

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ
И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ (НАМИ)

На правах рукописи



Мушкарин Евгений Юрьевич

**МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
АВТОПОЕЗДА ПУТЁМ КОМПЛЕКСНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА
ТЯГОВЫЙ И РУЛЕВОЙ ПРИВОДЫ ПОЛУПРИЦЕПА**

Специальность 2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и
комплексы (технические науки)

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
Малиновский Михаил Павлович

Москва 2026 г.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Актуальность исследования.	4
Цель работы.....	6
Задачи исследования.	6
Научная новизна.	7
Теоретическая и практическая значимость работы.	8
Методология и методы исследования.	8
На защиту выносятся:.....	9
Степень достоверности полученных результатов.....	9
Апробация работы.	10
Структура и объём работы.....	10
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЗАДАЧИ И МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1 Краткий анализ направлений исследований.....	11
1.2 Исследования стратегий использования антиблокировочной системы ABS для обеспечения устойчивости автопоезда.....	19
1.3 Исследования стратегий управления моментом крена для обеспечения устойчивости автопоезда.....	24
1.4 Исследования различных стратегий для обеспечения устойчивости автопоезда.....	26
ГЛАВА 2. КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА.....	29
2.1 Исходная математическая модель динамики активного автопоезда	30
2.1.1 Основные допущения	30
2.1.2 Расчетная схема.....	30
2.2 Доработанная математическая модель активного автопоезда.....	34
2.2.1 Модель трансмиссии автопоезда.....	38
2.2.2 Модель рулевого управления тягача и полуприцепа	40
Выводы по главе 2	44
ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА	45
3.1 Общие положения.....	45
3.2 Анализ исходных данных	45
3.3 Результаты математического моделирования	48
3.4 Анализ результатов математического моделирования.....	86

3.5 Предложения по разработке алгоритмов управления активным приводом и системой управления поворотом полуприцепа	90
3.5.1 Алгоритм управления ВРУ полуприцепа	90
3.5.2. Описание алгоритма для реализации при математическом моделировании	92
3.5.3 Порядок отработки алгоритма	93
Выводы по главе 3	94
ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА.....	95
4.1 Основы теории подобия при физическом моделировании	96
4.2 Основные требования к физической модели автопоезда	98
4.3 Объект исследования.....	101
4.3.1 Общее устройство физической модели активного автопоезда	101
4.3.2 Тяговые электромоторы ФМА.....	103
4.3.3 Система управления ФМА	106
4.3.4 Разработка защитного корпуса ФМА.....	109
4.3.5 Уточнение параметров ФМА	110
4.4 Программа и методика экспериментальных исследований ФМА	114
4.5 Результаты испытаний ФМА.....	115
4.5.1 Испытание №1. Пассивный полуприцеп, неуправляемые колеса .	117
4.5.2 Испытание №2. Активный полуприцеп, неуправляемые колеса ...	119
4.5.3 Испытание №3. Пассивный полуприцеп, управляемые колеса	120
4.5.4 Испытание №4. Активный полуприцеп, управляемые колеса	122
4.6. Метрологическое обеспечение испытаний	126
Выводы по главе 4	126
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	127
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	130
ПРИЛОЖЕНИЕ А СВЕДЕНИЯ ОБ АКТАХ ВНЕДРЕНИЯ.....	149

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность исследования.

Колёсные автопоезда играют важную роль в развитии мировой экономики, улучшении логистики транспортных операций, экономии материальных средств и повышении экологической безопасности окружающего мира. Главное преимущество автопоездов – снижение количества транспортных средств, участвующих в грузоперевозках, повышенная грузоподъёмность и грузовместимость. Особая роль в освоении труднопроходимых районов Российской Федерации отводится т.н. активным автопоездам, то есть автопоездам с активным приводом колёс прицепного звена (полуприцепа, прицепа) или прицепной системы.

Кроме того, активные автопоезда играют важную роль в перевозке военных грузов и повышении эффективности монтируемого на них вооружения, военной и специальной техники (ВВСТ). Принятие на вооружение новых и продление сроков эксплуатации стоящих на вооружении ракетных комплексов стратегического назначения с шахтными пусковыми установками требует создания новых и модернизации существующих большегрузных транспортно-технологических агрегатов (ТТА), входящих в состав подвижного технологического оборудования, обеспечивающего приведение в готовность к боевому применению, поддержание в необходимой степени боевой готовности и проведение других технологических операций эксплуатации шахтных ракетных комплексов.

Проектирование и изготовление активных тяжёлых автопоездов (АТА) с активным полуприцепом для Вооружённых сил и экономики страны осуществляется с середины XX века. Работы в этом направлении вызваны тем, что много образцов ВВСТ размещалось на семействе специальных колёсных шасси (СКШ) и тяжёлых колёсных автопоездов для обеспечения мобильности комплексов ВВСТ. Для условий технического обеспечения (доставки

боеприпасов и другого имущества) экономически выгоднее было использовать активные автопоезда.

Из практики создания автопоездов следует, что они отличаются от однозвенных СКШ более низким уровнем показателей динамической и статической устойчивости. Это объясняется габаритными размерами и расположением центра тяжести автопоездов, а также динамическим взаимным влиянием звеньев друг на друга.

Помимо сложных дорожных условий, АТА используются также на существующей дорожной сети. В этом случае к ним предъявляются те же требования по безопасности движения, что и к магистральным автопоездам.

Специфика перевозимого груза или смонтированного оборудования ВВСТ требует повышенной динамической устойчивости при движении с высокими скоростями. Главным признаком динамической устойчивости при этом является отсутствие опрокидывания, заноса и складывания прицепной системы относительно тягача, особенно при движении по покрытию с низким коэффициентом сцепления. В нашей стране множество работ посвящено движению неактивных автопоездов в сложных дорожных условиях, повышению поперечной устойчивости от опрокидывания и устойчивости против заноса. Однако проблеме устойчивости активных автопоездов, в том числе с управляемыми колёсами полуприцепа, в научных публикациях и практике проектирования до сих пор уделялось недостаточно внимания.

Таким образом, исследование и поиск путей повышения динамической устойчивости движения активных автопоездов на высоких скоростях является актуальной научной задачей, разрешающей одно из внутренних противоречий существующей проблемы – создания общей теории и практики проектирования АТА.

При оценке параметров движения агрегатов ВВСТ на АТА проектировщики сталкиваются со следующими проблемами:

- отсутствуют математические модели, адекватно описывающие динамику движения;

- низкая точность результатов расчётов из-за большого числа существенных допущений при моделировании.

Поэтому все исследования динамики АТА проводятся преимущественно при однопараметрических исследованиях – влияния отдельно взятой системы автопоезда на его динамическую устойчивость, а интегральная оценка влияния основных систем на процесс потери устойчивости отсутствует. Для решения данной проблемы требуется интерактивное исследование закономерностей формирования потери устойчивости в зависимости от состояния основных систем АТА, влияющих на безопасность движения: системы рулевого управления (РУ), подвески колёс, тягового электропривода полуприцепа, а также характеристики седельно-сцепного устройства (ССУ).

Цель работы.

Целью работы является повышение динамической устойчивости активного седельного автопоезда на основе совместного управления динамикой систем тягового электропривода и рулевого привода колёс полуприцепа.

Задачи исследования.

Для достижения поставленной цели в работе необходимо решить следующие основные задачи:

1. Доработать комплексную многопараметрическую математическую модель динамической системы автопоезда, учитывающую взаимодействие деформируемого колеса с недеформируемым опорным основанием, динамические процессы, происходящие в системе рулевого управления, подвески колёс и седельно-сцепном устройстве (ССУ) полуприцепа с тяговым электроприводом.

2. Установить закономерности влияния конструктивных параметров и режимов движения активного автопоезда на курсовую и поперечную устойчивость его звеньев при криволинейном движении.

3. На базе установленных закономерностей разработать метод повышения динамической устойчивости активного автопоезда путём комплексного воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа.

4. Использовать полученные закономерности и математическую модель для обоснования предложений по форме и содержанию алгоритмов управления тяговым и рулевым приводами полуприцепа для повышения динамической устойчивости активного автопоезда.

5. Разработать макетный образец и провести экспериментальные исследования для подтверждения адекватности математической модели и разработанных рекомендаций по повышению динамической устойчивости.

Объектом исследований в рамках диссертационной работы является двухзвенный автопоезд большой грузоподъёмности, состоящий из седельного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим тяговым электроприводом и управляемыми колёсами.

Предметом исследований диссертационной работы является закономерности влияния активизации и рулевого управления колёс полуприцепа и конструктивных параметров автопоезда на его динамическую устойчивость при неустановившемся криволинейном движении с эксплуатационными скоростями.

Научная новизна.

Научная новизна выполненных диссертационных исследований состоит:

1. В доработке комплексной математической модели движения АТА, учитывающей взаимодействие деформируемого колеса с недеформируемым опорным основанием, динамические процессы, определяющие функционирование систем рулевого управления, подвески колёс и седельно-сцепном устройстве (ССУ) полуприцепа с активным тяговым приводом.

2. В разработке метода повышения динамической устойчивости активного автопоезда при криволинейном движении, при интерактивном воздействии на тяговый и рулевой приводы полуприцепа.

3. В обосновании предложений по конструктивному исполнению АТА и формированию алгоритмов совместной работы их систем для обеспечения

безопасности движения.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическая значимость работы заключается в том, что метод исследования повышения устойчивости активного автопоезда может быть реализован при разработке образцов различного конструктивного исполнения. Математическая модель, позволяющая на этапе проектирования автопоезда оценивать показатели параметров его устойчивости движения, реализована в программном комплексе для расчёта указанных показателей параметров при выполнении стандартных испытательных маневров. Полученные результаты рекомендуется использовать специалистами и организациями, занимающимися проектированием и испытаниями активных автопоездов.

Практическая значимость диссертационной работы заключается:

1. В возможности применения разработанного научно-методического аппарата для эффективного управления звеньями АТА при движении на криволинейных участках дорожной сети, а также при проведении опытно-конструкторских работ на промышленных предприятиях по проектированию и модернизации систем управления существующих АТА наземных комплексов ВВСТ.

2. В возможности улучшения тактических и эксплуатационных характеристик АТА наземных комплексов, а также безопасности транспортирования грузов путём повышения устойчивости за счёт управления поворотом и крутящим моментом на тяговых электродвигателях прицепного звена при криволинейном движении.

3. В учебном процессе при подготовке специалистов гражданского и военного обучения.

Методология и методы исследования.

Результаты исследования данных исследований основываются на фундаментальных положениях физики, математики, теоретической механики, электротехники и теории движения колёсных машин. При выполнении теоретических исследований использовались численные методы решения

дифференциальных уравнений, методы математического моделирования и математического анализа.

Экспериментальные исследования параметров криволинейного движения активного автопоезда проводились с использованием масштабной модели на испытательной площадке ФГУП «НАМИ» с использованием измерительной аппаратуры Arduino при выполнении стандартных маневров в соответствии с ГОСТ 31507.

На защиту выносятся:

1. Математическая модель автопоезда, учитывающая взаимодействие деформируемого колеса с недеформируемым опорным основанием, динамические процессы, происходящие в системе рулевого управления, подвески колёс и седельно-сцепном устройстве (ССУ) полуприцепа с тяговым электроприводом.

2. Закономерности влияния конструктивных параметров и режимов движения активного автопоезда на курсовую и поперечную устойчивость его звеньев.

3. Метод повышения динамической устойчивости активного автопоезда путём комплексного воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа.

4. Предложения по формированию алгоритмов управления приводами систем (тяговым и рулевым) активного полуприцепа для повышения динамической устойчивости.

Степень достоверности полученных результатов.

Результаты теоретического анализа верифицированы и подтверждаются совпадением с результатами натурных испытаний физической модели. При математическом моделировании разработан программный комплекс для оценки параметров криволинейного движения автопоезда с активным полуприцепом, адекватность которого подтверждена натурными испытаниями модели объекта исследования на экспериментальной площадке ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Апробация работы.

Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на конференциях:

- на Всероссийских конференциях молодых ученых и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России» в МГТУ им. Н.Э. Баумана 2024–2025 гг.;

- на Всероссийской научно-практической конференции Военного учебного центра МГТУ им. Н.Э. Баумана (с международным участием) «Актуальные вопросы развития и совершенствования сложных технических систем военного назначения. Теория и практика военного образования в гражданских вузах» 2025 г.

По теме диссертации опубликовано: 6 научно-технических работ, в том числе 4 статей в рецензируемых изданиях из списка, рекомендованного ВАК, в том числе 2 доклада на международных и всероссийских научных конференциях.

Структура и объём работы.

Диссертация состоит из введения, четырёх глав основного текста, заключения, списка литературы (247 источников, из них 51 – на иностранных языках). Основная часть работы изложена на 153 страницах машинописного текста, содержит 52 рисунка и 120 таблиц.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЗАДАЧИ И МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Краткий анализ направлений исследований

Теории устойчивости движения автомобиля посвятили свои научные работы Я.М. Певзнер [1–2], Е.А. Чудаков [3–9], А.М. Горелик [10–11], В.М. Кленников [12], Ф.М. эль-Сайд [13], С.В. Клементьев [14], Т.Д. Дзоценидзе [15], Е.О. Рыков [16], Р.П. Кушвид [17–18], С.В. Бахмутов [19–20], С.В. Богомолов [21], А.А. Ахмедов [22], С.А. Морозов [23].

Устойчивость многоосных большегрузных колёсных машин изучали Д.А. Антонов [24–25], А.С. Добрин [26–27], В.С. Дульцев [28], Г.Д. Цейтлин [29–30], В.П. Могутнов [31].

Основы теории движения и устойчивости автопоездов заложили Ш.М. Гохман [32], Я.Х. Закин [33–39], Н.А. Взятых [40–42], П.П. Ширяев [43], А.И. Аксёнов [44], В.А. Павлов [45–47], Гинцбург Л.Л. [48–49], Г.И. Тохтарь [50–51], Л.Н. Гродко [52], Б.В. Кисуленко [53], А.В. Величко [54], Е.Л. Барилевич [55].

