесные машины»  
ФГБОУ ВО «Московский государственный  
технический университет им. Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»

Ведущая организация: **ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский)  
федеральный университет»**

Защита диссертации состоится «17» июня 2026 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета 31.1.008.01 при ФГУП «НАМИ», по адресу: 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д.2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГУП «НАМИ» и на сайте [www.nami.ru](http://www.nami.ru) по ссылке: <https://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенные печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу, ученому секретарю диссертационного совета, а копии присылать на e-mail: [rinat.kurmaev@nami.ru](mailto:rinat.kurmaev@nami.ru).

Автореферат разослан «16» апреля 2026 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
кандидат технических наук, доцент



Курмаев Ринат Ханяфиевич

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** В автомобилестроении особое внимание уделяется вопросам обеспечения высокой плавности хода, комфорта водителя, пассажиров, отсутствия посторонних дребезгов в кабине транспортного средства. Несмотря на соответствие грузовых автомобилей допустимым нормам вибронегруженности по результатам сертификации, конкурентная среда и потребности водителей ставят перед производителями вопросы обеспечения более высокого уровня комфорта и предотвращения возможностей для возникновения резонансных явлений в кабинах. Недостаточность комфорта и нарушения безопасности с точки зрения вибронегруженности приводит к автоматическому снижению средней скорости движения транспортного средства.

Актуальность темы исследования заключается в необходимости решения вопросов обеспечения высокой плавности хода транспортных средств, в частности магистральных седельных тягачей в составе автопоезда, создании методик и их реализаций по снижению уровней вибронегруженности кабин. Требуется разработка систем и методов повышения виброизолирующих свойств подвески кабины грузового автомобиля для его движения с требуемыми высокими средними скоростями на длинных дистанциях с сохранением комфорта.

Совокупность работы первичной подвески шасси и подвески кабины носит сложный динамический характер и приводит к возникновению пространственных колебаний кабины. Актуальной проблемой является тот факт, что возникновение колебаний по одному направлению пространства автоматически приводит к возникновению колебаний в других направлениях. Для предотвращения резонансных явлений необходимо регулирование амплитуд и частот колебаний и методика предотвращения резонансов. Для нахождения источников возникновения колебаний и их регулирования требуются современные подходы, включающие моделирование нетривиальных динамических процессов с возможностями учета пространственных нелинейностей.

**Степень разработанности темы исследования.** Исследованиями, связанными с организацией систем вторичного поддрессоривания в наземных транспортных средствах, занимались: Б.Г. Гасанов, З.А. Годжаев, А.С. Горобцов, А.Д. Дербаремдикер, А.С. Дьяков, М.М. Жилейкин, Б.А. Калашников, Г.О. Котиев, В.А. Кузьмин, И.Ю. Лебединский, Д.А. Линник, М.В. Ляшенко, А.А. Мельников, В.В. Новиков, И.Г. Пархиловский, Я.М. Певзнер, А.В. Победин, Ю.А. Поляков, Г.О. Равкин, Й. Раймпель, Р.В. Ротенберг, И.М. Рябов, П.В. Сиротин, А.А. Смирнов, Н.С. Соколов-Добрев, И.Н. Успенский, Р.И. Фурунжиев, А.А. Хачатуров, А.А. Ципилев, А.Б. Черненко, В.В. Шеховцов, M. Giuclea, T. Hiden, C. Jiang, J. Roy, T. Sireteanu, G. Tora, L. Zhao, C. Zhou и др.

Анализ показал существенный уровень проработки вопросов, связанных с фундаментальными исследованиями систем поддрессирования, особенностями методов расчетов и проектирования технических решений в области подвесок кабин, методами управления в системах поддрессирования, математическими методами моделирования динамики. Но работ, где в явном виде представлен закон регулирования демпфирования в системе подвески кабины автомобиля, не обнаружено. Поэтому требуется разработка научно обоснованного метода анализа устойчивости колебаний системы поддрессированной кабины в пространстве, позволяющего сформировать стратегию управления демпфированием и проводить анализ совместимости технических характеристик подвески кабины транспортного средства. Необходимо связать опыт разработок методов синтеза нагрузочных характеристик и разработать метод синтеза закона управления демпфированием в подвеске кабины грузового автомобиля.

**Целью исследования** является улучшение комфорта и безопасности водителей и пассажиров в кабинах магистральных грузовых транспортных средств за счет исключения условий для возникновения явлений внутренних резонансов и дребезга и внедрения нелинейного управления демпфированием в переменных структурах нелинейных систем поддрессирования кабин.

#### **Задачи исследования.**

Для достижения поставленной цели требуется решение следующих задач:

1. Анализ методов виброизоляции в системах вторичного поддрессирования, технических решений и математических методов моделирования динамики наземных транспортных средств для определения путей и средств решения задачи повышения виброизолирующих свойств подвески кабины грузового автомобиля.

2. Аналитическое исследование особенностей пространственных колебаний с «малой» нелинейностью кабины наземного транспортного средства для обоснования способов улучшения комфорта и повышения устойчивости её колебаний в различных режимах движения.

3. Разработка методики проведения виртуальных испытаний кабины с системой подвески для анализа совместимости ее технических характеристик с характеристиками других систем транспортного средства с целью снижения рисков возникновения в кабине пространственных резонансных явлений.

4. Разработка модели движения магистрального автопоезда, седельный тягач которого оснащен системой поддрессирования кабины, в современной среде для расчета динамики связанных систем в качестве инструментария, обеспечивающего возможность проведения имитационного моделирования режимов эксплуатации транспортного средства для обеспечения возможностей анализа и оценки его комфортабельности и виброизолирующих свойств системы поддрессирования его кабины по сформулированным критериям в соответствие с

разработанными программами-методиками проведения виртуальных испытаний транспортного средства для анализа его эксплуатационных свойств.

5. Проведение натуральных испытаний магистрального автопоезда, седельный тягач которого оснащен системой подрессоривания кабины, и анализ результатов экспериментов для проведения валидации модели движения транспортного средства. Исследование спектрального состава процессов виброускорений в точках крепления подвески кабины к несущей системе седельного тягача.

6. Разработка методов синтеза закона управления демпфированием и требуемых нагрузочных характеристик амортизаторных стоек системы подрессоривания кабины наземного транспортного средства, обеспечивающих улучшение комфорта и безопасности водителей и пассажиров в кабине. Обоснование эффективности и работоспособности предложенных способов повышения виброизолирующих свойств подвески кабины за счет разработки метода синтеза геометрии профиля поршня пневматического упругого элемента с резинокордной оболочкой и внедрения закона управления демпфированием в динамические процессы работы системы подрессоривания кабины.

**Объект исследования** – кабина с системой подрессоривания грузового транспортного средства типа магистральный седельный тягач.

**Предмет исследования** – динамические процессы, протекающие в подвесках кабин магистральных седельных тягачей в процессе их эксплуатации.

**Научная новизна** диссертационной работы заключается в следующем:

1. Разработан новый метод анализа пространственных колебательных систем с «малой» нелинейностью, отличающийся тем, что позволяет формулировать стратегию управления демпфированием в подвесках кабин транспортных средств, обеспечивающую устойчивость их колебаний, и выявлять условия для возникновения внешних и внутренних резонансных явлений, на базе которых становится возможным организация мероприятий по предотвращению возможностей их возникновения в системе подрессоренной кабины.

2. Разработан новый способ анализа пространственных нелинейных колебательных систем на базе технологии виртуальных стендовых испытаний, отличающийся тем, что обеспечивает возможности по выявлению в них причин возникновения резонансных явлений и формированию способов снижения рисков их проявлений, а также позволяет проводить анализ совместимости технических характеристик систем вторичного подрессоривания с характеристиками других систем наземного транспортного средства.

3. Разработан новый метод повышения виброизолирующих свойств системы подрессоривания кабины наземного транспортного средства, обеспечивающий улучшение комфорта и безопасности в кабине, отличающийся тем, что основан на

комплексном синтезе требуемых нагрузочных характеристик амортизаторных стоек подвески кабины и закона управления демпфированием в них.

