

На правах рукописи

Тинт Наинг Вин

**РАЗРАБОТКА ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ
СИСТЕМОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
МАЛОТОННАЖНЫХ ГРУЗОВЫХ ФУРГОНОВ**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно- технологические средства
и комплексы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва – 2024

Работа выполнена на кафедре колесных машин и прикладной механики Калужского филиала федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: **Алакин Виктор Михайлович**
кандидат технических наук, доцент, доцент
кафедры «Колесные машины и прикладная
механика» Калужского филиала МГТУ им.
Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты: **Гаевский Виталий Валентинович**
доктор технических наук, доцент, профессор
кафедры «Автомобили» ФГБОУ ВО «Московский
автомобильно-дорожный государственный
технический университет».

Бутин Данила Александрович
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Автомобили и тракторы» ФГБОУ ВО
«Нижегородский государственный технический
университет им. Р.Е. Алексеева».

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Волгоградский государственный
технический университет».

Защита состоится «3» июня 2024 г. в 16:30 на заседании диссертационного
совета 24.2.331.13 в Московском государственном техническом университете
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 направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул.,
д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.13

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

Автореферат разослан «___» _____ 2024 г.

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



Б.Б. Косицын

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее 55...60% всего автомобильного грузооборота страны осуществляется фургонами грузоподъемностью до 1,5 тонн. Малотоннажные фургоны, например, автомобиль ГАЗель NEXT, широко применяются для городских и междугородних товарных перевозок. Подобные автомобили эффективно используются для городской и междугородней доставки грузов на расстояния от 50 до 300 км и более.

При этом значительной проблемой безопасности дорожного движения является опрокидывание и занос фургонов на поворотах и при скоростном обгоне. По статистике ГИБДД МВД на дорогах России за 2012-2021 гг. в результате опрокидывания и заноса фургонов зарегистрировано более 200000 дорожно-транспортных происшествий (ДТП). В ДТП с участием грузовых автомобилей ежегодно погибают до 2000 человек, в том числе при опрокидывании и заносе - до 500 человек.

В настоящее время на фургонах устанавливаются рычажные стабилизаторы поперечной устойчивости, характеризующиеся неизменной угловой жёсткостью, что в ряде случаев при маневрировании приводит к недостаточной поперечной устойчивости автомобиля.

Известны конструкции активных стабилизаторов поперечной устойчивости, основанных на гидравлическом или электромеханическом принципе действия. Однако их применение в грузовых фургонах широкого распространения не получило. Кроме этого, возникает задача повышения поперечной устойчивости уже эксплуатируемых фургонов, оснащенных рычажными стабилизаторами поперечной устойчивости.

Одним из перспективных направлений повышения поперечной устойчивости уже эксплуатируемых и выпускаемых в настоящее время грузовых фургонов, например, ГАЗель NEXT, представляется дооснащение их узлами активной стабилизации, позволяющими управлять угловой жесткостью подвески в целом при криволинейном движении автомобиля. Реализация данного узла на основе гидравлического или электромеханического принципа действия сопряжена со значительными затратами на переоборудование автомобиля. По этой причине перспективным представляется разработка подобного механизма, основанного на электромагнитном принципе действия.

Для разработки рационального закона управления системой стабилизации поперечной устойчивости грузового фургона при его криволинейном движении требуется проведение дополнительных исследований влияния условий маневрирования грузового фургона на требуемую добавочную угловую жесткость подвески, обеспечиваемую действием дополнительных узлов активной стабилизации.

Таким образом, разработка рационального закона управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости фургонов грузоподъемностью до 1,5 тонн является актуальной задачей.

Целью диссертационной работы является повышение поперечной устойчивости малотоннажных фургонов грузоподъемностью до 1,5 тонн при криволинейном движении путем их дооснащения активными узлами

стабилизации и применения адаптивного к условиям движения закона управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости.

Для достижения цели исследования сформулированы и решены следующие **задачи**:

1. Выполнено теоретическое обоснование возможности снижения крена грузового фургона при его криволинейном движении за счет дооснащения его адаптивной дополнительной электромагнитной системой стабилизации и разработан метод определения ее рациональных параметров.

2. Разработан адаптивный к условиям загрузки и движения грузового фургона закон управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости.

3. Разработана и верифицирована математическая модель, пригодная для оценки эффективности разработанного закона управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости.

4. Проведены сравнительные исследования по оценке эффективности разработанного закона управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости на автомобиле «ГАЗель NEXT» по отношению к базовому рычажному стабилизатору.

Научная новизна работы.

1. Разработан метод определения рациональных параметров дополнительной электромагнитной системы поперечной стабилизации, отличающийся совместным учетом как конструктивных особенностей базовых подвесок, так и наиболее неблагоприятных условий маневрирования грузового коммерческого автомобиля;

2. Разработан адаптивный к условиям загрузки и движения грузового фургона закон управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости, отличающийся тем, что требуемые усилия, создаваемые узлами активной стабилизации, рассчитываются системой управления с учетом условий загрузки автомобиля, влияющей на плечо крена, опрокидывающий момент и осевой момент инерции поддрессоренных масс относительно оси крена;

3. Получены результаты теоретических исследований по оценке эффективности разработанного закона адаптивного управления дополнительной системой поперечной устойчивости грузового фургона, позволяющие дать оценку целесообразности применения подобных систем на легком коммерческом транспорте по сравнению с базовыми стабилизаторами поперечной устойчивости.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируется на теоретических и экспериментальных исследованиях динамики колёсных машин, а также на использовании апробированных методов имитационного моделирования.

Практическая значимость заключается:

1. В программной реализации математической модели движения фургона, оснащенного узлами активной стабилизации, пригодной для исследования и

сравнительной оценки различных законов управления поперечной жесткостью подвесок;

2. В разработке практических рекомендаций и обосновании рациональных параметров конструктивно-кинематической схемы системы стабилизации поперечной устойчивости автомобилей ГАЗель 2775-01 и ГАЗель NEXT;

3. В программной реализации разработанного закона управления дополнительной системой стабилизации.

