

На правах рукописи



Горячкин Александр Александрович

**ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ВИБРОЗАЩИТЫ
И СТАБИЛИЗАЦИИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ**

Специальность 2.4.2 Электротехнические комплексы и системы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Самара – 2026

Работа выполнена на кафедре «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет»

Научный руководитель:

Абакумов Александр Михайлович,

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»

Официальные оппоненты:

Вавилов Владислав Евгеньевич,

доктор технических наук, доцент, главный научный сотрудник ООО «ЭТК», г. Уфа

Нестеров Сергей Александрович,

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Электромеханика» ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», г. Иваново

Ведущая организация:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский университет науки и технологий», г. Уфа

Защита диссертации состоится «14» апреля 2026 г. в 10 часов 00 минут на заседании диссертационного совета 24.2.377.06 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет» по адресу: г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244, Главный корпус, ауд. №200.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Самарского государственного технического университета (ул. Первомайская, 18), и на сайте ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» <https://24237706.samgtu.ru>.

Отзывы по данной работе в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: Россия, 443100, Самара, ул. Молодогвардейская, 244, Главный корпус, Самарский государственный технический университет, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.377.06; факс: (846) 278-44-00, e-mail: a-ezhova@yandex.ru.

Автореферат разослан « ____ » 2026 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета 24.2.377.06
кандидат технических наук, доцент

Е.В. Стрижакова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы.

В современной автомобильной индустрии, где приоритетными считаются безопасность и комфорт водителя и пассажиров, возникает ряд взаимосвязанных технических и эксплуатационных проблем. Вибрации при движении ухудшают комфорт водителя и пассажиров, сохранность грузов, что обуславливает необходимость совершенствования методов виброзащиты. Также важно удерживать угол крена автомобиля в допустимых пределах при маневрировании для обеспечения устойчивости и управляемости.

Одним из путей решения этих проблем является переход к управляемым подвескам. Система управления подвеской позволяет осуществлять мониторинг внешних действующих факторов, что значительно повышает эффективность реагирования на возникающие вибрации и колебания. Современные алгоритмы управления, данные датчиков и модели поведения транспортного средства, создают принципиально новые возможности для решения обозначенных проблем.

Реализация этих возможностей становится реальной, в том числе, благодаря применению линейных электромеханических преобразователей. Во-первых, при использовании электрических машин возвратно-поступательного движения нет дополнительных ступеней преобразования, как, например, в пневматических системах. Во-вторых, линейные машины, в отличие от магнитореологических демпферов, позволяют устанавливать определенное положение кузова. В-третьих, у линейных машин есть очевидное преимущество перед системами позиционирования и стабилизации, построенными на других исполнительных элементах. Преимущество заключается в высоком быстродействии и точности. Кроме того, электрические машины и построенные на их базе системы просты в обслуживании и настройке.

Таким образом, дальнейшее исследование и внедрение электромеханических преобразователей в системах виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости автомобилей не только отвечает требованиям современного рынка, но и создает новые стандарты безопасности и комфорта. Это, в свою очередь, способствует увеличению привлекательности автомобилей с управляемыми подвесками среди потребителей. Перспективность использования электромеханических преобразователей как элементов систем управления возрастает с учетом тенденций развития электромобилей и гибридных автомобилей. Электромеханические системы виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости являются важными элементами электротехнического комплекса автомобиля.

Степень разработанности темы.

Системам виброзащиты и стабилизации, использующим электромеханические преобразователи, в том числе, активным автомобильным подвескам посвящены работы отечественных и зарубежных

ученых. Большая часть этих работ описывает практическое применение линейных машин в установившихся режимах работы систем стабилизации и позиционирования. Автомобильным системам виброзащиты, в частности активным подвескам с линейной машиной в качестве исполнительного элемента, посвятили свои работы такие ученые как И.Н. Ефимов, Е.А. Морозов, А.С. Гущин, Qinghua Meng, Chih-Chiang Chen, Pan Wang, Zong-Yao Sun, Bingji Li.

В работах А.А. Жданова, Д.Б. Липкевича, Д.Е. Чегодаева, А.В. Чичварина, Duana Tariq Yaswun, Qussi Talib Abdulwahab и других исследователей рассмотрены алгоритмы управления системами виброзащиты и стабилизации, включая замкнутые системы управления подвеской. Разработан перечень требований и алгоритмов проектирования, выполнено моделирование систем с частичным учётом характеристик исполнительного элемента.

Существенные результаты в области исследования систем виброзащиты получены в работах, выполненных в СамГТУ. Г.Н. Мятовым исследована система защиты от вибраций прецизионных оптико-механических комплексов. С.В. Широковым разработан комплекс математических моделей и система защиты ответственных объектов от динамических нагрузок при морской транспортировке. В работах Д.Г. Рандина исследована электротехническая активная система виброзащиты автомобилей с магнитореологическим демпфером, получена методика структурно-параметрического синтеза системы виброзащиты при детерминированных возмущениях, синтезирован оптимальный по среднеквадратичному критерию регулятор с учетом вероятностных характеристик возмущений, приведены результаты сравнительного анализа показателей качества активной системы виброзащиты с различными регуляторами.

Одно из первых исследований по применению электромагнитной подвески легковых автомобилей принадлежит Amar Gopal Bose.

Как показал проведенный анализ литературных источников, малоизученными остаются вопросы разработки математических моделей и синтеза активных систем виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости автомобилей с линейной машиной в качестве исполнительного элемента. Перечисленные выше проблемы позволили сформулировать цель работы и поставить задачи научного исследования.

Объектом исследования являются электромеханические системы виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легкового автомобиля.

Предметом исследования является система виброзащиты и управления поперечной устойчивостью легкового автомобиля на базе активной подвески с линейной электрической машиной в качестве исполнительного элемента.

Целью диссертационной работы является совершенствование эксплуатационных характеристик легкового автомобиля за счет повышения его поперечной устойчивости и виброзащищённости.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы и решены следующие **задачи**:

- 1) анализ существующих математических моделей и технических решений, используемых при разработке активных систем виброзащиты и стабилизации угла крена;
- 2) разработка математических моделей, ориентированных на синтез системы активной виброзащиты и стабилизации угла крена легкового автомобиля;
- 3) структурно-параметрический синтез систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты легкового автомобиля, реализованных на базе активной подвески с линейной электрической машиной;
- 4) разработка макетной установки и экспериментальное исследование системы виброзащиты и стабилизации угла крена с линейной машиной с целью верификации теоретических положений диссертации;
- 5) апробация и внедрение результатов диссертации в проектно-конструкторскую деятельность АО «АВТОВАЗ».

Научная новизна работы:

- 1) на основе уравнений движения активной подвески автомобиля с линейной электрической машиной разработаны математические модели электромеханических систем виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легкового автомобиля, учитывающие силовые воздействия линейной электрической машины как исполнительного элемента, упруго-диссилиативные свойства элементов подвески и центробежную силу;
- 2) произведен синтез систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты, отличающийся учетом характеристик линейной электрической машины и возможностью использования активного и пассивного режимов демпфирования;
- 3) разработана методика параметрического синтеза регуляторов систем виброзащиты и стабилизации угла крена кузова легкового автомобиля, отличающаяся учетом динамических характеристик линейной электрической машины, силового преобразователя и датчиков обратных связей.