В МАДИ вопросами устойчивости и управляемости одиночных и многозвенных автотранспортных средств параллельно занимались несколько научных школ:

а) на кафедре теоретической механики – А.А. Хачатуров [56–57], Б.М. Додонов [58–59], Г.В. Гольдин [60], Е.И. Яковлев [61], В.С. Юрик [62–63], А.А. Асриянц [64–65], И.Н. Шестаков [66], И.В. Костюк [67];

б) на кафедре автомобильных перевозок – И.К. Пчелин [68], М.Л. Ровинзон [69–71];

в) на кафедре тягачей и подъёмно-транспортных (ныне – амфибийных) машин – Г.И. Гладов [72–77], чья докторская диссертация (1998) была посвящена криволинейному движению большегрузных транспортно-технологических агрегатов специального назначения, а также Л.А. Пресняков [78–79] и М.П. Малиновский [80–83];

г) на кафедре автомобилей – изобретатель концепции активных автопоездов Б.М. Фиттерман [84], А.С. Литвинов [85] и А.Б. Азбель [86]. В.В. Куюков [87], Ю.Л. Мариенбах [88] и Е.Е. Черейский [89] под руководством профессоров А.Н. Островцева и А.С. Литвинова вели работы по исследованию устойчивости и управляемости автомобиля ЗиЛ-130 на шинах различных модификаций. Статическую теорию движения автопоездов обобщили в своих работах В.В. Осепчугов [90], Фаробин Я.Е [91–93] и его последователи Р.В. Белов [94], М.И. Грифф [95], Ю.А. Самойленко [96], В.Б. Черкунов [97], Ф.Е. Андропов [98].

Также в МАДИ защитили диссертации, посвящённые устойчивости и криволинейному движению автопоездов, И.И. Алышев [99], Аюпов В.В. под научным руководством В.В. Маланина [100–102]. За рубежом устойчивостью автопоездов занимались F. Vlk [103–104], D.J.M. Sampson [105].

Е.В. Сливинский [106] обобщил многолетний опыт разработки автотракторных и железнодорожных сцепных устройств с учётом их геометрических, инерционных и упругих свойств, позволяющих определить параметры колебаний и условия устойчивости движения прицепов.

Многие исследователи предлагали различные способы определения и оценки параметров их движения. Некоторые из этих способов обладали низкой точностью, другие сложностью проводимых расчётов. Все способы учитывали только однопараметрическое влияние на динамику АТА.

В сферу создания, исследования и эксплуатации АТА, а также в развитие статической теории их движения с элементами динамики внесли большой вклад А.В. Титов [107], Л.Н. Разуваев [108], Б.Н. Белоусов [109–110], В.А. Горелов [111–112], М.М. Жилейкин [113–114], А.В. Келлер [115–116], А.Н. Сова [117], А.М. Абрамов [118], А.С. Горобцов [119], С.Б. Шухман [120], Р.Х. Курмаев [121], М.А. Малкин [122], З.А. Годжаев [123] и другие отечественные учёные [124–137].

Из зарубежных учёных устойчивость автопоездов исследовали D. Sebon [138–140], P.S. Fancher [141–143], C. Fletcher [144] и другие [145–153].

В последние годы представили свои разработки С.В. Буланов [154], О.И. Чудаков [155–158], Е.В. Ягубова [159], В.В. Аюпов [160], А.А. Бердников [161], в которых автотранспортное средство рассматривается как механическая система связанных твердых тел, совершающих перемещения относительно опорной поверхности. В указанных работах проводится структурное и математическое моделирование технических систем, частным случаем которых являются автотранспортные средства, разрабатываются алгоритмы формирования математических моделей и их аналитического и численного расчета и программные комплексы.

При этом интерактивное влияние различных систем на динамику движения автопоезда в их работах не рассмотрено.

Значительный вклад в обоснование и развитие основ теории систем управления АТА существующих и перспективных комплексов ВВСТ внесли ученые следующих предприятий и организаций: ФГКУ «4 ЦНИИ» МО РФ, филиала ФГУП «ЦЭНКИ» – «КБ «Мотор», Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана и др., которые обеспечивали научно-техническое и организационное сопровождение создания и эксплуатации агрегатов ВВСТ.

Проблему распределения крутящего момента по осям многоосных колёсных машин рассматривали в своих работах Г.А. Смирнов [162–163], В.И. Рязанцев [164], В.В. Ванцевич [165], С.В. Харитончик [166], А.И. Гришкевич [167], В.Н. Белобров [168], Е.А. Галевский [169], В.А. Горелов [170], А.А. Бердников, А.В. Келлер [171].

Важный вклад в развитие теории качения эластичного колеса внесли Брулье [172], Н.Е. Жуковский [173], М.В. Келдыш [174], Г.В. Зимелев [175], Н.Ф. Бочаров [176], В.А. Петрушов [177–178], Н.Н. Яценко [179], Ю.В. Пирковский [180], В.А. Кнороз и Е.В. Кленников [181], Ю.А. Ечеистов [182], Р.В. Вирабов [183], В.С. Гоздек [184], В.Л. Бидерман [185], В.А. Пугин [186], Б.Л. Бухин [187], А.Б. Дик [188], А.Е. Белкин [189], С.Д. Попов [190], Д.А.

Антонов, Е.В. Балакина [191] и ряд зарубежных авторов, из которых следует отметить труды М. Бергмана [192], М. Беккера [193], Д. Эллиса [194], Дж. Вонга [195], Л.Г. Лобаса [196], Г. Пасейки [197–198].

Материалов по синергетике влияния различных систем автопоезда на динамическую устойчивость АТА в открытых отечественных и зарубежных изданиях не обнаружено.

Развитие теории и практики создания колёсных автопоездов

В последние годы перевозки с использованием автопоездов получили активное развитие. Это позволило повысить производительность перевозок и сократить пробки на дорогах, выбросы вредных веществ и загрязнение окружающей среды. В среднем в мировой практике максимально допустимый вес тягача с полуприцепом составляет 48000 кг [199–200]. Однако разработка подобных транспортных средств может вызвать такие проблемы, как повышенная нагрузка на дорожное покрытие, сокращение срока службы дорог и увеличение числа дорожно-транспортных происшествий, которые с участием автопоезда в составе тягача и полуприцепа имеют серьезные последствия для участников дорожного движения, а инциденты приводят к серьезным заторам и повреждению окружающей среды или инфраструктуры с непропорционально высокими экономическими затратами. Риск летального исхода при авариях с участием большегрузных транспортных средств в 2,4 раза выше, чем при авариях только с участием легких транспортных средств. В основном это связано с большими массой и габаритами, а также низкой динамической устойчивостью в разных направлениях. Боковую динамическую устойчивость транспортной системы тягач-полуприцеп условно делят на два типа: устойчивость рыскания и устойчивость крена или опрокидывания. Устойчивость рыскания определяется как поворот прицепной системы, её колебание в различных плоскостях и складывание звеньев. Устойчивость системы при рыскании может быть нарушена либо торможением, либо комбинированными маневрами торможения и рулевого управления на дорогах с низким коэффициентом сцепления (рис. 1.1) и

усилена деформацией подвески полуприцепа. Складывание звеньев характеризуется быстрым и неконтролируемым относительным угловым рысканием между тягачом и полуприцепом и ведет, как правило, к складыванию автопоезда.

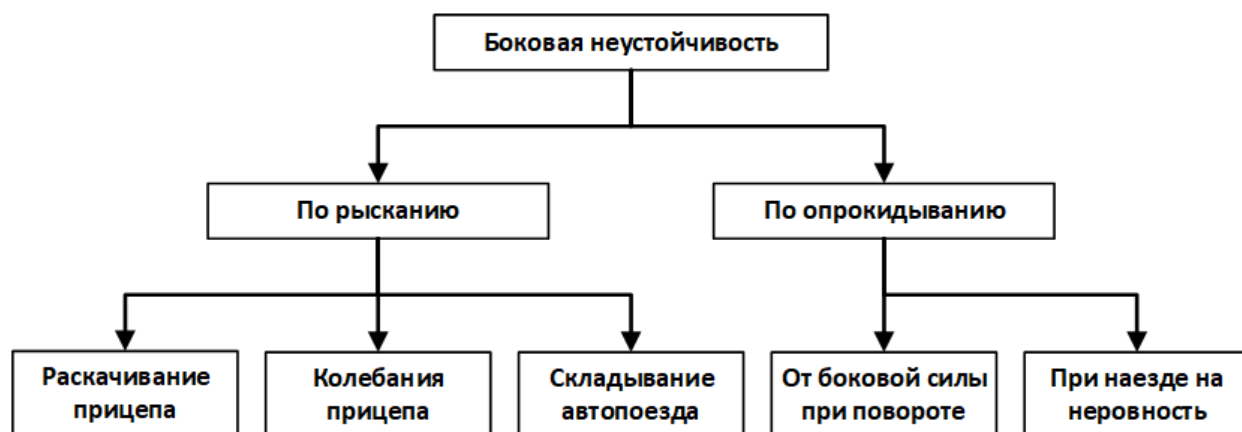


Рис.1.1. Общепринятая классификация динамической устойчивости системы тягач – полуприцеп

В мировой практике исследований, в том числе и отечественных ученых, используется плоская расчетная схема и её описание. Динамическая и статическая поперечная устойчивость от опрокидывания автопоезда исследована достаточно полно. Научно обоснованы основные принципы и различные конструктивные решения по повышению возможного угла поперечной устойчивости автопоезда (рис. 1.2).

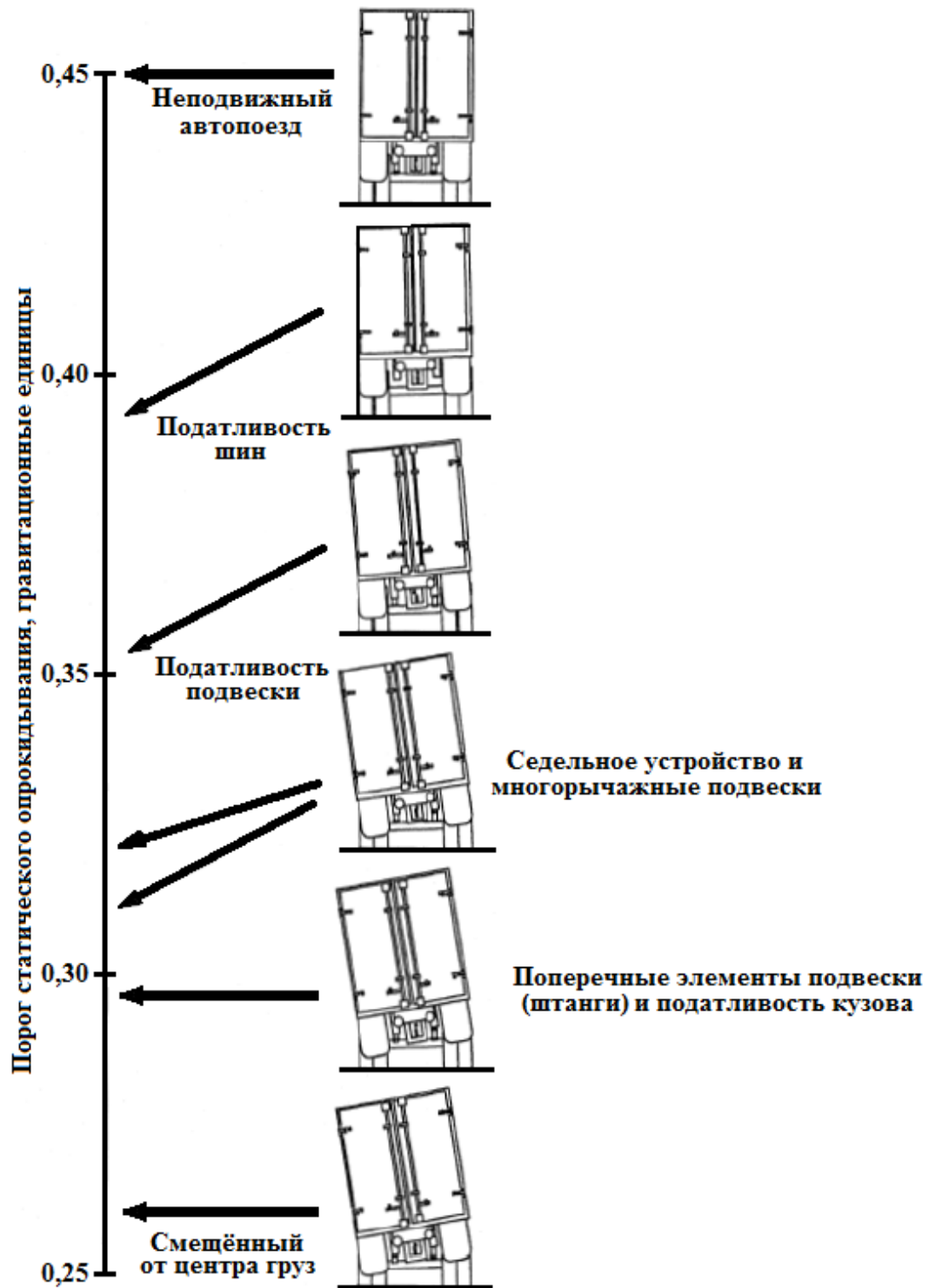


Рис.1.2. Конструктивные факторы, определяющие устойчивость [201]

Закономерности потери динамической устойчивости при рыскании и складывании звеньев рассмотрены недостаточно полно. Можно отметить, что рассматриваются пространственные расчетные схемы (рис. 1.3), однако, как правило, проводится исследование влияния на процесс потери устойчивости

параметров одной из систем АТА (рис. 1.4–1.6). Чаще всего тормозной системы с электронными системами управления и системы рулевого управления. Материалов по оценке интерактивного влияния двух и более систем АТА в открытой печати не обнаружено.