Реализация результатов работы. Результаты работы используются в учебном процессе при подготовке инженеров на кафедре колесных машин и прикладной механики Калужского филиала МГТУ им. Н. Э. Баумана, а также внедрены в ООО «Меркатор Калуга» и АО «Автоэлектроника» при проектировании малогабаритных коммунальных машин.

На защиту выносятся основные положения научной новизны, выводы и результаты исследований:

1. Метод определения рациональных параметров дополнительной электромагнитной системы поперечной стабилизации, отличающийся совместным учетом как конструктивных особенностей базовых подвесок, так и наиболее неблагоприятных условий маневрирования грузового коммерческого автомобиля;

2. Адаптивный к условиям загрузки и движения грузового фургона закон управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости, отличающийся тем, что требуемые усилия, создаваемые узлами активной стабилизации, рассчитываются системой управления с учетом условий загрузки автомобиля, влияющей на плечо крена, опрокидывающий момент и осевой момент инерции поддрессоренных масс относительно оси крена;

3. Результаты теоретических исследований по оценке эффективности разработанного закона адаптивного управления дополнительной системой поперечной устойчивости грузового фургона, позволяющие дать оценку целесообразности применения подобных систем на легком коммерческом транспорте по сравнению с базовыми стабилизаторами поперечной устойчивости.

Личный вклад автора состоит том, что представленные результаты получены автором лично или при его непосредственном участии. Автором лично разработана математическая модель, закон адаптивного управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости грузового фургона, а также выполнена комплексная оценка эффективности и работоспособности разработанного закона управления с использованием метода математического моделирования.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

- на научно-технических семинарах кафедр колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана и колесных машин и прикладной механики КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана (Калуга, 2020 - 2023 г.);
- на VI, VII, VIII международных научно-технических конференциях «Пром-Инжиниринг» (Сочи, 2020 - 2022 г.);

- на IX международной научно-практической конференции «Информационные технологии и инновации на транспорте» (Орёл, 2023 г.);
- на Всероссийских конференциях «Наукоемкие технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе» (Калуга, 2019 - 2023 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 17 научных работ, из которых по перечню научных изданий, рекомендованных ВАК РФ – 4, индексируемых в международной базе научных изданий SCOPUS – 3.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 120 листах машинного текста, содержит 59 рисунков, 26 таблицы. Список литературы содержит 105 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во **введении** обоснована актуальность темы диссертации, приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулированы цель и задачи работы, научная новизна, а также основные положения, выносимые на защиту.

В **Главе 1** проведён анализ движения грузовых фургонов в условиях реальной дорожной ситуации, рассмотрены требования нормативных актов по обеспечению поперечной устойчивости автомобилей, выполнен обзор научных исследований, посвященных анализу существующих систем поперечной устойчивости автомобиля и ее повышению при криволинейном движении.

Отмечено, что максимальное допустимое значение угла крена φ подрессоренных масс автотранспортного средства, полученное в результате испытаний, не должно превышать предельных значений φ_n , рассчитанных в соответствии с ГОСТ 31507-2012 с учетом коэффициента поперечной устойчивости q_s . Для исследуемого автомобиля ГАЗель NEXT получено $\varphi_n = 8^\circ$. Критерием соответствия нормативным требованиям данного стандарта является условие:

$$\varphi \leq \varphi_n, \quad (1)$$

В то же время, как показали предварительные эксперименты, угол крена грузовых фургонов в условиях реальной дорожной ситуации может достигать 10° и более (Рис.1), что вызывает необходимость разработки мероприятий по повышению их поперечной устойчивости.

Однако даже в том случае, когда угол крена не превышает φ_n , целесообразно его снижение, так как при этом уменьшается



Рис. 1. Особенности криволинейного движения грузовых фургонов в условиях реальной дорожной ситуации

составляющая опрокидывающего момента, обусловленная смещением центра тяжести автомобиля, и, тем самым, выравниваются нормальные реакции внутренних и наружных колес автомобиля. Это способствует выравниванию касательных сил взаимодействия колес с дорогой и улучшению управляемости автомобиля. На основании анализа существующих подходов к обеспечению поперечной устойчивости автомобилей был сделан вывод о перспективности снижения угла крена и повышения поперечной устойчивости грузовых фургонов путем дооснащения существующих конструкций подвесок с рычажными стабилизаторами поперечной устойчивости дополнительными узлами активной стабилизации, делающими возможным адаптивное управление угловой жёсткостью подвески в зависимости от условий движения и загрузки автомобиля. Выполнен обзор и анализ математических моделей, которые могут быть применены для теоретического исследования динамики криволинейного движения грузовых фургонов в различных дорожных условиях и при различной загрузке, а также использованы при разработке закона управления системой стабилизации поперечной устойчивости малотоннажных грузовых фургонов.

При рассмотрении вопросов динамики движения автомобилей особо отмечены работы Агейкина Я.С., Анкиновича Г.Г., Антонова Д.А., Артамонова М.Д., Буянова И.П., Горелова В.А., Жилейкина М.М., Иларионова В.А., Котиева Г.О., Косицына Б.Б., Литвинова А.С., Мельникова А.А., Морина М.М., Полунгяна А.А., Рязанцева В.И., Смирнова Г.А., Сотникова В.А., Тарасика В.П., Умняшкина В.А., Филькина Н.М., Шаихова Р.Ф., Элліса Д.Р., Kamnik R. и др.

Выполненные в первой главе исследования позволили сформулировать задачи, направленные на достижение цели работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

В **Главе 2** представлен метод определения рациональных параметров дополнительной электромагнитной системы поперечной стабилизации, отличающийся совместным учетом как конструктивных особенностей базовых подвесок, так и наиболее неблагоприятных условий маневрирования грузового коммерческого автомобиля.