4. Разработан новый способ синтеза требуемых нелинейных упругих характеристик амортизаторных стоек подвески кабины, отличающийся тем, что позволяет формировать характеристики упругих элементов с околонулевой жесткостью в положениях около положения статического равновесия амортизаторных стоек, прогрессивно нарастающие и спадающие при ходах сжатия и отбоя соответственно и удовлетворяющие требованиям динамичности системы поддрессоривания кабины транспортного средства.

5. Разработан новый метод синтеза геометрии профиля поршня пневматического упругого элемента с резинокордной оболочкой, отличающийся тем, что позволяет формировать требуемую с точки зрения комфортабельности и вибрационной нагруженности нелинейную упругую характеристику амортизаторной стойки системы поддрессоривания кабины.

6. Разработан новый метод синтеза закона управления демпфированием в подвесках кабин транспортных средств, отличающийся тем, что позволяет на базе синтезированных упругих характеристик амортизаторной стойки формировать функциональную зависимость изменения величины коэффициента демпфирования амортизаторной стойки от текущего значения величины ее деформации, в основе которой лежит принцип непрерывного регулирования между тремя зонами – максимального демпфирования, минимального демпфирования и переходного участка регулирования демпфирования.

**Теоретическая значимость результатов работы** заключается в разработке новых методов исследования пространственных нелинейных колебательных систем с «малой» нелинейностью, анализа устойчивости их колебаний и создании стратегии регулирования в них демпфирования для формирования переменной структуры системы с целью обеспечения устойчивости колебаний при действии случайных внешних возмущений на систему, а также в создании технологии комплексного последовательного синтеза нагрузочных упругих и демпфирующих характеристик системы поддрессоривания кабины наземного транспортного средства и закона управления демпфированием в ней.

**Практическая значимость результатов работы** заключается в создании новых методов и методик, а также комплекса программных средств, позволяющих на разных этапах конструкторского проектирования обеспечивать синтез и выбор нагрузочных характеристик комплектующих систем поддрессоривания кабин наземных транспортных средств с целью формирования требуемых уровней комфорта и безопасности движения водителя и пассажиров, а также в создании новых принципов работы системы управления демпфированием

в системах поддрессирования кабин для снижения вибрационной нагруженности водителя и пассажиров транспортного средства.

**Методология и методы исследования.** В процессах решения поставленных задач работы применены методы аналитического исследования динамики нелинейных пространственных колебаний механических систем, теории движения автомобиля, имитационного моделирования динамики численными методами путем решения систем дифференциальных уравнений в среде для расчетов динамики связанных систем Simcenter AMESim. Применены: метод конечных элементов, экспериментальные методы исследования вибрационной нагруженности наземных транспортных средств путем проведения натурных дорожных лабораторно-полигонных испытаний, метод комплексного синтеза нагрузочных характеристик сложных динамических систем с переменной структурой и принципов управления ею.

**Положения, выносимые на защиту.**

1. Метод анализа пространственных колебательных систем с «малой» нелинейностью.

2. Стратегия управления демпфированием в подвесках кабин автомобилей.

3. Способ анализа пространственных нелинейных колебательных систем на базе технологии виртуальных стендовых испытаний, позволяющий проводить анализ совместимости технических характеристик системы поддрессирования кабины с техническими характеристиками других систем транспортного средства.

4. Метод повышения виброизолирующих свойств системы поддрессирования кабины автомобиля на базе комплексного синтеза требуемых нагрузочных характеристик подвески кабины и закона управления в ней демпфированием.

5. Способ синтеза требуемых нелинейных упругих характеристик амортизаторных стоек системы поддрессирования кабины транспортного средства.

6. Метод синтеза геометрии профиля поршня пневматического упругого элемента с резинокордной оболочкой, позволяющий формировать нелинейные упругие характеристики, требуемые для подвески кабины автомобиля.

7. Метод синтеза закона управления демпфированием в системах поддрессирования кабин наземных транспортных средств.

**Степень достоверности** полученных результатов диссертационной работы обоснована сопоставлением результатов имитационного моделирования движения транспортного средства с экспериментальными данными, полученными в ходе проведения натурных дорожных испытаний грузового магистрального автомобильного поезда в составе седельного тягача.

**Апробация результатов.** Основные положения и результаты диссертации представлены, обсуждены и одобрены на: «Международном Автомобильном Научном Форуме» МАНФ'23 (г. Москва, 18-19 октября 2023 г.) и МАНФ'24

(г. Москва, 16-17 октября 2024 г.); Международной научно-практической конференции Автонет «Перспективные транспортные технологии» Автонет 2023 (г. Екатеринбург, 10 июля 2023 г.) и Автонет 2025 (г. Екатеринбург, 8 июля 2025 г.); Национальной научно-технической конференции Союза машиностроителей России (г. Москва, с 1 марта по 22 декабря 2025 г.); Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России 2025» (г. Москва, 23-26 сентября 2025 г.).

**Реализация результатов работы.** Результаты диссертационных исследований внедрены в процессы проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ ООО «Инновационный центр «КАМАЗ» (100%-м дочернем предприятии ПАО «КАМАЗ», Сколково, г. Москва), АО «ПО Муроммашзавод» (г. Муром), в производственную деятельность предприятий АО «Лада-имидж» (100%-м дочернем предприятии АО «АВТОВАЗ» и официальном дистрибьюторе по реализации запасных частей к автомобилям LADA, г. Тольятти) и ООО «НижБел» (официальном дилере ПАО «КАМАЗ», г. Нижний Новгород), а также в научную деятельность при выполнении поисковых научно-исследовательских работ в рамках государственных заданий ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет» и учебный процесс Передовой инженерной школы Московского политехнического университета.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 12 печатных работ, из них 7 в научных изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, 3 в изданиях базы данных Scopus, 3 материала научных конференций, 1 патент РФ на изобретение.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы, восьми приложений. Основная часть изложена на 254 листах формата А4, содержит 91 рисунок и 28 таблиц. Список использованных источников включает 130 наименований. Приложения изложены на 48 листах.

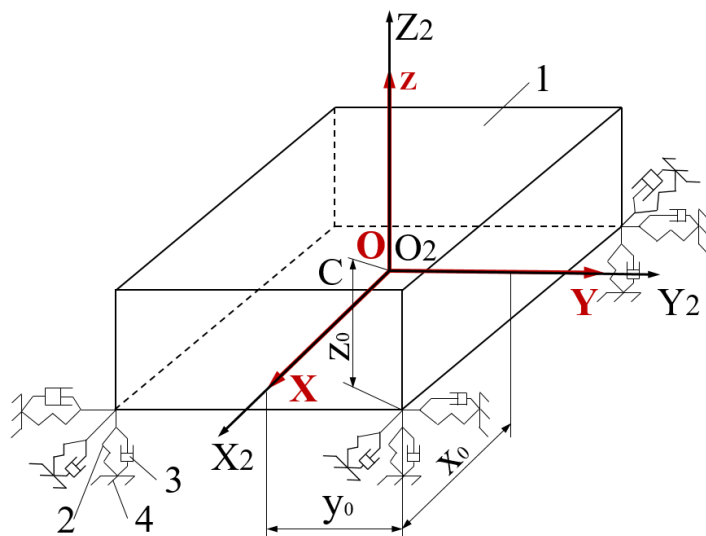
## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**В первой главе** содержится анализ работ, посвященных фундаментальным исследованиям о подвесках транспортных средств, современным подходам к организации систем вторичного поддрессирования, особенностям методов их расчетов и проектирования конструктивных решений, а также методов управления в них, методам моделирования динамики транспортных средств.

Установлено, что современный метод исследования заключается в создании математических моделей систем поддрессирования кабин и проведении имитационного моделирования для определения внутренних параметров и оценки качества функционирования в составе модели транспортного средства.

Анализ показал, что решения научных задач о системах поддрессирования кабин должны проводиться в нелинейной пространственной постановке. Пути решения проблем лежат в изобретении комплексных нетривиальных пневматических устройств, функционирующих совместно с амортизаторами с регулированием демпфирования. Так создаются возможности для формирования активных и полуактивных управляемых подвесок кабин грузовых автомобилей.