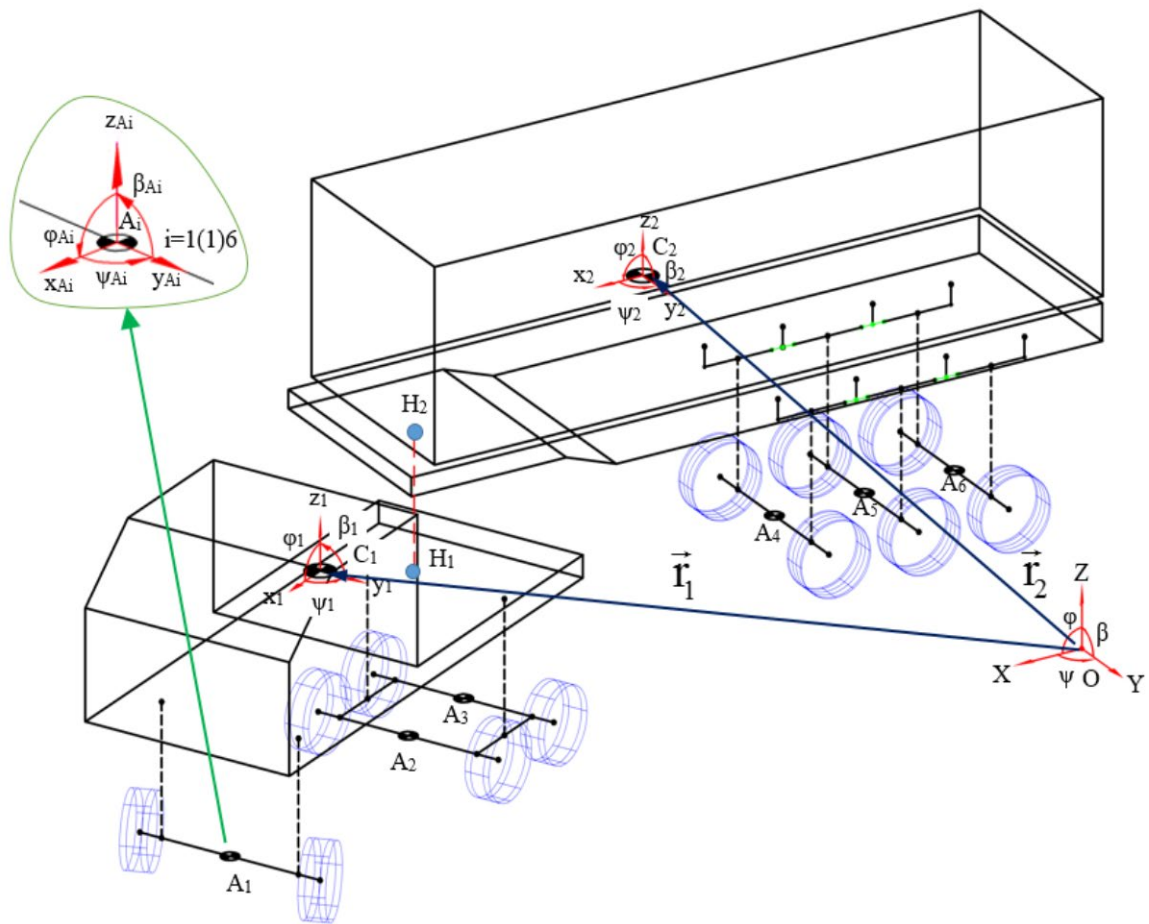


Рисунок 1.3 – Типовая пространственная расчетная схема динамики автопоезда

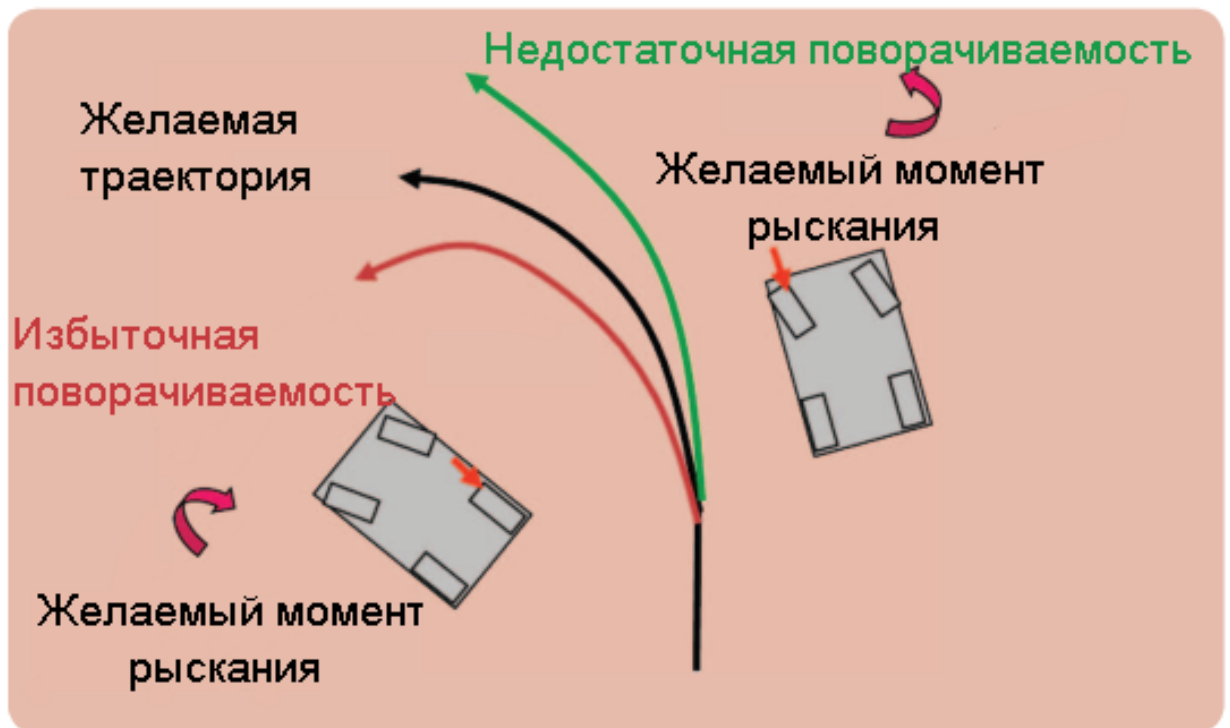


Рис.1.4 - Пример электронного контроля устойчивости (ESC)

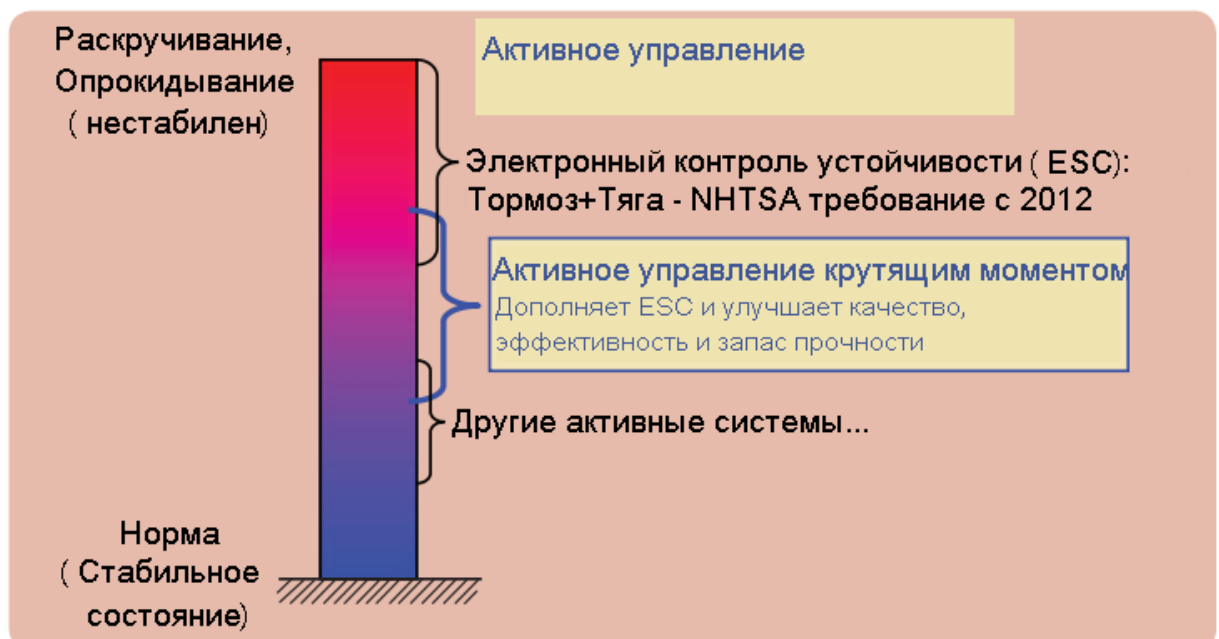


Рис.1.5 - Электронный контроль устойчивости (ESC) и активное управление крутящим моментом трансмиссии (ADTM) операционный сценарий

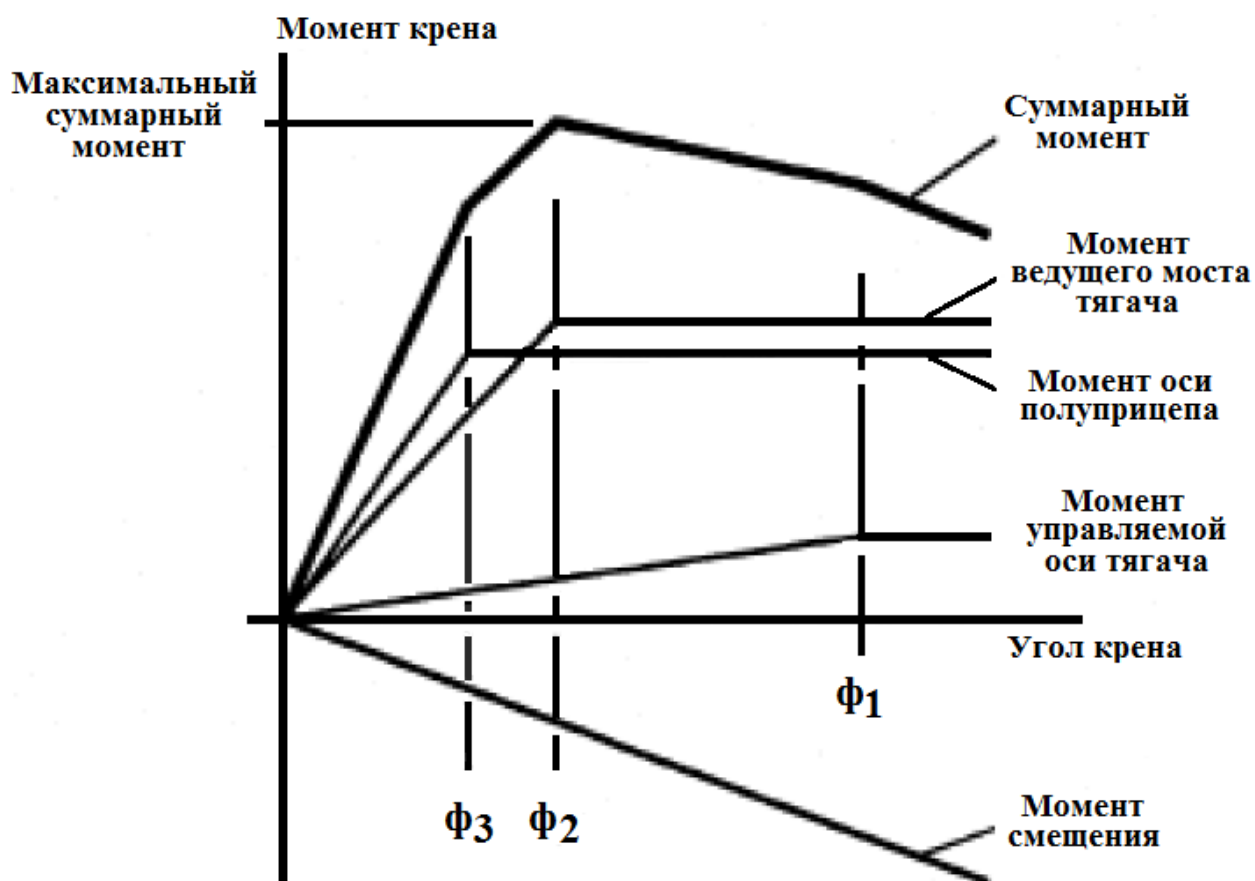


Рис. 1.6. Момент крена и отрыв колеса [14]

Рассмотрим кратко результаты исследований влияния на процесс формирования рыскания отдельных систем АТА.

1.2 Исследования стратегий использования антиблокировочной системы ABS для обеспечения устойчивости автопоезда

Тормозная система является важнейшим компонентом безопасности транспортного средства. Системы ABS являются обязательными для европейских большегрузных транспортных средств. В данном разделе рассматриваются характеристики системы ABS и возможность улучшения характеристик торможения.

В ходе ранних компьютерных симуляций Фанчер показал, что система рулевого управления играет важную роль в процессе торможении автопоездов [202]. Позже он сравнил стратегию управления ABS «по колесу в наихудших условиях» (т.н. модифицированное осевое управление) со стратегией индивидуального управления колесами [203] и показал, что порожние ТС

могут выполнять маневры торможения при повороте, приближающиеся к пределу сцепления шин с дорогой, когда задние колеса тягача управляются независимо друг от друга. Позднее это моделирование было расширено, чтобы включить модели водителей в систему с замкнутым циклом [204]. Выводы заключались в том, что задняя ось тягача должна быть оснащена системой управления по колесу в наихудших условиях, чтобы помочь водителям контролировать траекторию движения, а на осях с управляемыми колесами должна быть реализована стратегия индивидуального управления колесами, чтобы улучшить эффективность торможения.

Ван Зантен [205] обсуждал возможность расширения функций ABS, которая контролирует поведение отдельных колес, до электронной программы стабилизации ESP, которая управляет автомобилем в целом. Комбинация сенсорных измерений и алгоритмов оценки с использованием управления, соответствующего модели, может быть использована для подтверждения сигналов обратной связи. Палковичс и Фрис обсудили адаптацию этих интеллектуальных систем для легковых автомобилей к коммерческим транспортным средствам, а также систем, изначально разработанных для коммерческих ТС [206]. К коммерчески доступным системам, включающим в себя защиту от складывания звеньев и системы повышения устойчивости, относятся Haldex EB+ и Knorr-Bremse ROP (защита от опрокидывания).

Традиционные системы ABS с пневматическим приводом для большегрузных автомобилей используют принцип "включить - выключить" для управления вращением колес при торможении. По-видимому, существуют некоторые возможности для альтернативных стратегий.

МакЛафлин [207] проанализировал систему контроля проскальзывания колес в качестве альтернативы традиционным методам ABS и пришел к выводу, что система контроля проскальзывания колес дает преимущества в отношении ряда характеристик трения шин. Система контроля проскальзывания колес направлена на постоянную оптимизацию проскальзывания при торможении для обеспечения максимального

замедления. Харди и Себон [208] использовали проверенную имитационную модель ABS, чтобы показать, что система контроля пробуксовки колес может увеличить тормозной путь тяжелых грузовиков, оснащенных пружинной или пневматической подвеской, на неровных дорогах. Преимущества особенно заметны при увеличении неровности дорожного покрытия.

Однако реализовать контроль проскальзывания колес непросто из-за ограничений, вызванных запаздыванием пневматической системы во времени, и трудностей с измерением абсолютной скорости автомобиля при торможении. Эти проблемы были рассмотрены Гиссингером и соавторами [209], которые пришли к выводу, что для реализации контроля проскальзывания колес требуется полная модернизация тормозных механизмов и аппаратного обеспечения.

Ряд исследователей изучали контроль проскальзывания колес легковых автомобилей, а также тяжелых коммерческих транспортных средств. Кимбро [210–211] объединил простую модель билинейных шин с критерием устойчивости по Ляпунову с целью разработки метода учета насыщения шин. Присущая нечеткой логике надежность управления сделала эту стратегию популярным выбором при разработке усовершенствованных алгоритмов управления скольжением колес [212–216]. Юнь [217] представил сравнение традиционной пороговой ABS, нечеткой логики, скользящего режима и ПИД-регулятора. Нечеткое управление было проще всего реализовать и откалибровать, но в его реализованном виде производительность была низкой.

