

На правах рукописи

УДК 629.11.01

Антонян Акоп Ваганович

**ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ
АВТОМОБИЛЕЙ КОЛЕСНОЙ ФОРМУЛОЙ 4X4 ПУТЕМ
ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОДВОДИМЫХ К КОЛЕСАМ
ВРАЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ**

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет) (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Научный руководитель	Жилейкин Михаил Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана.
Официальные оппоненты	Шадрин Сергей Сергеевич, доктор технических наук, доцент. ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», профессор кафедры «Автомобили»; Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, доцент. ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления». Управление научных исследований. Старший научный сотрудник.
Ведущая организация	Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет».

Защита диссертации состоится 1 июля 2021 г в 14:30 на заседании диссертационного совета Д.212.141.07 в МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба выслать по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д.212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Автореферат разослан «___» _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
д.т.н., доцент

В.А. Горелов

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Необходимость развития систем активной безопасности обусловлена так называемым «человеческим фактором», т.к. большинство дорожно-транспортных происшествий происходит по причине низкой квалификации водителей. Следуя тенденциям развития современной автомобильной отрасли, производители автомобилей и автокомпонентов постоянно повышают уровень контроля параметров движения колесных машин для достижения максимального уровня устойчивости и управляемости.

Теоретические основы теории управляемости и устойчивости движения колесных машин были заложены советскими и зарубежными учеными, в частности Д.А. Антоновым, Я.С. Агейкиным, П.В. Аксеновым, А.С. Литвиновым, Я.Е. Фаробиным, Д.Р. Эллисом и др. В настоящее время вопросами создания систем активной безопасности, обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости автомобилей, активно занимаются в России и за рубежом.

Наиболее доступные и распространенные системы активной безопасности — это антиблокировочная система тормозов (ABS), система курсовой устойчивости (ESP), предотвращающая «заноса» автомобиля при прохождении криволинейных участков дороги, а также противобуксовочная система (TCS).

Однако требования к автомобилям меняются. Во время работы описанных выше систем предполагается снижение скорости движения автомобиля, так как происходит перераспределение тормозных усилий между колесами, в то время как водителям необходимо прохождение криволинейных участков дороги на скорости без снижения скорости и потери устойчивости. Поэтому с середины 90-х годов стали появляться автомобили, оборудованные интеллектуальной системой полного привода для поддержания устойчивого движения путем перераспределения тяговых усилий.

Таким образом, актуальность работы определяется необходимостью разработки интеллектуальных систем полного привода, способных перераспределять тяговые усилия или же крутящие моменты между колесами так, чтобы автомобиль обладал высокой эффективностью и безопасностью.

Цели и задачи. Целью работы является повышение устойчивости и управляемости двухосных автомобилей колесной формулой 4x4 путем перераспределения подводимых к колесам вращающих моментов.

Для достижения цели работы были поставлены и решены следующие задачи:

- проведен анализ методов стабилизации колесной машины путем перераспределения вращающих моментов между колесами с помощью трансмиссионных узлов;
- разработана математическая модель движения колесной машины по недеформируемому опорному основанию, включающая математические модели механизмов трансмиссии;

- проведена верификация математической модели на специальных дорогах Центра испытаний ФГУП «НАМИ» и на территории Инновационного Центра «Сколково» (ИЦ КАМАЗ);
- выделены критические случаи потери устойчивости и обоснованы принципы стабилизации с разработкой алгоритмов работы информационных систем, обеспечивающих работу систем стабилизации;
- разработаны новые кинематические схемы трансмиссионных узлов, обеспечивающих распределение крутящих моментов между колесами;
- проведены исследования работоспособности и эффективности разработанных алгоритмов работы системы динамической стабилизации и управляемых трансмиссионных агрегатов для двухосных автомобилей.

Методы исследований. Проводились верификационные испытания для проверки адекватности и работоспособности математической модели движения колесной машины. Испытания проводились на специальных дорогах Центра испытаний ФГУП «НАМИ» и на территории Инновационного Центра «Сколково» (ИЦ КАМАЗ). Исследования работоспособности и эффективности конструктивных мероприятий и алгоритмов управления проводились с использованием численных методов.

Научная новизна заключается в следующем.

- Создана математическая модель движения колесной машины и трансмиссионных узлов, отличающаяся тем, что модель содержит математическое описание работы вновь созданных управляемых агрегатов трансмиссии, работа которых повышает устойчивость и управляемость двухосных колесных машин.
- Разработан метод повышения устойчивости автомобиля колесной формулой 4x4 за счет применения новых управляемых дифференциальных механизмов.
- Разработан новый метод диагностирования опасности возникновения «заноса» и «рыскания» в процессе движения автомобиля, что позволяет формировать управляющие воздействия на исполнительные устройства межосевого и межколесного дифференциалов соответственно.
- Получены новые аналитические выражения для оптимальных управляющих воздействий на исполнительные устройства межосевого и межколесного дифференциалов, которые определяются на основе сформированных уставок и которые представляют собой часть от силы максимального сжатия управляемых фрикционных элементов дифференциалов.
- Разработаны новые критерии эффективности работы системы стабилизации, позволяющих проводить количественную оценку эффективности работы системы стабилизации методами имитационного моделирования.