**Вторая глава** посвящена разработке математической модели пространственного движения кабины на подвеске, расчетная схема которой показана на рисунке 1, для исследований нелинейных резонансных явлений.



1 – кабина; 2 – упругий элемент; 3 – демпфирующий элемент; 4 – рама автомобиля

Рисунок 1 – Расчетная схема поддрессированной кабины

Кабина связана 4-мя упругодемпфирующими элементами с рамой автомобиля, что образует пространственную колебательную систему с 6-ю степенями свободы. В вертикальном направлении элементы с жесткостью  $c_z$  и коэффициентом демпфирования  $k_z$ , а в горизонтальных направлениях – с жесткостью  $c_{xy}$  и коэффициентом демпфирования  $k_{xy}$  соответственно.

Движение кабины описывается системой векторных уравнений (1):

$$M \cdot \frac{dV_c}{dt} = H^y + H^c; \quad \frac{d\sigma_c}{dt} = M_0^y + M_0^c, \quad (1)$$

где  $M$  – масса кабины, кг;  $V_c$  – вектор скорости центра масс, м/с;  $\sigma_c$  – вектор момента количества движения кабины,  $m^2 \cdot \text{кг}/\text{с}$ ;  $H^y$ ,  $M_0^y$ ,  $H^c$ ,  $M_0^c$  – главные векторы и моменты упругих сил и сил сопротивления соответственно, Н, Н·м, Н, Н·м.

Структура нелинейных сил в (1) не допускает разделения переменных. Исследование основано на использовании приближенных методов анализа систем с «малой» нелинейностью (квазилинейного типа). Для квазилинейных уравнений (углы Эйлера не превосходят  $\pm 30^\circ$ ) приближенно заменены тригонометрические функции углов Эйлера первыми двумя членами их разложений в степенные ряды. Анализ полученных таким методом уравнений показывает, что разделение угловых переменных невозможно ни при каких обстоятельствах. Инерционные связи между угловыми координатами более тесные, чем связи между линейными.

Преобразование (1) к квазилинейному виду образует систему уравнений 1-го порядка в проекциях на оси подвижной системы координат (2):

$$\begin{aligned}
 \dot{x} - V_x &= 0; \dot{y} - V_y = 0; \dot{z} - V_z = 0; \\
 \dot{V}_x + \lambda_1^2 \cdot x + \frac{4 \cdot k_{xy}}{M} \cdot V_x - \frac{4 \cdot c_{xy} \cdot z_0}{M} \cdot \psi - \frac{4 \cdot k_{xy} \cdot z_0}{M} \cdot \omega_\psi &= H_x(t); \\
 \dot{V}_y + \lambda_2^2 \cdot y + \frac{4 \cdot k_{xy}}{M} \cdot V_y + \frac{4 \cdot c_{xy} \cdot z_0}{M} \cdot \theta + \frac{4 \cdot k_{xy} \cdot z_0}{M} \cdot \omega_\theta &= H_y(t); \\
 \dot{V}_z + \lambda_3^2 \cdot z + \frac{4 \cdot k_z}{M} \cdot V_z &= H_z(t); \\
 \dot{\theta} - \omega_\theta &= 0; \dot{\psi} - \omega_\psi = 0; \dot{\varphi} - \omega_\varphi = 0; \\
 \dot{\omega}_\theta + \lambda_4^2 \cdot \theta + \frac{4 \cdot k_{xy} \cdot z_0^2 + 4 \cdot k_z \cdot y_0^2}{J_x} \cdot \omega_\theta + \frac{4 \cdot c_{xy} \cdot z_0}{J_x} \cdot y + \frac{4 \cdot k_{xy} \cdot z_0}{J_x} \cdot V_y &= M_x(t); \\
 \dot{\omega}_\psi + \lambda_5^2 \cdot \psi + \frac{4 \cdot k_{xy} \cdot z_0^2 + 4 \cdot k_z \cdot x_0^2}{J_y} \cdot \omega_\psi - \frac{4 \cdot c_{xy} \cdot z_0}{J_y} \cdot x - \frac{4 \cdot k_{xy} \cdot z_0}{J_y} \cdot V_x &= M_y(t); \\
 \dot{\omega}_\varphi + \lambda_6^2 \cdot \varphi + \frac{4 \cdot k_{xy} \cdot (x_0^2 + y_0^2)}{J_z} \cdot \omega_\varphi &= M_z(t),
 \end{aligned} \tag{2}$$

где  $x, y, z$ , – проекции радиус-вектора полюса  $O$  кабины, м;  $V_x, V_y, V_z$  – проекции вектора скорости кабины, м/с;  $\lambda_1, \dots, \lambda_6$  – собственные частоты колебаний кабины по направлениям пространства, рад/с;  $\theta, \psi, \varphi$  – углы Эйлера, рад;  $\omega_\theta, \omega_\psi, \omega_\varphi$  – проекции вектора угловой скорости кабины, рад/с;  $x_0, y_0, z_0$  – координаты точек приложения сил упругодемпфирующих элементов к кабине, м;  $J_x, J_y, J_z$  – главные моменты инерции кабины, кг  $\cdot$  м<sup>2</sup>;  $H_x(t), H_y(t), H_z(t), M_x(t), M_y(t), M_z(t)$  – проекции внешних сил и моментов в текущий момент времени  $t$ , Н, Н $\cdot$ м.

Колебания кабины в вертикальном  $Z$  и в угловом относительно вертикальной оси  $Z$  направлениях независимы. Продольно-угловые колебания кабины (относительно оси  $Y$ ) связаны с продольными колебаниями по оси  $X$ , а поперечно-угловые (относительно оси  $X$ ) – с поперечными по оси  $Y$ .

При возникновении резонанса в направлении  $Z$  методы борьбы известны, а резонанс в угловом направлении относительно  $Z$  маловероятен. Первый метод – увеличение значения коэффициента демпфирования  $k_z$ . Второй метод – внедрение в состав подвески упругих элементов с нелинейной прогрессивной нагрузочной характеристикой, что при наличии диссипативных потерь в системе приводит к срыву резонанса и снижению амплитуд колебаний при проходе через околорезонансный режим при возникновении такого режима.

Поэтому рассмотрены оставшиеся два случая. Известна возможность существования устойчивых резонансов в квазилинейных системах при соотношениях частот, представленных в таблице 1, в которых  $\omega_s$  является частотой внешних возмущающих воздействий.

Таблица 1 – Неблагоприятные соотношения частот для резонансов

Неблагоприятное соотношение частот	В качестве $\omega_s$ выступает
<b>Для внешнего резонанса</b>	
$\lambda_3 \approx \omega_s$	- собственная частота вертикальных колебаний подрессоренной массы на подвеске или на шинах
$\lambda_4 \approx \omega_s; \lambda_5 \approx \omega_s;$ $\lambda_4 \approx 2\omega_s; \lambda_5 \approx 2\omega_s;$ $\lambda_4 + \lambda_5 \approx \omega_s; \lambda_4 + \lambda_5 \approx 2\omega_s;$ $ \lambda_4 - \lambda_5  \approx \omega_s;  \lambda_4 - \lambda_5  \approx 2\omega_s;$ $\lambda_4 + 2\lambda_5 \approx \omega_s; 2\lambda_4 + \lambda_5 \approx \omega_s;$ $ 2\lambda_4 - \lambda_5  \approx \omega_s;  \lambda_4 - 2\lambda_5  \approx \omega_s$	- собственная частота продольно-угловых колебаний подрессоренной массы на подвеске; - собственная частота поперечно-угловых колебаний подрессоренной массы на подвеске; - собственные частоты крутильных и изгибных колебаний несущей системы автомобиля
<b>Для внутреннего резонанса (биения)</b>	
$\lambda_4 \approx 2\lambda_2; \lambda_5 \approx 2\lambda_1$	-