Исследования показали, что существует потенциал для повышения эффективности торможения большегрузных транспортных средств с помощью контроля проскальзывания колес, но для достижения максимальной эффективности требуется усовершенствование системы приведения в действие тормозов. Для достижения наилучшего эффекта торможения внедряется схема торможения и коэффициент продольного проскальзывания шин с регулируемой конструкцией с регулировкой режима скольжения.

По результатам исследований создана система Multi-objective stability control (MSC) [218], которая определяет дифференциальное тормозное давление для целей торможения и выдает дифференциальное тормозное давление для каждого колеса тягача-полуприцепа. Дифференциальное давление определяется с помощью пропорционального управления с обратной связью. Схема торможения, используемая в этой системе MSC, показана на рис. 1.7. Влияние системы MSC иллюстрировано на рис.1.8.

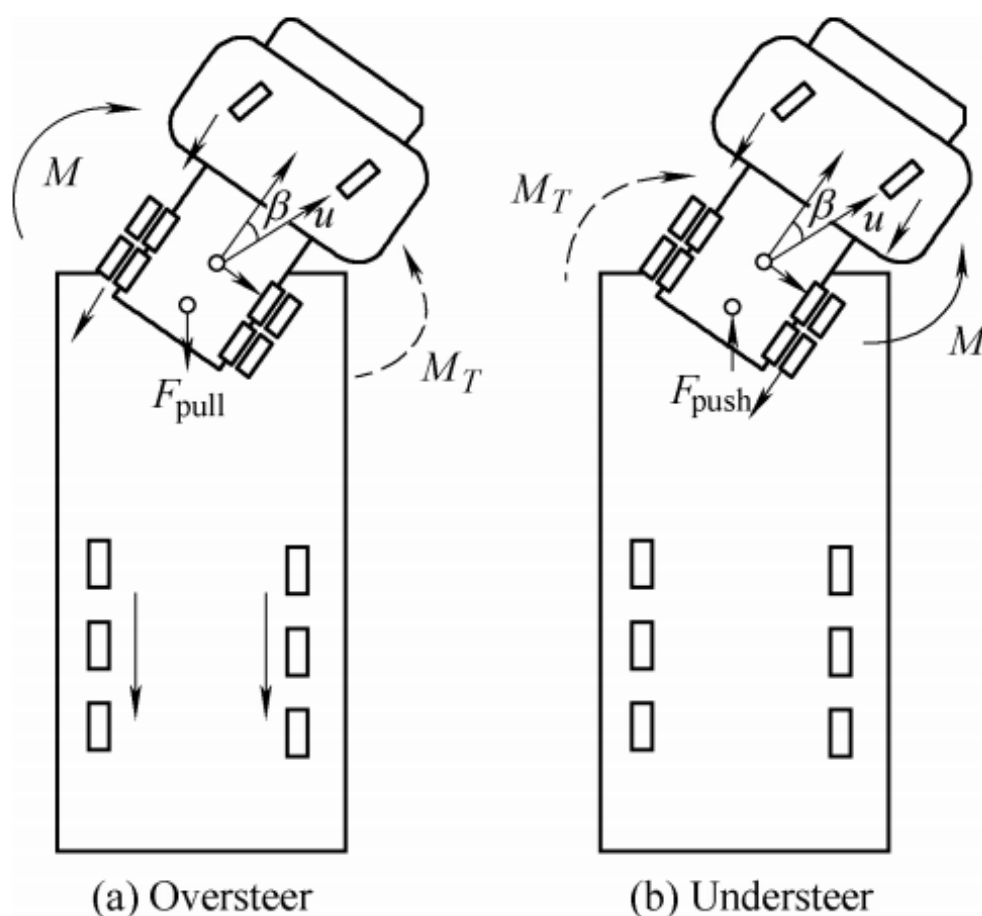


Рис. 1.7 - Схема дифференциального торможения MSC [218]

Очевидно, что система MSC значительно улучшила устойчивость автомобиля при выполнении маневров. Независимо от того, на какой поверхности - высокой или низкой, - система MSC может эффективно снижать вероятность потери устойчивости и в некоторых случаях предотвращать опрокидывание и складывание звеньев.

Система MSC тяжелого тягача-полуприцепа в основном выполняет две задачи: предотвращение опрокидывания и складывания звеньев. Результаты моделирования показывают, что системный контроллер MSC может в значительной степени уменьшить боковое ускорение, угол крена и шарнирное соединение транспортного средства, независимо от того, находится ли оно на поверхности с высоким или низким коэффициентом сцепления при выполнении маневра «Разворот в обратном направлении – рыболовный крючок, или fish-hook».

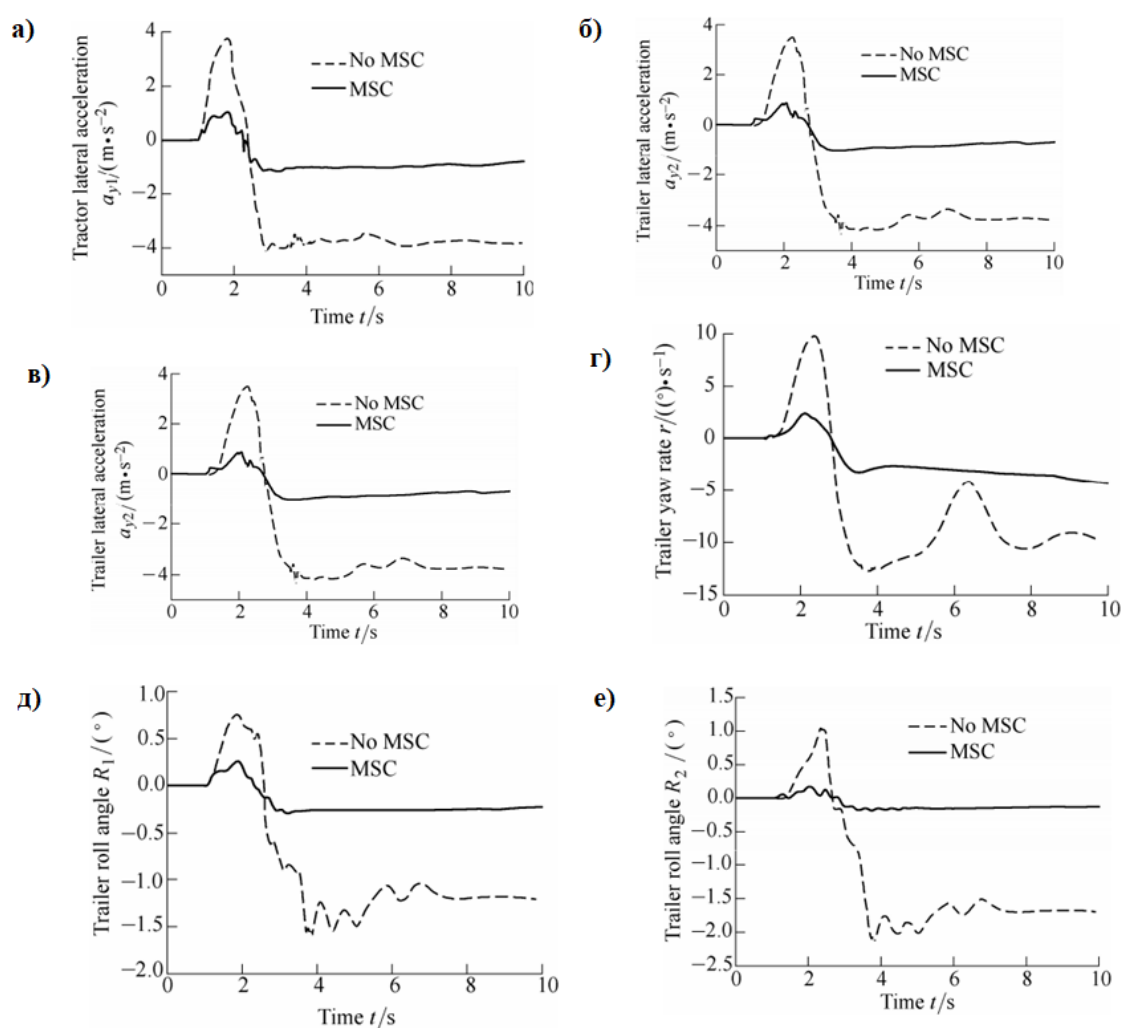


Рис. 1.8 – Влияние MSC на параметры движения: боковое ускорение тягача (а) и прицепа (б); скорость рыскания тягача (в) и прицепа (г); угол крена тягача (д) и прицепа (е)

Дальнейшие исследования посвящены в основном созданию теории ЭКУ, их совершенствованию в направлении алгоритмического, программного и аппаратного обеспечения.

В ходе исследований было установлено, для проведения исследований в области активной безопасности и активного контроля необходимо разработать более сложные маневры - оценки, чтобы получить наиболее важную динамическую информацию, отражающую процесс опрокидывания ТС и складывание звеньев. Такие маневры охватывают широкий спектр характеристик управляемости транспортного средства, которые обычно приводят к опрокидыванию или складыванию звеньев.

1.3 Исследования стратегий управления моментом крена для обеспечения устойчивости автопоезда

Обширные исследования ведутся за рубежом в направлении создания системы управления моментом крена. Разработано несколько стратегий управления моментом крена, которые были протестированы на автомобиле на скорости при выполнении различных типов маневров. Например, на рис. 2.8 представлено как измеренные, так и прогнозируемые результаты, когда (порожний) автомобиль выполнял слаломный маневр. Вместо использования сигнала от бокового акселерометра для управления использовалось оценочное значение бокового ускорения, основанное на показаниях скорости и угла поворота управляемых колес. Это было вычислено на Global Controller (GC) и передано обратно в Local Controller (LC) [219] в режиме реального времени. Это способствует тому, что сигнал от акселерометра содержит компонент ускорения крена в дополнение к компоненту прохождения поворотов. Это создает обратную связь между выходной мощностью установки (момент anti-roll bar, или ARB) и эталонным значением (требуемый крутящий момент), которое не включено в модель и может привести к неустойчивости.

Система управления была разработана с использованием простой модели рыскания-крена, сочетающей велосипедную модель тягача и

плоскостную модель прицепа. Хотя модель не учитывает взаимосвязь между степенями свободы рыскания и крена, она была проверена с использованием экспериментальных данных, зарегистрированных на транспортном средстве, с которыми она очень хорошо согласовалась.

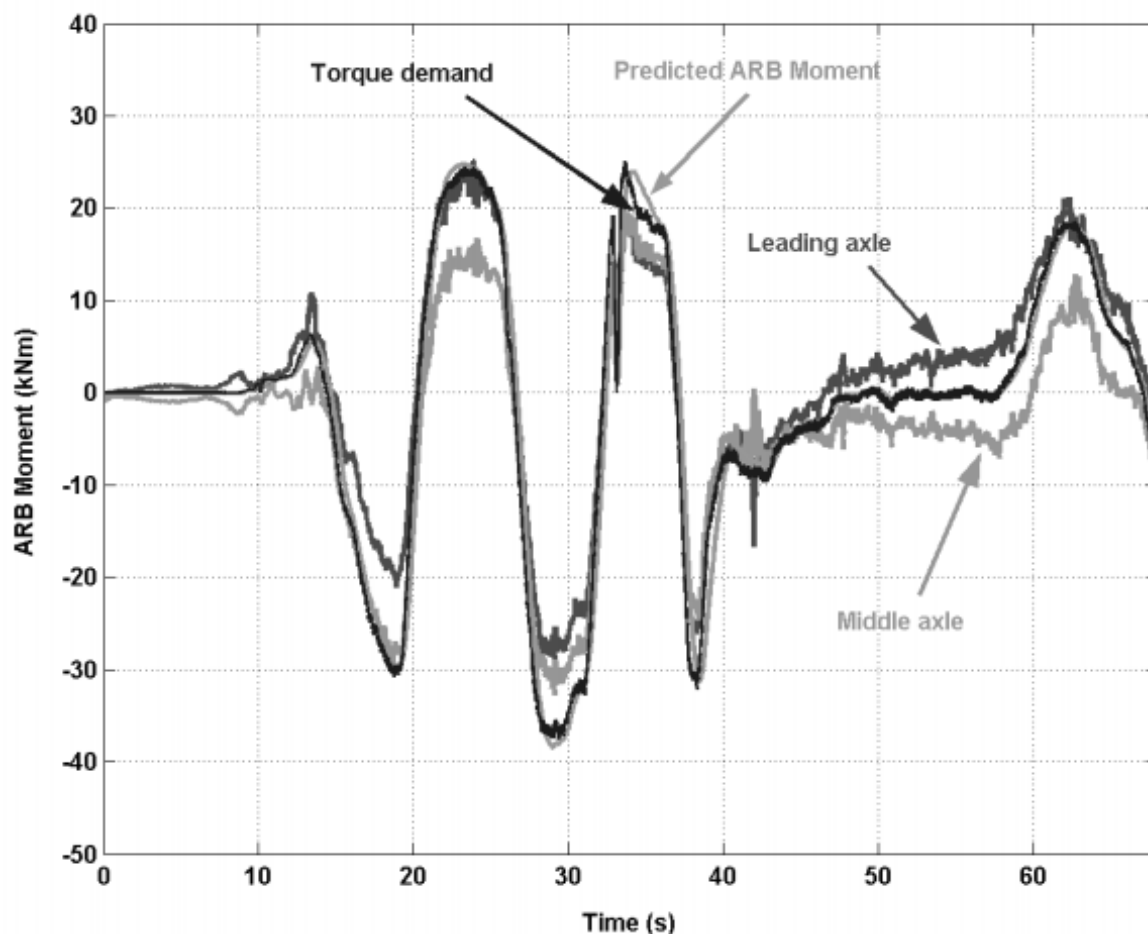


Рис. 1.9 - Моменты ARB при управлении моментом крена [138].

Стратегия управления была реализована на экспериментальном транспортном средстве с архитектурой распределенного управления между глобальным контроллером и 4 локальными контроллерами. Более сложные стратегии управления предполагается исследовать с использованием интерфейса GC Simulink/xPC для реализации.

1.4 Исследования различных стратегий для обеспечения устойчивости автопоезда

Несчастные случаи со складыванием звеньев определяются как потеря устойчивости при рыскании автопоезда. Это происходит по следующим причинам: когда задние колеса тягача заблокированы или ТС имеет низкое сцепление с дорогой. Это явление чаще встречается в порожнем транспортном средстве или в транспортном средстве с плохим распределением сил торможения между колесами тягача и прицепной системы. Обнаружение складывания звеньев было бы довольно простым, если бы можно было точно определить угол сочленения сцепного устройства

Ченг и др. предложили алгоритм управления для улучшения устойчивости к крену и снижения риска опрокидывания автопоезда за счет использования активного рулевого управления полуприцепом [138]. Юн и др. разработали схему контроля устойчивости транспортного средства на основе индекса опрокидывания, которая указывала на надвигающееся опрокидывание [220]. Бутельджа и др. разработали метод обнаружения и прогнозирования складывания полуприцепа с тягачом. На этапе прогнозирования для прогнозирования критерия риска использовался расширенный метод Калмана [221]. Эшли представил методологию оценки устойчивости тягача-полуприцепа при складывании звеньев [222].