Теоретическая и практическая значимость работы:

- 1) предложенные обобщенная и частные математические модели легкового автомобиля как объекта виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости служат теоретической основой исследования динамических характеристик объекта управления;
- 2) на основе предложенных математических моделей разработаны методики структурно-параметрического синтеза систем, обеспечивающие требуемые показатели качества процесса регулирования;
- 3) разработанные системы позволяют существенно улучшить эксплуатационные характеристики транспортных средств в части виброзащищённости и стабилизации поперечной устойчивости;
- 4) основные теоретические положения диссертационной работы подтверждены результатами экспериментальных исследований систем

виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости на разработанной макетной установке с линейной машиной постоянного тока.

Методология и методы исследования заключаются в применении основных положений теории автоматического управления, теории электропривода и электрических цепей, теории электрических машин, а также математического и физического моделирования. При выполнении работы использованы САПР CLASSiC, Proteus8, Atmel Studio, Mathcad, Excel, Лира-САПР.

Обоснованность и достоверность результатов и выводов определяется корректным использованием соответствующего математического аппарата, компьютерным моделированием на основе применения сертифицированных программных средств и подтверждена результатами экспериментальных исследований динамических характеристик систем на макетной установке, а также согласованностью полученных результатов с данными, приведенными в трудах других ученых.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих НТК:

1. Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (ХXI Бенардосовские чтения), посвященной 140-летию изобретения электросварки Н.Н. Бенардосом, г. Иваново, 2021 г.
2. Международная научная конференция «Наука будущего» и шестой Всероссийский молодежный научный форум «Наука будущего-наука молодых», г. Москва, 2021 г.
3. Всероссийская научно-практическая конференция «Научный потенциал молодежи и технический прогресс». г. Санкт-Петербург, 2024 г.
4. Научно-технических семинарах кафедры «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» Самарского государственного технического университета.

По материалам диссертации опубликованы 7 работ, из них: 3 статьи в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России, 1 в издании, включенном в международную систему цитирования Scopus. Общий объем опубликованных работ 3,17 п.л. с авторским вкладом 2,19 п.л.

Результаты диссертации используются в учебном процессе СамГТУ на кафедре «Электромеханика и автомобильное электрооборудование» по профилям «Электропривод и автоматика промышленных установок и технологических процессов» и «Электрическое и электронное оборудование автомобилей и электромобилей» в курсовом и дипломном проектировании, а также при выполнении лабораторных работ.

Основные теоретические положения и полученные результаты экспериментальных исследований, в части анализа деформирующих усилий в подвеске автомобиля при поворотах и маневрировании, методик структурно-параметрического синтеза системы стабилизации поперечной устойчивости и

системы виброзащиты на базе линейной машины постоянного тока **использованы** в проектно-конструкторской деятельности АО «АвтоВАЗ» при разработке проектов активной подвески перспективных моделей автомобилей модельного ряда ЛАДА.

Основные положения, выносимые на защиту:

- 1) обобщенная и частные математические модели, ориентированные на синтез системы виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легкового автомобиля, учитывающие силовые воздействия линейной электрической машины, упруго-диссипативные характеристики элементов подвески и центробежную силу;
- 2) методика и результаты структурно-параметрического синтеза систем стабилизации угла крена и виброзащиты легкового автомобиля, базирующиеся на новых разработанных математических моделях;
- 3) методика параметрического синтеза регуляторов систем виброзащиты и стабилизации угла крена кузова легкового автомобиля, позволяющая учесть динамические характеристики линейной электрической машины, силового преобразователя и датчиков обратных связей;
- 4) результаты экспериментальных исследований и верификации теоретических положений диссертации.

Соответствие паспорту специальности. Научная квалификационная работа на соискание ученой степени кандидата технических наук выполнена в соответствии с паспортом специальности 2.4.2 – «Электротехнические комплексы и системы» и соответствует пункту 3 – «Разработка, структурный и параметрический синтез электротехнических комплексов и систем, их оптимизация, а также разработка алгоритмов эффективного управления» и пункту 4 – «Исследование работоспособности и качества функционирования электротехнических комплексов и систем в различных режимах, при разнообразных внешних воздействиях, диагностика электротехнических комплексов».

Личный вклад автора в диссертационное исследование.

Постановка задач осуществлялась совместно с научным руководителем. Теоретические и практические исследования автором выполнены самостоятельно.

Автором разработаны: обобщенная и частные математические модели объекта управления, системы стабилизации угла крена и виброзащиты, методики синтеза регуляторов этих систем, макетная установка и методика проведения экспериментальных исследований.

Структура и объем диссертации.

Диссертация изложена на 140 страницах машинописного текста и состоит из введения, 4 разделов, заключения, содержит 65 рисунков и 2 таблицы, список использованных источников, включающий 142 наименования на 16 страницах, 4 приложения на 4 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы, формулируется цель и основные задачи исследования, приводится краткая информация об объекте исследования, характеризуется новизна и практическая значимость полученных результатов, приводятся основные положения, выносимые на защиту.

В первом разделе проведен анализ развития систем виброзащиты и подвесок транспортных средств, рассмотрены современные активные подвески с магнитореологическими демпферами, линейными двигателями и электронными регуляторами. Особое внимание удалено проблемам стабилизации поперечной устойчивости автомобилей: рассмотрены традиционные механические стабилизаторы и перспективные активные системы с регулируемой жесткостью, включая решения на базе гидроцилиндров. Представлены известные конструктивные решения, математические модели, методики расчета систем с пневматическими опорами, электромеханическими и гидравлическими приводами. Обозначены противоречия в требованиях к подвескам (комфорт и управляемость) и пути их устранения за счет адаптивных и активных технологий, в том числе, в контексте развития электромобилей.

Рассмотрены электромагнитные подвески с функцией рекуперации энергии, проанализированы их недостатки.

В современных разработках преимущественно используются гидравлические и пневматические элементы, тогда как линейные машины нашли применение преимущественно в стационарных установках. В настоящее время не нашли полного решения вопросы разработки адекватных математических моделей и методик структурно-параметрического синтеза систем виброзащиты и стабилизации угла крена транспортных средств с использованием линейных машин как исполнительного элемента. В существующих публикациях преобладает преимущественно описательный подход принципа действия систем активного управления подвеской. Это существенно ограничивает возможности применения классических методов теории управления для анализа и синтеза подобных систем, что определяет актуальность дальнейших исследований в данном направлении.

Во втором разделе разработана обобщенная и частные математические модели автомобиля как объекта управления углом крена и виброзащиты.

Рассмотрена расчетная схема объекта управления и проведено исследование силовых воздействий на подвеску автомобиля при установившемся движении в повороте. Получены дифференциальные и операторные уравнения движения объекта управления с учетом центробежной силы, действующей на автомобиль при повороте и маневрировании, кинематических воздействий со стороны дорожного покрытия, упруго-диссипативных свойств подвески и дополнительного силового усилия, создаваемого исполнительным элементом. Разработаны структурные схемы и получены передаточные функции (ПФ) объекта по управляющему и возмущающему воздействиям.