Анализ устойчивости колебаний кабины по 2-ому методу А.М. Ляпунова. Функции Ляпунова представлены для третьего ( $V_3$ ) и четвертого ( $V_4$ ) случаев в виде квадратичной формы фазовых переменных. Для того, чтобы колебательная система была устойчивой, полные производные  $\dot{V}_3$  и  $\dot{V}_4$  от функций Ляпунова по времени должны быть неположительными (3):

$$\begin{aligned}
 V_3 &= x^2 + V_x^2 + \psi^2 + \omega_\psi^2 > 0; \quad V_4 = y^2 + V_y^2 + \theta^2 + \omega_\theta^2 > 0; \\
 \dot{V}_3 &= 4 \cdot k_{xy} \cdot \left[ \frac{z_0}{J_y} \cdot V_x \cdot \omega_\psi - \frac{1}{M} \cdot V_x^2 + \frac{z_0}{M} \cdot V_x \cdot \omega_\psi - \frac{z_0^2}{J_y} \cdot \omega_\psi^2 \right] \\
 &+ 4 \cdot c_{xy} \cdot \left[ \frac{1}{M} \cdot V_x \cdot \psi + \frac{z_0}{J_y} \cdot x \cdot \omega_\psi \right] - \frac{4 \cdot k_z \cdot x_0^2}{J_y} \cdot \omega_\psi^2 + x \cdot V_x \\
 &+ \psi \cdot \omega_\psi - \lambda_1^2 \cdot x \cdot V_x - \lambda_5^2 \cdot \psi \cdot \omega_\psi \leq 0; \\
 \dot{V}_4 &= -4 \cdot k_{xy} \cdot \left[ \frac{z_0}{J_x} \cdot V_y \cdot \omega_\theta + \frac{1}{M} \cdot V_y^2 + \frac{z_0}{M} \cdot V_y \cdot \omega_\theta + \frac{z_0^2}{J_x} \cdot \omega_\theta^2 \right] \\
 &- 4 \cdot c_{xy} \cdot \left[ \frac{1}{M} \cdot V_y \cdot \theta + \frac{z_0}{J_x} \cdot y \cdot \omega_\theta \right] - \frac{4 \cdot k_z \cdot y_0^2}{J_x} \cdot \omega_\theta^2 + y \cdot V_y \\
 &+ \theta \cdot \omega_\theta - \lambda_2^2 \cdot y \cdot V_y - \lambda_4^2 \cdot \theta \cdot \omega_\theta \leq 0.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Показано, что устойчивость можно обеспечивать следующими способами:

- точки крепления упругодемпфирующих элементов подвески кабины нужно стремиться располагать на как можно большем расстоянии от центра масс;
- в случаях возникновения пространственных резонансов в кабине необходимо увеличивать коэффициенты демпфирования элементов ее подвески.

Невозможно полностью избежать резонансных явлений в кабине, так как возможны различные соотношения координат и возмущающих воздействий, но возможно снизить вероятность их проявления в процессе движения автомобиля.

**В третьей главе** разработана методика проведения виртуальных испытаний подрессоренных кабин с целью анализа совместимости технических

характеристик подвески кабины и других систем автомобиля. Обоснована необходимость применения методов имитационного моделирования в средах по расчету динамики связанных систем для решения задач динамики нелинейных пространственных систем и определения условий предотвращения резонансов. Представлена методика построения виртуального стенда и проведения поэтапного имитационного моделирования на базе программной среды Simcenter AMESim.

Проведены исследования режимов колебаний подрессоренной кабины магистрального седельного тягача с помощью виртуального стенда и анализ рисков возникновения в ней резонансных явлений. В результате выявлено 3 типа склонностей к возникновению резонансных явлений в кабине при различных частотах внешних возмущающих воздействий, в т.ч. из таблицы 1:

- классический резонанс (низкочастотные раскачивания кабины с постоянно увеличивающимися значениями амплитуд);
- дребезг (высокочастотные колебания кабины с медленно нарастающими и медленно спадающими значениями амплитуд);
- биения (высокочастотные колебания кабины с быстро нарастающими и быстро спадающими значениями амплитуд).

Выявлены причины рисков возникновения резонансных явлений в подрессоренной кабине. В диапазоне низких частот (0,95-2,2 Гц) обнаружены совпадения неблагоприятных соотношений с собственными частотами колебаний систем первичного подрессоривания тягача – передней (1,3-1,7 Гц) и задней (0,95-1,35 Гц). В диапазонах высоких частот (28-29 Гц и 32-34,5 Гц) обнаружены совпадения неблагоприятных соотношений с собственными частотами рамы.

Совпадение значений продольной и продольно-угловой частот собственных колебаний кабины на подвеске является возможной причиной возникновения внутренних резонансов. Предложены способы снижения рисков возникновения пространственных резонансных явлений в подрессоренной кабине автомобиля:

- снижение высоты центра масс кабины относительно ее подвески;
- внедрение упругих элементов с нелинейными характеристиками, обеспечивающих околонулевую жесткостью около положения их статического равновесия и управляемых демпферов, не допускающих раскачиваний кабины;
- выбор жесткости упругих элементов и резинометаллических шарниров подвески кабины на основе разработанной методики их совместимости с характеристиками других систем наземного транспортного средства.

**Четвертая глава** посвящена разработке комплексной модели пространственного движения магистрального автопоезда, седельный тягач которого оснащен подвеской кабины, в качестве инструментария в среде расчета динамики связанных систем для прогнозирования его эксплуатационных свойств при движении по опорным поверхностям различных категорий неровностей.

Модель учитывает совместную пространственную динамику кабины на подвеске, шасси, систем первичного поддрессирования тягача, неподрессоренных осей, силовой установки, корпуса полуприцепа, ходовой части полуприцепа, включая оси. Между структурными элементами сформированы кинематические и силовые связи в соответствии с нагрузочными характеристиками систем узлов и агрегатов. Модель описывает особенности динамики колесных движителей, податливости их шин и неударживающий характер связей их взаимодействия с опорной поверхностью. Динамика автопоезда моделируется с учетом сил аэродинамического сопротивления, характеристик сопротивления и возможностей по сцеплению основания опорной поверхности.

Программная реализация модели в среде Simcenter AMESim обеспечивает возможности визуализации пространственного движения автопоезда; формирования, хранения, обработки и построения графиков временных реализаций кинематических (ускорений, скоростей и перемещений, углов и т.д.) и силовых (силы, моменты) параметров процесса движения, что является основой для анализа эксплуатационных свойств и соответствующих им показателей.

Сформулированы критерии для оценки эксплуатационных свойств. Виртуальные испытания проводятся в 3-х весовых состояниях автопоезда: одиночный тягач; тягач с полуприцепом снаряженной массы; автопоезд полной массы. Моделирование в каждом весовом состоянии производится по виртуальному полигону опорной поверхности 1-ой и 2-ой категорий неровностей.

Определение уровней комфорта и вибронагруженности в кабине тягача производится в режимах равномерного прямолинейного движения с заданной скоростью. В качестве измеряемых параметров выступают вертикальные, продольные и поперечные виброускорения в точке тела кабины, условно расположенной на полу под рабочим местом водителя. Обработка результатов экспериментов производится по критериям: «комфорт» на основе третьоктавного анализа временных реализаций виброускорений в диапазоне 0,5-80 Гц среднегеометрических значений частот по 3-м направлениям пространства и геометрического суммирования их среднеквадратических отклонений с учетом весовых коэффициентов; «вибрационная безопасность» на основе октавного анализа реализаций виброускорений в диапазоне частот 0,7-22,4 Гц в вертикальном направлении пространства в соответствии с требованиями для их среднеквадратических отклонений при движения магистрального автопоезда.

Прогнозирование безопасности и ряда иных эксплуатационных свойств в кабине тягача производится в переходных режимах разгона, торможения и поворота транспортного средства. В качестве основных измеряемых параметров выступают продольные и поперечные углы крена и ускорения кабины тягача магистрального автопоезда. Обработка результатов виртуальных экспериментов

производится преимущественно по критериям сравнения углов крена кабины тягача, которые с точки зрения безопасности водителя в процессе управления транспортным средством не должны превышать значений 6 градусов.