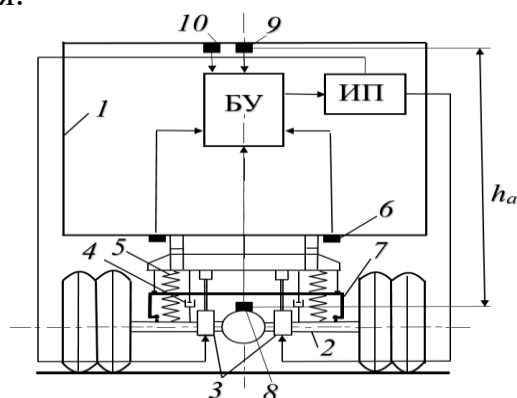


Рис. 2. Структурная схема системы управления узлами активной стабилизации: БУ — блок управления; ИП — источник питания; 1 — кузов; 2 — мост; 3 — узел дополнительной активной системы стабилизации; 4 — амортизатор; 5 — упругий элемент подвески; 6 — датчик положения кузова; 7- рычажный стабилизатор; 8 — нижний акселерометр; 9 — верхний акселерометр; 10 — угломер

Конструкция дополнительной системы активной стабилизации предусматривает установку двух узлов активной стабилизации 3 с левой и правой стороны подвески рядом с креплением рычажного стабилизатора 7 параллельно упругим элементам 5 подвески (Рис.2). Узлы активной стабилизации работают в противофазе и создают на каждом мосту дополнительный к рычажному стабилизатору момент пары сил, препятствующий крену кузова автомобиля. Следует отметить, что задействие узлов активной стабилизации предполагается только во время криволинейного движения, при этом жесткость подвески при прямолинейном движении не изменяется. Назначение остальных элементов дополнительной системы управления пояснено в описании главы 3.

Поперечные силы P_y при повороте груженого фургона определяются по зависимости:

$$P_y = \frac{M_a V^2}{R_n}, \quad (2)$$

где M_a – масса фургона; V – скорость автомобиля на повороте; R_n – радиус поворота.

Поперечные силы при обгоне по варианту «переставка» определяются по известной формуле:

$$P_y = \frac{M_a V^2}{R_n} + \frac{M_a b a_x}{R_n} + \frac{M_a b V \omega}{L}, \quad (3)$$

где L – колесная база исследуемого фургона; b – расстояние от оси центра тяжести до заднего моста; a_x – касательное ускорение; ω – угловая скорость поворота управляемых колес.

Отмечено, что при обгоне (маневр «переставка») поперечная сила возрастает по сравнению с поворотом за счет набора скорости автомобилем, а также из-за увеличения угла поворота управляемых колес при входе в поворот. В то же время, основное влияние (до 90 %) на поперечную силу в уравнении (3) оказывает первое слагаемое.

Требуемую угловую жесткость передней и задней подвесок можно определить исходя из условия, что для обеспечения поперечной устойчивости фургонов угол крена не должен превышать $\varphi_n = 8^\circ$. Для определения требуемой угловой жесткости передней и задней подвески ($C_{1,тр\epsilonб}$, $C_{2,тр\epsilonб}$) получены зависимости:

$$C_{i,тр\epsilonб} = \frac{P_{y,i} h_{kp,i}}{\varphi_n} + G_i h_{kp}, \quad (4)$$

где $P_{y,i}$ – поперечная сила, приходящаяся на передний ($i=1$) и задний ($i=2$) мосты автомобиля; h_{kp} – плечо крена соответствующего моста; G_i – нормальная нагрузка, приходящаяся на соответствующий мост.

Угловые жесткости передней и задней базовых подвесок со стабилизатором рассчитывались по известным формулам:

$$C_{2,подв} = 0,5B_{np}^2 C_{np} + C_{см,1}, \quad (5)$$

$$C_{2,подв} = 0,5B_p^2 C_p k_p + C_{см,2}, \quad (6)$$

где C_{np} и C_p – коэффициенты жесткости передней пружины и задней рессорной подвески фургона; B_{np} , B_p – расстояния между серединами пружин и рессор; k_p – коэффициент увеличения жесткости рессор (1,05...1,25); $C_{см,1}$ и $C_{см,2}$ – угловые жесткости стабилизаторов передней и задней подвески.

Тогда требуемое увеличение угловой жесткости передней и задней подвески может быть определено по формуле:

$$\Delta C_{i,треб} = C_{i,треб} - C_{i,подв}, \quad (7)$$

С учетом требуемого увеличения угловой жесткости подвесок были определены максимальные усилия $[N_i]$, которые должен обеспечить каждый узел активной стабилизации при условии их работы на каждом мосту в противофазе:

$$[N_i] = \frac{0,5\Delta C_{i,треб} \varphi_n}{B_i}, \quad (8)$$

где B_i – расстояния между активными узлами стабилизации соответствующего моста.

Ход штока z_i узла активной стабилизации, соответствующей углу крена φ , вычислялся по формуле:

$$z_i = l_i \operatorname{tg}(\varphi), \quad (9)$$

где l_i – расстояние от оси крена до оси штока узла активной стабилизации соответствующего моста.