Для синтеза системы управления требуется математическая связывающая модель, силовые воздействия F_i с кинематическими переменными, конструктивными параметрами и условиями движения автомобиля (рисунок 1). При движении в повороте на кузов действует центробежная сила, вызывающая крен; её направление относительно поперечной оси автомобиля характеризуется углом γ . Упрощённая кинематическая схема подвески (рисунок 2) иллюстрирует силы, действующие на подпрессоренную массу m_2 . При допущении, что точки опирания кузова лежат в одной плоскости, а кузов абсолютно жёсткий, центробежная сила, действующая на подпрессоренную массу, определяется по формуле:

$$F_c = \frac{m_2 V^2}{R_{m2}}. \quad (1)$$

В условиях, когда упругие деформации не превышают ограничений хода подвески на сжатие и «отбой», в соответствии с рисунком 2, взаимосвязь деформирующего усилия в подвеске F_{Scn} с центробежной силой может быть описана коэффициентом передачи:

$$k_{Scn} = \pm \frac{h_{n2} \sin(\gamma)}{2A} \pm \frac{h_{n2} \cos(\gamma)}{2b}, \quad (2)$$

где $n = 1, 2 \dots 4$ – номер точки опоры.

В стационарном режиме деформация каждой части подвески определяется эквивалентной жесткостью C подвески и шины:

$$\delta Z_n = \frac{F_{Scn}}{C}. \quad (3)$$

Подвеска автомобиля относительно продольной оси симметрична, угол

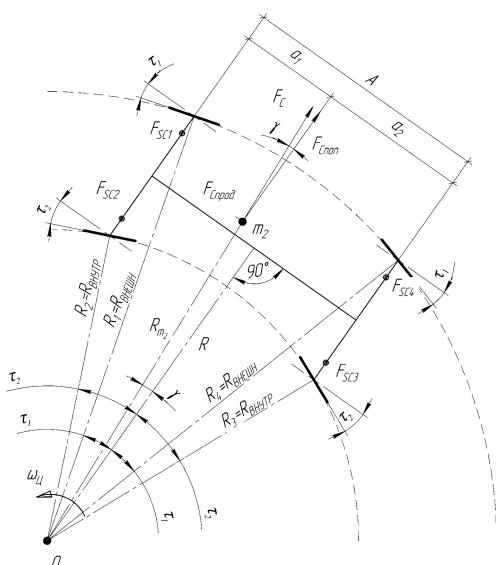


Рисунок 1 – Упрощенная кинематическая схема поворота автомобиля со всеми управляемыми колесами

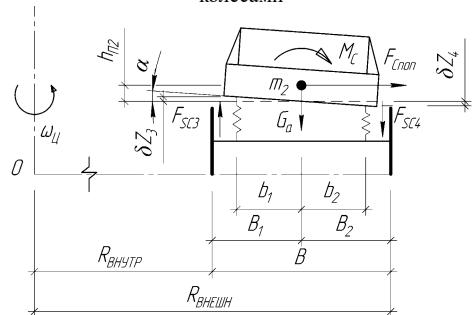


Рисунок 2 – Упрощенная кинематическая схема подвески автомобиля

кrena кузова автомобиля определяется по формуле:

$$\alpha = \operatorname{arctn} \left(\frac{\delta Z_1 - \delta Z_2}{b} \right). \quad (4)$$

Далее в работе рассматриваются деформации одной подвески и принято $\delta Z_n = Z_2$, а переменная Z_1 характеризует изменение положения неподпрессоренной массы автомобиля m_1 .

При построении обобщенной математической модели объекта управления выходными координатами служат вертикальные перемещения подпрессоренных масс (кузова) и угол крена автомобиля. Возмущающими воздействиями приняты: центробежная сила при движении на повороте; кинематические воздействия со стороны дорожного покрытия Z_0 . Для компенсации этих возмущений используется управляющее воздействие – усилие F_M , создаваемое линейным двигателем, который установлен параллельно упругому элементу и амортизатору с вязким трением β_2 . Подвеска размещается на оси колес с эквивалентным вязким трением шины β_1 . Реализации такого решения представлена на рисунке 3.

На основе уравнений Лагранжа второго рода получены дифференциальные уравнения движения для малых отклонений расчетной колебательной системы с учетом дополнительного силового воздействия F_M , создаваемого исполнительным элементом и усилия F_C , вызванного в подвеске центробежной силой:

$$m_1 \frac{d^2 Z_1}{dt^2} = \beta_1 \left(\frac{dZ_0}{dt} - \frac{dZ_1}{dt} \right) + C_1 (Z_0 - Z_1) - \left[\beta_2 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dZ_2}{dt} \right) + C_2 (Z_1 - Z_2) \pm F_M \right]; \quad (5)$$

$$m_2 \frac{d^2 Z_2}{dt^2} = \beta_2 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dZ_2}{dt} \right) + C_2 (Z_1 - Z_2) \pm F_M \pm F_{SC} - F_J; \quad (6)$$

$$M_J = J \frac{d^2 \alpha}{dt^2}; \quad (7)$$

$$F_J = k_J M_J, \quad (8)$$

$$\frac{d^2 Z_2}{dt^2} = \varepsilon_2; \quad (9)$$

$$\frac{d^2 Z_0}{dt^2} = \varepsilon_0. \quad (10)$$

В операторной форме уравнения имеют вид:

$$m_1 Z_1(p) p^2 = (\beta_1 p + C_1)(Z_0(p) - Z_1(p)) - \quad (11)$$

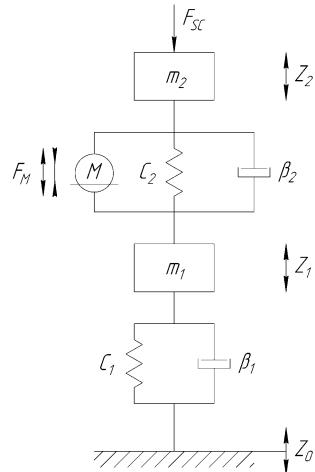


Рисунок 3 – Расчетная схема двухмассовой модели с исполнительным элементом в виде линейного двигателя

$$-(\beta_2 p + C_2)(Z_1(p) - Z_2(p)) \pm F_M(p);$$

$$m_2 Z_2(p)p^2 = (\beta_2 p + C_2)(Z_1(p) - Z_2(p)) \pm F_M(p) \pm F_{SC}(p) - F_J; \quad (12)$$

$$M_J(p) = Jp^2\alpha(p); \quad (13)$$

$$F_J(p) = k_J M_J(p); \quad (14)$$

$$Z_2(p)p^2 = \varepsilon_2(p); \quad (15)$$

$$Z_0(p)p^2 = \varepsilon_0(p). \quad (16)$$

Структурная схема обобщенного объекта управления, полученная на основании приведенных уравнений, представлена на рисунке 4.