**В пятой главе** представлена процедура валидации модели движения магистрального автопоезда на базе экспериментальных исследований процессов виброускорений в подрессоренной кабине седельного тягача. Для формирования временных реализаций процессов ускорений проведен натурный эксперимент. Эксперимент проводился на испытательном полигоне научно-технического центра ПАО «КАМАЗ». В качестве измеряемых параметров, фиксируемых в процессе проведения натуральных испытаний, выбраны продольные, поперечные и вертикальные линейные ускорения на полу кабины под сиденьем водителя, а также в точках крепления подвески кабины к раме тягача.

Объект натуральных испытаний – КАМАЗ-54901 в составе автопоезда, показанный на рисунке 2. Для регистрации временных реализаций использованы датчики ускорений и прибор записи и сохранения данных. На этапе валидации проведена проверка соответствия параметров динамики имитационной модели в Simcenter AMESim и натурального автомобиля КАМАЗ-54901 на основании результатов проведения натуральных испытаний автопоезда соответственно, что формирует валидационный базис экспериментальной части исследования.

Валидация осуществлена на базе результатов 4-х испытаний по прямолинейным участкам дороги 1-ой категории неровностей с постоянными скоростями движения 20 км/ч, 40 км/ч, 60 км/ч и 80 км/ч соответственно. Критерий оценки – показатель «комфорт». По методике валидации оценено соответствие динамики модели движения объекту исследования, а результаты сравнения обработанных показателей «комфорт» в кабине тягача, полученных при проведении виртуальных и натуральных испытаний представлены в таблице 2.

Для каждого режима испытаний среднеквадратическое отклонение результатов моделирования составляет менее 10%, что соответствует ошибкам измерения при проведении анализа вибронагруженности и комфортабельности.

Для анализа возмущений, действующих на подвеску кабины, произведено исследование спектральных составов процессов ускорений в 4-х точках крепления подвески кабины к раме натурального тягача по 3-м направлениям пространства на различных скоростях движения автопоезда. Экспериментально установлено соответствие частотных составов возмущений со стороны рамы натурального тягача расчетным частотам, участвующим в формировании возмущений на модель подвески кабины в составе модели динамики автопоезда, что подтверждает достоверность входных воздействий на динамическую систему подрессоренной кабины, а, значит, и отклик системы по показателям критериев «комфорт» и «вибронагруженность» может считаться объективным.



а) общий вид объекта исследования

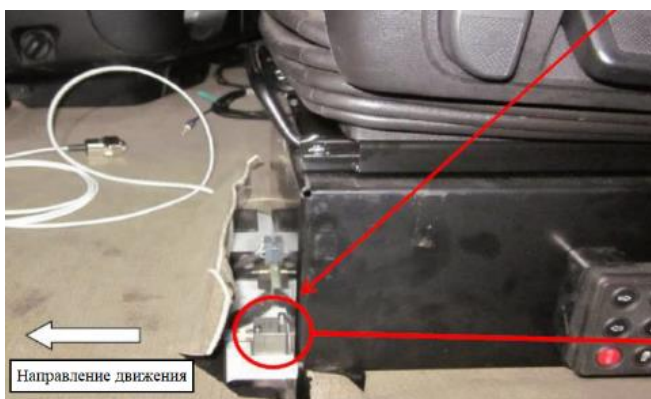
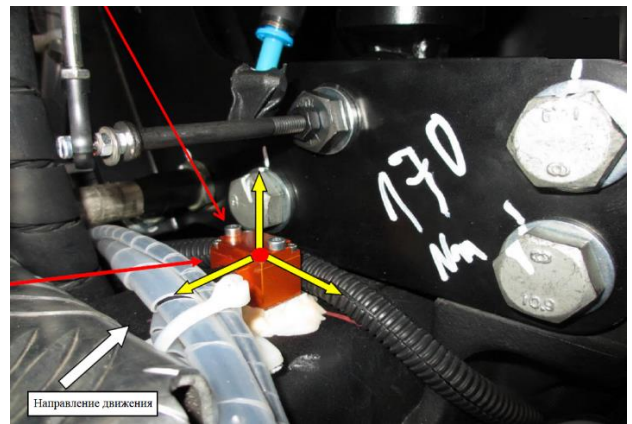
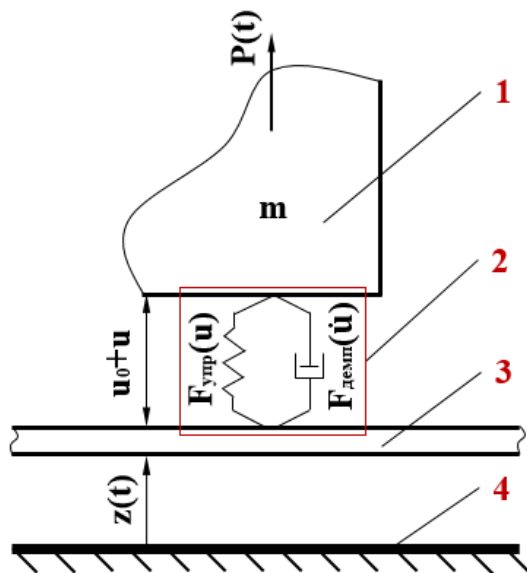
б) датчик ускорений на полу кабины  
седельного тягачав) датчик ускорений у крепления подвески  
кабины к раме тягача

Рисунок 2 – Объект исследования на испытательном полигоне

Таблица 2 – Сравнение результатов натуральных и виртуальных испытаний

Скорость движения магистрального автомобильного поезда, км/ч	20	40	60	80
Уровень «комфорта» в кабине тягача КАМАЗ-54901, м/с <sup>2</sup>	1,13	1,75	1,94	2,42
Уровень «комфорта» в кабине тягача, полученный путем имитационного моделирования динамики автопоезда, м/с <sup>2</sup>	1,24	1,76	2,13	2,63
Нормированная среднеквадратическая ошибка моделирования, %	8,9	0,6	8,9	8,0

Заклучено, что имитационную модель движения автопоезда можно использовать в качестве инструментария для анализа плавности хода транспортного средства, а также для оценки эффективности и работоспособности методов улучшения виброизолирующих свойств систем подрессоривания кабин по сформулированным критериям с погрешностью менее 10%.



1 – часть кабины; 2 – амортизаторная стойка; 3 – рама автомобиля; 4 – опорная поверхность

Рисунок 3 – Расчетная схема колебаний кабины на амортизаторной стойке

В шестой главе разработан метод комплексного синтеза закона управления демпфированием и нагрузочных характеристик подвесок кабин. Обозначена возможность реализации метода при применении стоек в составе пневматического упругого элемента с резинокордной оболочкой и поршнем профилированной формы совместно с гидравлическим амортизатором с встроенным клапаном регулирования электромагнитного типа. С помощью математической модели динамики стойки, расчетная схема которой показана на рисунке 3, исследованы процессы ее колебаний на базе основ анализа нелинейных систем с одной степенью свободы.

Дифференциальное уравнение колебаний амортизаторной стойки (4):

$$m \cdot \ddot{u} + b(u, \dot{u}) \cdot \dot{u} + c(u) \cdot u = Q(t); \lambda^2 = \frac{c}{m}; n = \frac{b}{2 \cdot m}, \quad (4)$$

где  $m$  – масса части кабины, кг;  $u$  – деформация стойки относительно положения статического равновесия  $u_0$ , м;  $b(u, \dot{u})$  – коэффициент демпфирования, Н·с/м;  $c(u)$  – жесткость упругого элемента, Н/м;  $Q(t)$  – внешнее воздействие на стойку в текущий момент времени  $t$  вибрационного процесса, Н;  $\lambda$  – собственная частота колебаний системы,  $c^{-1}$ ;  $n$  – приведенный коэффициент демпфирования,  $c^{-1}$ .