Из приведенного выше анализа следует, что ранее были проведены значительные исследования по предотвращению опрокидывания или оценке и прогнозированию процесса потери устойчивости. Однако лишь немногие исследования принимают во внимание обе опасные ситуации, то есть процессы рыскания и складывания звеньев. В этой работе предполагается создать комплексный алгоритм управления, повышающий устойчивость транспортного средства и снижающий вероятность опрокидывания и удара при складывании звеньев.

Сравнительные исследования и испытания автопоездов показали, что при использовании пассивных систем рулевого управления полуприцепом

существует конфликт, разрешение которого требует фундаментального компромисса между характеристиками устойчивости на высокой и низкой скоростях. Пассивные системы рулевого управления и подвески колес полуприцепа, как правило, улучшают характеристики динамики автопоезда на низкой скорости, но снижают эти характеристики на высокой скорости. Этого компромисса можно избежать, используя активную систему рулевого управления. Однако научных принципов этого в открытой печати не обнаружено.

В некоторых работах расположение ССУ на продольной оси тягача и углы его степеней свободы включается в качестве третьей задачи оптимального контроллера для повышения устойчивости транспортного средства. Консорциум Cambridge Vehicle Dynamics проводит работу по активному управлению сочлененными транспортными средствами [223]. Разрабатываются новые стратегии рулевого управления, которые изменяют его передаточное отношение и эффективную длину транспортного средства в зависимости от условий его эксплуатации. Предварительное моделирование ТС с активным рулевым управлением показало, что такие стратегии могут улучшить практически все области работы на высоких и низких скоростях. Рулевое управление при этом осуществляется отдельными гидравлическими приводами на каждой оси, которые управляются электронным способом. Сообщений по работам в области создания активной системы рулевого управления легковых автомобилей достаточно много, но в отношении автопоездов не обнаружено. В целом комплексного подхода по исследованию влияния двух и более систем автопоезда совместно с параметрами ССУ в открытой печати не обнаружено.

Поэтому стоит актуальная научная задача по определению закономерности формирования параметров «рыскания» полуприцепа с активным приводом колес по крутящему моменту и повороту автопоезда в составе активного полуприцепа с седельным тягачом при движении с по дорожной сети с эксплуатационными скоростями, а также с оценкой совместного влияния

параметров систем рулевого управления, подвески колес и седельно-сцепного устройства (ССУ).

ГЛАВА 2. КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА

Важнейшее значение при создании активного автопоезда имеет обоснование показателей следующих систем для обеспечения устойчивого движения активного автопоезда в тяговом режиме: комбинированной моторно-трансмиссионной установки и системы управления поворотом.

За период с середины прошлого столетия до настоящего времени динамика связанных систем является определенной тенденцией в области исследований систем транспортных средств. Рассмотрено явление голономных и неголономных связей между креном и вертикальным режимами движения при опрокидывании транспортного средства (ТС). Кроме того, продемонстрировано влияние перемещения в подвеске на сопротивление опрокидыванию [147]. Разработаны математические модели для анализа тягово-скоростных свойств и управляемости ТС [224–226]. Реакция рулевого управления ТС изучена в интерактивном сочетании с аэродинамическим линейным поведением транспортного средства [118; 227].

В соответствии с поставленной целью исследований в диссертационной работе наибольшее внимание уделено описанию и моделированию криволинейного движения активного автопоезда с большими скоростями при совместной работе двух различных типов трансмиссий и всеколесного рулевого управления колес полуприцепа.

Существующие математические модели криволинейного движения автопоезда имеют в своей основе описание силовых и кинематических факторов каждого звена автопоезда и уравнения связи звеньев через седельно-сцепное устройство (ССУ) [228]. Для активного автопоезда необходимо описание подвода мощности (моментов) к колесам полуприцепа от основного двигателя тягача [229] или от вспомогательной силовой установки [230]. Кроме того, если полуприцеп имеет механизм управления поворотом колес

[231], требуется описание законов управления поворотом колесами полуприцепа [77].

В некоторых случаях при моделировании [232] требуется учесть, что в ССУ автопоезда имеется механизм управления складыванием звеньев [233], кинематика которого должна быть согласована с механизмом управления поворотом колес автопоезда [234–235].

Математические модели разработаны с учётом требований ГОСТ Р 57412 «Компьютерные модели в процессах разработки, производства и эксплуатации изделий. Общие положения» для моделирования с применением лицензионных пакетов специальных программ, используемых ФГУП «НАМИ» для выполнения аналогичных работ (задач).

2.1 Исходная математическая модель динамики активного автопоезда

2.1.1 Основные допущения

Для проведения расчетных исследований использована система координат, связанная с тягачом (полуприцепом) автопоезда.

Допущения, используемые при исследованиях, являются общепринятыми и применяются многими исследователями:

- движение автопоезда осуществляется на горизонтальной недеформируемой опорной поверхности;
- характеристики подвески и шины – линейные;
- движение при осуществлении маневров происходит с постоянной заданной скоростью;
- направляющая точка (середина 1-й управляемой оси тягача) точно следует по заданной траектории.

2.1.2 Расчетная схема

Математическая модель криволинейного движения автопоезда представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающую процесс криволинейного движения многоосного автопоезда по твердой опорной поверхности [236]. При движении автопоезда учитывается перераспределение нормальных реакций по колесам многоосного автопоезда

[237], а также учитываются инерционные нагрузки по трём осям координат. Расчётная схема многоосного автопоезда (рисунок 2.1) и система дифференциальных уравнений приведены ниже [238]:

$$\begin{aligned}\frac{dv_x}{dt} &= \frac{\sum_{i=1}^n (R_{xil} + R_{xin}) + \sum_{i=1}^n (f_{il} R_{xil} \cos \theta_{il} + f_{in} R_{xin} \cos \theta_{in}) - P_{крjx} - P_{wx}}{m_j} + v_y \omega_z; \\ \frac{dv_y}{dt} &= \frac{\sum_{i=1}^n (R_{yil} + R_{yin}) - \sum_{i=1}^n (f_{il} R_{xil} \sin \theta_{il} + f_{in} R_{xin} \sin \theta_{in}) + P_{крjy}}{m_j} - v_x \omega_z; \\ \frac{d^2 \beta}{dt^2} &= \frac{1}{J_{xj}} \left\{ h_{gj} \left[\sum_{i=1}^n (R_{yil} + R_{yin}) - \sum_{i=1}^n (f_{il} R_{xil} \sin \theta_{il} + f_{in} R_{xin} \sin \theta_{in}) \right] - \right. \\ &\quad \left. - 0,5b_j \sum_{i=1}^n (R_{zil} - R_{zin}) + h_{gj} m_j g \sin \beta \right\}; \\ \frac{d\omega_z}{dt} &= \frac{1}{J_{zj}} \left\{ 0,5b_j \left[\sum_{i=1}^n (R_{xin} \cos \theta_{in} - R_{xil} \cos \theta_{il}) - \sum_{i=1}^n (R_{yin} \sin \theta_{in} - R_{yil} \sin \theta_{il}) - \right. \right. \\ &\quad \left. - \sum_{i=1}^n (f_{in} R_{zin} \cos \theta_{in} - f_{il} R_{zil} \cos \theta_{il}) \right] + \sum_{i=1}^n l_i (R_{yin} \cos \theta_{in} + R_{yil} \cos \theta_{il}) + \\ &\quad \left. + \sum_{i=1}^n l_i (R_{xin} \sin \theta_{in} + R_{xil} \sin \theta_{il}) - \sum_{i=1}^n l_i (f_{in} R_{zin} \sin \theta_{in} + f_{il} R_{zil} \sin \theta_{il}) - \sum_{i=1}^n (M_{cin} + M_{cil}) \right\}.\end{aligned}$$

где m_j – масса звена автопоезда (тягача, полуприцепа), кг;

P_{wx} – сила сопротивления воздуха, Н;

$P_{крjx}, P_{крjy}$ – силы, действующие в ССУ, Н;

J_{xj}, J_{zj} – моменты инерции тягача (полуприцепа) вокруг осей x и z, кг·м²;

M_{cin}, M_{cil} – моменты сопротивления повороту колёс, Н·м.

Для каждого звена представлена отдельная система уравнений. Движение автопоезда может быть представлено как с активным, так и пассивным полуприцепным звеном, а также схемой рулевого управления с поворотными или неповоротными колёсами полуприцепа.

Как следует из системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику тягача и полуприцепа, оба описания идентичны и отличаются только учётом сил, действующих в ССУ. Для решения системы дифференциальных уравнений необходимо предварительно определить все

параметры, представленные в виде коэффициентов перед обобщёнными координатами, и другие элементы дифференциальных уравнений.

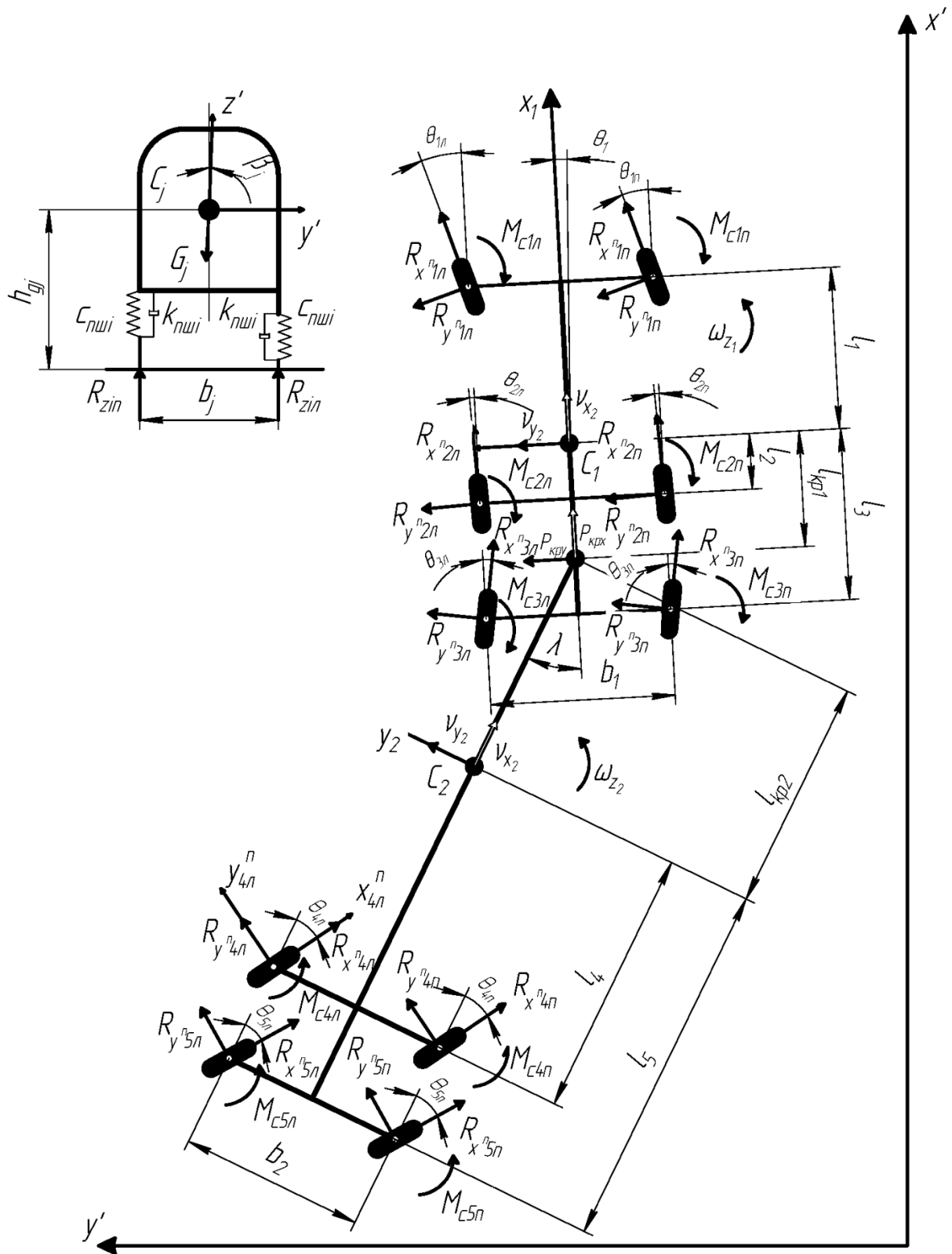


Рисунок 2.1 – Расчётная схема автопоезда

Как показывает практика математического моделирования, наибольшую сложность представляет определение поперечных реакций в контакте колес с опорной поверхностью [239] и сил, действующих в ССУ [240]. Описание поперечных реакций в зоне контакта колёс с опорной поверхностью, как правило, проводится на основе теории бокового увода:

$$R_{yi} = -K_y \delta_i,$$

где K_y – коэффициент сопротивления боковому уводу, Н/рад;

δ_i – угол увода шин i -го колеса, рад.

Угол бокового увода шины определяют как угол между плоскостью вращения колеса и вектором скорости колеса. Многие исследователи признают, что данный подход имеет недостатки, которые обусловлены малой изученностью процесса формирования боковых реакций на колесах транспортного средства. В общем случае эта зависимость является нелинейной, аналитическое выражение её неизвестно, так как коэффициент K_y зависит от многих факторов [241]. Главными из них являются радиальная и тангенциальная силы на колесе, тип шины и давление воздуха в ней, состояние опорной поверхности, сцепление колеса с опорной поверхностью, скорость движения транспортного средства и др.

Другой особенностью приведенной математической модели служит описание сил в ССУ, возникающих при движении автопоезда. При этом автопоезд условно разделяется в узле сочленения, а взаимодействие звеньев заменяется соответствующими силами и моментами. В этом случае можно рассматривать динамику звеньев по отдельности.