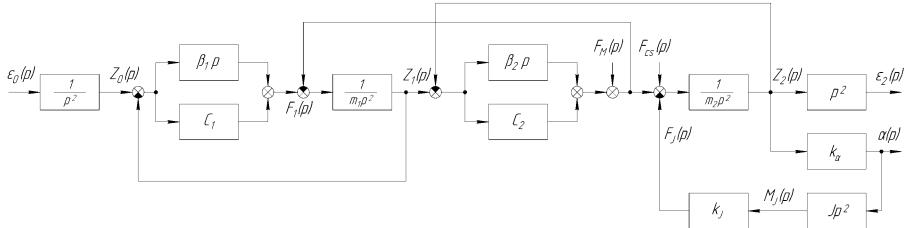


Рисунок 4 – Структурная схема обобщенного объекта управления

На основе проведенного анализа, установлено, что усилие F_J , обусловленное инерционным моментом M_J , не существенно влияет на динамические характеристики объекта управления и им можно пренебречь.

Для легковых автомобилей жесткость C_1 существенно превышает C_2 , а масса m_1 на два порядка меньше m_2 . В этих условиях, как показали результаты компьютерного моделирования, упруго-диссипативными свойствами неподрессоренной массы без существенной погрешности, можно пренебречь, и на этапе структурно-параметрического синтеза САУ использовать приближенную ПФ, соответствующую одномассовой расчетной схеме.

С учетом принятых упрощений, после преобразований, получены частные упрощенные ПФ объекта управления углом крена:

– по управляющему воздействию в виде усилия, создаваемого исполнительным элементом, и выходной переменной – угол крена

$$W_{\alpha Y}(p) = \frac{\alpha(p)}{F_M(p)} = W_{u1}(p)k_\alpha = \frac{k_\alpha/C_2}{T_{21}^2 p^2 + T_{22}p + 1}; \quad (17)$$

– по возмущающему воздействию в виде усилия, порождаемого центробежной силой, и выходной переменной – угол крена

$$W_{\alpha B}(p) = \frac{\alpha(p)}{F_{SC}(p)} = W_{u1}(p)k_\alpha = \frac{k_\alpha/C_2}{T_{21}^2 p^2 + T_{22}p + 1}, \quad (18)$$

где $k_\alpha = \frac{\alpha}{Z_2}$, $T_{21} = \sqrt{\frac{m_2}{C_2}}$, $T_{22} = \frac{\beta_2}{C_2}$,

а также ПФ автомобиля, как объекта виброзащиты:

– по управляющему воздействию в виде усилия F_M , создаваемого

исполнительным элементом, и выходной переменной – виброускорение ε_2 подпрессоренной массы:

$$W_{\varepsilon Y}(p) = \frac{\varepsilon_2(p)}{F_M(p)} = \frac{p^2/C_2}{T_{21}^2 p^2 + T_{22} p + 1}; \quad (19)$$

– по возмущающему воздействию в виде виброускорения ε_0 , создаваемого кинематическими воздействиями со стороны дорожного покрытия, и выходной переменной – виброускорение ε_2 подпрессоренной массы

$$W_{\varepsilon B}(p) = \frac{\varepsilon_2(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{T_{02} p + 1}{T_{21}^2 p^2 + T_{22} p + 1}. \quad (20)$$

В третьем разделе отмечено, что использование активной подвески с линейной электрической машиной позволяет решить две задачи: и повышение поперечной устойчивости автомобиля и улучшение характеристик виброзащищенности. Эти задачи решаются системой стабилизации угла крена и системой виброзащиты. В диссертации рассмотрен автономный режим работы систем. Для реализации согласованной работы систем на автомобиле необходимо проведение дополнительных исследований по формированию и реализации на базе бортового компьютера оптимального алгоритма автоматического переключения систем, учитывающего информацию о контролируемых переменных.

Разработаны методики синтеза регуляторов системы стабилизации угла крена и системы виброзащиты, проведено компьютерное моделирование динамических характеристик систем. Рассмотрены виброзащитные свойства активной подвески с ЛМПТ в пассивном режиме работы.

Функциональная схема системы управления углом крена кузова (рисунок 5) содержит каналы взаимосвязанного управления подвесками, расположенными на одной оси. Возмущающим воздействием на систему является центробежная сила, зависящая от линейной скорости движения автомобиля V и радиуса поворота R . От действия возмущения в подвеске создаются силы F_{SC1} и F_{SC2} , деформирующие подвески 2 и 3. При синтезе системы стабилизации угла крена принято, что возмущения со стороны дорожного покрытия отсутствуют. В результате деформации подвесок происходит перемещение кузова на ΔZ_{21} и ΔZ_{22} . Перемещение

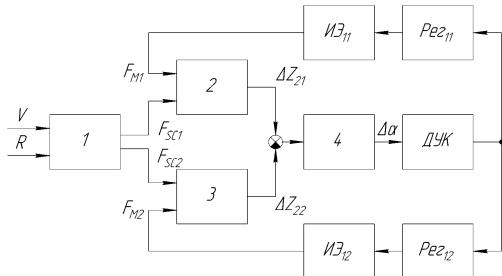


Рисунок 5 – Упрощенная функциональная схема САУ углом крена легкового автомобиля:
1 – параметры автомобиля, 2,3 – параметры подвесок,
4 – параметры кузова автомобиля

изменение кузова (Δα) усиливается системами стабилизации (ИЭ11 и ИЭ12), которые выдают управляющие сигналы на подвески 2 и 3. Сигналы на подвески 2 и 3 усиливаются параметрами $P_{\varepsilon\varepsilon_{11}}$ и $P_{\varepsilon\varepsilon_{12}}$.

кузова при определенных геометрических параметрах автомобиля, приводит к возникновению угла крена кузова автомобиля $\Delta\alpha$. Величина угла крена кузова автомобиля $\Delta\alpha$ при помощи датчика угла крена ДУК преобразуется в сигнал, поступающий на регуляторы Рег₁ и Рег₂, которые управляет исполнительными элементами ИЭ₁ и ИЭ₂. Силовые воздействия F_{M1} и F_{M2} , создаваемые исполнительными элементами, уменьшают перемещение кузова относительно дорожного покрытия, что приводит к снижению угла крена автомобиля.

Система стабилизации угла крена выполнена на основе принципа подчиненного регулирования координат. Внешний контур замкнут по углу крена автомобиля. Структурная схема одного канала системы с использованием в качестве исполнительного элемента линейной машины постоянного тока (ЛМПТ) показана на рисунке 6. Внутренний контур замкнут по току якоря ЛМПТ. Синтез регулятора тока в системах подчиненного регулирования ведется без учета ЭДС ЛМПТ, при этом динамические свойства машины для управляющего воздействия – напряжение на якоре U и выходной переменной – ток якоря I_a описываются ПФ:

$$W_{e1}(p) = \frac{I_a(p)}{U(p)} = \frac{1/R_a}{T_e p + 1}, \quad (21)$$

где R_a – сопротивление якорной цепи машины; L – индуктивность цепи якоря; $T_e = L/R_a$ – электромагнитная постоянная времени.

Передаточная функция силового преобразователя имеет вид:

$$W_{co}(p) = \frac{k_{co}}{T_{co}p + 1}. \quad (22)$$

где T_{co} – постоянная времени управляемого силового преобразователя принимается за некомпенсируемую постоянную времени токового контура, k_{co} – коэффициент усиления силового преобразователя.