Анализ колебаний сводится к определению характеристик системы (5), построению их характерных кривых (скелетной, резонансной и их пересечения) и исследованию их взаимного расположения друг относительно друга, определяющего поведение системы амортизаторной стойки, в частотной области.

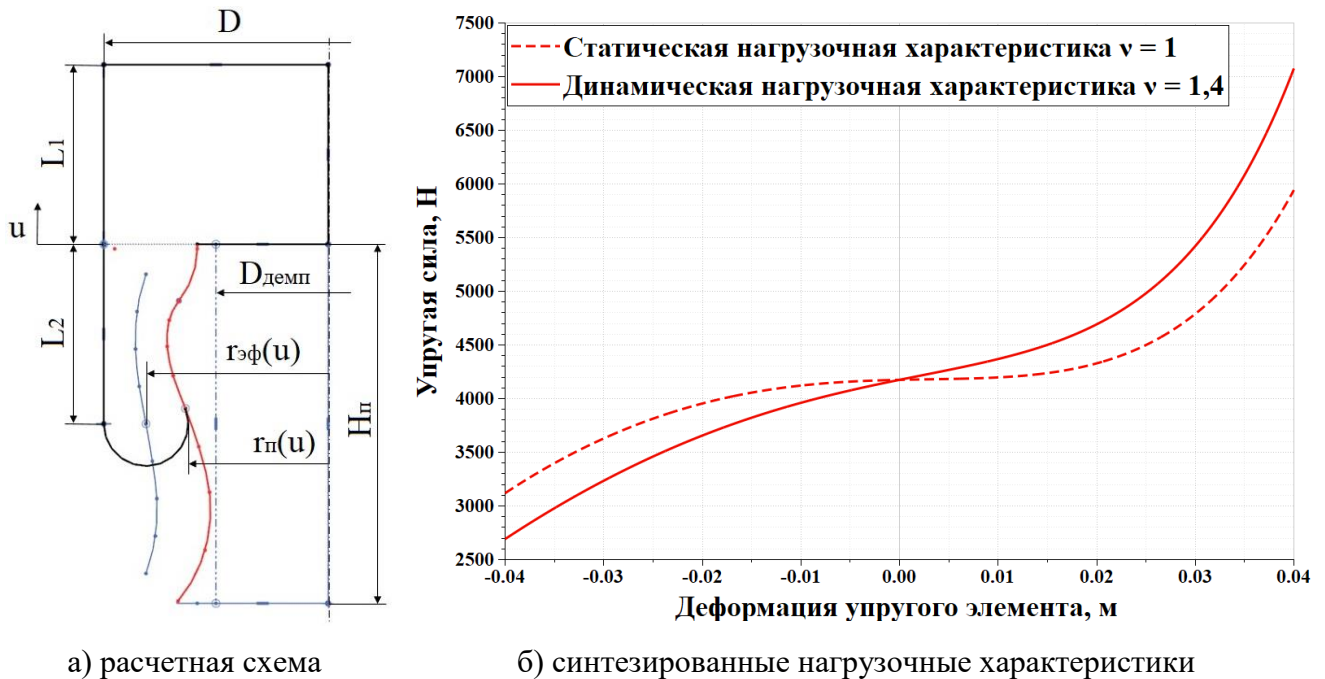
$$\lambda(a) = \sqrt{\frac{c(a)}{m}}; a(\omega) = \frac{q_1(\omega)}{\sqrt{(\lambda^2(a) - \omega^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \omega^2}}; \quad (5)$$

$$\text{при } \omega = \lambda: a(\omega) = \frac{q_1(\omega)}{2 \cdot n \cdot \omega},$$

где  $a, \omega$  – амплитуда и частота колебаний, м;  $q_1(\omega)$  – амплитуда приведенного внешнего воздействия на стойку в зависимости от частота колебаний  $\omega$ , м.

Числом точек пересечения кривых (5) определяется количество возникающих ветвей резонансной кривой, т.е. количество возможных резонансов.

Для формирования требуемых упругих характеристик стойки разработана модель пневматического упругого элемента с резинокордной оболочкой и профилированной формой поршня, как показано на рисунке 4.



а) расчетная схема

б) синтезированные нагрузочные характеристики

Рисунок 4 – Модель пневматического упругого элемента с резинокордной оболочкой и профилированной формой поршня

Отличительной особенностью модели формирования упругой силы  $F_{\text{уэ}}(u)$  пневматического элемента является синтез зависимости изменения эффективной площади  $S_{\text{эф}}(u)$  от прогиба  $u$  стойки с помощью кубической функции вида (6):

$$F_{\text{уэ}}(u) = p(u) \cdot S_{\text{эф}}(u) = p(u) \cdot \pi \cdot \left( r_{\text{эф}}(u) \right)^2; \quad (6)$$

$$S_{\text{эф}}(u) = A \cdot u \cdot (u - B) \cdot (u + B) + S_{\text{эф, стат}} = A \cdot u^3 - A \cdot u \cdot B^2 + S_{\text{эф, стат}},$$

где  $p(u)$  – изменение давления воздуха, Па;  $r_{\text{эф}}(u)$  – изменение эффективного радиуса, м;  $A$  – коэффициент уровня прогрессивности графика  $S_{\text{эф}}(u)$ ,  $\text{м}^{-1}$ ;  $B$  – коэффициент ширины участка изменения кривизны функции  $S_{\text{эф}}(u)$ , м;  $S_{\text{эф, стат}}$  – эффективная площадь в положении статического равновесия ( $u = 0$ ),  $\text{м}^2$ .

По результатам анализа колебаний системы установлено, что выход на синтез закона управления демпфированием (7) возможен при рассмотрении зависимости амплитуды внешнего воздействия  $q_1(\omega)$  от квадрата частоты  $\omega^2$ .

$$b(u) = \frac{u \cdot m}{k}, \quad (7)$$

где  $k = \frac{a^*}{\omega^*} = \text{const}$  или  $k = \frac{a_{\text{max}}}{\omega_{\text{max}}} = \text{const}$  – внутренний параметр, определяющий угол наклона прямой  $a(\omega)$  пересечения скелетной и резонансной кривых. На практике требуется построить прямую вида  $a(\omega) = k \cdot \omega$ , касательную к

скелетной кривой стойки и определить точку касания  $(\omega^*, a^*)$ , либо пересекающую скелетную кривую в точке  $(\omega_{\max}, a_{\max})$ , где  $a_{\max} = u_{\text{сж}_{\max}}(u_{\text{отб}_{\max}})$  – максимальный ход сжатия (отбоя) стойки.

Для формирования закона управления демпфированием в амортизаторных стойках выделены несколько уровней – зона минимального уровня, зона требуемого предельно максимального уровня и зона переходного участка между минимальным и максимальным уровнями демпфирования. Закон регулирования (7) принят как закон управления в зоне требуемого предельного уровня  $b_{\max}(u)$ , который обеспечивает предотвращение возможностей возникновения резонансных режимов колебаний. Входной сигнал управления – прогиб  $u$  стойки.

Значение минимального коэффициента демпфирования  $b_{\min}$  определяется конструктивными возможностями демфера стойки. По известным методикам на ранних стадиях проектирования  $b_{\min}$  можно определять по формуле (8):

$$b_{\min}(u) = \psi \cdot \lambda_0 \cdot m, \quad (8)$$

где  $\psi$  – относительный коэффициент затухания;  $\lambda_0 = \lambda(u_0)$  – собственная частота колебаний стойки в положении ее статического равновесия  $u_0$ , рад/с.

Управление демпфированием основывается на том, что в околонулевой зоне колебаний стойки поддерживается минимальный уровень демпфирования, что обеспечивает поглощение высокочастотных колебаний и повышает плавность хода автомобиля, снижая нагрузки, приходящиеся на кабину. При возникновении явлений раскачивания кабины (высоких амплитуд колебаний стойки), демпфирование увеличивается по закону  $b_{\max}(u)$  (7), что не допускает возможности возникновения резонансных явлений в подвеске кабины.