Работа ССУ моделируется посредством упругодемпфирующих сил, возникающих при появлении смещений Δ_x , Δ_y и их первых производных [114]. Проекция сил в ССУ на оси подвижной системы координат X-Y определяются для тягача:

$$P_{x.ccy.m} = P_{x.ynp} + P_{x.дем} = C_{xy} \Delta_x + \mu_F \frac{d\Delta_x}{dt};$$

$$P_{y.ccy.m} = P_{y.ynp} + P_{y.дем} = C_{xy} \Delta_y + \mu_F \frac{d\Delta_y}{dt};$$

для полуприцепа:

$$P_{x.ccy.m} = -P_{x.ccy.m} \cos \gamma + P_{y.ccy.m} \sin \gamma;$$

$$P_{y.ccy.m} = -P_{y.ccy.m} \cos \gamma - P_{x.ccy.m} \sin \gamma,$$

где P_{ynp} – упругая составляющая силы в ССУ;

$P_{дем}$ – демпфирующая составляющая силы в ССУ;

C_{xy} – коэффициент жесткости ССУ в горизонтальной плоскости;

μ_F – коэффициент демпфирования сцепного устройства;

γ – угол складывания звеньев автопоезда.

Определение реальных упругодемпфирующих характеристик ССУ – сложная задача. Учитывая перечисленные выше условия при математическом моделировании криволинейного движения, был предложен альтернативный подход.

2.2 Доработанная математическая модель активного автопоезда

Исходная математическая модель была доработана.

Боковые реакции на колесах автопоезда определяются без определения углов бокового увода шин. В работе предложено составлять уравнения динамического равновесия для криволинейного движения автопоезда отдельно для тягача и полуприцепа. При этом возмущающими силовыми факторами приняты: продольные реакции на ведущих колесах автопоезда и центробежные силы тягача и полуприцепа, приложенные в центрах масс тягача и полуприцепа соответственно.

Усилия в ССУ описаны следующим образом. Все внешние силы, действующие на тягач, суммировались и эквивалентная сила раскладывалась по обобщенным координатам на продольную и поперечную оси тягача. Суммарные проекции продольной и поперечной сил прикладывались в точке ССУ и воздействовали как дополнительные силы на полуприцеп. Кроме того, все внешние силы, действующие на полуприцеп, суммировались и как

эквивалентная сила раскладывались по обобщенным координатам на продольную и поперечную оси полуприцепа.

Суммарные проекции продольной и поперечной сил прикладывались в точке ССУ и воздействовали как дополнительные силы, действующими на тягач.

Реакции в ССУ, действующие на полуприцеп:

$$R_{x.ccy.nn} = R_{x.m} \cos \gamma - R_{y.m} \sin \gamma ;$$

$$R_{y.ccy.nn} = R_{y.m} \cos \gamma + R_{x.m} \sin \gamma ;$$

на тягач:

$$R_{x.ccy.m} = R_{x.nn} \cos \gamma + R_{y.nn} \sin \gamma ;$$

$$R_{y.ccy.m} = R_{y.nn} \cos \gamma - R_{x.nn} \sin \gamma ,$$

где $R_{x.m}$ и $R_{y.m}$ – суммарные силы, действующие на тягач в продольном и поперечном направлениях (по оси x и по оси y тягача соответственно);

$R_{x.nn}$ и $R_{y.nn}$ – суммарные силы, действующие на полуприцеп в продольном и поперечном направлениях (по оси x и по оси y полуприцепа соответственно).

Состояние равновесия тягача и полуприцепа при криволинейном движении автопоезда с учетом всех внешних и инерционных сил в каждый момент времени позволяет получить поперечные реакции на каждом колесе. Все поперечные реакции на колесах зависят только от следующих параметров автопоезда: от скорости движения, от углов поворота управляемых колес и от взаимного расположения тягача и полуприцепа.

Оценка значений поперечных реакций на каждом колесе выполняется с помощью следующих приемов: приравнивания к нулю суммы проекций всех действующих внешних сил на продольную и поперечную оси тягача (полуприцепа), а также приравнивания к нулю моментов всех действующих внешних сил относительно центра масс тягача (полуприцепа) и относительно ССУ. Кроме того, также используются уравнения геометрических связей, которые определяются положениями полюсов поворота на продольной оси

тягача и полуприцепа. При моделировании в случае необходимости также проводится проверка динамического равновесия тягача (полуприцепа) относительно любой из осей обобщенных координат. План скоростей автопоезда в каждый момент времени имеет единый центр поворота. Центр поворота определяется с учетом углов увода шин, которые оцениваются после определения поперечных реакций на каждом колесе автопоезда по зависимости, приведенной выше.

При математическом моделировании предусмотрена оценка величин критериев потери устойчивости при криволинейном движении автопоезда в каждый момент времени. Критериями потери устойчивости приняты следующие параметры: занос, который характеризуется скольжением обоих колес какой-либо оси автопоезда, и вертикальное перемещение шин колес (опрокидывание), при котором наблюдается начальный отрыв какого-либо колеса от опорной поверхности [242]. При потере устойчивости фиксировалась скорость автопоезда – предельная скорость выполнения маневра.

Для определения момента начального отрыва колес от опорной поверхности рассчитывались вертикальные реакции на каждом колесе с учетом положения центра масс автопоезда на его продольной оси. При этом учитывается крен поддрессоренной массы, возникающий при движении автопоезда по криволинейной траектории.

Далее вычисляется предельная величина поперечной реакции на каждом колесе $R_{yi\text{ пред}}$ по известной зависимости:

$$R_{yi.\text{пред}}^2 = (\varphi \cdot R_{zi})^2 - R_{xi}^2,$$

которая формируется предельной силой сцепления с опорной поверхностью $\varphi \cdot R_{zi}$ и продольной реакции на колесе R_{xi} , которая зависит от следующих параметров: момента двигателя, способа распределения моментов в трансмиссии, передаточного числа трансмиссии и радиуса колеса.

При превышении величины поперечной реакции на колесе предельного значения, на колесе другого борта его поперечная реакция увеличивалась на

величину этого превышения. Таким образом, происходило перераспределение поперечных сил на колесах этой оси автопоезда. Факт потери автопоездом устойчивости по критерию поперечного скольжения фиксировался при скольжении обоих колес одной оси.

Оценка значений вертикальных реакций на каждом колесе выполняется с помощью приемов, аналогичных описанным выше: приравнивания к нулю суммы проекций всех действующих внешних сил на вертикальную ось, а также приравнивания к нулю моментов всех действующих вертикальных сил относительно центра масс тягача (полуприцепа) и относительно ССУ. В результате для тягача использовалась следующая система уравнений:

$$\begin{cases} R_{z1} = \frac{m \cdot g \cdot L_2 - m \cdot a_{ц.м.,x} h_{ц.м.} - F_{w,x} h_w + F_{cy,x} h_{cy} + F_{cy,z} \Delta_{cy}}{L_1 + 0,5(L_2 + L_3)}, \\ R_{z2} + R_{z3} = m \cdot g - R_{z1} \end{cases}, \quad ((2.3))$$

где h_w – высота приложения равнодействующей сил аэродинамического сопротивления.

Нормальные реакции, которые действуют на колёса полуприцепа, а также в точке сцепки, рассчитывались аналогично.

Для расчёта перераспределения нормальных реакций в поперечной плоскости учитывались уравнения равновесия моментов, которые действуют в подвесках колес.

Для математической модели звеньев автопоезда в исследовании создано 3 модели подвесок (рисунок 2.6):

- подвеска управляемых колёс тягача (передняя ось);
- подвеска неуправляемых колёс тягача (задние оси);
- подвеска управляемых колёс полуприцепа.

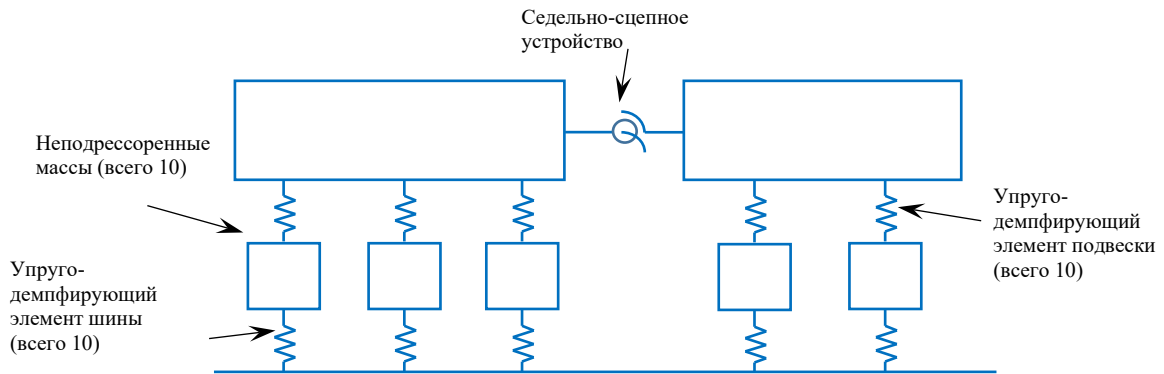


Рисунок 2.6 – Упрощенная схема поддрессирования автопоезда
Выражения для определения нормальных реакций на отдельных колесах

ИМЕЮТ ВИД:

$$R_{zi1} = R_{z1} + \Delta R_{zi}; R_{zi2} = R_{zi} - \Delta R_{zi}.$$

2.2.1 Модель трансмиссии автопоезда

Формирование продольных реакций, действующих на колеса автопоезда, осуществлялось следующим образом.

Предполагалось, что момент от основного двигателя, описываемый внешней скоростной характеристикой, передается в трансмиссию тягача с учетом передаточных чисел агрегатов трансмиссии. Момент на колесах тягача пересчитывался в продольную реакцию – силу тяги на левом (правом) колесе каждой оси с учетом КПД трансмиссии и радиуса колеса.

$$R_{xl(p)}[i] = M_{dv} \cdot I_{kp}[np] \cdot I_{rk} \cdot I_{gp} \cdot I_{kr} \cdot K_{pdtr} / R_k / n_{ott} / 2,$$

где M_{dv} – момент ДВС;

$I_{kp}[np]$ – передаточное число в коробке передач с учетом включенной передачи np ;

I_{rk} – передаточное число в раздаточной коробке;

I_{gp} – передаточное число в главной передаче;

I_{kr} – передаточное число в колесном редукторе;

K_{pdtr} – КПД трансмиссии;

R_k – радиус колеса;

n_{ott} – число осей тягача.

В математической модели использовалась дифференциальная трансмиссия, то есть момент от ДВС делился между колесами тягача поровну.

При этом учитывалось ограничение величины продольной реакции на колесе по скольжению.

$$R_{x\text{пред}}[i] = \varphi * R_z[i].$$

Для моделирования активизации колес полуприцепа часть момента от ДВС передавалась на полуприцеп и учитывалась с помощью коэффициента отбора мощности (момента) – k_{otb} .

Математическая модель учитывала отбор мощности (момента) от основного ДВС с помощью генератора и передачу вырабатываемой энергии через тяговый электропривод на колеса полуприцепа.

Динамика совместной работы ДВС и генератора описывалась следующим уравнением:

$$\frac{d\omega_e}{dt} = \frac{T_e + T_{\text{ЭМ1}}}{I_e + I_{\text{ЭМ1}}},$$

где ω_e – угловая скорость вала ДВС и генератора; T_e – крутящий момент ДВС; I_e – момент инерции вращающихся частей ДВС; $T_{\text{ЭМ1}}$ – момент, вырабатываемый генератором; $I_{\text{ЭМ1}}$ – момент инерции ротора генератора.

Ведущие колеса приводятся ТЭД, динамика вращения валов которых описывается следующим образом:

$$T_{\text{ЭМ2}} - I_{\text{ЭМ2}} \frac{d\omega_{\text{ЭМ2}}}{dt} = T_0,$$

где $T_{\text{ЭМ2}}$ – крутящий момент на валу тяговой электромашины; $I_{\text{ЭМ2}}$ – момент инерции ротора тяговой электромашины; $\omega_{\text{ЭМ2}}$ – угловая скорость вращения вала тяговой электромашины; T_0 – крутящий момент на ведущем валу механического редуктора.

По проекции скорости $V_{\kappa,ij}$ на плоскость вращения колеса, определяется его радиус качения как отношение этой проекции к угловой скорости колеса:

$$r_{\kappa,ij} = \frac{V_{\kappa,ij} \cdot \cos \alpha_{ij}}{\omega_{\kappa,ij}}.$$

Продольное проскальзывание шины рассчитывается с использованием следующего выражения:

$$S_x = -\left(1 - \frac{r_{к0,ij}}{r_{к,ij}}\right).$$

Передаваемый момент распределялся между ведущими колесами полуприцепа в равной пропорции.

2.2.2 Модель рулевого управления тягача и полуприцепа

Расчетная схема рулевого управления приведена на рисунке 2.1.

Для математической модели автопоезда созданы модель рулевого управления тягача и модель рулевого управления полуприцепа.

В модели рулевого управления (РУ) полуприцепа поворот колес осуществляется посредством кинематического актуатора, который устанавливается между штоком и корпусом левого гидроцилиндра. Такое конструктивное исполнение системы РУ вместо двух силовых (в системе РУ в рулевом приводе предусмотрено два гидроцилиндра) позволяет упростить управление поворотом колёс полуприцепа и жёстко связать воздействие на рулевом колесе с рулевым приводом полуприцепа через кинематические соотношения, которые определены в ходе исследования. Кроме того, предусмотрена блокировка системы РУ полуприцепа для движения без поворота колёс полуприцепа.

Система рулевого управления тягача моделируется с помощью кинематической передаточной функции, которая представляет собой зависимости углов поворота управляемых колес $\delta_{m,ij}$ от угла поворота рулевого колеса $\delta_{p.к.}$:

$$\delta_{m,ij} = f_{ij}(\delta_{p.к.}).$$

Для расчета углов поворота управляемых колес полуприцепа использовались теоретические положения, представленные в книге Я.Х. Закина «Прикладная теория движения автопоезда», с. 58-60. Согласно этим положениям принято, что для устранения смещения прицепного звена

внутри траектории поворота (т.е. для движения колес прицепного звена в колее колес тягача) угол поворота приведенного управляемого колеса прицепного звена должен удовлетворять следующему выражению:

$$\delta_n = \left(\frac{1}{i_{n.c}} - 1 \right) \Delta\psi,$$

где $i_{n.c}$ – угловое передаточное отношение прямой связи между тягачом и прицепным звеном; $\Delta\psi$ – угол складывания автопоезда. Для автопоездов с полуприцепами $i_{n.c} = 0.5$, т.е. $\delta_n = \Delta\psi$ – угол поворота колес прицепа должен быть равен углу складывания автопоезда.

Для описания законов управления поворота управляемых осей автопоезда использовались следующие геометрические соотношения при криволинейном движении автопоезда [150; 243].