Передаточная функция нескорректированного разомкнутого токового контура:

$$\frac{k_{co}k_{dt}}{R_a} \quad (23)$$

$$W_{pt}(p) = W_{co}(p)W_{e1}(p)k_{dt} = \frac{1}{(T_{co}p + 1)(T_e p + 1)},$$

Для настройки токового контура по условиям модульного оптимума используется ПИ-регулятор с ПФ:

$$W_{R1}(p) = \frac{T_{PERG1}p + 1}{T_{i,pt}p}. \quad (24)$$

Постоянные времени регулятора тока выбираются из соотношений

$$T_{PERG1} = T_e; \quad (25)$$

$$T_{i,pt} = \frac{2T_{co}k_{co}}{R_a}. \quad (26)$$

Замкнутый токовый контур при синтезе регулятора внешнего контура

приближенно описывают ПФ

$$W_{3T}(p) \approx \frac{1/k_{DT}}{2T_{CO}p + 1}. \quad (27)$$

Динамические свойства объекта во внешнем контуре отражены ПФ $W_{u1}(p)$. При выполнении условия $T_{22} \geq 2T_{21}$, справедливо преобразование ПФ $W_{u1}(p)$ к виду двух апериодических звеньев

$$W_{u1}(p) = \frac{1/C_2}{(T_{01}p + 1)(T_{02}p + 1)}, \quad (28)$$

где

$$T_{01,02} = \frac{T_{22} \pm \sqrt{T_{22}^2 - 4T_{21}^2}}{2}. \quad (29)$$

ПФ нескорректированного разомкнутого контура имеет вид

$$k_e k_\alpha k_{sa} / k_{DT} C_2 \quad (30)$$

$$W_{Py}(p) = \frac{1}{(T_{01}p + 1)(T_{02}p + 1)(2T_{CO} + 1)},$$

где $k_e = F_M/I_a$, k_{sa} – коэффициент передачи датчика угла крена.

Синтез регулятора ведется стандартными методами, используемыми при построении систем подчиненного регулирования координат. Для компенсации «больших» постоянных времени и придания системе астатических свойств в системе используется ПИД-регулятор с ПФ

$$W_{R2}(p) = \frac{(T_{R1}p + 1)(T_{R2}p + 1)}{T_{R3}p}, \quad (31)$$

постоянные времени которого, для выполнения условий модульного оптимума, выбираются по соотношениям:

$$T_{R1} = T_{01}; T_{R2} = T_{02}; T_{R3} = \frac{2k_e k_\alpha k_{sa} T_{CO}}{k_{DT} C_2}. \quad (32)$$

Если условие $T_{22} \geq 2T_{21}$ не выполняется, что имеет место в случае слабого демпфирования в упруго-диссипативной системе, справедливо преобразование ПФ (28) к виду колебательного звена

$$W_{u1}(p) = \frac{Z_2(p)}{F_M(p)} = \frac{1/C_2}{T_{21}^2 p^2 + 2\xi T_{21} p + 1}. \quad (33)$$

где коэффициент демпфирования $0 < \xi < 1$.

В этих условиях, для повышения показателей качества регулирования, система выполняется в виде трехконтурной системы подчиненного регулирования с дополнительным контуром, замкнутым по выброскорости подрессоренной массы (рисунок 6, пунктирная линия).

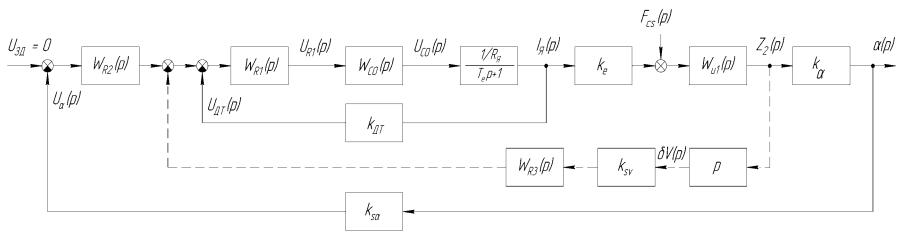


Рисунок 6 – Структурная схема системы управления углом крена автомобиля

ПФ прямой цепи этого контура, содержащая скорректированный внутренний контур тока с ПФ (27) и звено $W_{u1}(p)$, имеет вид:

$$k_e/k_{\text{DT}} C_2 \quad (34)$$

$$W_{\Pi V}(p) = \frac{(T_{21}^2 p^2 + 2\xi T_{21} p + 1)(2T_{C0} p + 1)}{1 - (T_{21}^2 p^2 + 2\xi T_{21} p + 1)(2T_{C0} p + 1)}.$$

В цепь обратной связи внутреннего контура введен ПД-регулятор с ПФ

$$W_{R3}(p) = k_{R4}(T_{R4}p + 1), \quad (35)$$

Постоянная времени T_{R4} принимается равной $2T_{CO}$:

$$T_{B4} = 2T_{CO} \quad (36)$$

При этом ПФ дополнительного замкнутого внутреннего контура преобразуется к виду:

$$\frac{k_e}{k_{\text{DT}} C_2} \quad (37)$$

$$W_{3V}(p) = \frac{(T_{21}^{-2}p^2 + T_{03}p + 1)(2T_{\text{COP}}p + 1)}{(T_{21}^{-2}p^2 + T_{03}p + 1)(2T_{\text{COP}}p + 1)},$$

где $T_{03} = T_{22} + T_{R4}k_{R4}k_{sv}$, k_{sv} – коэффициент передачи датчика скорости перемещения кузова.

Значение коэффициента передачи регулятора выбирается по условию:

$$k_{R4} \geq \frac{2T_{21}(1-\xi)k_{\text{DT}}C_2}{k_e k_{sv}}. \quad (38)$$

Это позволяет увеличить постоянную времени T_{03} так, чтобы выполнялось соотношение $T_{03} \geq 2T_{21}$, и получить ПФ внутреннего замкнутого контура в виде:

$$\frac{k_e}{k_{\text{DT}} C_2} \quad (39)$$

$$W_{3V}(p) = \frac{1}{(T_{04}p + 1)(T_{05}p + 1)(2T_{\text{co}}p + 1)},$$

где постоянные времени определяются выражением:

$$T_{04,05} = \frac{T_{03} \pm \sqrt{T_{03}^2 - 4T_{21}^2}}{2}. \quad (40)$$

В результате ПФ внешнего нескорректированного контура в разомкнутом состоянии будет иметь вид, аналогичный (30):

$$k_e k_\alpha / k_{\text{ДТ}} C_2 \quad (41)$$

$$W_{op2}(p) = \frac{1}{(T_{04}p + 1)(T_{05}p + 1)(2T_{C0}p + 1)}.$$

Соответственно, задача синтеза регулятора угла и расчета его параметров решается аналогично изложенному выше.

Для замыкания контура по выброскорости подпрессоренной массы, предложено использовать датчик ЭДС ЛМПТ, сигнал которого пропорционален скорости упругих деформаций подвески. Последняя, с учетом соотношения жесткости подпрессоренной и неподпрессоренной частей: $C_1 \gg C_2$, приближенно равна производной от перемещения Z_2 : $pZ_2 \approx p(Z_2 - Z_1)$.

При моделировании системы приняты параметры, характерные для автомобиля LADA-Largus, проанализированы динамические характеристики системы стабилизации угла крена.