Расчеты по формулам (2-9) выполнялись применительно к грузовому фургону ГАЗель NEXT. Маневр «переставки» рассматривался при $S_{п}=16$ м и $S_{п}=20$ м (обозначения по ГОСТ Р 31507-2012) при скоростях движения автомобиля 50...80 км/ч. Радиусы поворота составляли от 35 м до 70 м. Получено, что наибольшая поперечная сила составляет $[P_y] \approx 65$ кН. В случае автомобиля с подвесками, оснащёнными рычажными стабилизаторами поперечной устойчивости, получены углы крена кузова, достигающие 12° . Для обеспечения угла крена менее 8° узлы активной стабилизации должны увеличивать базовую жесткость передней подвески на 13612 Нм и задней – на 28698 Нм. На основании этого расчетным путем было определено максимальное усилие на штоке узла активной стабилизации, которое составило 2800 Н. Наибольшее требуемое рабочее перемещение штока, соответствующее углу крена φ_n , составило 60 мм. Расчетным путем установлено, что такие технические характеристики узла активной стабилизации, основанного на электромагнитном принципе действия, обеспечиваются при следующих конструктивных параметрах: наружный диаметр электрической катушки – 150 мм; внутренний диаметр – 82 мм; длина – 240 мм; диаметр проволоки катушки – 1,45 мм;

максимальная сила тока - 7 А, число витков – 2600, длина провода 624 м, максимальное напряжение постоянного тока – 28 В.

В Главе 3 выполнен синтез закона управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости.

При синтезе закона управления был принят ряд допущений. Массой неподрессоренных частей грузового автомобиля, скручиванием рамы под действием центробежных сил, упругим деформированием шин пренебрегалось. Было также принято допущение, что ось крена параллельна опорной поверхности. Рассматривался случай крена, не приводящего к отрыву внутренних колес от опорной поверхности. пренебрегали. Согласно принятым допущения поперечный крен автомобиля описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$J_{ox}\ddot{\varphi} = P_y h_{kp} \cos \varphi + M_a g h_{kp} \sin \varphi - (P_{11} + P_{21}) \frac{B}{2} - (P_{12} + P_{22}) \frac{B}{2}, \quad (10)$$

где J_{ox} – осевой момент инерции кузова автомобиля относительно продольной оси OX автомобиля; φ – угол крена; P_y – сила крена; M_a – масса автомобиля; h_{kp} – плечо крена; P_{ij} – силы, действующие со стороны подвесок на раму автомобиля; B – колея.

Приняли во внимание, что в рассматриваемом диапазоне угла крена $\cos \varphi \approx 1, \sin \varphi \approx \varphi, \varphi \approx \frac{2z}{B}$ (где z – деформация подвески под действием опрокидывающего момента). Из последнего выражения следует, что:

$$\ddot{\varphi} \approx \frac{2\ddot{z}}{B}, \quad (11)$$

С учетом данных допущений дифференциальное уравнение (10) представили в виде:

$$\frac{2J_{ox}}{B} \ddot{z} = P_y h_{kp} + \frac{2M_a g h_{kp}}{B} z - (P_{11} + P_{21}) \frac{B}{2} - (P_{12} + P_{22}) \frac{B}{2}, \quad (12)$$

Силы P_{ij} составляют:

$$P_{i1} = zC_i + \dot{z}\mu_i + N_{ij} + P_{cm,i}, \quad (13)$$

$$P_{i2} = -zC_i - \dot{z}\mu_i - N_{ij} - P_{cm,i}, \quad (14)$$

где z – деформация подвески под действием опрокидывающего момента; \dot{z} – скорость деформации подвески под действием опрокидывающего момента; $P_{cm,i}$ – усилие, передаваемое на подвеску с отстающего колеса на забегающее рычажным стабилизатором поперечной устойчивости; N_{ij} – силы, создаваемые узлами активной стабилизации.

При этом:

$$P_{cm,i} = \frac{2C_{cm,i}z}{B^2}, \quad (15)$$

Силы N_{ij} в уравнениях (13) и (14) образуют для каждого моста пару сил ($N_{i1} = N_{i2}$), момент которых направлен против момента, создаваемого центробежной силой. Действие данной пары сил эквивалентно увеличению угловой жесткости подвески.

Представили силу N_{ij} в виде:

$$N_{ij} = C_{N,i}z + \mu_{N,i}\dot{z}, \quad (16)$$

где $C_{N,i}$, $\mu_{N,i}$ – коэффициенты пропорциональности.

Тогда для подвесок каждой из сторон автомобиля:

$$N = N_1 + N_2, \quad (17)$$

или с учетом (16)

$$N = C_N z + \mu_N \dot{z}, \quad (18)$$

где:

$$C_N = C_{N,1} + C_{N,2}, \quad (19)$$

$$\mu_N = \mu_{N,1} + \mu_{N,2}, \quad (20)$$

После подстановки (13-20) в (12) и преобразований данное уравнение было представлено в виде:

$$m\ddot{z} = P_y - Cz - \mu\dot{z}, \quad (21)$$

где:

$$m = \frac{2J_{ox}}{h_{кр}B}, \quad (22)$$

$$C = \frac{B}{h_{кр}} \left[C_1 + C_2 + 2(C_{cm,1} + C_{cm,2}) + C_N \right] - \frac{2M_ag}{B}, \quad (23)$$

$$\mu = \frac{B}{h_{кр}} (\mu_1 + \mu_2 + \mu_N), \quad (24)$$

Выражение (21) представляет собой дифференциальное уравнение свободных колебаний при вязком сопротивлении. Сила P_y смещает центр колебаний на величину статического отклонения λ_{cm} . В качестве максимально допустимого статического отклонения приняли линейное изменение длины подвески $[z]$, соответствующее максимально допустимому углу крена φ_n :

$$[z] = 0,5B\varphi_n, \quad (25)$$

Смещая начало отсчета оси z на величину $[z]$ уравнение (21) приводится к виду:

$$\ddot{z} + 2b\dot{z} + k^2z = 0, \quad (26)$$

где:

$$2b = \frac{\mu}{m}, \quad (27)$$

$$k^2 = \frac{C}{m}, \quad (28)$$

Отсутствие колебаний относительно точки с координатой $[z]$ и, соответственно, увеличение угла крена более φ_n будет иметь место при достижении выполнения условия:

$$b = k, \quad (29)$$

На основании (29) с учетом (27) и (28) было получено:

$$\mu_N = \frac{h_{кр}}{B} \sqrt{mC} - (\mu_1 + \mu_2), \quad (30)$$

Подставив (30) в (18), было получено:

$$N = C_N z + \left(\sqrt{mC} - (\mu_1 + \mu_2) \right) \dot{z}, \quad (31)$$

Приняли линейный закон увеличения слагаемого $(C_N z)$ при изменении значений z от 0 до $[z]$. Тогда с учетом (30) выражение (31) принимает вид:

$$N = 2 \left([N_1] + [N_2] \right) \frac{z}{[z]} + \left(\sqrt{mC} - (\mu_1 + \mu_2) \right) \dot{z}, \quad (32)$$