Диапазоны ходов отбоя и сжатия разделены на 3 равных участка за исключением зон ограничителей отбоя  $h_{\text{отб}}$  и сжатия  $h_{\text{сж}}$  соответственно. Переходный участок обеспечивает плавный переход от зоны минимального демпфирования к зоне максимального посредством квадратичной функции (9). В области отбоя закон аналогичен, но с учетом знаков прогиба  $u_{\text{отб}_{\max}}$  и хода ограничителя  $h_{\text{отб}}$ . Общий вид закона управления демпфированием в амортизаторной стойке подвески кабины автомобиля представлен на рисунке 5.

$$b_{\text{пер}}(u) = \left( \frac{b_{\max} \left( \frac{2}{3} \cdot (u_{\text{сж}_{\max}} - h_{\text{сж}}) \right) - b_{\min}}{\left( \frac{2}{3} \cdot (u_{\text{сж}_{\max}} - h_{\text{сж}}) - \frac{1}{3} \cdot (u_{\text{сж}_{\max}} - h_{\text{сж}}) \right)^2} \right) \cdot \left( u - \frac{1}{3} \cdot (u_{\text{сж}_{\max}} - h_{\text{сж}}) \right)^2 + b_{\min}. \quad (9)$$

Проведена оценка эффективности и работоспособности разработанных метода комплексного синтеза и закона управления демпфированием применительно к объекту исследования путем проведения моделирования движения на базе разработанной модели динамики магистрального автопоезда.

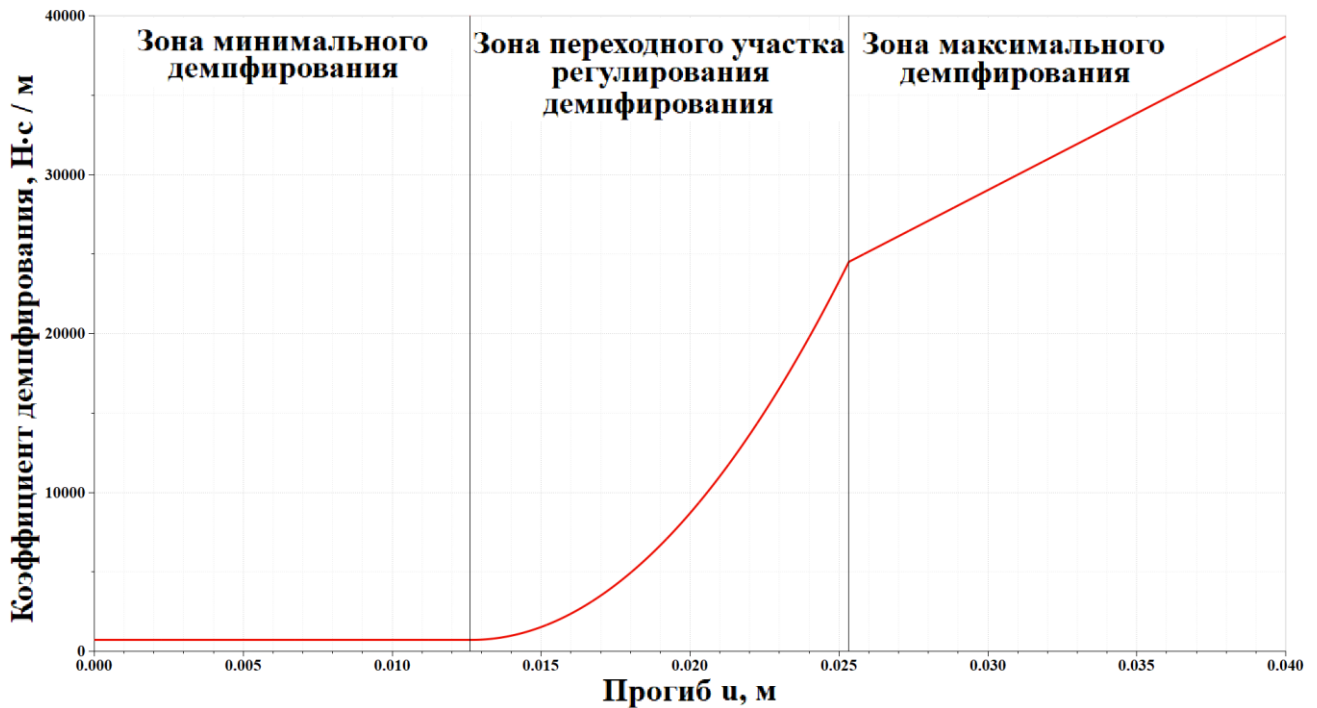


Рисунок 5 – Синтезированный закон управления демпфированием

Установлено улучшение показателей по критерию «комфорт» в зависимости от скорости движения транспортного средства в диапазонах от 2% до 5% для одиночного седельного тягача и автопоезда снаряженной массы, от 10% до 23% для магистрального автопоезда полной массы. По критерию «вибрационная безопасность» зафиксировано снижение уровней вибраций в вертикальном направлении колебаний кабины по всем 5-ти октавным полосам частот на любых скоростях движения во всех рассмотренных весовых состояниях в диапазоне от 1% до 10%. Установлено, что в переходных режимах разгона, торможения и поворота синтезированная управляемая подвеска кабины обеспечивает показатели по критерию «безопасность» и ряду эксплуатационных свойств тяговой и тормозной динамики, управляемости и устойчивости не хуже базовой пассивной системы поддрессоривания кабины седельного тягача.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Анализ методов виброизоляции в системах вторичного поддрессоривания и методов моделирования динамики транспортных средств позволил заключить, что задачу улучшения виброизолирующих свойств подвески кабины грузового автомобиля необходимо решать методами комплексного моделирования с учетом нелинейностей и особенностей влияния ее направляющего аппарата на общую пространственную динамику колебательной системы путем внедрения управляемых упругодемпфирующих элементов.

2. Разработан новый метод анализа пространственных колебательных систем с «малой» нелинейностью, отличающийся тем, что позволяет

сформулировать стратегию управления демпфированием в системах поддресоривания кабин транспортных средств, обеспечивающую устойчивость их колебаний, а также позволяет на стадиях проектирования выявлять условия для возникновения явлений внешних и внутренних резонансов, на основании которых становится возможным организация путей предотвращения возможностей для их возникновения в колебательной системе поддресоренной кабины. Для системы поддресоренной кабины транспортного средства аналитически установлено:

- связность продольно-угловых колебаний с продольными, а поперечно-угловых колебаний с поперечными, но при этом вертикальные колебания и колебания вокруг вертикальной оси являются независимыми;
- при возникновении в кабине резонансного явления в одном направлении пространства, автоматически возникает резонанс в другом направлении;
- нежелательные соотношения собственных частот, которые могут приводить к возникновению внешних и внутренних резонансов в кабине;
- компоновочные и конструктивные способы снижения амплитуд раскачиваний кабины при возникновении пространственных резонансов;
- новая стратегия управления демпфированием, заключающаяся в том, что в случаях возникновения резонансов (увеличений амплитуд колебаний кабины) в любых направлениях пространства необходимо в процессе движения транспортного средства увеличивать коэффициент демпфирования системы поддресоривания кабины, изменяя таким образом ее внутреннюю структуру непосредственно на борту наземного транспортного средства.

3. Разработан новый способ анализа пространственных нелинейных колебательных систем на базе технологии виртуальных стендовых испытаний, отличающийся тем, что позволяет проводить анализ совместимости технических характеристик систем вторичного поддресоривания с характеристиками других систем наземного транспортного средства. Методами имитационного моделирования установлены способы снижения рисков возникновения пространственных резонансных явлений в поддресоренной кабине:

- снижение высоты центра масс кабины относительно ее подвески;
- внедрение в систему поддресоривания кабины упругих элементов с нелинейными нагрузочными характеристиками, обеспечивающими околонулевою жесткость около положения их статического равновесия в комплексе с управляемыми демпфирующими элементами, предотвращающими раскачивания кабины при низких жесткостях упругих элементов ее системы поддресоривания;
- выбор характеристик жесткости упругих элементов и резинометаллических шарниров во всех направлениях пространства должен осуществляться с учетом их совместимости с характеристиками жесткостей

других систем транспортного средства на основе разработанного способа проведения виртуальных испытаний кабины с системой поддрессоривания.