Переходный процесс изменения угла крена при действии наиболее неблагоприятного ступенчатого изменения центробежной силы без системы (в разомкнутой системе) приведен на рисунках 7 и 8 кривые 1. График отработки того же возмущения в замкнутой системе с ПИД-регулятором приведен на рисунке 7 (кривая 2), а с ПИ-регулятором на рисунке 8 (кривая 2).

Как следует из графиков, максимальное динамическое отклонение угла крена для системы с ПИД-регулятором примерно в 5 раз меньше установившегося отклонения в разомкнутой системе, а в системе с ПИ-регулятором, в 1,6 раза. Упрощение регулятора приводит к существенному увеличению максимального динамического отклонения угла крена. В связи с этим использование ПИ-регулятора вместо ПИД-регулятора может быть целесообразно только в случае, когда постоянные времени объекта управления отличаются на порядок, либо, когда отсутствуют жесткие требования к точности стабилизации угла крена.

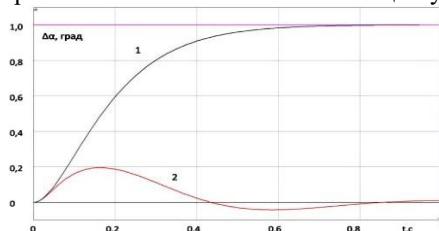


Рисунок 7 – Графики отработки ступенчатого возмущающего воздействия:

кривая 1 – в разомкнутой системе; кривая 2 – в замкнутой системе с ПИД-регулятором

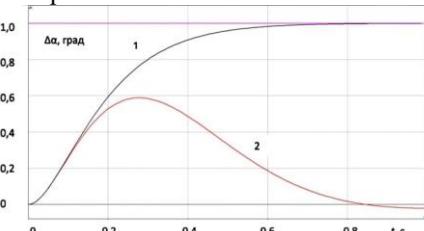


Рисунок 8 – Графики отработки ступенчатого возмущающего воздействия:

1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе с ПИ-регулятором

Для оценки влияния вариаций массы (загрузки) автомобиля на качество регулирования проведено сравнение переходных процессов по возмущающему воздействию, при расчетной массе кузова и при увеличении

массы кузова на 30%. Максимальное динамическое отклонение угла крена при этом увеличивается примерно на 5%.

Кроме управления углом крена, ЛМПТ целесообразно использовать для повышения виброзащитных свойств подвески, при этом реализуется автономный режим работы отдельных подвесок. В качестве выходной переменной рассматривалось вертикальное ускорение подпрессоренных масс автомобиля ε_2 , которое, наряду с амплитудой колебаний, в наибольшей мере характеризует комфорт водителя и пассажиров. Для осуществления обратной связи по ускорению предложено использовать сигнал штатного акселерометра, которым комплектуется многие современные автомобили.

Исследована двухконтурная система подчиненного регулирования. Синтез регулятора внутреннего токового контура выполняется аналогично системе стабилизации поперечной устойчивости. Структурная схема системы виброзащиты представлена на рисунке 9. Регулятор внешнего контура определяется по методике, изложенной ниже.

ПФ замкнутой системы виброзащиты относительно возмущающего воздействия в виде виброускорений со стороны дорожного покрытия:

$$W_{3B}(p) = \frac{\varepsilon_2(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{T_{02}p + 1}{T_{21}^2 p^2 + 2\xi T_{21}p + 1 + \frac{p^2}{C_2} W_{Ky}(p)}. \quad (42)$$

ПФ звеньев контура управления обозначена:

$$W_{Ky}(p) = W_{3T}W_{R4}(p)k_s k_e. \quad (43)$$

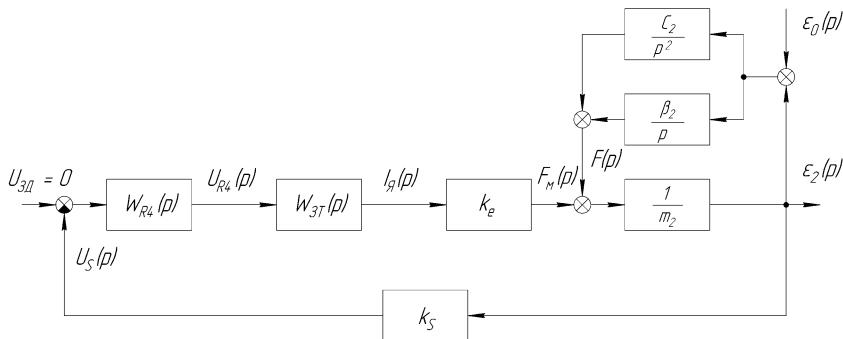


Рисунок 9 – Структурная схема системы виброзащиты

Максимум АЧХ колебательного звена определяется значением коэффициента $0 < \xi < 1$, и уменьшается при увеличении ξ . Знаменатель полученной ПФ (42) может быть приведен к виду, соответствующему колебательному звену, при выполнении условия

$$\frac{p^2}{C_2} W_{Ky}(p) = T_{экв} p. \quad (44)$$

Сомножитель при p будет иметь большее значение

$$2\xi T_{21} + T_{экв}, \quad (45)$$

и, соответственно, коэффициент ξ примет новое, увеличенное значение:

$$\xi_0 = \xi + \frac{T_{\text{экв}}}{2T_{21}}. \quad (46)$$

После преобразований, с учетом соотношений (42) и (43), получено выражение для ПФ регулятора

$$W_{R4}(p) = \frac{C_2 T_{\text{экв}}}{p k_e k_s W_{3T}(p)}. \quad (47)$$

В условиях, когда постоянной времени замкнутого токового контура можно пренебречь, ПФ регулятора по (47) преобразуется к виду ПФ И-регулятора:

$$W_{R4}(p) = \frac{C_2 T_{\text{экв}}}{p k_s k_e} = \frac{1}{T_i p}, \quad (48)$$

где постоянная времени

$$T_i = \frac{k_s k_e}{k_{\text{ДТ}} C_2 T_{\text{экв}}}. \quad (49)$$

Таким образом, при синтезе регулятора необходимо задать желаемое значение ξ_0 , обеспечивающее снижения максимума АЧХ до требуемой величины, и выбрать по приведенным выражениям параметры регулятора.

При назначении желаемого значения ξ_0 следует учитывать, что увеличение ξ_0 ведет к возрастанию требуемого максимального усилия, создаваемого ЛМПТ. Соответственно, выбор должен осуществляться на компромиссной основе.

Компьютерное моделирование динамических характеристик системы виброзащиты проведено с использованием параметров, характерных для автомобиля LADA-Largus.

На рисунке 10 приведены результаты моделирования АЧХ замкнутой системы виброзащиты с различными регуляторами, а также показана АЧХ разомкнутой системы. Из рисунка 10 следует, что разработанная система снижает амплитуду колебаний в области резонансной частоты в 9 раз.