Приняли решение о распределении N_i по мостам согласно распределению веса автомобиля:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{N_1}{N_2}, \quad (33)$$

где G_i – нормальная нагрузка, приходящаяся на передний ($i=1$) и задний ($i=2$) мосты.

Тогда:

$$N_1 = \frac{k_G N}{2k_p + 2}, \quad (34)$$

$$N_2 = \frac{N}{2k_G + 2}, \quad (35)$$

где $k_G = \frac{G_1}{G_2}$ – коэффициент распределения статической нагрузки по осям.

Зависимости (32), (34), (35) представляют собой адаптивный закон управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости, так как позволяют учесть особенности конкретного случая загрузки автомобиля: распределение нормальной нагрузка по осям G_i , осевой момент инерции J_{ox} , плечо крена $h_{кр}$. Данные параметры определяется посредством системы управления, поясненной на Рис. 2. Каждая подвеска автомобиля оснащается датчиком высоты b , которые фиксирует изменение хода подвески.

При загрузке автомобиля с помощью датчиков высоты, расположенных на подвесках переднего и заднего мостов рассчитываются значения G_1, G_2 и коэффициент k_G . Далее измеренные значения z_1 и z_2 принимаются на нулевые. Угол крена φ фиксируется с помощью угломера 10. Вблизи оси продольного крена устанавливается нижний акселерометр 8 для фиксации продольного a_x и поперечного a_y ускорений автомобиля. На высоте h_a от нижнего акселерометра 8 устанавливается верхний акселерометр 9, который фиксирует поперечное ускорение a_y^* в точке его установки. Угловое ускорение $\ddot{\varphi}$ рассчитывается по формуле:

$$\ddot{\varphi} = \frac{(a_y^* - a_y)}{h_a}, \quad (36)$$

Плечо крена $h_{кр}$ предложено определять по продольному крену автомобиля в моменты изменения скорости его движения, например, при трогании:

$$h_{кр} \approx \frac{\Delta P_i L}{M_a a_x} - r_k, \quad (37)$$

где ΔP_i – изменение разницы нагрузок между осями из осей автомобиля, r_k – радиус колеса.

Осевой момент инерции J_{ox} предложено определять по выражению:

$$J_{ox} = \frac{1}{\ddot{\varphi}} \left[P_y h_{кр} + M_a g h_{кр} \varphi - (P_{11} + P_{21}) \frac{B}{2} - (P_{12} + P_{22}) \frac{B}{2} \right]. \quad (38)$$

Поперечная сила P_y рассчитывается по зависимости:

$$P_y = M_a a_y, \quad (39)$$

При крене кузова под действием поперечной силы фиксируются вертикальные перемещения левой или правой стороны кузова относительно балки моста z и дается соответствующий сигнал на блок управления (БУ), который рассчитывает значения \dot{z} и по зависимостям (31), (33), (34) – требуемые значения N_i . Управляющий сигнал от БУ подается на источник питания (ИП), запитывающий активные узлы 3 дополнительной системы стабилизации.

При малых значениях \dot{z} увеличение усилия N носит характер, близкий к линейному:

$$N \approx 2([N_1] + [N_2]) \frac{z}{[z]}, \quad (40)$$

Угловая жесткость подвесок плавно возрастает с увеличением z до своих максимальных значений $C_{i,мреб}$, не оказывая влияния на условия вождения автомобиля при малых углах крена φ . При значительных скоростях \dot{z} для

исключения возникновения поперечных колебаний суммарное усилие N увеличивается на величину слагаемого $\left(\sqrt{mC} - (\mu_1 + \mu_2)\right)\dot{z}$.

Таким образом, полученный закон управления позволяет для автомобиля с конкретной загрузкой:

- обеспечить плавное увеличение угловой жесткости подвесок автомобиля при увеличении крена до заданных значений φ_n ;
- предотвращает возникновение угловых колебаний автомобиля при криволинейном движении, что особенно важно при кренах, близких к φ_n .

В Главе 4 приведены исследования по оценке эффективности разработанного закона управления дополнительной системой поперечной устойчивости грузового фургона основе имитационного моделирования в программной среде SolidWorks Motion.

Для визуализации вычислительных экспериментов была разработана твердотельная 3D-модель фургона на примере ГАЗель NEXT (Рис. 3 и Рис. 4) с учетом основных размерно-массовых характеристик агрегатов и кузова. Для исследования влияния предложенного закона управления дополнительной системой поперечной устойчивости был проведен ряд вычислительных экспериментов, в рамках которых имитировались маневры поворота и переставки машины, как для автомобиля с базовой рычажной системой поперечной устойчивости, так и для автомобиля, дооснащенного активным узлом стабилизации.