Для автопоезда с неповоротными колесами полуприцепа.

$$R_{minT} = \frac{L_{1T} + \frac{L_{2T}}{2}}{tg(\alpha_1)};$$

$$\psi_t = arctg\left(\frac{x_T}{R_{minT}}\right);$$

$$R_{ccy} = \frac{R_{minT}}{\cos(\psi_T)};$$

$$R_{min\Pi} = \sqrt{(R_{ccy})^2 - \left(L_{1\Pi} + \frac{L_{2\Pi}}{2}\right)^2};$$

$$\phi = arcsin \frac{L_{1\Pi} + \frac{L_{2\Pi}}{2}}{R_{ccy}}.$$

Для автопоезда с поворотными колесами полуприцепа.

$$R_{minT} = \frac{L_{1T} + \frac{L_{2T}}{2}}{tg(\alpha_1)};$$

$$\psi_T = arctg\left(\frac{x_T}{R_{minT}}\right);$$

$$R_{ccy} = \frac{R_{minT}}{\cos(\psi_T)};$$

$$x_n = \frac{R_{ccy}^2 - R_{min}^2 + L_{1\Pi}^2}{2 * L_{1\Pi}};$$

$$R_n = \sqrt{(R_{ccy}^2 - x_n^2)};$$

$$\alpha_{1n} = \arctg \frac{L_{1п} - x_n}{R_{п}} ;$$

$$\alpha_{2n} = \arctg \left(\frac{L_{1п} + L_{2п} - x_n}{R_n} \right);$$

$$\varphi = \arctg \left(\frac{x_n}{R_n} + \psi_T \right).$$

Выше приняты следующие обозначения:

α_1 – угол поворота 1-й оси тягача (задается);

$R_{минт}$ – минимальный радиус поворота тягача (от центра задней тележки тягача до центра поворота);

$R_{минп}$ – минимальный радиус поворота полуприцепа (от центра тележки полуприцепа до центра поворота);

ψ_T – угол между нормалью к оси тягача и лучом до центра ССУ;

R_{ccy} – расстояние от центра поворота до ССУ;

x_T – расстояние от ССУ до нормали к оси тягача;

$x_{п}$ – расстояние от ССУ до нормали к оси полуприцепа;

$R_{п}$ – расстояние от точки пересечения нормали к оси полуприцепа до центра поворота;

$\alpha_{1п}$ и $\alpha_{2п}$ – углы поворота колес полуприцепа;

φ – угол складывания автопоезда;

$L_{1т}$ и $L_{2т}$ – расстояния между первой и второй осями; между второй и третьей осями тягача, $L_{1п}$ и $L_{2п}$ – расстояния между ССУ и первой осью полуприцепа и между осями полуприцепа.

Для проведения исследований принято движение автопоезда при выполнении маневров «вход в круг» и «переставка» с параметрами по ГОСТ 31507–2012. При этом радиус круговой траектории составлял 35,0 м., а разгон автопоезда осуществлялся по прямолинейной траектории. Затем условное колесо, расположенное в середине первой оси автопоезда (направляющая

точка), двигалось по переходной кривой переменной кривизны (от 0 до $K_{зад}$) длиной 15 м:

$$K_{тек} = (S_{тек} - S_{нач}) \frac{K_{зад}}{S_p},$$

где $K_{тек}$ – текущая кривизна переходной кривой;

$S_{нач}$ – начальная координата пути, при которой скорость автопоезда достигла заданной величины $v_{зад}$;

$S_{тек}$ – текущая координата пути;

$S_p=15$ м – длина переходной кривой;

$K_{зад}=1/35$ – заданная кривизна.

Текущий угол поворота условного колеса (расположенного в середине первой оси автопоезда) вычисляется по следующей формуле:

$$\alpha_{1cp} = \arcsin((L - X_p) \cdot K_{тек}),$$

где L – база тягача;

X_p – расстояние от задней оси тягача до полюса поворота.

Далее автопоезд двигался с постоянной скоростью по кругу с принятым радиусом 35,0 м.

При маневре «переставка» ширина полосы движения принята 3,5 м, а разгон автопоезда осуществлялся по прямолинейной траектории. Затем автопоезд выполнял маневр «переставка» длиной 16,0 м. Траектория движения условного колеса тягача, представляла собой косинусоиду с вышеуказанными параметрами. При выполнении маневра «переставка» определялись следующие показатели:

$$v_x = v_{зад} \cdot \cos \xi; \quad v_y = v_{зад} \cdot \sin \xi; \quad \Delta_z = \Delta_z + v_y dt;$$

$$\Delta_p = \frac{3,5}{2} \left[1 - \cos \left(\pi \frac{S_{тек} - S_{нач}}{S_p} \right) \right], \text{ при } (S_{тек} - S_{нач}) > S_p \quad \Delta_p = 3,5;$$

$$\xi = \arcsin \frac{\Delta_p - \Delta_z}{L - X_p}; \quad \beta = \frac{3,5\pi}{2S_p} \sin \left(\pi \frac{S_{тек} - S_{нач}}{S_p} \right),$$

где v_x – проекция скорости тягача на продольную ось;

v_y – проекция скорости тягача на поперечную ось;

ξ – угол наклона продольной оси тягача относительно продольной оси дороги;

Δ_p – смещение направляющей точки перпендикулярно продольной оси дороги;

Δ_z – смещение полюса поворота перпендикулярно продольной оси дороги;

$S_p = 16$ м – длина переставки;

β – угол наклона касательной, проведенной через текущую точку траектории переставки.

Остальные обозначения упомянуты ранее. Текущий угол поворота условного колеса определялся как:

$$\alpha_{1cp} = \beta - \xi.$$

Выводы по главе 2

Таким образом, в ходе исследований уточнена (доработана) математическая модель криволинейного движения автопоезда, которая предназначена для исследования устойчивости автопоездов с различными конструктивными решениями при выполнении стандартных маневров «вход в круг» и «переставка». Предложен новый метод определения силовых факторов, действующих в контакте колес с недеформируемой опорной поверхностью и в ССУ автопоезда, которые определяются как реакции на действие сил тяги и центробежных сил при криволинейном движении автопоезда.

ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА

3.1 Общие положения

Целью данного этапа исследований является обоснование закономерностей влияния конструктивных параметров и режимов его движения на курсовую и поперечную устойчивость звеньев при криволинейном движении. Эти результаты необходимы для обоснования технических требований и конструктивных решений, обеспечивающих требуемый уровень эксплуатационных свойств автопоезда в сложных дорожных условиях.

3.2 Анализ исходных данных

В качестве базового варианта при моделировании динамики движения использованы основные характеристики перспективного автопоезда (рисунки 3.1, 3.2 и 3.3).

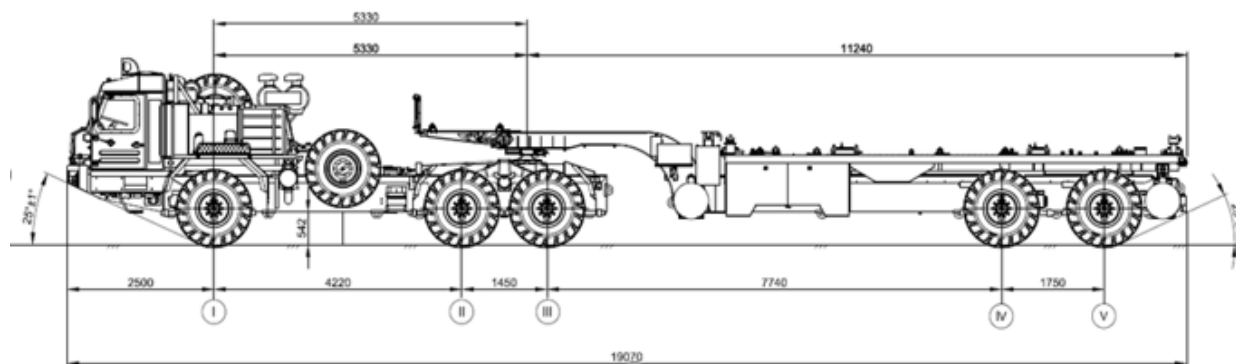


Рисунок 3.1 – Геометрические размеры перспективного автопоезда

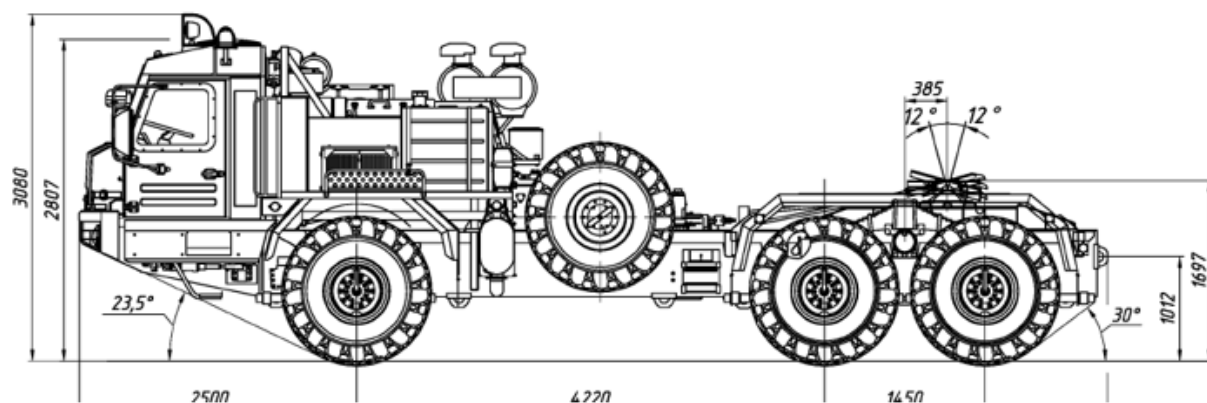


Рисунок 3.2 - Седельный тягач БАЗ-6402

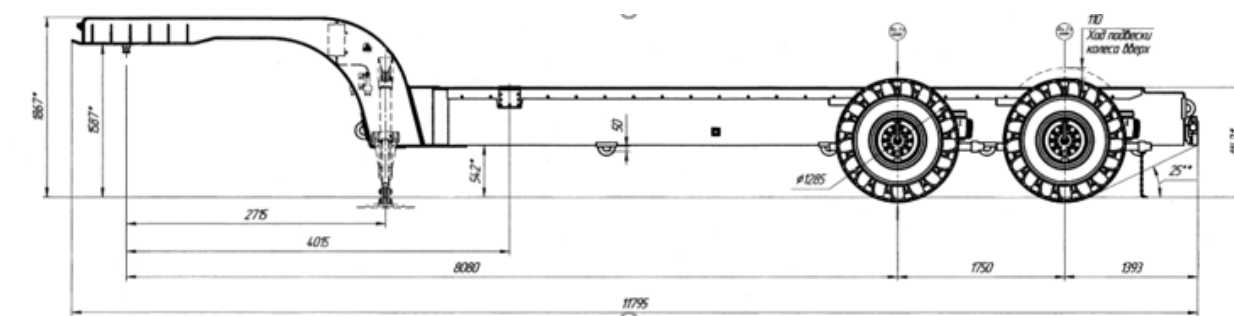


Рисунок 3.3 – Полуприцеп БАЗ-9828

Таблица 3.1 – Технические характеристики моделируемого перспективного автопоезда

Параметр	Значение
<i>Массогабаритные характеристики</i>	
Снаряжённая масса тягача, кг	16700
Полная масса полуприцепа, кг	29000
Координаты ЦМ тягача от т. О (X, Y, Z), мм	1897, 0, 493
Координаты ЦМ полуприцепа от т. О (X, Y, Z), мм	11616, 0, 1519
Координаты ЦМ автопоезда (справочные) от т. О (X, Y, Z), мм	8064, 0, 1144
Колея, мм	2240
Расстояние между осями 1 и 2, мм	4220
Расстояние между осями 2 и 3, мм	1450
Расстояние между осями 3 и 4, мм	7730
Расстояние между осями 4 и 5, мм	1750
Габарит по ширине, мм	2750
Габарит по высоте, мм	2890
Коэффициент лобового сопротивления	0,75

Внешняя скоростная характеристика ДВС базового варианта седельного тягача представлена на рисунке 3.4.

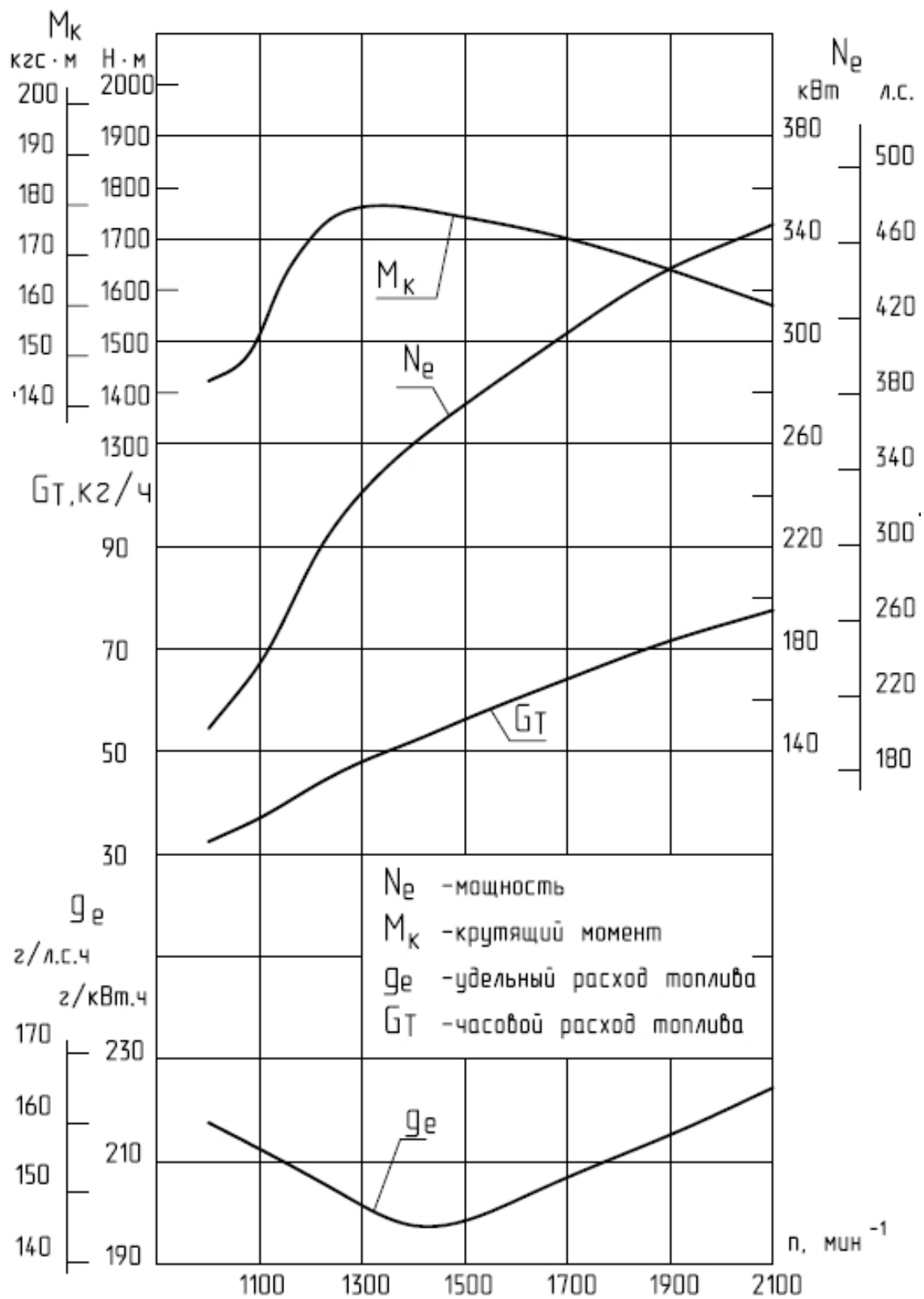


Рисунок 3.4 - Внешняя скоростная характеристика ДВС ТМЗ-8424.10-033

Подход, принятый в работе к описанию динамики автопоезда, состоящего из двух звеньев с различными типами трансмиссии, может быть распространен на автопоезда с различным числом звеньев и различным числом колёс. Описание математической модели (ММ) динамики активного автопоезда, её валидация в общем виде позволяет оценить степень соответствия полученных значений показателей эксплуатационных свойств заданным в ТЗ во всех условиях использования по назначению. При этом ММ обеспечивает моделирование динамики автопоезда при криволинейном движении автопоезда.