На защиту выносятся положения научной новизны:

- метод повышения устойчивости автомобиля колесной формулой 4x4 за счет применения новых управляемых дифференциальных механизмов;

- новый метод диагностирования опасности возникновения «заноса» и «рыскания» в процессе движения автомобиля, позволяющий формировать управляющие воздействия на исполнительные устройства межосевого и межколесного дифференциалов соответственно;
- новые аналитические выражения для оптимальных управляющих воздействий на исполнительные устройства межосевого и межколесного дифференциалов.

Практическая ценность работы. На основе полученных результатов для практического применения при разработке законов и алгоритмов управления разработана программная среда моделирования движения колесной машины, с помощью которой можно проводить разработку, тестирование, доводку, калибровку законов и алгоритмов управления при моделировании динамики транспортного средства.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в ООО ИЦ «КАМАЗ», и используются в учебном процессе на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

- на Межвузовской конференции «Технологии проектирования колесных и гусеничных машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2019;
- на Всероссийской конференции «Будущее машиностроения России» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2019;
- на Международной конференции «Конструктивная безопасность автотранспортных средств» НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ». п. Автополигон (Московская область), 2018;
- на Международном автомобильном научном форуме. НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ». п. Автополигон (Московская область), 2018;
- на научных семинарах кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2017 – 2020.

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в 9 научных работах, из них 2 статьи в журналах, включенных в список рецензируемых изданий, рекомендованных ВАК РФ, и 3 статьи в изданиях, индексируемых в Scopus общим объемом 1,98 п.л., а также 2 патента РФ на изобретение.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, общих результатов и выводов, списка литературы, приложения. Работа выполнена на 209 страницах машинного текста, содержит 168 рисунков, 21 таблицу. Список литературы содержит 98 наименований.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы исследования динамики движения автомобиля с перераспределением крутящих моментов между колесами, необходимого для повышения устойчивости и управляемости

колесных машин (КМ), сформулированы цель и задачи работы, а также представлены основные положения, которые выносятся на защиту.

В Главе 1 диссертационной работы проведен анализ существующих способов повышения устойчивости и управляемости КМ. Рассмотрены известные ранее алгоритмы управления, трансмиссионные узлы и схемы трансмиссий, которые обеспечивают устойчивость и управляемость автомобиля.

В настоящее время автомобили в обязательном порядке оборудуются системами активной безопасности. Следуя тенденциям развития современного автомобилестроения, производители из года в год повышают степень контроля параметров и характеристик движения КМ, стремясь достичь максимального уровня устойчивости и управляемости. Ведутся исследования в области устойчивости и управляемости в двух направлениях.

Во-первых, разрабатываются системы активной безопасности, принцип работы которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Наиболее актуальным на сегодняшний день является применение различных систем полного привода, так как распределение тягового усилия положительно влияет на динамические качества, а именно на стабилизацию движения. Этому направлению посвящены работы российских ученых МГТУ им. Н.Э. Баумана (В.А. Горелов, М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев), Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) в лице Шадрина С.С. и др., Московского политехнического университета (М.А. Карунин, Р.П. Кушвид и др.), ФГУП НАМИ (С.В. Бахмутов, В.А. Рязанцев и др.). Среди иностранных ученых, работающих в этом направлении, можно отметить Hancock M.J., Williams R.A., Gordon T.J. и др.

Во-вторых, повышение устойчивости и управляемости КМ обеспечивается за счет введения автоматической коррекции угла управляемых колес. Этому направлению посвящены в основном публикации зарубежных исследователей Yoshimoto K., Tanaka H. и др.

В диссертационной работе акцент делается на первое направление.

В Главе 2 представлена математическая модель криволинейного движения автомобиля колесной формулой 4x4, с моделями узлов и агрегатов, входящих в состав автомобиля, с целью исследования динамических свойств КМ, а также исследования устойчивости и управляемости.

При разработке математической модели были учтены следующие требования: учет совместной динамики кузова, силовой установки, трансмиссии и ходовой части; учет неударяющего характера связи при взаимодействии колеса с опорным основанием; учет характеристик сцепления и сопротивления опорной поверхности.

Также принимаются допущения, что опорное основание недеформируемое и массы неподрессоренных элементов приведены к колесам, а поддрессоренных – к несущей системе. В разрабатываемой модели применены три системы координат: неподвижная (НСК), полусвязанная (ПС) и подвижная

системы координат (ПСК) (Рис. 1). Взаимосвязь между положением КМ в пространстве и неподвижной системой координат определяется взаимным положением ПС и ПСК, которая характеризуется тремя угловыми координатами – углами Эйлера-Крылова (Рис.2).