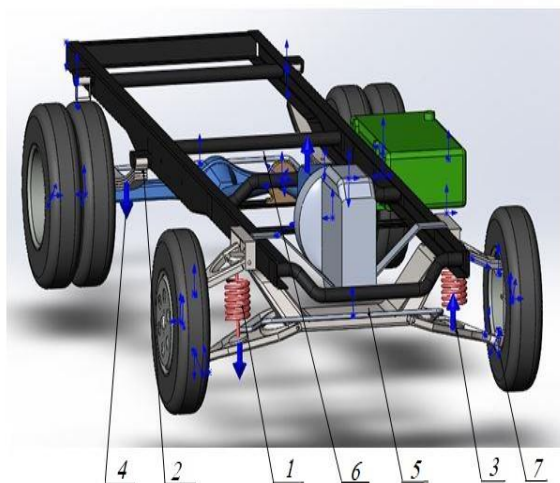


Рис. 3. 3D-модель конструкции подвески цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT: 1 – передняя подвеска; 2 – задняя подвеска; 3, 4 – узлы активной стабилизации передней и задней подвески; 5 и 6 – рычажные стабилизаторы передней и задней подвески; 7 – точки приложения сил

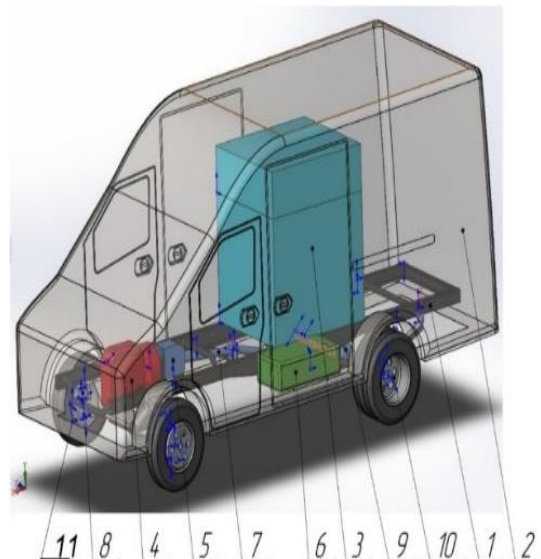


Рис. 4. 3D-модель фургона ГАЗель NEXT: 1 – рама; 2 – кузов; 3 – груз; 4 – двигатель; 5 – коробка передач; 6 – топливный бак; 7 – карданные валы; 8 – передняя подвеска; 9 – задний мост; 10 – колеса; 11 – точки приложения сил

Для проведения динамических исследований были построены 3D-модели дорожного полотна с заданной кривизной поворота, по которым имитировалось движение фургона. Моделирование движения проходило по опорной поверхности типа асфальт. Первый маневр представлял собой поворот (Рис. 5), радиус которого в ходе опытов менялся в диапазоне от 30 м до 80 м. Второй маневр – это «переставка» на прямом участке дороги (Рис. 6).

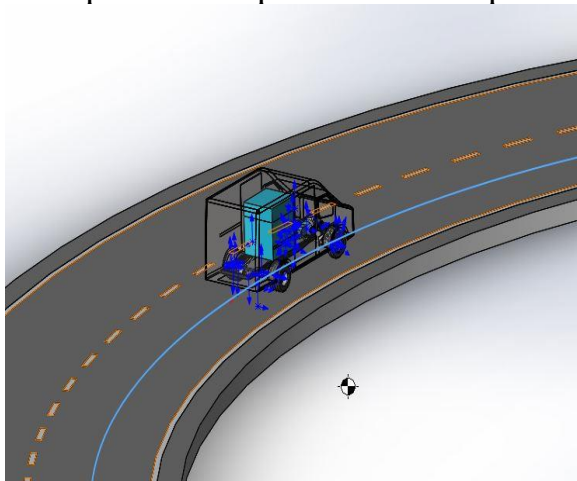


Рис. 5. Моделирование маневра поворота

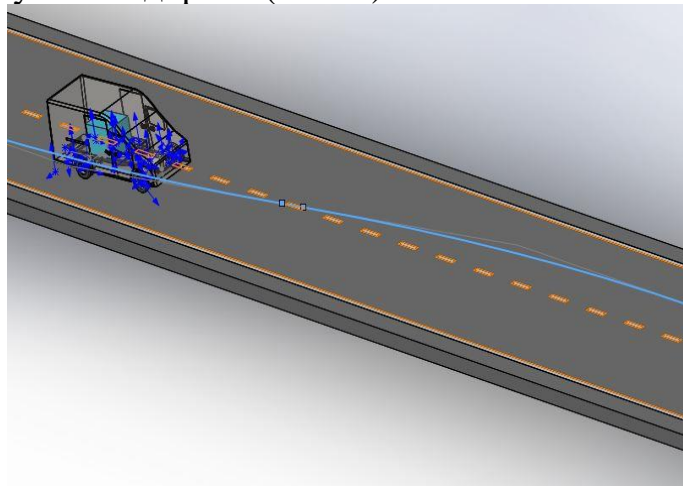


Рис. 6. Моделирование маневра «переставка»

Далее 3D- модели цельнометаллического фургона и дороги загружались в модуль для создания модели динамики в SolidWorks Motion 2016. Поперечная жёсткость подвески задавалась на основе предложенного закона управления. В случае моделирования движения автомобиля, оснащенного только стабилизаторами поперечной устойчивости, принималось $N_i=0$. Крены автомобиля исследовались при выполнении маневра «поворот» радиусами 35, 40, 50, 60, и 70 м. При каждом значении радиуса поворота проводились вычислительные эксперименты при скоростях движения автомобиля 20, 30, 40 и 50 км/ч. Маневр «переставка» моделировался при $S_{\pi}=16$ м и $S_{\pi}=20$ м на скоростях 50 км/ч, 60 км/ч, 70 км/ч, 80 км/ч.