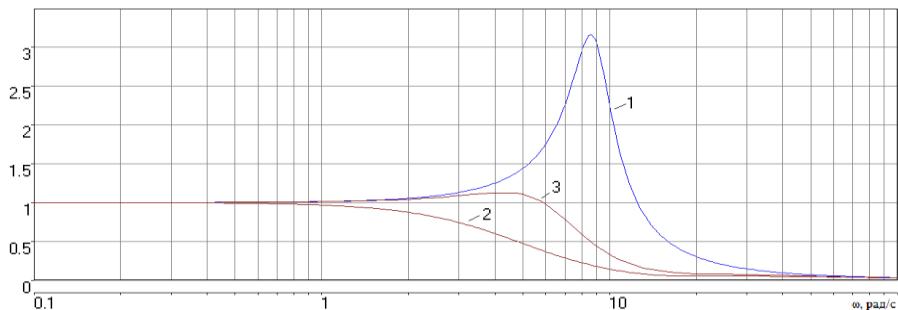


Рисунок 10 – АЧХ системы виброзащиты для типовых параметров автомобиля:
1 – разомкнутая система; 2 – замкнутая система; 3 – замкнутая система с увеличенной интегральной постоянной времени регулятора

В работе обосновано, что увеличение интегральной составляющей регулятора позволяет сглаживать высокочастотный шум датчиков и избегать «рывков» в управляющих воздействиях. При этом снижается

энергопотребление системы виброзащиты, что особенно актуально для гибридных и электромобилей с ограниченным запасом хода. Кроме того, «жёсткая» настройка регулятора приводит к повышенным требованиям к силовым характеристикам линейной машиной.

В работе рассмотрен вариант применения ЛМПТ в пассивном генераторном режиме в составе подвески автомобиля. Показано, что при замыкании якоря ЛМПТ на активное сопротивление R_d машина функционирует как управляемый демпфирующий элемент, увеличивающий общий коэффициент вязкого трения β за счёт управляемой компоненты β_u , определяемой сопротивлением якорной цепи и магнитным потоком Φ (в случае машин с обмоткой возбуждения). На основе соотношений для ЭДС ЛМПТ и скорости деформаций получена ПФ канала с ЛМПТ, подтверждающая возможность регулирования демпфирующих свойств системы за счет изменения сопротивления или тока возбуждения.

В четвертом разделе приведено описание разработанной макетной установки, результаты исследования статических и динамических характеристик ЛМПТ, результаты исследования системы стабилизации угла крена и результаты моделирования работы активной подвески в режиме виброзащиты. Проведено сравнение расчетных и экспериментальных параметров и характеристик САУ подвеской.

Исследования проводились на макетной установке, в которой использована одно массовая модель колебательной системы, кинематическая схема установки показана на рисунке 11.

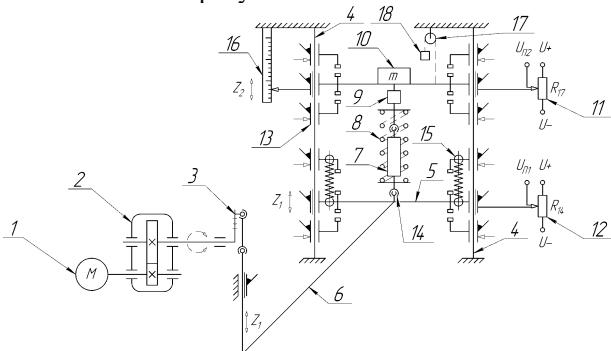


Рисунок 11 – Кинематическая схема экспериментальной установки:

- 1 – приводной двигатель; 2 – редуктор; 3 – регулируемый кривошипный механизм; 4 – линейные направляющие; 5 – горизонтальный профиль; 6 – проводок; 7 – ЛМПТ; 8 – пружина; 9 – датчик усилий; 10 – набор гирь; 11, 12 – датчики положения; 13 – стопорный зажим; 14 – карданный шарнир; 15 – компенсационная пружина; 16 – шкала положения; 17 – блок; 18 – набор противовесов

Параметры установки выбраны исходя из условия подобия экспериментальной установки и предполагаемой автомобильной подвески. Для моделирования возмущений со стороны дорожного покрытия используется регулируемый привод с кривошипно-шатунным механизмом, шток которого соединен с одним из горизонтальных профилей проводком.

Проведено исследование статических и динамических характеристик ЛМПТ, используемой в установке.

Из полученных статических характеристик следует, что максимальное усилие линейной машины достигается в центральном положении якоря из-за изменения потокосцепления при его смещении относительно индуктора, что ограничивает рабочую область и требует исключения однородного смещения якоря относительно нейтрального положения при проектировании системы.

Из полученных АЧХ следует, что в рассмотренной области частот ЛМПТ передает входной сигнал практически без искажений (ошибка 9,2%).

Динамические свойства ЛМПТ описываются ПФ апериодического звена с постоянной времени $T_e = 2,8$ мс. Это позволяет в рамках проведённых испытаний рассматривать ЛМПТ как безынерционное звено.

Рассчитаны параметры регуляторов систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты для параметров макетной установки и проведено компьютерное моделирование динамических характеристик систем. Выполнен сравнительный анализ экспериментальных результатов с результатами моделирования.

На рисунке 12 приведены экспериментальные графики переходных процессов стабилизации угла крена в замкнутой и разомкнутой системах. Графики указанных переходных процессов, полученные при моделировании представлены на рисунке 13.

Для замкнутой системы графики удовлетворительно согласуются, и показывают, что в замкнутой системе величина динамического отклонения угла крена составляет около 40% от установленвшегося отклонения в разомкнутой системе.

В разомкнутой системе наблюдается существенное расхождение, что обусловлено нелинейностью элементов макетной установки, в частности, наличием сухого трения, приводящего к быстрому затуханию колебаний.

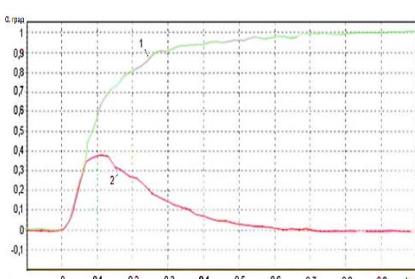


Рисунок 12 – Переходный процесс по возмущающему воздействию (эксперимент):
1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе

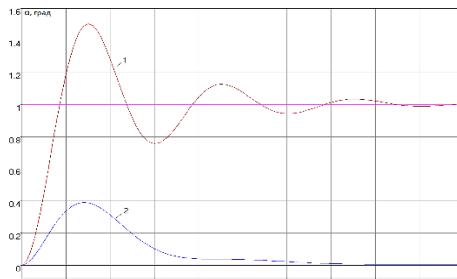


Рисунок 13 – Переходный процесс по возмущающему воздействию (моделирование):
1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе

Экспериментально исследована эффективность активной системы виброзащиты с ЛМПТ.

Экспериментальные и расчетные АЧХ замкнутой и разомкнутой систем,

представленные на рисунках 14 и 15, подтверждают эффективность разработанной активной системы виброзащиты: амплитуда колебаний защищаемого объекта в области резонансной частоты снижена в 2,4 раза. При этом расчетные данные удовлетворительно согласуются экспериментальными – отклонение не превышает 5%.