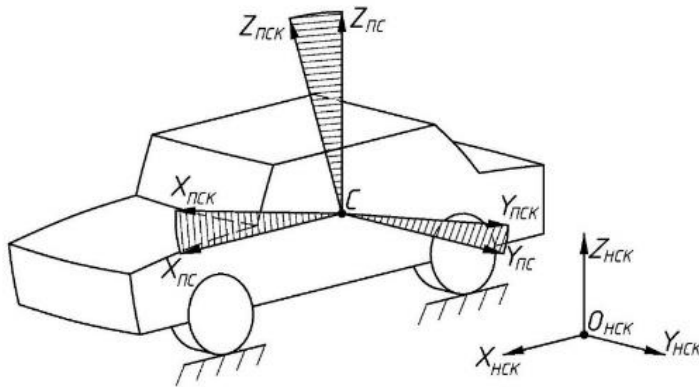


Рис. 1. Расположение систем координат в пространстве

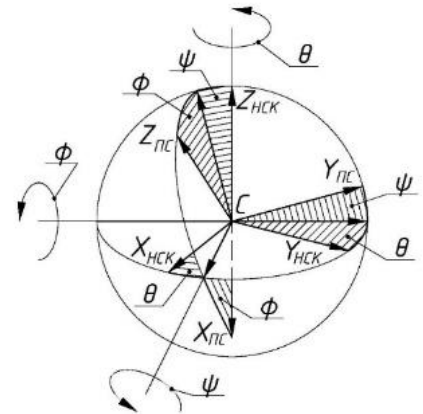


Рис. 2. Углы Эйлера-Крылова

Система уравнений движения КМ содержит уравнения динамики, которые составлены на основе закона сохранения количества движения и момента количества движения, а также кинематические уравнения связи угловых и линейных скоростей с угловыми и пространственными координатами.

$$\left\{ \begin{array}{l} m\dot{v}_{cx} + m(\omega_y v_{cz} - \omega_z v_{cy}) = G_x + F_x + \sum_{i=1}^4 R_{xi}; \\ m\dot{v}_{cy} + m(\omega_z v_{cx} - \omega_x v_{cz}) = G_y + F_y + \sum_{i=1}^4 R_{yi}; \\ m\dot{v}_{cz} + m(\omega_x v_{cy} - \omega_y v_{cx}) = G_z + F_z + \sum_{i=1}^4 R_{zi}; \\ J_x \dot{\omega}_x + \omega_z \omega_y (J_z - J_y) = M_x(F) + \sum_{i=1}^4 M_x(R_i); \\ J_y \dot{\omega}_y + \omega_x \omega_z (J_x - J_z) = M_y(F) + \sum_{i=1}^4 M_y(R_i); \\ J_z \dot{\omega}_z + \omega_x \omega_y (J_y - J_x) = M_z(F) + \sum_{i=1}^4 M_z(R_i) + \sum_{i=1}^4 M_{\text{сп} i}. \end{array} \right.$$

$$\begin{cases} \dot{\psi} = \omega_x \cos \varphi - \omega_z \sin \varphi; \\ \dot{\theta} = \frac{\omega_z \cos \varphi - \omega_x \sin \varphi}{\cos \varphi}; \\ \dot{\phi} = \omega_y \operatorname{tg} \psi (\omega_z \cos \varphi - \omega_x \sin \varphi), \end{cases}$$

где $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – проекции вектора угловых скоростей модели КМ на оси ПСК; $\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z$ – проекции вектора угловых ускорений модели КМ на оси ПСК; v_{cx}, v_{cy}, v_{cz} – проекции вектора линейных скоростей центра масс C на оси ПСК; $\dot{v}_{cx}, \dot{v}_{cy}, \dot{v}_{cz}$ – проекции вектора линейных ускорений центра масс C на оси ПСК; G_x, G_y, G_z – проекции вектора силы тяжести на оси ПСК; F_x, F_y, F_z – проекции вектора силы внешнего воздействия на оси ПСК; R_{xi}, R_{yi}, R_{zi} – проекции реакций в пятне контакта между опорной поверхностью на оси ПСК; $M_x(F), M_y(F), M_z(F)$ – проекции момента от сил внешнего воздействия на оси ПСК; $M_x(R_i), M_y(R_i), M_z(R_i)$ – проекции момента от реакции в пятне контакта на оси ПСК; M_{cpi} – момент сопротивления повороту колеса; θ – угол «рыскания»; φ – угол «дифферента»; ψ – угол «крена».

Скорость движения КМ в математической модели обеспечивается за счет моделирования процесса взаимодействия колеса с опорным основанием. При моделировании качения колеса принимаются следующие допущения: опорное основание неровное и недеформируемое; фрикционные свойства шины и опорной поверхности стабильны и не меняются.

Динамика вращения колеса описывается следующим уравнением:

$$\begin{cases} J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = M_{\text{тяги}i} - M_{ci}; \\ M_{ci} = R_{xi} r_0 + M_{\text{торм}i} + M_{fi}, \end{cases}$$

где $M_{\text{тяги}i}$ – тяговый момент, приложенный к колесу; M_{ci} – сумма моментов сопротивлений; $M_{\text{торм}i}$ – тормозной момент; M_{fi} – момент сопротивления качению колеса; r_0 – радиус качения колеса.

Линейная скорость колеса относительно ПСК записывается так:

$$v_{k\text{ПСК}} = v_{c\text{ПСК}} + \omega_{c\text{ПСК}} \times L_{k\text{ПСК}},$$

где $v_{c\text{ПСК}}$ – вектор скорости центра масс машины в ПСК; $\omega_{c\text{ПСК}}$ – вектор угловой скорости центра масс машины; $L_{k\text{ПСК}}$ – радиус-вектор крепления центров колес к корпусу.

Проекции вектора линейных скоростей на оси микроподвижной системы координат (МпСК), связанной с колесом:

$$\begin{cases} v_{kx\text{МпСК}} = v_{kz} \sin \alpha_{\text{ТЭКВ}} + (v_{kx} \cos \beta + v_{ky} \sin \beta) \cos \alpha_{\text{ТЭКВ}}; \\ v_{ky\text{МпСК}} = -v_{kx} \sin \beta + v_{ky} \cos \beta; \\ v_{kz\text{МпСК}} = v_{kz} \cos \varphi \cos \psi, \end{cases}$$

где $\alpha_{\text{ТЭКВ}}$ – угол, определяющий направление действия радиальной реакции в зоне контакта шины с неровным опорным основанием; β – угол поворота управляемого колеса.

Скорость скольжения i -го колеса в МпСК:

$$v_{ски} = \sqrt{v_{xски}^2 + v_{yски}^2}; \quad v_{xски} = v_{kx\text{МпСК}i} - \omega_{ki} \cdot r_0; \quad v_{yски} = v_{ky\text{МпСК}i},$$

где ω_{ki} – угловая скорость вращения i -го колеса.

Сила взаимодействия колеса с опорной поверхностью вычисляется по формуле:

$$R_i = -\mu_s \cdot |P_{ш i}| \frac{v_{ск}}{|v_{ск}|},$$

где $P_{ш i}$ – радиальная реакция в шине i -го колеса; μ_s – коэффициент трения частичного скольжения:

$$\mu_s = \mu_{sa max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_k}{S_0}}\right) \left(1 + e^{-\frac{S_k}{S_1}}\right),$$

где $\mu_{sa max}$ – коэффициент трения при полном скольжении; S_k – коэффициент буксования $S_k = v_{ск}/(\omega_k \cdot r_0)$ – для тягового режима, $S_k = v_{ск}/v_{кх МпСК}$ – для тормозного режима, S_0 – константа.

При моделировании движения КМ моделируется перемещение центра колеса относительно корпуса КМ в вертикальном направлении. Силы в шине и подвеске зависят от их упругодемпфирующих свойств. Вертикальное ускорение $\ddot{z}_{ki}$ центра i -го колеса определяется так:

$$m_k \ddot{z}_{ki} = P_{ш i} - P_{z подв i} - m_k g,$$

где m_k – масса колеса; g – ускорение свободного падения; $P_{z подв i}$ – сила, действующая на колесо со стороны подвески.

Радиальная реакция в шине $P_{ш i}$:

$$P_{ш i} = P_{ш y i} + P_{ш д i},$$

где $P_{ш y i} = f(h_{ш i})$ – упругая сила шины, которая является функцией от прогиба шины; $P_{ш д i} = f(\dot{h}_{ш i})$ – демпфирующая сила шины, которая является функцией от скорости прогиба шины.

Сила в подвеске $P_{подв i}$:

$$P_{подв i} = P_{подв y i} + P_{подв д i},$$

где $P_{подв y i} = f(h_{подв i})$ – упругая сила в подвеске, которая является функцией от прогиба подвески; $P_{подв д i} = f(\dot{h}_{подв i})$ – демпфирующая сила в подвеске, которая является функцией от скорости прогиба подвески.

Моделируется также работа агрегатов трансмиссии. Рассматриваются наиболее распространённые схемы трансмиссий: использование симметричных межосевого и межколесных дифференциалов, применение межосевого дифференциала повышенного трения, трансмиссия с подключаемой передней осью и трансмиссия с подключаемой задней осью.

В Главе 3 приводятся результаты верификационных испытаний, необходимых для проверки адекватности разработанной математической модели. В связи с этим были проведены заезды на специальных дорогах Центра испытаний ФГУП «НАМИ» и на территории Инновационного центра «Сколково» (ИЦ КАМАЗ).

Сначала проводились испытательные заезды на специальных дорогах Центра испытаний ФГУП «НАМИ» (Рис. 3). При испытаниях использовались поверенное и допущенное к испытаниям измерительное оборудование: инерционный датчик; оптический датчик измерения продольной скорости;

измерительное рулевое колесо; блок предварительной записи данных. Заезды проводились по траекториям «Поворот R35» и «Переставка» в соответствии с ГОСТ 31507-2012. Затем проводились испытательные заезды на дорогах Инновационного центра «Сколково» (Рис. 4). Заезд проводился по замкнутой траектории.

Результаты сравнения параметров, полученных при испытаниях и по результатам моделирования, приведенные в Таблице 1.



Рис. 3. Проведение экспериментального заезда на специальных дорогах Автополигона



Рис. 4. Проведение экспериментального заезда на территории Инновационного центра «Сколково»

Таблица 1.

Результаты сравнения параметров, полученных при испытаниях и по результатам моделирования

Относительная среднеквадратическая ошибка:	«Переставка $S_{\pi} = 20 \text{ м}$ »	«Поворот $R_{\pi} = 35 \text{ м}$ »	Заезд на территории «Сколково»
• продольное ускорение	14,87 %	14,73 %	15,37 %
• поперечное ускорение	17,68 %	16,92 %	16,7 %
• угловая скорость вращения КМ	15,63 %	12,56 %	8,09 %

Полученные результаты свидетельствуют об адекватности разработанной математической модели и возможности ее дальнейшего применения для исследования эффективности и работоспособности алгоритмов работы системы динамической стабилизации двухосных автомобилей.

В Главе 4 проанализированы виды потери устойчивости, обоснованы принципы стабилизации движения колёсной машины, разработаны законы и алгоритмы управления агрегатами трансмиссии.

Рассмотрим движение в повороте с «заносом» задней оси. Как известно, в этом случае фактическая траектория движения обладает большей кривизной, чем теоретическая траектория. При «заносе» задней оси необходимо передать больший крутящий момент на переднюю ось. Также необходимо увеличить крутящие моменты на колесах внутреннего борта по сравнению с колесами внешнего.

Второй случай – «занос» задней оси при прямолинейном движении. Этот случай идентичен предыдущему и отличается лишь тем, что положение управляемых колес среднее и теоретическая траектория прямолинейная.

Следующий предельный случай – «занос» передней оси. Известно, что при «заносе» передней оси фактическая траектория движения имеет меньшую кривизну траектории по сравнению с теоретической траекторией. В этом случае больший крутящий момент необходимо передать на заднюю ось, чтобы на колесах задней оси создать большие продольные силы при сравнительно малых боковых силах. Также необходимо перераспределять больший момент на колеса внешнего радиуса, чтобы создать момент вращения КМ.

Для повышения стабилизации движения колесной машины были разработаны следующие алгоритмы работы информационных систем, обеспечивающих работу систем стабилизации: алгоритм распознавания вида «заноса»; алгоритм адаптивной оценки скорости; алгоритм распознавания «рыскания».

Задача алгоритма распознавания вида «заноса» состоит в том, чтобы определить одно из двух состояний: если штатная ситуация – корректировка не требуется; при развитии «заноса» – необходима корректировка.

Равенство линейных переносных скоростей v_{c1} и v_{c2} центров передней и задней осей КМ соответственно будет означать движение без «заноса». В случае возникновения «заноса» одной из осей модуль вектора линейной скорости центра этой оси будет больше, чем скорость оси при отсутствии «заноса». Поэтому условием движения без «заноса» является равенство переносных скоростей осей:

$$|v_{c1}| \approx |v_{c2}|.$$

Если переносная скорость передней оси $|v_{c1}|$ меньше скорости задней оси $|v_{c2}|$, тогда диагностируется «занос» задней оси:

$$|v_{c1}| < |v_{c2}|.$$

В ином случае, переносная скорость передней оси $|v_{c1}|$ будет больше скорости задней оси $|v_{c2}|$, тогда диагностируется «занос» передней оси:

$$|v_{c1}| > |v_{c2}|.$$

Для оценки скорости движения был разработан алгоритм адаптивной оценки. При нажатии на педаль акселератора выбирается наименьшая из угловых скоростей колес. При нажатии на педаль тормоза – выбирается наибольшая угловая скорость колес. При разработке алгоритма было принято допущение, что колесо, по которому оценивается скорость движения КМ, обладает наименьшим скольжением.

В работе предложена формула для вычисления адаптивной оценки курсовой скорости центра масс (ЦМ) автомобиля:

$$v_{Cx \text{ при бл}} = w_{max} \cdot v_{Cx \text{ при бл max}} + w_{min} \cdot v_{Cx \text{ при бл min}},$$

где w_{max} – весовой коэффициент наибольшей скорости, приведенной к ЦМ; w_{min} – весовой коэффициент наименьшей скорости, приведенной к ЦМ.

Каждое слагаемое представляет собой произведение максимальной и минимальной скорости, умноженной на соответствующий весовой

коэффициент w_{min} , формула для расчета которого выглядит следующим образом:

$$w_{min} = \frac{1}{1 + \exp \left(- \left(v_{Cx \text{ при бл } max} - v_{Cx \text{ при бл } min} \right) \cdot Err \cdot |a_x| \right)},$$

где $Err = \frac{|v_{Cx \text{ при бл } max} - v_{Cx \text{ при бл } min}|}{|v_{Cx \text{ при бл } max}|} \in [0,1]$ – коэффициент рассогласования максимальной и минимальной скоростей колес; a_x – продольное ускорение.

Также разработан алгоритм распознавания «рыскания». Задача алгоритма заключается в создании уставки, характеризующей то, во сколько раз скорость забегающего борта должна превышать скорость отстающего. Идея работы алгоритма заключается в сравнении теоретического отношения скоростей бортов с фактическим.

Фактическое отношение скоростей бортов записывается по формуле:

$$\xi_{\phi} = \frac{|v_{x \text{ борт}}^{max}|}{|v_{x \text{ борт}}^{min}|},$$

где $v_{x \text{ борт}}^{max}$ – скорость забегающего борта; $v_{x \text{ борт}}^{min}$ – скорость отстающего борта.

Теоретическое отношение скоростей бортов может быть записано через радиусы движения бортов следующим образом:

$$\xi_{\tau} = \frac{R_{\text{борт}}^{max}}{R_{\text{борт}}^{min}},$$

где $R_{\text{борт}}^{max}$ – больший радиус движения центра забегающего борта; $R_{\text{борт}}^{min}$ – меньший радиус движения центра отстающего борта.

Требуемое движение КМ (уставка) характеризуется тем, что разность теоретического и фактического отношений скоростей бортов $\Delta \xi$ равна нулю:

$$\Delta \xi = \xi_{\tau} - \xi_{\phi} = 0.$$

Для исследования работоспособности алгоритмов проводились заезды ТС на территории Инновационного Центра «Сколково» (ИЦ КАМАЗ), с записью параметров движения. Полученные данные подтвердили работоспособность законов и алгоритмов оценки параметров движения КМ в реальных условиях.

В Главе 5 диссертационной работы предложены новые кинематические схемы управляемых трансмиссионных узлов, обеспечивающих перераспределение подводимых к колесам вращающих моментов.

Кинематическая схема раздаточной коробки с изменяемой асимметрией (Рис. 5) защищена патентом Российской Федерации и отличается тем, что способна перераспределять больший крутящий момент на заднюю ось или большую мощность на переднюю ось. Раздаточная коробка состоит из следующих деталей и звеньев: картер раздаточной коробки 1, входной вал 2 жестко соединенный с симметричным дифференциалом 3, планетарный механизм 8. Симметричный дифференциал 3 содержит в себе корпус дифференциала с сателлитами 4, шестерню заднего вала 5, шестерню переднего вала 6, фрикционную муфту, обеспечивающую повышенное трение 7. В планетарном механизме 8 малая солнечная шестерня планетарного механизма 9

Кинематическая схема главной передачи с механизмом распределения мощности (Рис. 6) защищена патентом Российской Федерации и отличается тем, что способна перераспределять больший момент на колесо забегающего борта или отстающего. Главная передача состоит из картера главной передачи 1, входного вала 2, симметричного дифференциала планетарного типа 3, планетарного механизма, ускоряющего правый борт 4, планетарного механизма, ускоряющего левый борт 5. Симметричный дифференциал планетарного типа 3 содержит в себе корпус дифференциала 6, водило левой полуоси 7, солнечную шестерню правой полуоси 8 и фрикционную муфту 9. Планетарный механизм, ускоряющий правый борт 4 содержит в себе водило планетарного механизма, ускоряющего правый борт с сателлитами 10, коронную шестерню планетарного механизма, ускоряющего правый борт 11, солнечную шестерню планетарного механизма, ускоряющего правый борт 12, соединённое с фрикционным тормозом 13. Планетарный механизм ускоряющий левый борт 5 содержит в себе водило планетарного механизма, ускоряющего левый борт с сателлитами 14, коронную шестерню планетарного механизма, ускоряющего левый борт 15, солнечную шестерню планетарного механизма, ускоряющего левый борт 16 соединённое с фрикционным тормозом 17. Один ФЭУ создает повышенное трение в симметричном дифференциале, а два оставшихся обеспечивают несимметричное перераспределение мощности между колесами.

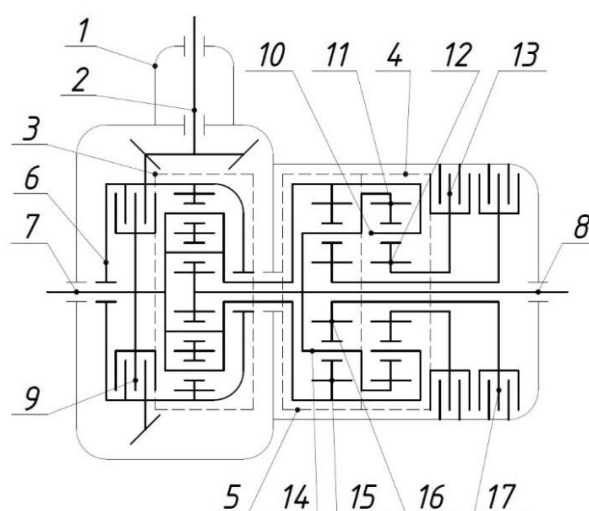


Рис. 6. Кинематическая схема главной передачи с механизмом распределения мощности

Окончательно кинематическая схема трансмиссии, состоит из следующих узлов: между ведущими осями расположена раздаточная коробка с изменяемой асимметрией, на задней ведущей оси расположена главная передача с механизмом распределения мощности, на передней ведущей оси – активный дифференциал.

В Главе 6 методами аналитического конструирования выведены уравнения оптимальных регуляторов для системы повышения стабилизации движения колесной машины. Для управления фрикционным элементом управления (ФЭУ) используется квадратичный интегральный критерий качества, который содержит в себе координаты состояния и управления. Пренебрегая действием шумов, рассмотрим линейную систему, описываемую векторным дифференциальным уравнением:

$$\frac{d\mathbf{X}(t)}{dt} = \mathbf{A}(t)\mathbf{X}(t) + \mathbf{B}(t)\mathbf{U}(t),$$

где $\mathbf{X}(t)$ – n -мерный вектор фазовых координат; $\mathbf{A}(t)$, $\mathbf{B}(t)$ – матричные функции времени порядков $n \times n$ и $n \times m$ соответственно; $\mathbf{U}(t)$ – m -мерный вектор управления.

В качестве фазовой переменной берется величина отклонения диагностического признака Δv и его производной $\Delta \dot{v}$:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 = \Delta \dot{v}; \\ \dot{x}_2 = \mathbf{U} = M_{\text{тр}}. \end{cases}$$

В случае если $\Delta v < -0,01$ м/с, то уравнение для $M_{\text{тр}}$ примет вид:

$$M_{\text{тр}} = -c_1 \Delta v - c_2 \Delta \dot{v},$$

где c_1 , c_2 – коэффициенты, значения которых определяются исходя из требований к переходному процессу; $M_{\text{тр}}$ – запрашиваемый системой момент трения на ФЭУ.

Выражение для вычисления управляющего воздействия: части от силы максимального сжатия управляемых фрикционных элементов дифференциалов, будет выглядеть следующим образом:

$$h_{\text{ФЭУ}} = \frac{-c_1 \Delta v - c_2 \Delta \dot{v}}{M_{\text{ref}}},$$

где M_{ref} – опорный вращающий момент.

В случае если, $\Delta v > 0,01$ м/с:

$$M_{\text{тр}} = c_1 \Delta v + c_2 \Delta \dot{v}; h_{\text{ФЭУ}} = \frac{c_1 \Delta v + c_2 \Delta \dot{v}}{M_{\text{ref}}}.$$

Для регулятора, обеспечивающего управляемость, фазовые переменные будут выглядеть так: $x_1 = \Delta \xi$, $\dot{x}_1 = x_2 = \Delta \dot{\xi}$:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = -\frac{1}{J} \mathbf{U}, \end{cases}$$

где J – главный момент инерции автомобиля вокруг вертикальной оси.

Уравнение оптимального регулятора записывается в следующем виде:

$$U = M_{ac} = -c_3 \cdot \Delta\xi - c_4 \cdot \Delta\dot{\xi},$$

где c_3, c_4 – коэффициенты, значения которых определяются исходя из требований к переходному процессу.

В случае если $\Delta\xi > 0$, то вычисляется тормозной момент на фрикционном элементе по формуле:

$$h_{ф\dot{\xi}} = \frac{M_{дифф} \cdot (\lambda_{ac}^{сил} - 1)}{M_{ref} \cdot 2(\lambda_{ac}^{сил}(k + 1) + k)},$$

где k – параметр планетарного механизма.

Если $\Delta\xi < 0$, то вычисляется момент на фрикционной муфте по формуле:

$$h_{муф} = \frac{-M_{дифф} \cdot (1 - \lambda_{ac}^{сил})}{M_{ref}(\lambda_{ac}^{сил} + 1)},$$

где $\lambda_{ac}^{сил}$ – коэффициент силовой асимметрии.

В Главе 7 диссертационной работы с целью исследования эффективности предложенных алгоритмов работы системы стабилизации движения автомобиля проведены виртуальные испытания автомобилей в программном пакете MATLAB&Simulink. Сравниваются результаты испытаний двух автомобилей: базовый автомобиль, с дифференциальной схемой трансмиссии без управляемых трансмиссионных узлов (далее Автомобиль 1) и с управляемыми трансмиссионными узлами (далее Автомобиль 2). КМ с управляемыми трансмиссионными узлами оснащен раздаточной коробкой с изменяемой асимметрией, передней главной передачей с управляемым дифференциалом и задней главной передачей с механизмом распределения мощности.

Движение колёсной машины, при котором $\Delta v = 0$ (уставка), соответствует движению автомобиля без «заноса». Тогда диагностический признак Δv можно применить для формулирования критерия эффективности работы алгоритма диагностирования «заноса»:

$$S_{\Delta v} = \sqrt{\frac{1}{n_v - 1} \sum_{i=1}^n \Delta v_i^2},$$

где n_v – количество точек замеров Δv .

Так же, когда $\Delta\xi = 0$ (уставка), соответствует движению автомобиля без «рыскания», значит, отношение разности скоростей бортов может быть использовано для формулирования критерия эффективности работы алгоритма управления поворотом колёсной машины:

$$S_{\Delta\xi} = \sqrt{\frac{1}{n_\xi - 1} \sum_{i=1}^n \Delta\xi_i^2},$$

где n_ξ – количество точек замеров $\Delta\xi$.

Результаты сравнительных виртуальных испытаний Автомобиля 1 и Автомобиля 2 приведены в Таблице 2.

Таблица 2.

Результаты сравнительных виртуальных
испытаний Автомобиля 1 и Автомобиля 2

	Автомобиль 1	Автомобиль 2	Относительная эффективность Автомобиля 2
«Поворот $R_{\pi} = 25$ м» по ГОСТ Р 52302-2012			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,369$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,041$ м/с	88,8 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0266$	$S_{\Delta \xi} = 0,0238$	10,5 %
«Поворот $R_{\pi} = 25$ м» по опорному основанию «лед со снегом»			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,23$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0476$ м/с	79,3 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0266$	$S_{\Delta \xi} = 0,0243$	8,6 %
«Поворот $R_{\pi} = 35$ м» по ГОСТ Р 52302-2012			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,4481$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0275$ м/с	93,8 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0436$	$S_{\Delta \xi} = 0,0104$	76,1 %
«Поворот $R_{\pi} = 35$ м» по опорному основанию «лед со снегом»			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,2256$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0245$ м/с	89,1 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0474$	$S_{\Delta \xi} = 0,0085$	82 %
«Поворот $R_{\pi} = 35$ м» с удержанием постоянной скорости			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,3378$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0386$ м/с	88,5 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0179$	$S_{\Delta \xi} = 0,016$	10,6 %
«Поворот $R_{\pi} = 35$ м» по опорному основанию «лед со снегом» и удержанием постоянной скорости			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,3775$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0889$ м/с	76,4 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0348$	$S_{\Delta \xi} = 0,0307$	11,7 %
«Переставка $S_{\pi} = 20$ м» по ГОСТ Р 52302-2012			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,3872$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0373$ м/с	90,3 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0568$	$S_{\Delta \xi} = 0,0212$	62,6 %
«Переставка $S_{\pi} = 20$ м» по опорному основанию «лед со снегом»			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,4044$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0204$ м/с	95 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0598$	$S_{\Delta \xi} = 0,0304$	49 %
«Переставка $S_{\pi} = 20$ м» с удержанием постоянной скорости			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,0651$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,027$ м/с	58,5 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,018$	$S_{\Delta \xi} = 0,0157$	12,7 %
«Переставка $S_{\pi} = 20$ м» по опорному основанию «лед со снегом» и удержанием постоянной скорости			
Δv	$S_{\Delta v} = 0,4657$ м/с	$S_{\Delta v} = 0,0128$ м/с	97,2 %
$\Delta \xi$	$S_{\Delta \xi} = 0,0305$	$S_{\Delta \xi} = 0,0228$	25,2 %

Основные результаты и выводы

- 1) Разработана математическая модель движения колесной машины и трансмиссионных узлов, отличающаяся тем, что модель содержит

математическое описание работы вновь созданных управляемых агрегатов трансмиссии, работа которых повышает устойчивость и управляемость двухосных колесных машин.