С целью верификации модели и проверки адекватности результатов моделирования было выполнено экспериментальное исследование по оценке углов крена кузова груженого фургона «ГАЗель 2775-01» в повороте и при переставке. Испытания проводились согласно ГОСТ Р 31507-2012. Угол крена определялся с применением электронного уровня-угломера «Зубр 34747». Движение осуществлялось по сухому асфальтобетонному покрытию. Были выполнены следующие маневры: «переставка $S_{\pi}=20$ м» «переставка $S_{\pi}=16$ м» при скоростях 50, 60, 70, 80 км/ч, а также «поворот $R_{\pi}=35$ м» при скоростях 30, 40, 50, 60 км/ч. Разница между расчетными и экспериментальными значениями не превышает 12%, что свидетельствует о возможности применения разработанной математической модели для оценки эффективности разработанного закона управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости автомобиля. Сопоставление полученных в результате моделирования углов крена автомобиля с рычажным стабилизатором поперечной устойчивости и дооснащенного узлами активной стабилизации представлено на Рис. 7 и Рис. 8.

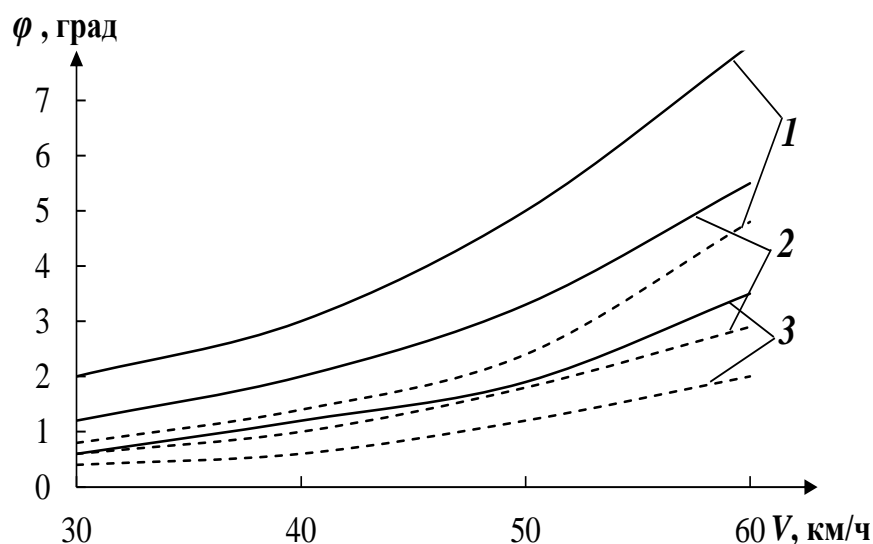


Рис. 7. Сравнение угла крена кузова на повороте: 1 – $R_{\text{п}}=35$ м; 2 – $R_{\text{п}}=50$ м; 3 – $R_{\text{п}}=70$ м; — — рычажный стабилизатор; ---- — с узлами активной стабилизации

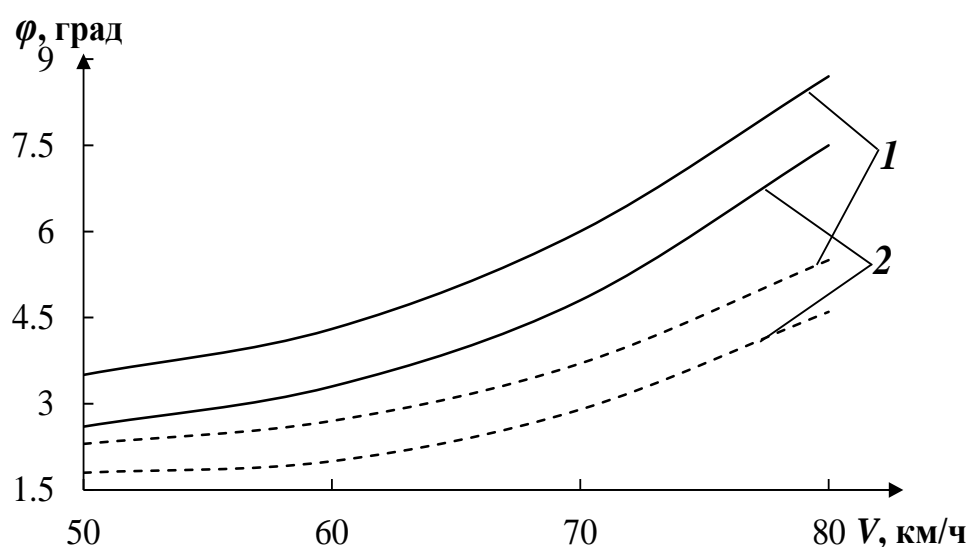


Рис. 8. Сравнение угла крена кузова при «переставке»: 1 – $S_{\text{п}}=16$ м; 2 – $S_{\text{п}}=20$ м; — — рычажный стабилизатор; ---- — с узлами активной стабилизации

Полученные результаты моделирования показали, что при маневре «поворот» цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT с базовым рычажным стабилизатором со скоростью 30...60 км/ч угол крена кузова достигает $8,3^\circ$. Задействование дополнительных узлов активной стабилизации позволяет уменьшить это значение до 5° . При маневре «переставка» на скорости 50...80 км/ч с базовым рычажным стабилизатором угол крена варьируется в диапазоне $7,5...10^\circ$, а использование узлов активной стабилизации позволяет его снизить до $4,5...5,5^\circ$. Таким образом, применение разработанного закона управления поперечной устойчивостью позволяет повысить поперечную устойчивость груженого фургона более чем на 30...35%.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Экспериментально установлено, что углы крена автомобиля «ГАЗель 2775-01» с полной загрузкой при выполнении маневров «поворот» и «переставка» в реальных условиях дорожного движения могут превышать 10^0 . Согласно ГОСТ 31507-2012 допустимые углы крена данного автомобиля не должны превышать 8^0 , что свидетельствует о необходимости повышения поперечной устойчивости и совершенствования конструкции подвески автомобиля.

2. Доказана техническая возможность снижения крена грузового фургона при маневрировании за счет изменения угловой жёсткости подвески посредством дооснащения подвесок с рычажными стабилизаторами поперечной устойчивости дополнительными узлами активной стабилизации, основанными на электромагнитном принципе действия и создающими дополнительный момент, препятствующий крену.