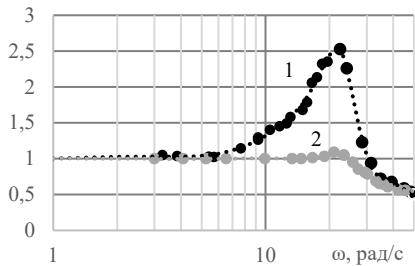


Рисунок 14 – Экспериментальные АЧХ системы виброзащиты: 1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе

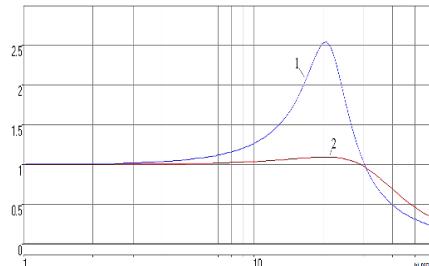


Рисунок 15 – Расчетные АЧХ системы виброзащиты: 1 – в разомкнутой системе; 2 – в замкнутой системе

Экспериментальные АЧХ (рисунок 16) системы виброзащиты при использовании ЛМПТ в пассивном генераторном режиме согласуются с расчетными (рисунок 17). Амплитуда защищаемого объекта в области резонансной частоты может быть снижена в 1,8 раза.

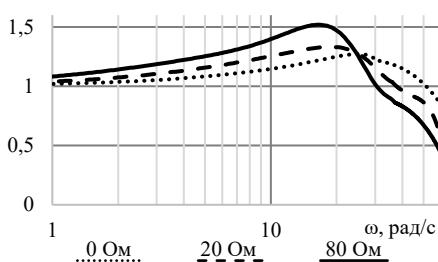


Рисунок 16 – Экспериментальные АЧХ системы виброзащиты в пассивном режиме работы с различными добавочными сопротивлениями

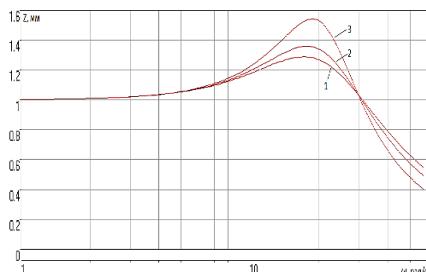


Рисунок 17 – Расчетные АЧХ системы виброзащиты в пассивном режиме работы с различными добавочными сопротивлениями: 1 – 0 Ом; 2 – 20 Ом; 3 – 80 Ом

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненного исследования решены задачи, имеющие существенное значение для виброзащиты и стабилизации положения кузова легкового автомобиля:

1. Анализ существующих математических моделей и технических решений, используемых при разработке активных систем виброзащиты и стабилизации угла крена показал, что существует ряд нерешенных проблем, препятствующих широкому внедрению этих перспективных

- систем в практику автомобилестроения. В частности, практически отсутствуют адекватные математические модели таких систем и методики их параметрического синтеза, что подтверждает актуальность темы исследования.
2. Разработана математическая модель системы активной подвески легкового автомобиля, ориентированная на синтез систем управления виброзащитой и поперечной устойчивостью в форме операторных уравнений и структурных схем, отражающая действие возмущений в виде неровностей дорожного покрытия и центробежной силы, возникающей при маневрировании и поворотах, и управляющего воздействия – дополнительного силового воздействия, создаваемого в подвеске исполнительным элементом. Силовое воздействие линейной машины позволяет решить две задачи – дополнительной виброзащиты и стабилизации угла крена.
 3. Реализованный на базе активной подвески с линейной электрической машиной структурно-параметрический синтез систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты легкового автомобиля на примере Lada Largus позволил снизить в разработанных системах управления динамическое отклонение угла крена при отработке возмущающего воздействия в 2,5 раза по сравнению с его отклонением без использования системы. Высокая эффективность разработанной активной системы виброзащиты доказана экспериментальными исследованиями на макете и результатами компьютерного моделирования. Подтверждено снижение амплитуды колебаний кузова автомобиля, порождаемых возмущениями со стороны дорожного покрытия в 2,4 раза при использовании разработанной системы активной виброзащиты в сравнении с используемой в настоящее время. Пассивная система виброзащиты дает снижение амплитуды колебаний в 1,8 раза.
 4. Результаты экспериментальных исследований динамических характеристик активной системы виброзащиты и стабилизации угла крена на разработанной макетной установке подтвердили адекватность теоретических положений диссертационной работы.
 5. Результаты диссертационной работы, в части анализа деформирующих усилий в подвеске автомобиля при поворотах и маневрировании, методик структурно-параметрического синтеза системы стабилизации поперечной устойчивости и системы виброзащиты на базе линейной машины постоянного тока использованы при разработке проектов активной подвески перспективных моделей автомобилей модельного ряда ЛАДА, что подтверждено справкой АО «АВТОВАЗ» об использовании результатов работы.

Результаты диссертационной работы рекомендуется использовать для проектирования и разработки активных систем виброзащиты и стабилизации поперечной устойчивости легковых автомобилей и других транспортных средств.

Перспективой дальнейшего развития исследования является разработка математических моделей и систем управления углом крена и виброзащиты автомобилей, учитывающих нелинейность элементов системы и вероятностный характер возмущающих воздействий; разработка и реализации на базе бортового компьютера, цифровых регуляторов и оптимального алгоритма автоматического переключения систем стабилизации поперечной устойчивости и виброзащиты, учитывающего информацию о контролируемых переменных.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В периодических изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Абакумов А.М., **Горячkin А.А.**, Рандин Д.Г. Исследование системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля с электромеханической активной подвеской // Вопросы электротехнологии, Т. 38, № 1, март 2023. С. 29-36.
2. Абакумов А.М., **Горячkin А.А.**, Овсянников В.Н. Математические модели и структуры системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки, Т. 31, № 1, март 2023. С. 60-75.
3. Макаричев Ю.А., Ратцев Я.А., **Горячkin А.А.** Математическая модель линейного двигателя системы позиционирования // Известия Тульского государственного университета. Технические науки, № 4, 2024. С. 380-383.

Публикации в изданиях, индексируемых в Scopus:

4. Abakumov A.M., **Goryachkin A.A.**, Ovsyannikov V.N. Mathematical models and structures of the vehicle lateral stability stabilization system // Technical Physics. May 2024. Vol. 69. No. 12. pp. 2749-2756.

Публикации в других изданиях:

5. **Горячkin А.А.**, Ратцев Я.А. Исследование силовых воздействий на подвеску легкового автомобиля на повороте // Научный потенциал молодежи и технический прогресс. Материалы VII Всероссийской научно-практической конференции. Санкт-Петербург, 15 мая 2024 г. Санкт-Петербург. май 2024. С. 58-62.
6. **Горячkin А.А.**, Рандин Д.Г. Микропроцессорная система управления линейным двигателем в системе активной виброзащиты // Материалы международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (XXI Бенардосовские чтения), посвященной 140-летию изобретения электросварки Н.Н. Бенардосом. Иваново. 2021. Т. 3. С. 128-136.
7. **Горячkin А.А.** Электротехническая система активной виброзащиты на базе линейной электрической машины // Сборник тезисов докладов участников четвертой Международной научной конференции «Наука будущего» и шестого Всероссийского молодежного научного форума «Наука будущего-наука молодых». М. 2021. С. 108.

Автореферат отпечатан с разрешения диссертационного совета 24.2.377.06
ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»
(протокол №1 от 22.01.2026 г.)
Заказ № . Тираж экз.
Отпечатано на ризографе.
ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»
Отдел типографии и оперативной печати
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244.