- 2) Методами экспериментальных исследований установлено, что разработанная математическая модель адекватно описывает движение двухосной колесной машины, относительная среднеквадратическая погрешность составляет от 8% до 17 %. Достигнутая точность позволяет использовать разработанную математическую модель для исследования эффективности и работоспособности алгоритмов работы системы динамической стабилизации.
- 3) Методами имитационного моделирования и экспериментальных исследований доказано, что новые алгоритмы работы информационных систем позволяют распознать опасность возникновения «заноса» и «рыскания» колесной машины и сформировать уставки для работы управляемых агрегатов трансмиссии, обеспечивающих перераспределение подводимых к колесам вращающих моментов.
- 4) Доказано, что предложенная новая кинематическая схема раздаточной коробки с изменяемой асимметрией позволяет перераспределять больший вращающий момент на заднюю ось или большую мощность на переднюю ось.
- 5) Доказано, что предложенная новая кинематическая схема главной передачи с механизмом распределения мощности позволяет перераспределять больший момент на колесо забегающего борта или отстающего.
- 6) Получены новые аналитические выражения для оптимальных управляющих воздействий на исполнительные устройства межосевого и межколесного дифференциалов, которые определяются на основе сформированных уставок и которые представляют собой часть от силы максимального сжатия управляемых фрикционных элементов дифференциалов.
- 7) Методами имитационного моделирования доказано, что предложенные новые критерии эффективности работы системы стабилизации позволяют проводить количественную оценку эффективности работы системы стабилизации. Установлено, что эффективность работы системы при обеспечении устойчивости автомобиля составляет от 58,5 % до 97,2 %, при обеспечении управляемости автомобиля – от 8,6 % до 82 % в сравнении с автомобилем необорудованным указанными системами.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Антонян А.В. Алгоритм распределения крутящего момента в автомобиле с колесной формулой 4x4 для обеспечения устойчивости движения // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 9. С. 31 – 37 (0,37 п.л.).
2. Антонян А.В. Расчет и математическое моделирование механизма распределения мощности, оборудованного планетарными рядами второго

класса // Журнал Автомобильных Инженеров. 2018. № 3 (110). С. 22 – 27 (0,31 п.л.).

3. Ankinovich G., Verhbitski A., Antonyan A. Mathematical modelling of torque vectoring differentials. IOP Conf. Series: Materials Sciences and Engineering 820. 2020. Doi: 10.1088/1757-899X/820/1/012025. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/820/1/012025/pdf>. В данной работе лично соискателем разработаны математические модели трансмиссионных узлов, в которых учитывается динамика звеньев (0,31 п.л./0,25 п.л.).
4. Ankinovich G., Verzhbitsky A., Antonyan A. Verification of mathematical model in curvilinear motion of the car with AWD system. IOP Conf. Series: Materials Sciences and Engineering 820. Issue 1. 2020. Doi: 10.1088/1757-899X/820/1/012019. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/820/1/012019/pdf>. В данной работе лично соискателем доказана адекватность разработанной математической модели движения колесной машины (0,25 п.л./0,18 п.л.).
5. Antonyan A.V., Jileikin M.M., Eranosyan A.V. The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 820. 2020. Doi: 10.1088/1757-899X/820/1/012003. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/820/1/012003/pdf>. В данной работе лично соискателем доказана работоспособность алгоритма распознавания заноса методами экспериментальных исследований (0,25 п.л./0,2 п.л.).
6. Пат. 2 692 285 С1 Российская Федерация, МПК F 16 Н 48/22, В 60 К 17/346. Раздаточная коробка с изменяемой асимметрией / А.В. Антонян; заявитель и патентообладатель А.В. Антонян. – № 2018140717; заявл. 19.11.2018, опубл. 24.06.2019, Бюл. № 18.
7. Пат. RU 2 694 985 С1 Российская Федерация, МПК F 16 Н 48/06. Планетарный мультидифференциал ведущей оси / А.В. Антонян; заявитель и патентообладатель А.В. Антонян. – № 2018127027; заявл. 24.07.2018, опубл. 18.07.2019, Бюл. № 20.
8. Антонян А.В. Составление блок-схемы в MATLAB & Simulink самоблокирующегося дифференциала Torsen [Электронный ресурс] // Электрон. журнал. Молодежный научно-технический вестник. Март 2016. № 3. URL: <http://ainsnt.ru/doc/836797.html> (0,31 п.л.).
9. Антонян А.В. Моделирование движения автомобиля с главной передачей оборудованной механизмом распределения мощности // Двадцатая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием). Транспортные системы. М.: 2019. С 751 – 755. (0,18 п.л.).