3. Предложено конструктивное исполнение системы стабилизации поперечной устойчивости автомобиля, согласно которому автомобиль дооснащается электромагнитными узлами активной стабилизации, устанавливаемыми параллельно упругим элементам подвески, источником питания данных узлов, датчиками высоты кузова, устанавливаемыми в области подвесок, двумя акселерометрами, служащими для определения продольных и поперечных ускорений автомобиля, для расчета углового ускорения крена, угломером для фиксации угла крена, а также блоком управления дополнительной системой стабилизации.

4. Разработан метод определения рациональных параметров дополнительной электромагнитной системы поперечной стабилизации, отличающийся совместным учетом как конструктивных особенностей базовых подвесок, так и наиболее неблагоприятных условий маневрирования грузового коммерческого автомобиля.

5. Разработан адаптивный к условиям загрузки и движения грузового фургона закон управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости, отличающийся тем, что требуемые усилия, создаваемые узлами активной стабилизации, рассчитываются системой управления с учетом условий загрузки автомобиля, влияющей на плечо крена, опрокидывающий момент и осевой момент инерции поддрессоренных масс относительно оси крена.

6. В среде SolidWorks Motion разработана математическая имитационная модель крена автомобиля при его криволинейном движении. Разработанная математическая модель была верифицирована путем сопоставления результатов экспериментального исследования крена автомобиля «ГАЗель 2775-01» при выполнении маневров «поворот» и «переставка» с результатами математического моделирования. Отклонение экспериментальных данных от расчётных не превышает 12%.

7. Проведена оценка эффективности разработанного закона управления дополнительной системой стабилизации поперечной устойчивости автомобиля. Результаты имитационного моделирования в среде SolidWorks Motion показали повышение поперечной устойчивости на 30...35 %.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Разработка методики обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно – электромагнитной системы стабилизации поперечной устойчивости грузовых фургонов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. Брянск: РИСО БГУ. 2022. № 2, С 142-149. (0,92 п.л./0,46 п.л.).
2. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Исследование влияния крена кузова на поперечную устойчивость грузового фургона на повороте // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2022. № 3, С 106-113. (0,92 п.л./0,46 п.л.).
3. Никитин Г.С., Тинт Наинг Вин. Результаты динамического моделирования поперечной устойчивости малотоннажного фургона при криволинейном движении // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. Брянск: РИСО БГУ. 2022. № 4, С 322-329. (0,92 п.л./0,46 п.л.).
4. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Результаты исследований жесткости стабилизаторов и угла крена кузова грузового автомобиля // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. Брянск: РИСО БГУ. 2023. № 2, С 173-179. (0,81 п.л./0,40 п.л.).
5. Tint Naing Win, Alakin V.M., Zar Ni Lin. Research to Determine the Installation of Additional Stabilizer Bars for the Modernization of Trucks // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020. Vol. 1. P. 1119 – 1130. (1,38 п.л./0,46 п.л.)
6. Tint Naing Win, Alakin V.M. Study of the Influence of Body Roll on Lateral Stability When Maneuvering and Cornering // Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021. Vol.1. P. 524 – 532. (1,04 п.л./0,52 п.л.).
7. Tint Naing Win, Alakin V.M., Plakhov S. A. Development of a Methodology and Study of the Center of Gravity of a Vehicle // Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2022. P. 411 – 420. (1,16 п.л./0,38 п.л.).
8. Тинт Наинг Вин, Сидоров В.Н. Исследование конструкции и принципов работы стабилизатор поперечной устойчивости // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Региональной научно-технической конференции. Калуга. 2019.Т. 2. С 226-230. (0,5 п.л./0,25 п.л.).
9. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Обоснование частной методики определения центра тяжести автомобиля // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Калуга. 2019.Т. 2. С 37-39. (0,35 п.л./0,18 п.л.).
10. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Определение крена кузова грузового фургона при криволинейном движении и на поворотах // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе:

Материалы Региональной научно-технической конференции. Калуга. 2020.Т. 2. С 31-33. (0,35 п.л./0,18 п.л.).

11. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Определение коэффициента боковой передачи и устойчивости грузового фургона при криволинейном движении // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Калуга. 2020.Т. 1. С 221-213. (0,35 п.л./0,18 п.л.).

12. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Определение поперечных сил и крена кузова грузового автомобиля типа фургон при движении маневрированием // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Региональной научно-технической конференции. Калуга. 2021.Т. 2. С 66-68. (0,35 п.л./0,18 п.л.).

13. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Определение нормальных опорных реакций колес грузового фургона на дорожное покрытие при повороте // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Калуга. 2021.Т. 2. С 7-9. (0,35 п.л./0,18 п.л.).

14. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Анализ поперечных сил, угла крена и реакций опор при криволинейном движении автомобиля // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Региональной научно-технической конференции. Калуга. 2022.Т. 1. С 258-261. (0,46 п.л./0,23 п.л.).

15. Тинт Наинг Вин, Сидоров В.Н., Алакин В.М. Разработка математической модели подвески с активными электромагнитными стабилизаторами на примере фургона ГАЗель NEXT // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Калуга. 2022. Т. 2. С 176-179. (0,46 п.л./0,15 п.л.).

16. Тинт Наинг Вин, Никитин Г.С., Алакин В.М. Методика имитационного моделирования поперечного крена кузова фургона ГАЗель NEXT при криволинейном движении // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Региональной научно-технической конференции. Калуга. 2023.Т. 1. С 255-259. (0,58 п.л./0,2 п.л.).

17. Сидоров В.Н., Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Математическое моделирование процесса комбинированной рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации // Мир транспорта и технологических машин. 2023. № 3-4 (82). С. 18-25. (0,92 п.л./0,3 п.л.).