4. Разработана комплексная модель пространственного движения магистрального полнокомплектного автомобильного поезда, седельный тягач которого оснащен кабиной с системой поддрессоривания, отличающаяся тем, что учитывает совместную работу всех его основных систем узлов и агрегатов и обеспечивает возможность моделирования его движения в различных весовых состояниях по опорным поверхностям первой и второй категорий неровностей в различных режимах эксплуатации для возможностей оценки и анализа работоспособности и эффективности разработанных методов повышения виброизолирующих свойств системы поддрессоривания кабины на базе разработанных программ-методик по критериям «комфорт» и «вибрационная нагруженность» в режимах равномерного прямолинейного движения, а также по критерию «безопасность» в переходных режимах разгона, торможения, поворота.

5. Адекватность применения разработанной модели движения транспортного средства в качестве инструментария для анализа эксплуатационных свойств магистрального автопоезда по указанным критериям доказана методами экспериментальных исследований процессов виброускорений в кабине с системой поддрессоривания натурального седельного тягача автопоезда путем проведения процедуры валидации модели, результаты которой свидетельствуют о том, что достигнутые отклонения результатов моделирования динамики транспортного средства составляют менее 10%, а частотный состав внешних возмущающих воздействий, приходящих в систему поддрессоривания кабины от рамы натурального седельного тягача совпадает с частотами, найденными расчетным путем и заложенными в модель движения магистрального автопоезда.

6. Разработан новый метод повышения виброизолирующих свойств системы поддрессоривания кабины транспортного средства, обеспечивающий улучшение комфорта и безопасности в кабине и отличающийся тем, что основан на комплексном синтезе требуемых нагрузочных характеристик амортизаторных стоек подвески кабины и закона управления демпфированием в них. Разработан новый способ синтеза требуемых нелинейных упругих характеристик амортизаторных стоек подвески кабины, отличающийся тем, что позволяет формировать характеристики упругих элементов с околонулевой жесткостью в положениях около положения статического равновесия амортизаторных стоек, прогрессивно нарастающие и спадающие при ходах сжатия и отбоя соответственно и удовлетворяющие требованиям динамичности системы поддрессоривания кабины транспортного средства. Разработан новый метод синтеза геометрии профиля поршня пневматического упругого элемента с резинокордной оболочкой, отличающийся тем, что позволяет формировать

требуемую с точки зрения комфортабельности и вибрационной нагруженности нелинейную упругую характеристику амортизаторной стойки системы поддрессоривания кабины. Разработан новый метод синтеза закона управления демпфированием в системах поддрессоривания кабин грузовых автомобилей, отличающийся тем, что позволяет на базе синтезированных упругих характеристик амортизаторной стойки формировать функциональную зависимость изменения величины коэффициента демпфирования в демпфирующем элементе амортизаторной стойки от текущего значения величины ее деформации, в основе которой лежит принцип непрерывного регулирования демпфирования между тремя зонами – максимального демпфирования, минимального демпфирования и зоной переходного участка регулирования демпфирования. Методами имитационного моделирования движения магистрального автомобильного поезда доказана эффективность применения разработанных методов повышения виброизолирующих свойств системы поддрессоривания кабины и закона управления в ней демпфированием:

- по критерию «комфорт» достигнуто улучшение эксплуатационных свойств транспортного средства в зависимости от скоростей его движения в диапазонах от 2% до 5% при движении в весовых состояниях одиночного седельного тягача и автопоезда в составе полуприцепа снаряженной массы и от 10% до 23% при движении в весовом состоянии автопоезда в составе полуприцепа полной массы;

- по критерию «вибрационная безопасность» достигнуто снижение уровней вибронагруженности в вертикальном направлении колебаний кабины по всем 5-ти октавным полосам частот в диапазоне от 0,7 Гц до 22,4 Гц на всех скоростях движения и во всех весовых состояниях в диапазоне от 1% до 10%;

- по критериям безопасности при движении в переходных режимах разгона, торможения и поворота продемонстрировано отсутствие ухудшений значений показателей тяговой и тормозной динамики, а также устойчивости колебаний кабины на подвеске по сравнению с базовой конфигурацией подвески кабины магистрального седельного тягача в составе автомобильного поезда.

## **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

1. Максимов Р.О., Жилейкин М.М. Исследование нелинейных резонансных явлений в системе вторичного поддрессоривания кабины транспортного средства // Грузовик. — 2023. — № 2. — С. 6-13. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

2. Максимов Р.О. Повышение комфорта водителей транспортных средств за счет применения управляемых амортизаторов подвески кабины // Грузовик. — 2023. — № 12. — С. 15-23. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

3. Максимов Р.О. Методика проведения виртуальных стендовых испытаний для анализа совместимости технических характеристик систем транспортного средства для выявления и предотвращения возможностей возникновения резонансных явлений в поддресоренной кабине // Известия МГТУ МАМИ. — 2023. — Т. 17, № 4. — С. 387-400. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

4. Максимов Р.О. Разработка математической модели виртуального испытательного полигона и ее программная реализация в Simcenter AMESim // Грузовик. — 2024. — № 1. — С. 13-17. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

5. Максимов Р.О. Модель пневматического упругого элемента с резинкордной оболочкой и профилированной формой поршня для формирования требуемых упругих характеристик систем поддресоривания кабин грузовых транспортных средств // Труды НАМИ. — 2025. — № 2 (301). — С. 44–55. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

6. Максимов Р.О. Модель движения магистрального автопоезда для прогнозирования его эксплуатационных свойств // Тракторы и сельхозмашины. — 2025. — Т. 92, № 5. — С. 495-508. **Издание входит в перечень ВАК и базу SCOPUS.**

7. Максимов Р.О., Жилейкин М.М., Щетинин Ю.С., Бернацкий В.В., Фурлетов Ю.М. Валидация модели движения магистрального автопоезда на базе результатов экспериментальных исследований процессов виброускорений в поддресоренной кабине тягача // Тракторы и сельхозмашины. — 2025. — Т.92, № 6. — С. 598-609. **Издание входит в перечень ВАК РФ и базу SCOPUS.**

8. Mathematical Model of Cabin With Suspension System to Analyze its Oscillatory Stability During Vehicle Movement / R. Maksimov, M. Zhileykin, A. Klimov [et al.] // International Journal of Automotive Science and Technology. — 2024. — Vol. 8, No. 4. — P. 527-536. **Издание входит в базу SCOPUS.**

9. Максимов Р.О. Улучшение комфорта магистральных грузовых автомобилей за счет применения новых методов синтеза нагрузочных характеристик систем поддресоривания кабин и внедрения в них управления демпфированием // Перспективные транспортные технологии: материалы IV Международной научно-практической конференции по направлению НТИ Автонет, Екатеринбург, 08 июля 2025 года. — Москва: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет», 2025. — С. 53-67.

10. Максимов Р.О. Методы улучшения комфорта магистральных грузовых автомобилей путем внедрения управляемого демпфирования в системы поддресоривания кабин // Будущее машиностроения России: Сборник докладов XVIII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с

международным участием). В 2-х томах, Москва, 23-26 сентября 2025 года. — Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2026. — С. 56-61.

11. Максимов Р.О. Методы улучшения комфорта грузовых магистральных автомобилей путем синтеза и внедрения систем поддрессоривания кабин с управляемым демпфированием // Сборник научных трудов XV Национальной научно-технической конференции, Москва, 13-14 ноября 2025 года. — Москва: Союз машиностроителей России, 2026.

**Патенты Российской Федерации на изобретение:**

12. Патент № 2828915 С1 Российская Федерация, МПК В60G 17/00. Способ динамического управления гидропневматической амортизаторной стойкой системы поддрессоривания кабины транспортного средства: № 2024110597: заявл. 18.04.2024: опубл. 21.10.2024 / Р.О. Максимов, М.М. Жилейкин, Е.С. Гусев, М.В. Григорьев; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ».