На правах рукописи

РЯЗАНЦЕВ Валентин Александрович

МЕТОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ИНДИВИДУАЛЬНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

05.05.03 — Колесные и гусеничные машины

Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

Москва — 2020

Работа выполнена в Государственном научном центре Российской Федерации - Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно - исследовательский автомобильный и автомоторный институт» «НАМИ».

Научный руководитель:	доктор технических наук, профессор **Бахмутов Сергей Васильевич** (ФГУП «НАМИ»)
Официальные оппоненты:	**Дыгало Владислав Геннадиевич,** доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей», ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет»
	Кристальный Сергей Робертович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили» ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»
Ведущая организация:	**ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»**

Защита состоится «09» сентября 2020 г. в $15^{\underline{00}}$ часов на заседании диссертационного совета Д217.014.01 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 по ссылке:
http://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council .

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

Автореферат разослан «08» июля 2020 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н., доцент Курмаев Ринат Ханяфиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение безопасности движения колесных машин – приоритет современного автомобилестроения. Министерством промышленности и торговли РФ выделена «необходимость полноценного удовлетворения растущих потребностей транспортного комплекса страны в современной конкурентоспособной автомобильной технике отечественного производства, соответствующей международным требованиям по экологии, энергосбережению и безопасности», в перечне основных тематик НИОКР и проектов, ориентированных на краткосрочную перспективу, представлены следующие позиции: «определение перспектив и направлений дальнейших работ по повышению активной безопасности ... посредством внедрения бортовых интеллектуальных транспортных систем» со сроком реализации до 2020 года.

Европейскими органами по безопасности дорожного движения выделен ряд приоритетных направлений во внедрении и развитии систем активной безопасности (САБ): освещение, тормозное управление, управляемость/устойчивость, системы помощи водителю.

Исходя из этого, управление тормозным режимом автомобиля заявлено актуальным и значимым в обеспечении безопасности дорожного движения.

В научно-технической литературе к САБ управления тормозным режимом автомобиля предъявляются следующие базовые требования:

1. САБ автомобиля в режиме торможения должны обеспечивать сохранение автомобилем свойств устойчивости и управляемости при торможении в любых дорожных условиях.

2. САБ автомобиля в режиме торможения должны поддерживать максимально возможную по условиям регулирования эффективность торможения, то есть максимально использовать коэффициент сцепления.

3. Регулирование торможения как колеса, так и автомобиля должно быть адаптивным, учитывающим влияние внешних воздействий на работу.

4. При отказе, САБ автомобиля в режиме торможения должны автоматически отключаться, тормозная система при этом должна сохранить свою работоспособность, а ее эффективность не должна ухудшаться.

Самой распространенной САБ автомобиля в режиме торможения является антиблокировочная система (АБС). Первая и основная задача АБС связана с недопущением блокирования колес во время торможения, так как при блокировании колеса, происходит потеря его восприимчивости к поперечным силам, что приводит к критическим ситуациям (заносам или сносам).

АБС разрабатывается с целью обеспечения компромисса между эффективностью торможения и управляемостью/устойчивостью автомобиля. При этом нормативными документами (Правила ООН №13) допускается снижение тормозной эффективности до 25% с целью сохранения устойчивости, а распределение тормозных сил должно быть соотносимое с перераспределением вертикальных реакций — это те рекомендации, которые могут быть использованы для рационального выбора тормозного управления.

В результате исследований и развития принципов регулирования АБС выделено четыре базовых направления:

1. Индивидуальное регулирование (IR).
2. Косвенное регулирование (InR).
3. Регулирование по высокому порогу (SH).
4. Регулирование по низкому порогу (SL).

Однако из-за ряда вопросов, связанных с себестоимостью оснащения транспортных средств системами АБС или «выходом системы за пределы значения параметров, характеризующих способность системы выполнять требуемые функции» (ГОСТ 24.701-86), далее срывом управления, базовые направления регулирования подверглись значительной модификации и доработке, что дало:

1. Модифицированное индивидуальное регулирование (MIR).
2. Косвенное индивидуальное регулирование (InlR).
3. Косвенное бортовое регулирование (InSR).
4. Модифицированное осевое регулирование (MAR).
5. Модифицированное бортовое регулирование (MSR).

Появление модифицированных законов управления обусловлено стремлением учитывать взаимосвязи большего числа текущих параметров объекта управления. Исходя из этого, разработчики АБС для выбора параметров системы используют перечисленные выше схемы для конкретного автомобиля с проведением ряда доводочных работ. Однако решение задачи остается в виде технических приемов, где регулирование происходит по мгновенным параметрам, характеризующим движение одиночного колеса в каждый момент времени. Для динамической системы «автомобиль-колесо-дорога» характерно иерархическое взаимодействие между объектами «автомобиль» и «колесо-дорога», а связь между изменением давления в тормозном приводе и замедлением выражается как инерциальный фильтр.

Так как АБС представляет собой адаптивную систему управления, то чем большей доступной информацией обладает система, тем выше вероятность правильной реализации, нахождения и поддержания максимума с обеспечением устойчивого качения колеса.

Целью настоящей работы является разработка метода построения тормозного управления, учитывающего взаимное влияние колес каждой

оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

Для достижения поставленной цели решены следующие **задачи**:

1. Разработан метод расчета и синтеза контура тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

2. Разработана математическая модель гидрообъемного тормозного привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», которые применяются для исследования тормозного управления колесных машин.

3. Разработан алгоритм управления давлением рабочего тела в тормозных механизмах каждого колеса, учитывающий взаимные влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

4. Разработан расчетно-имитационный комплекс для исследования тормозной динамики автомобиля.

5. Проведены дорожные эксперименты и сопоставлены результаты применения предлагаемого алгоритма с известным алгоритмом индивидуального управления.

Научная новизна диссертационной работы:

1. Разработан метод расчета управления контура АБС с индивидуальным управлением, который сформулирован с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций, взаимодействия колеса с опорной поверхностью и является решением задачи в математической постановке оптимального управления.

2. Предложена математическая модель двухосного автомобиля с гидрообъемным тормозным приводом и исполнительными механизмами АБС, где используется функциональная зависимость прокачиваемого объема тормозной жидкости от давления в тормозных механизмах для формирования рабочих процессов гидравлического насоса АБС. Проведены дорожные эксперименты, подтверждающие точность разработанной математической модели.

3. Выполнено оригинальное исследование поиска скользящего режима управления, как решение общей задачи динамики, где измеряемыми параметрами объекта управления являются угловые скорости колес и давление в контурах тормозного привода.

4. Предложен метод синтеза системы управления тормозными силами колесных машин, отличающийся от известных методов, которые используют модель одиночного колеса, тем, что учтено взаимное влияние

колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном регулировании в виде алгоритма с поверочными реверсами.

Практическая значимость диссертационной работы состоит в том, что на основании выполненных исследований созданы математические модели объемного гидравлического привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», которые обеспечивают их использование в расчетно-имитационном комплексе с применением технологии виртуально-физического моделирования для исследования тормозной динамики автомобиля. Разработан алгоритм управления давлением рабочего тела в тормозных механизмах каждого колеса, который учитывает взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами автомобиля.

Реализация работы. Результаты диссертационной работы используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при выполнении проектов, связанных с разработкой тормозных систем автомобиля, а также внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана».

Методы исследования: 1. Метод математического моделирования процесса торможения колесных машин с фрикционными тормозными механизмами и пневматическими шинами. 2. Метод решения задач оптимального управления. 3. Метод адаптивного управления. 4. Метод математического и физического экспериментального исследования системы управления тормозными усилиями колесных машин с визуализацией процесса изменения параметров.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Метод расчета и синтеза для контура тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

2. Математическая модель гидрообъемного тормозного привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», которые применяются для исследования тормозного управления автомобиля.

3. Алгоритм управления давлением рабочего тела в тормозных механизмах каждого колеса, учитывающий взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью – «связанное управление».

4. Результаты сравнительных дорожных экспериментов.

Достоверность полученных результатов обеспечивается строгим математическим обоснованием разработанных методов моделирования, использованием аккредитованного испытательного оборудования при проведении экспериментов, сравнением расчетных характеристик с данными экспериментов и достигнутой степенью сходимости при экспериментальном и расчетном исследовании.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации доложены на конференциях:

1.Проектирование колесных машин и двигателей внутреннего сгорания: Конференция «Молодая наука АФ - 2012» в г. Москве, 2012. 2. Международная научно практическая конференция: «Образование. Наука. Производство.» Промышленность и транспорт. Вязьма: филиал ФГБОУ ВПО «МГИУ» в г. Вязьме, 2012. 3. Международная научно практическая конференция: «Современный автомобиль и его взаимодействие с окружающей средой». Вязьма: филиал ФГБОУ ВПО «МГИУ» в г. Вязьме, 2013. 4. 86-я международная научно-техническая конференция «Конструктивная безопасность автотранспортных средств». НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», посёлок Автополигон, Московской области. 5. Международный автомобильный научный форум (МАНФ-2016) «Интеллектуальные транспортные системы повышения энергоэффективности и безопасности движения.» г. Москва. 6. Международный автомобильный научный форум (МАНФ-2017) «Интеллектуальные транспортные системы.» г. Москва. 7. 103-я международная научно-техническая конференция «Конструктивная безопасность автотранспортных средств». НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», посёлок Автополигон, Московской области.

Публикации. Основные результаты по теме диссертации изложены в 9 печатных изданиях, 4 из которых изданы в журналах, рекомендованных ВАК.

Структура и объем работы Работа состоит из введения, пяти глав и заключения, списка используемой литературы (116 наименований) и двух приложений. Полный объем диссертации составляет 164 страниц, включая 87 рисунков и 11 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обосновывается актуальность исследований, проводимых в рамках данной диссертационной работы. Обозначено место данной работы в мировых исследованиях. Приводится краткая характеристика существующих систем активной безопасности управления тормозным режимом автомобиля по изучаемой проблеме, формулируется

цель и задачи работы, излагается научная новизна, практическая значимость и положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена обзору САБ автомобиля в режиме торможения, конструктивных и программных мероприятий улучшения тормозного управления автомобиля. Описаны модификации основных базовых принципов АБС, основанные на взаимосвязи текущих параметров объекта управления.

Проведен анализ работ, посвященных САБ автомобиля в режиме торможения и тормозной динамике колесных транспортных средств. Наибольший вклад в исследование тормозного управления с целью повышения безопасности движения колесных машин внесен отечественными учеными: Антоновым Д.А., Ахметшиным А.М., Балабиным И.В., Балакиным В.Д., Бухариным Н.А., Брыковым А.С., Гапояном Д.Т., Гаспарянцем Г.А., Гольдом Б.В., Гредескулом А.Б., Генбомом Б.Б., Гуревичем Л.В., Демьянюком В.А., Дыгало В.Г., Ечеинстовым Ю.А., Илларионовым В.А., Петровым М.А., Скутневым В.М., Кристальный С.Р., Мащенко А.Ф., Метлюком Н.Ф., Мордашевым Ю.Ф., Нефедьевым Я.Н., Ревиным А.А., Смирновым Г.А., Фалькевич Б.С., Фаробиным Я.Е., Федосовым А.С., Фрумкиным А.К., Чудаковым Е.А., а также зарубежными учеными Burckhardt M., Kindl W., Engler G., Henker E., Heu H.-J., Leber H., Czinczel A., Gauss F., Damberg E., Lister R., Stump E., и другими.

Проведен анализ конструктивных и программных мероприятий совершенствования тормозного управления автомобиля, который иллюстрирует, что в научно-технической литературе формирование законов управления тангенциальными силами в зависимости от величины скольжения колеса происходит обособленно от управления тормозными силами при перераспределении вертикальных реакций. Это означает, что системы распределения тормозных сил работают по программно заложенным, квазистатическим характеристикам, а системы динамического регулирования (АБС) разработаны с использованием фактического (мгновенного) состояния колес, определяемого по контуру обратной связи.

Изложены особенности процесса торможения для двухосного автомобиля оснащенного фрикционными тормозными механизмами и пневматическими шинами. Представлена стандартная математическая модель объекта управления «автомобиль-колесо-дорога».

Вторая глава посвящена исследованию и решению задачи экстренного торможения двухосного автомобиля с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью.

Для решения поставленной задачи использован интегральный функционал качества (1), где выполнение минимума возможно только

при условии $t_{\text{ост}} - t_0 \to min$, что позволяет рассматривать данную задачу как задачу оптимального управления на быстродействие.

$$S = \int\limits_{t_0}^{t_{\text{ост}}} V_a(t)dt \to min, \tag{1}$$

где S – пройденный тормозной путь; $V_a(t)$ – функция изменения линейной скорости автомобиля; t_0 – время начала торможения; $t_{\text{ост}}$ – время остановки автомобиля.

Рассмотрено два случая изменения установленной реакции объекта «колесо-дорога» (изменение максимума тангенциальных сил на рассматриваемом колесе): изменение вертикальной реакции под «собственным» управлением (рис. 1 а)) и вследствии «внешнего» возмущения (рис. 1 б)), где рассматриваемое колесо не является источником изменения вертикальной реакции. Показано, что на циклы управления АБС существенное значение оказывает перераспределение вертикальных реакций . При исследовании САБ автомобиля в режиме торможения должна использоваться модель автомобиля, отражающая его динамику с учетом моделей колес и их иерархической связью с объектом «автомобиль».

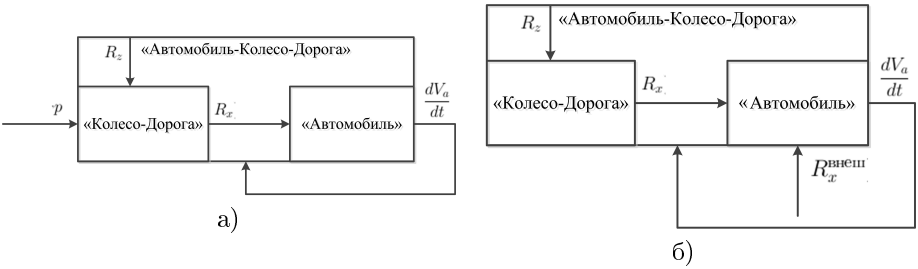


Рисунок 1 — Диаграмма иерархии объекта «автомобиль-колесо-дорога».: а) внутреннее возмущение; б) внешнее возмущение

Поиск решения задачи ведется для математической модели, описываемой следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} m_a \frac{dV_a}{dt} = -R_x^{\text{п}} - R_x^{\text{з}} \\ R_z^{\text{п}} + R_z^{\text{з}} - m_a g = 0 \\ R_z^{\text{п}} l_1 - R_z^{\text{з}} l_2 - R_x^{\text{п}} h_g - R_x^{\text{з}} h_g = 0 \\ J_{\text{п}} \frac{d\omega_{\text{п}}}{dt} = R_z^{\text{п}} \varphi_x(s_{\text{п}}) r_{\text{д}} - k_T^{\text{п}} p_{\text{п}} \\ J_{\text{з}} \frac{d\omega_{\text{з}}}{dt} = R_z^{\text{з}} \varphi_x(s_{\text{з}}) r_{\text{д}} - k_T^{\text{з}} p_{\text{з}}, \end{cases} \tag{2}$$

где m_a – масса автомобиля; $R_x^{\text{п}}, R_x^{\text{з}}$ – тормозная сила колеса передней и задней оси, соответственно; $R_z^{\text{п}}, R_z^{\text{з}}$ – вертикальная реакция колес передней и задней оси соответственно; l_1 – расстояние от передней оси до центра масс; l_2 – расстояние от задней оси до центра масс; h_g – высота центра масс; $J_{\text{п}}, J_{\text{з}}$ – приведенные к переднему и заднему колесу моменты инерции вращающихся частей; $\omega_{\text{п}}, \omega_{\text{з}}$ – угловая скорость колеса передней и задней оси, соответственно; $s_{\text{п}}, s_{\text{з}}$ – проскальзывание колес передней и задней оси, соответственно; φ_x – коэффициент сцепления в продольном направлении; $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса; $k_T^{\text{п}}, k_T^{\text{з}}$ – коэффициенты преобразования тормозного механизма передней и задней оси соответственно; $p_{\text{п}}, p_{\text{з}}$ – давления рабочего тела в тормозном контуре колес передней и задней оси соответственно.

Анализ решения задачи экстренного торможения проводится с использованием функции Гамильтона-Понтрягина. Составлена эквивалентная функция (3) для двухосного автомобиля, и проведен анализ ее решения с целью обеспечения минимума функционала (1).

$$H = \Psi_0 V_a + \Psi_1 \frac{dV_a}{dt} + \Psi_2 \frac{d\omega_{\text{п}}}{dt} + \Psi_3 \frac{d\omega_{\text{з}}}{dt} \tag{3}$$

где, H – функция Гамильтона-Понтрягина; $\Psi_0, \Psi_1, \Psi_2, \Psi_3$ – переменные системы Эйлера-Лагранжа.

Исследование решения вспомогательной системы Эйлера-Лагранжа выполнено на основании допущения, что рассматривая небольшие участки траектории в течение небольшого промежутка времени $t_i < t < t_{i+1}$, можно принять движение системы с постоянными коэффициентами. Это позволительно, исходя из условия, приведенного в работе Г. Филипса, что «такого рода допущения не отражаются на правильности результата по той причине, что отношение дифференциалов по определению является приделом отношения приращений; но, по мере того как приращения стремятся к нулю, сделанное допущение выполняется все с большей степенью точности, неограниченно приближаясь к полной истинности». Это дает линеаризированную систему уравнений Эйлера-Лагранжа в матричном виде:

$$\dot{\Psi} = \Xi_{(t_i;t_{i+1})}\Psi \tag{4}$$

Здесь Ξ представляет матрицу с постоянными коэффициентами на интервале времени $(t_i; t_{i+1})$. «Сшивание» траекторий решения линеаризованных уравнений (4) обеспечивается за счет устранения разрыва:

$$\lim_{t \to t_{i+1}-0} \Psi_1(t) = \lim_{t \to t_{i+1}+0} \Psi_1(t) \tag{5}$$

Тогда движение по одной из поверхностей линеаризированного решения (4) в интервале времени $t_i < t < t_{i+1}$ обеспечивает переход на

другую поверхность, в интервале времени $t_{i+1} < t < t_{i+2}$, при одинаковом Ψ_1.

Линеаризация системы (4), для некоторых моментов времени, позволяет рассматривать общий вид траекторий оптимального управления и распределения знаков функции Ψ_2 и Ψ_3, которые даются из теории дифференциальных уравнений. В общем случае для рассматриваемого объекта «автомобиль-колесо-дорога» оптимальные решения имеют периодический характер.

То есть «базовое решение», дающее минимальный тормозной путь, позволяет интерпретировать задачу оптимального быстродействия как антиблокировочное управление с индивидуальным регулированием (IR), что дает минимум тормозного пути (максимальную тормозную эффективность). Общий вид решения выражается системой неравенств (6).

$$\begin{cases} \Psi_2 < 0, \text{если } 0 < s_{\text{п}} \leq s_{\text{п}}^* \\ \Psi_2 > 0, \text{если } s_{\text{п}}^* < s_{\text{п}} \leq 1 \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi_3 < 0, \text{если } 0 < s_{\text{з}} \leq s_{\text{з}}^* \\ \Psi_3 > 0, \text{если } s_{\text{з}}^* < s_{\text{з}} \leq 1, \end{cases} \tag{6}$$

где $s_{\text{п}}^*, s_{\text{з}}^*$ – оптимальное проскальзывание колес передней и задней оси соответственно.

Решения (6) отвечают принципу максимума, однако они могут иметь и не исчерпывать оптимального управления, при этом может соблюдаться тождество $\Psi_2 = 0$ или $\Psi_3 = 0$, отвечающее особым решениям. Исходя из принципа максимума Понтрягина $p_{\text{п}}$ или $p_{\text{з}}$ могут принимать любые значения из области определения:

$$\begin{cases} 0 \leq p_{\text{п}} \leq p_{\text{п}}^{\max} \\ 0 \leq p_{\text{з}} \leq p_{\text{з}}^{\max}, \end{cases} \tag{7}$$

где $p_{\text{п}}^{\max}, p_{\text{з}}^{\max}$ – максимальное давление рабочего тела в тормозном контуре колес передней и задней оси соответственно.

Исследование решений при $\Psi_2 = 0$ или $\Psi_3 = 0$ дает дополнительные (особые) траектории максимальной эффективности, обеспечивающие равноценное решение задачи экстренного торможения с функциональной зависимостью между тангенциальными силами на колесах $F(R_{x_{\text{п}}}, R_{x_{\text{з}}})$.

Проведенный анализ показывает, что поиск и реализация особых траекторий, независимо от рассматриваемой модели (плоская или пространственная), означает формирование такого вектора управления в цикле индивидуального регулирования АБС, который обеспечивает движение изображающей точки по дрейфующему экстремуму тангенциальной силы, связанного с взаимным влиянием колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействием колеса с опорной поверхностью.

Третья глава посвящена описанию математической модели гидрообъемного тормозного привода с исполнительными механизмами системы АБС (рис. 2). Необходимость такой модели заключается в ее использовании как части управляющей логики (алгоритма) АБС для контроля изменения давления.

Рисунок 2 — Гидравлический блок

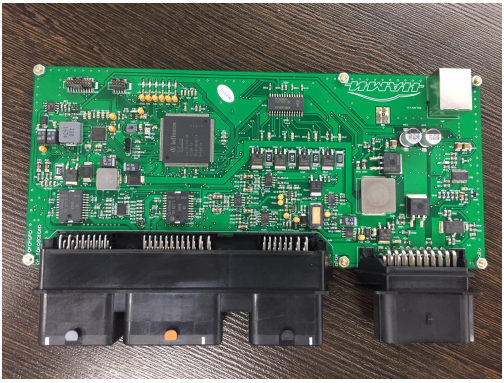


Рисунок 3 — Прототипная плата

В рамках данной работы используется эмпирическая функция (рис. 4), описывающая зависимость прокачиваемого объема рабочего тела (рабочие такты плунжерного насоса) от изменения давления в исполнительных механизмах – характеристика жесткости привода. Математическая модель представленна следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} M_{DC}(\omega_{DC}) = M_{DC}(0) - \omega_{DC}\frac{M_{DC}(0)}{\omega_{DC}^{max}} \\ V_{DC} = A_{DC}e_{DC}sin(\omega_{DC}t + \phi_{DC}(0)) \\ P_{DC} = \dot{V}_{DC}(p_{out} - p_{in}) \\ p_{out} = c(V), \end{cases} \tag{8}$$

где p_{in} – входное давление в гидравлическом трубопроводе; p_{out} – давление на выходе в гидравлическом трубопроводе; $c(V)$ – эмпирическая функция связи давления и расхода; V_{DC} – объем, прокачиваемый насосом; e_{DC} – эксцентриситет привода плунжера; P_{DC} - мощность гидравлического насоса; A_{DC} – площадь эквивалентного поршня гидравлического насоса.

Проведены натурные эксперименты, показавшие ошибку работы предлагаемой модели в сравнении с замеренным изменением давления в исполнительных механизмах в процессе работы гидравлического блока АБС менее 5% (рис. 5).

В **четвертой главе** приведено описание и разработан алгоритм «связанного управления» колесами двухосного автомобиля, основанный

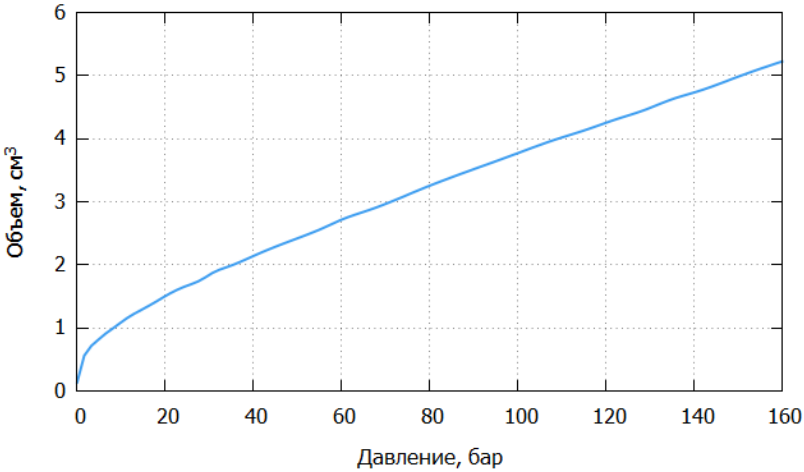


Рисунок 4 — Функция зависимости прокачиваемого объема от давления

на учете взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью.

Универсальность разработанного решения достигается путем применения модульного (встраиваемого) алгоритма «связанного управления» (рис. 6), который позволяет независимо от реализованного решения АБС формировать поправки, вносимые в управление.

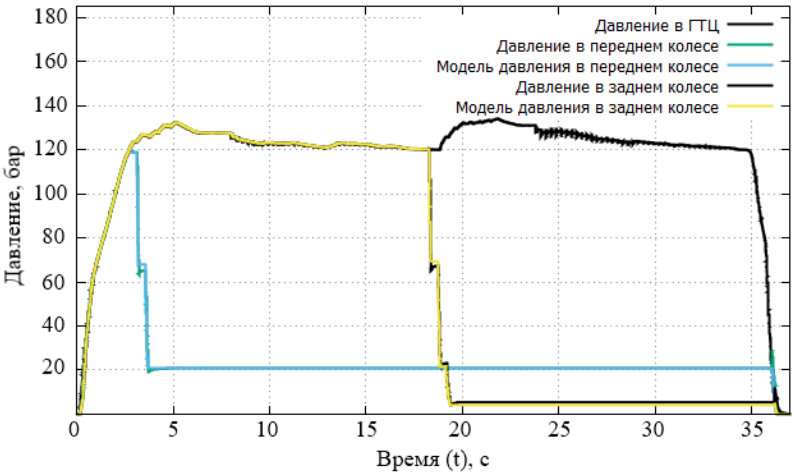


Рисунок 5 — Сопоставление эксперимента с предлагаемой гидравлической моделью

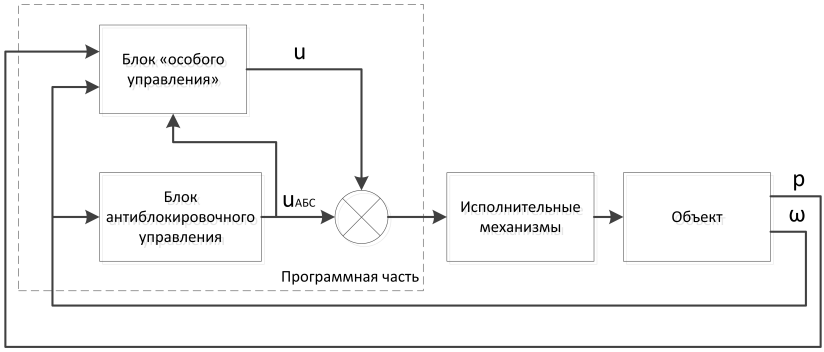


Рисунок 6 — Структурная схема реализации «связанного управления»

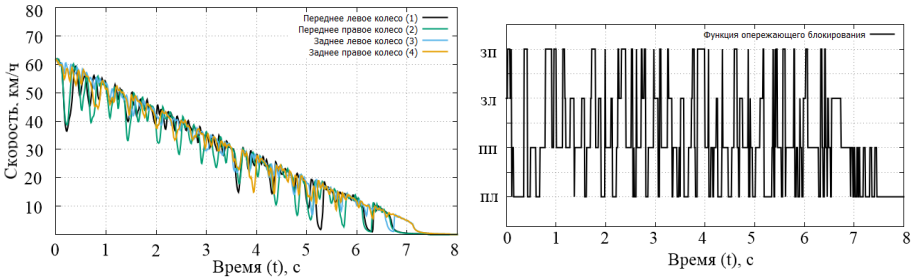
Для решения задачи определения дрейфующего экстремума тангенциальных сил предложено использовать алгоритмы:

1. Определения очередности блокирования колес, который сравнивает значения угловой скорости и выстраивает их в порядке возрастания:

$$\omega_{\text{блок}} = min(\omega_{\text{пп}}, \omega_{\text{пл}}, \omega_{\text{зп}}, \omega_{\text{зл}}), \tag{9}$$

где $\omega_{\text{блок}}$ – матрица очередности блокирования колес; $\omega_{\text{пп}}, \omega_{\text{пл}}, \omega_{\text{зп}}, \omega_{\text{зл}}$ – угловые скорости колес переднего правого, переднего левого, заднего правого и заднего левого соответственно.

Результат работы данного алгоритма при проведении тормозных испытаний на дороге с низким коэффициентом сцепления представлен на рис. 7.



а) б)

Рисунок 7 — Осциллограмма торможения на дороге с низким коэффициентом сцепления: а) изменение угловых скоростей колес; б) харакеристика опережающего блокирования

2. Качественного определения характера изменения вертикальной реакции на колесах. Из-за отсутствия информации о текущем распределении вертикальных реакций принято использовать весовой

параметр тормозного привода – коэффициент β. В соответствии с этим для учета изменения вертикальной реакции на каждом колесе применяется формула:

$$\vartheta = \beta(U_{\text{пп}} + U_{\text{пл}}) + (1-\beta)(U_{\text{зп}} + U_{\text{зл}}), \tag{10}$$

где $U_{\text{пп}}, U_{\text{пл}}, U_{\text{зп}}, U_{\text{зл}}$ – фазы управления тормозными механизмами переднего правого, переднего левого, заднего правого и заднего левого колес соответственно.

Параметры, характеризующие цикл управления, представляют функции приращения давления в исполнительных механизмах, которые определяются следующим выражением:

$$\begin{cases} U_{\text{пп}} = p_{\text{пп}}(t) - p_{\text{пп}}(t-\Delta t) \\ U_{\text{пл}} = p_{\text{пл}}(t) - p_{\text{пл}}(t-\Delta t) \\ U_{\text{зп}} = p_{\text{зп}}(t) - p_{\text{зп}}(t-\Delta t) \\ U_{\text{зл}} = p_{\text{зл}}(t) - p_{\text{зл}}(t-\Delta t), \end{cases} \tag{11}$$

где $p_{\text{пп}}, p_{\text{пл}}, p_{\text{зп}}, p_{\text{зл}}$ – давление рабочего тела в тормозных механизмах переднего правого, переднего левого, заднего правого и заднего левого колес соответственно.

На рис. 8 представлены результаты дорожных испытаний на дороге со средним коэффициентом сцепления (мокрый асфальт) и результаты применения алгоритма определения изменения вертикальной реакции.

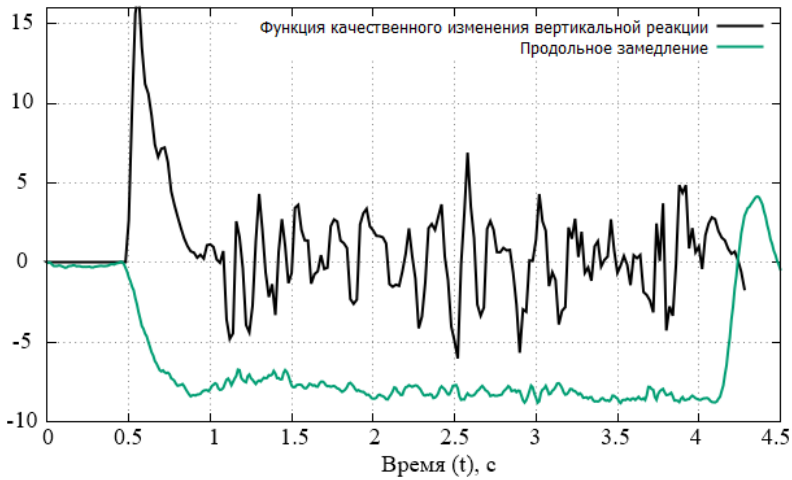


Рисунок 8 — Функция качественного определения характера изменения вертикальной реакции

Индивидуальное АБС регулирование направленно на выбор и поддержание на колесе проскальзывания s^* или давления p^*,

обеспечивающего максимум $\varphi - s$ для конкретного колеса в определенные моменты времени. «Связанное управление» формирует вектор управления давлением в некотором диапазоне $[p^0, p^*]$, который обеспечивает движение изображающей точки по функции $F(R_x^{\text{пп}}, R_x^{\text{пл}}, R_x^{\text{зп}}, R_x^{\text{зл}})$ и как индивидуальное АБС регулирование относится к задачам экстремальных систем.

Вектор управления «связанного управления» формируется с использованием коэффициента α, назовем его коэффициент связанности. Так как α определяет не что иное, как доверительное значение давления, то давление формируется с использованием критерия Гурвица:

$$\begin{cases} p_{\text{пп}} = p^0_{\text{пп}}\alpha_{\text{пп}} - (1-\alpha_{\text{пп}})p^*_{\text{пп}} \\ p_{\text{пл}} = p^0_{\text{пл}}\alpha_{\text{пл}} - (1-\alpha_{\text{пл}})p^*_{\text{пл}} \\ p_{\text{зп}} = p^0_{\text{зп}}\alpha_{\text{зп}} - (1-\alpha_{\text{зп}})p^*_{\text{зп}} \\ p_{\text{зл}} = p^0_{\text{зл}}\alpha_{\text{зл}} - (1-\alpha_{\text{зл}})p^*_{\text{зл}}, \end{cases} \tag{12}$$

где $p^0_{\text{пп}}, p^0_{\text{пл}}, p^0_{\text{зп}}, p^0_{\text{зл}}$ – давления рабочего тела в тормозных механизмах переднего правого, переднего левого, заднего правого и заднего левого колес на фазе удержания давления соответственно; $p^*_{\text{пп}}, p^*_{\text{пл}}, p^*_{\text{зп}}, p^*_{\text{зл}}$ – давления рабочего тела в тормозных механизмах переднего правого, переднего левого, заднего правого и заднего левого колес в момент времени переключения на фазу сброса давления соответственно; $\alpha_{\text{пп}}, \alpha_{\text{пл}}, \alpha_{\text{зп}}, \alpha_{\text{зл}}$ – коэффициенты связанности для переднего правого, переднего левого, заднего правого и заднего левого колес соответственно.

Алгоритм «связанного управления» позволяет предотвращать резкие переходы (связанные с взаимовлиянием каждого из рабочих циклов колес) скорости колеса от одного уровня к другому, а также уменьшать колебания скорости колеса около требуемого значения, и как следствие предотвращаются боковые заносы автомобиля при резком торможении и поддержания колес в окрестности оптимальной величины проскальзывания.

В **пятой главе** представлены результаты математического и физического экспериментов. Объектом исследования являлся один из прототипов проектов ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» (рис. 9), оснащенный гидравлическим тормозным приводом с антиблокировочной системой.

Приведен обзор разработанного расчетно-имитационного комплекса, как показала проведенная экспериментальная проверка, моделирование дает расхождение с результатами натурных испытаний (рис. 10) в пределах 10-15% (по параметром угловой скорости колес), что обеспечивает достаточную точность при проведении сравнительных расчетов.

Представлены результаты сравнительных исследований базового принципа АБС регулирования с индивидуальным управлением (IR -

Рисунок 9 — Объект исследования

фиолетовый) и результаты с применением блока «связанного управления» (СВ - зеленый) к базовому алгоритму АБС (рис. 11 - 15).

Сравнительная оценка влияния АБС на тормозную эффективность произведена в соответствии с требованиями Правил №13 ЕЭК ООН, где анализируемым параметром является коэффициент использования силы сцепления (ε), который определяется как соотношение между максимальным коэффициентом торможения при включенной АБС z_{AL} и коэффициентом сцепления k_M по формуле:

$$\varepsilon = \frac{z_{AL}}{k_M} \tag{13}$$

Коэффициент торможения (z_{AL}) измеряется на транспортном средстве с АБС, работающей в режиме непрерывной цикличности на основании среднего результата трех испытаний с учетом времени (t_z), необходимого для снижения скорости с 40 км/ч до 20 км/ч ($z_{AL} = \frac{0.566}{t_z}$).

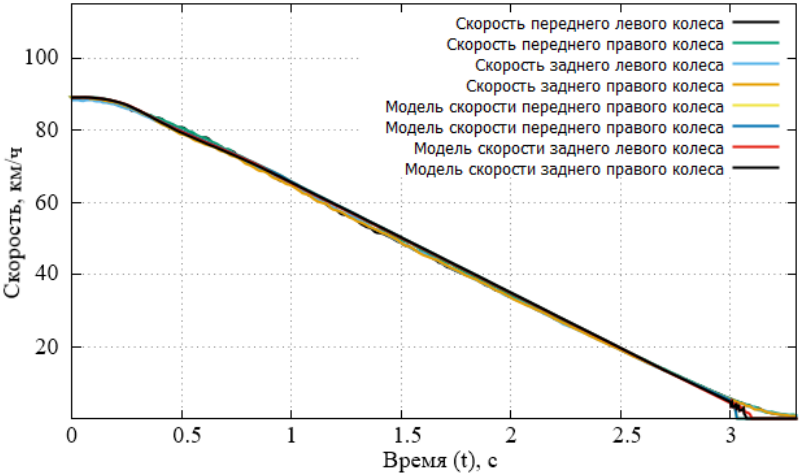


Рисунок 10 — Сопоставление эксперимента с моделью при торможении на дороге с высоким коэффициентом сцепления

Для оценки запаса на восприятия поперечных сил транспортным средством предложен интегральный критерий оценки среднего значения проскальзывания колеса:

$$k_A = \frac{1}{4(t_{20} - t_{40})} \int\limits_{t_{20}}^{t_{40}} (s_{\text{пп}} + s_{\text{пл}} + s_{\text{зп}} + s_{\text{зл}}) dt, \tag{14}$$

где $s_{\text{пп}}, s_{\text{пл}}, s_{\text{зп}}, s_{\text{зл}}$ – проскальзывание переднего правого, переднего левого, заднего правого и заднего левого колес соответственно; t_{20}, t_{40} - момент времени при скорости 20 км/ч и 40 км/ч соотвественно.

Как видно из результатов дорожных испытаний на высоком коэффициента сцепления (рис. 11), применение «связанного управления» позволяет повысить тормозную эффективность на дорогах с высоким коэффициентом сцепления до 12% при одновременном снижении среднего значения функции проскальзывания до 9.2%, что соответствует большему запасу на восприятие боковых сил. Тем самым происходит сокращение тормозного пути в экстренных ситуация на дорогах с высоким коэффициентом сцепления, где важен тормозной путь, при улучшении свойств управляемости и устойчивости.

Проведены дополнительные дорожные испытания на высоком коэффициенте сцепления. При торможении с высокой (75-90 км/ч) начальной скоростью при работе АБС с индивидуальным и связанным управлением непосредственно управляемые колеса не блокируются, на

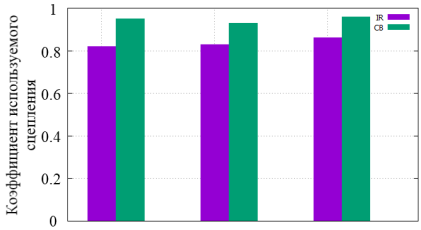
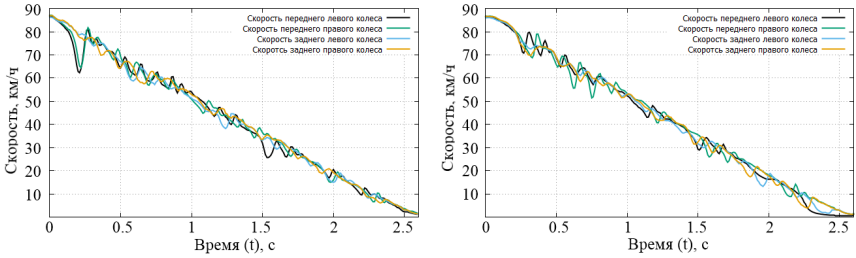


Рисунок 11 — Результаты сравнительных дорожных испытаний - сухой асфальт

рис. 12 представлен пример осциллограммы с записью угловых скоростей колес.



а) б)

Рисунок 12 — Осциллограммы с записью угловых скоростей колес скоростей колес а) с индивидуальным; б) связанным управлением

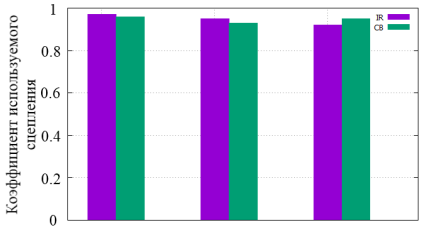
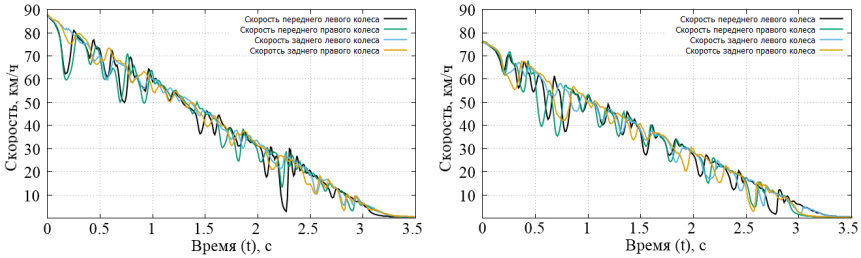


Рисунок 13 — Результаты сравнительных дорожных испытаний - мокрый асфальт

Применение «связанного управления» на дорогах со средним коэффициентом сцепления (рис. 13) обеспечивает выигрыш в виде улучшения свойств управляемости и устойчивости (среднее значение функции проскальзывания снижается до 6.7%) при сохранении идентичного значения коэффициента используемого сцепления, что соотвествует равной тормозной дистанции.

Дополнительные дорожные испытания на дороге со средним коэффициентом сцепления. При торможении с высокой (75-90 км/ч) начальной скоростью при работе АБС с индивидуальным и связанным управлением непосредственно управляемые колеса не блокируются, на рис. 14 представлен пример осциллограммы с записью угловых скоростей колес.



а) б)

Рисунок 14 — осциллограммы с записью угловых скоростей колес скоростей колес а) с индивидуальным; б) связанным управлением

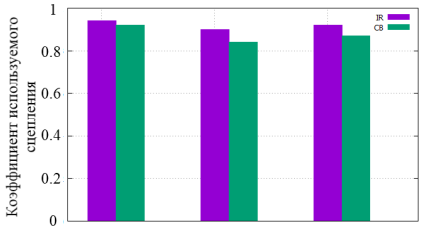
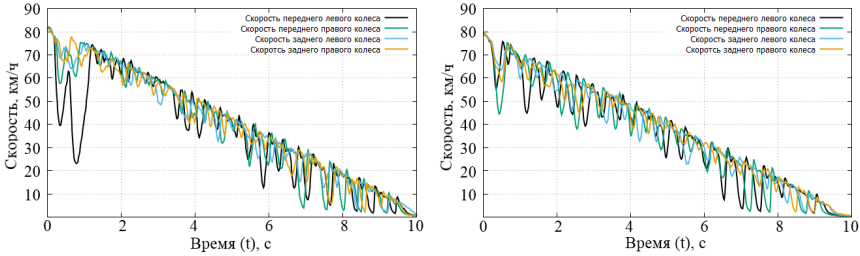


Рисунок 15 — Результаты сравнительных дорожных испытаний - мокрый базальт

На дорогах с низким коэффициентом сцепления (рис. 15) происходит незначительное снижение торможения (снижение коэффициента используемого сцепления около 5%), которое сопровождающееся значительным повышением устойчивости транспортного средства за счет снижения функции среднего значения проскальзывания до 8.9%. Такое поведение благотворно сказывается при торможении на льду, когда требуется обеспечение траекторной устойчивости во время торможения.

Дополнительные дорожные испытания на дороге с низким коэффициентом сцепления. При торможении с высокой (75-90 км/ч) начальной скоростью при работе АБС с индивидуальным и связанным управлением непосредственно управляемые колеса не блокируются, на рис. 12 представлен пример осциллограммы с записью угловых скоростей колес.



а) б)

Рисунок 16 — осциллограммы с записью угловых скоростей колес скоростей колес а) с индивидуальным; б) связанным управлением

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан метод расчета и синтеза управления (алгоритма) для контура тормозного управления на основе известных математических принципов оптимального управления. Метод дает решение задачи тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределения вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

Отмечено, что минимум тормозного пути, при выбранных характеристиках тормозных механизмов, обеспечивается фазой подъема давления рабочего тела на первом цикле с максимальной интенсивностью до выхода в рабочую зону АБС. Этот факт иллюстрирует нецелесообразность применения регуляторов тормозных сил при экстренном торможения.

2. Разработана математическая модель объемного гидравлического привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога». В модели объемного гидравлического привода использована функция жесткости тормозного привода (зависимость прокачиваемого объема рабочего тела от давления). Экспериментальная проверка предлагаемой модели гидравлического привода дала погрешность менее 5%.

С целью сокращения машинного времени на расчет, при определении модели взаимодействия колес с опорной поверхностью, принята функция коэффициента сцепления от проскальзывания ($\varphi - s$ диаграммой) в матричном виде. Результаты моделирования находятся в соответствии с результатами, получаемыми при помощи других известных моделей.

В результате сравнения данных моделирования и результатов дорожных экспериментов получена ошибка модели изменения угловых скоростей – менее 15%, а ошибка моделирования линейной скорости – 3.5%.

3. Разработан алгоритм управления давлением рабочего тела (контур «связанного управления») в тормозных механизмах каждого колеса. Данный алгоритм позволяет решить проблему построения контура управления АБС с учетом дополнительных факторов и возможностей, пропорциональных их значимости, на всех этапах адаптации системы и построения вектора управления. В отличие от известных алгоритмов АБС, он обеспечивает учет изменения вертикальных реакции под управляющим воздействием на каждом колесе, то есть снимает ограничение на динамические нагрузки.

Предложены алгоритмы определения очередности блокирования колес и качественного определения характера изменения вертикальной реакции на колесах.

Предложена новая стратегия антиблокировочного управления при экстренном торможении, учитывающая взаимное влияние колес каждой оси с опорной поверхностью и перераспределение вертикальных реакций – «связанное управление».

4. Для выполнения поставленных задач был создан расчетно-имитационный комплекс в программной среде MATLAB Simulimk с пространственной моделью автомобиля. Расчетно-имитационный комплекс позволил применить технологию виртуально-физического моделирования, что обеспечило возможность использования в расчете данных измеряемых непосредственно с автомобиля или гидравлического стенда. Разработан процесс определения неизвестных в математической модели, позволяющий применить иерархический метод расчетов при обеспечении автоматизации и сокращения времени на разработку модели объекта «автомобиль-колесо-дорога» для исследования тормозной динамики.

5. Проведены дорожные эксперименты, доказывающие необходимость и целесообразность применения «связанного управления» при доводочных работах и в процессе проектирования систем антиблокировочного управления двухосного автомобиля. Применение «связанного управления» позволяет повысить тормозную эффективность на дорогах с высоким коэффициентом сцепления до 12% при одновременном увеличении запаса поперечных сил до 1.4%, что приводит к сокращению тормозного пути в экстренных ситуация. На дорогах со средним коэффициентом сцепления применение «связанного управления» позволяет сохранить эффективность торможения при одновременном увеличении запаса поперечных сил до 2.3% в сравнении с индивидуальным управлением, то есть обеспечивается улучшение свойств управляемости и устойчивости. На дорогах с низким коэффициентом сцепления «связанное управление» обеспечивает пропорциональное снижение эффективности торможения и увеличение запаса поперечной силы (5%) в сравнении с индивидуальным управлением.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Рязанцев В.А. Теоретические основы для проектирования управлениятормознымисвойствамиавтомобиля (статья) / Рязанцев В.А. // Проектирование колесных машин и двигателей внутреннего сгорания: Доклады конференции «Молодая наука АФ - 2012» 19 апреля 2012г./Под ред. Н.С. Вольской. – М.: МГИУ, 2012

2. Рязанцев В.А. Проектирование сервопривода рабочей тормозной системы современного грузового автомобиля / Рязанцев В.А., Ахметшин А.М., Берсенева Е.С. // Международная научно практическая конференция: «Образование. Наука. Производство.» Промышленность и транспорт. Вязьма: филиал ФГБОУ ВПО «МГИУ» в г. Вязьме, 2012

3. Рязанцев В.А. Электропневматический тормозной привод с электронным управлением / Рязанцев В.А., Ахметшин А.М., Берсенева Е.С. // Международная научно практическая конференция: «Современный автомобиль и его взаимодействие с окружающей средой». Вязьма: филиал ФГБОУ ВПО «МГИУ» в г. Вязьме, 2013

4. Рязанцев В.А. Повышение активной безопасности перспективных грузовых автомобилей ЗИЛ / Рязанцев В.А., Ахметшин А.М., Берсенева Е.С. // Известия Московского государственного индустриального университета. 2013. № 1 (29). С. 11-16.

5. Рязанцев В.А. Исследования процесса торможения с АБС / Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. // Журнал автомобильных инженеров. 2015. № 1 (90). С. 16-19. **Издание входит в перечень ВАК.**

6. Рязанцев В.А. К синтезу системы распределения тормозных усилий автомобиля / Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. // Автомобильная промышленность. 2015. № 8. С. 13-16. **Издание входит в перечень ВАК.**

7. Рязанцев В.А. Совершенствование системы распределения тормозных сил колесных машин / Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. // Сборник конференции МАНФ 2016.

8. Рязанцев В.А. Метод повышения эффективности тормозного управления колесных машин / Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. // Автомобильная промышленность. 2017. № 7. С. 17-20. **Издание входит в перечень ВАК.**

9. Рязанцев В.А. Связанное управление как метод при проектировании систем активной безопасности / Рязанцев В.А. // Труды НАМИ. 2017. № 4 (271). С. 62-66. **Издание входит в перечень ВАК**.

РЯЗАНЦЕВ Валентин Александрович

МЕТОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ
АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ АВТОМОБИЛЯ ПРИ
ИНДИВИДУАЛЬНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Автореф. дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук

Подписано в печать ___.___._____. Заказ № _____
Формат 60×90/16. Усл. печ. л. 1. Тираж 100 экз.
Типография _____