Математическая модель позволяет оценить влияние параметров конструктивных параметров на устойчивость автопоездов с различными вариантами управления тяговым приводом и управляемыми колёсами полуприцепа.

3.3 Результаты математического моделирования

В качестве объекта исследований был выбран автопоезд БА3-6402 с полуприцепом 9828.

Кроме основного варианта автопоезда (неактивный, с неповоротными колёсами – вариант А) рассмотрены:

активный автопоезд с неповоротными колёсами полуприцепа, у которого 40 % мощности (момента) двигателя отбирались для активизации колёс полуприцепа (вариант В);

неактивный автопоезд с поворотными колёсами полуприцепа, у которого траектория колёс задней оси полуприцепа совпадает с траекторией колёс задней тележки тягача (вариант С);

активный автопоезд с поворотными колёсами, у которого 40 % мощности (момента) двигателя отбираются для активизации колёс полуприцепа (вариант D).

Движение автопоезда по криволинейной траектории выполнялось для трех типов недеформируемой опорной поверхности:

- асфальт (коэффициент сцепления $f_i = 0,75$; коэффициент сопротивления качению $f = 0,02$);
- грунт сухой (коэффициент сцепления $f_i = 0,55$; коэффициент сопротивления качению $f = 0,03$);
- укатанный снег (коэффициент сцепления $f_i = 0,25$; коэффициент сопротивления качению $f = 0,04$).

Программа оценки устойчивости автопоезда изложена в разделе 2.4 данной работы.

Оценочным показателем являлась предельная скорость выполнения маневров, при которой еще не наступает скольжение какой-либо оси или опрокидывание образца (нулевая реакция на каком-либо колесе).

Изменяемыми параметрами являлись следующие характеристики автопоезда: высоты центра масс тягача и полуприцепа; продольная координата центра масс автопоезда; величина базы тягача и полуприцепа; колея; продольная и вертикальная координаты ССУ; жесткости шины и подвески; коэффициент сопротивления амортизатора; масса автопоезда.

Результаты расчетов по определению максимальной (предельной) скорости движения базовых вариантов автопоезда в различных дорожных условиях при выполнении маневра «вход в круг» приведены в таблицах 3.2 – 3.5.

Таблица 3.2 – Показатели устойчивости основного варианта автопоезда (неактивный полуприцеп и неуправляемые колеса полуприцепа) – вариант А.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,5	Опр-5	0,2497	5,69	6,56
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.3 – Показатели устойчивости основного варианта автопоезда (активный полуприцеп ($K_{отб} = 0,4$) и неуправляемые колеса полуприцепа) – вариант В.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Опр-5	0,2465	5,79	6,64
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	3,44	4,42

Таблица 3.4 – Показатели устойчивости основного варианта автопоезда (неактивный полуприцеп и управляемые колеса полуприцепа) – вариант С.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-4	-0,0135	5,40	5,40
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.5 – Показатели устойчивости основного варианта автопоезда (активный полуприцеп ($K_{отб} = 0,4$) и управляемые колеса полуприцепа) – вариант D.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0153	5,46	5,46
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Результаты расчетов по определению максимальной (предельной) скорости движения автопоезда в различных дорожных условиях при выполнении маневра «вход в круг» при изменении различных конструктивных параметров тягача и полуприцепа приведены в таблицах 3.6 – 3.101.

Таблица 3.6 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с высотой центра масс тягача + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,6	Опр-4	0,2497	5,71	6,58
Грунт сухой	50,1	Скол-1	0,2474	4,95	5,87
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,2389	3,36	4,36

Таблица 3.7 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с высотой центра масс тягача - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,4	Опр-5	0,2496	5,67	6,54
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.8 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с высотой центра масс полуприцепа + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	47,4	Опр-5	0,2447	4,56	5,50
Грунт сухой	47,4	Опр-5	0,2456	4,57	5,52
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.9 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с высотой центра масс полуприцепа - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	57,8	Скол-1	0,2522	6,41	7,23
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.10 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда со смещением центра масс автопоезда вперед на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	51,6	Опр-5	0,2474	5,17	6,07
Грунт сухой	51,5	Опр-5	0,2481	5,18	6,09
Укат. снег	36,0	Скол-1	0,2395	3,49	4,49

Таблица 3.11 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда со смещением центра масс автопоезда назад на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,7	Скол-1	0,2500	5,72	6,59
Грунт сухой	47,4	Скол-1	0,2458	4,57	5,51
Укат. снег	30,8	Скол-1	0,2378	3,17	4,18

Таблица 3.12 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с увеличением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,2	Опр-5	0,2526	6,02	6,90
Грунт сухой	49,5	Скол-1	0,2501	5,17	6,11
Укат. снег	33,5	Скол-1	0,2418	3,49	4,51

Таблица 3.13 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с уменьшением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Опр-5	0,2459	5,35	6,21
Грунт сухой	51,1	Скол-1	0,2442	4,78	5,68
Укат. снег	34,5	Скол-1	0,2355	3,24	4,23

Таблица 3.14 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с увеличением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Опр-5	0,2627	5,74	6,73
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2606	4,98	6,02
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2525	3,37	4,49

Таблица 3.15 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с уменьшением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,1	Опр-4	0,2365	5,62	6,38
Грунт сухой	50,0	Скол-1	0,2342	4,94	5,75
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,2253	3,36	4,25

Таблица 3.16 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с увеличенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	57,8	Скол-1	0,2523	6,88	7,70
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2475	5,45	6,37
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,86	4,86

Таблица 3.17 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с уменьшенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	48,0	Опр-5	0,2450	4,15	5,09
Грунт сухой	47,9	Опр-5	0,2458	4,16	5,10
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,2388	2,87	3,87

Таблица 3.18 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м назад.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Скол-1	0,2781	6,22	7,17
Грунт сухой	46,0	Скол-1	0,2707	4,85	5,85
Укат. снег	30,6	Скол-1	0,2566	3,28	4,31

Таблица 3.19 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вперед.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	55,8	Опр-5	0,2212	5,05	5,84
Грунт сухой	55,7	Опр-4	0,2218	5,05	5,84
Укат. снег	37,6	Скол-1	0,2196	3,40	4,36

Таблица 3.20 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вверх.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	57,2	Опр-5	0,2517	6,27	7,10
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,96	5,88
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.21 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вниз.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	51,9	Опр-5	0,2478	5,22	6,12
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,96	5,88
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,2389	3,36	4,36

Таблица 3.22 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,5	Опр-5	0,2497	5,69	6,56
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.23 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,4	Опр-4	0,2496	5,67	6,54
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,2389	3,36	4,36

Таблица 3.24 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,5	Опр-5	0,2497	5,69	6,56
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.25 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,4	Опр-4	0,2496	5,67	6,54
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.26 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с увеличенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,5	Опр-5	0,2497	5,69	6,56
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2389	3,37	4,37

Таблица 3.27 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с уменьшенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,4	Опр-4	0,2496	5,67	6,54
Грунт сухой	50,2	Скол-1	0,2474	4,97	5,89
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,2389	3,36	4,36

Таблица 3.28 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с увеличенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,2	Опр-5	0,2516	6,19	7,03
Грунт сухой	49,9	Скол-1	0,2492	5,32	6,22
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,2400	3,47	4,47

Таблица 3.29 – Показатели устойчивости варианта А автопоезда с уменьшенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,7	Опр-4	0,2478	5,26	6,15
Грунт сухой	50,4	Скол-1	0,2458	4,66	5,59
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,2378	3,27	4,28

Таблица 3.30 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с высотой центра масс тягача + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,9	Опр-4	0,2466	5,81	6,66
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	3,44	4,42

Таблица 3.31 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с высотой центра масс тягача - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,7	Опр-4	0,2464	5,77	6,62
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	3,44	4,42

Таблица 3.32 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с высотой центра масс полуприцепа + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	47,7	Опр-5	0,2415	4,63	5,56
Грунт сухой	47,7	Опр-5	0,2426	4,65	5,58
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	3,44	4,42

Таблица 3.33 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с высотой центра масс полуприцепа - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	57,9	Скол-1	0,2490	6,48	7,29
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	3,44	4,42

Таблица 3.34 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда со смещением центра масс автопоезда вперед на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	51,9	Опр-5	0,2442	5,26	6,15
Грунт сухой	51,8	Опр-5	0,2451	5,27	6,16
Укат. снег	36,4	Скол-5	0,2351	3,56	4,54

Таблица 3.35 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда со смещением центра масс автопоезда назад на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Скол-1	0,2467	5,78	6,64
Грунт сухой	47,5	Скол-1	0,2424	4,62	5,55
Укат. снег	32,5	Скол-1	0,2326	3,30	4,28

Таблица 3.36 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с увеличением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,5	Опр-5	0,2497	6,13	7,00
Грунт сухой	49,5	Скол-1	0,2469	5,22	6,14
Укат. снег	34,1	Скол-1	0,2377	3,57	4,57

Таблица 3.37 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с уменьшением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	55,2	Опр-5	0,2425	5,46	6,29
Грунт сухой	51,3	Скол-1	0,2406	4,84	5,72
Укат. снег	35,2	Скол-1	0,2308	3,31	4,28

Таблица 3.38 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с увеличением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	55,2	Опр-5	0,2593	5,86	6,83
Грунт сухой	50,5	Скол-1	0,2569	5,05	6,07
Укат. снег	34,7	Скол-1	0,2477	3,45	4,55

Таблица 3.39 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с уменьшением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,4	Опр-5	0,2336	5,72	6,46
Грунт сухой	50,1	Скол-1	0,2311	5,00	5,79
Укат. снег	34,5	Скол-1	0,2214	3,43	4,30

Таблица 3.40 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с увеличенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	57,9	Скол-1	0,2491	6,95	7,75
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,50	6,41
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2346	3,93	4,91

Таблица 3.41 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с уменьшенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	48,3	Опр-5	0,2418	4,23	5,15
Грунт сухой	48,3	Опр-5	0,2426	4,25	5,17
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	2,95	3,93

Таблица 3.42 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м назад.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,9	Скол-1	0,2739	6,29	7,22
Грунт сухой	46,4	Скол-1	0,2655	4,94	5,92
Укат. снег	32,1	Скол-1	0,2502	3,41	4,40

Таблица 3.43 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вперед.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	56,0	Опр-4	0,2188	5,14	5,91
Грунт сухой	56,0	Скол-1	0,2193	5,15	5,93
Укат. снег	38,0	Скол-1	0,2162	3,46	4,41

Таблица 3.44 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вверх.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	57,5	Опр-5	0,2486	6,38	7,20
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	3,44	4,42

Таблица 3.45 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вниз.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,2	Опр-4	0,2446	5,31	6,19
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2345	3,44	4,42

Таблица 3.46 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Опр-5	0,2465	5,79	6,64
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2346	3,44	4,42

Таблица 3.47 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Опр-5	0,2465	5,79	6,64
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2346	3,44	4,42

Таблица 3.48 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Опр-4	0,2465	5,79	6,64
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2346	3,44	4,42

Таблица 3.49 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,7	Опр-4	0,2464	5,77	6,62
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2346	3,44	4,42

Таблица 3.50 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с увеличенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,8	Опр-4	0,2465	5,79	6,64
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2346	3,44	4,42

Таблица 3.51 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с уменьшенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,7	Опр-4	0,2464	5,77	6,62
Грунт сухой	50,3	Скол-1	0,2441	5,02	5,93
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,2346	3,44	4,42

Таблица 3.52 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с увеличенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,5	Опр-4	0,2485	6,30	7,13
Грунт сухой	50,0	Скол-1	0,2458	5,38	6,26
Укат. снег	34,5	Скол-1	0,2356	3,54	4,52

Таблица 3.53 – Показатели устойчивости варианта В автопоезда с уменьшенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	55,1	Опр-5	0,2447	5,36	6,24
Грунт сухой	50,6	Скол-1	0,2425	4,72	5,64
Укат. снег	34,7	Скол-1	0,2336	3,35	4,33

Таблица 3.54 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с высотой центра масс тягача + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,8	Опр-5	-0,0140	5,42	5,42
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.55 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с высотой центра масс тягача - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,5	Опр-5	-0,0124	5,36	5,36
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.56 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с высотой центра масс полуприцепа + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	46,4	Опр-4	0,0166	4,41	4,41
Грунт сухой	46,4	Опр-4	0,0161	4,43	4,43
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.57 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с высотой центра масс полуприцепа - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	56,4	Скол-1	-0,0361	6,20	6,20
Грунт сухой	49,7	Скол-1	0,0013	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.58 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда со смещением центра масс автопоезда вперед на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	50,1	Опр-5	-0.0004	4,96	4,96
Грунт сухой	49,8	Скол-5	0,0003	4,93	4,93
Укат. снег	34,8	Скол-5	0,0502	3,42	3,42

Таблица 3.59 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда со смещением центра масс автопоезда назад на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	53,7	Скол-1	-0,0190	5,59	5,59
Грунт сухой	47,1	Скол-1	0,0125	4,54	4,54
Укат. снег	30,9	Скол-1	0,0593	3,18	3,18

Таблица 3.60 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с увеличением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,2	Опр-5	-0,0295	5,66	5,66
Грунт сухой	48,9	Скол-1	-0,0122	5,09	5,09
Укат. снег	33,5	Скол-1	0,0423	3,49	3,49

Таблица 3.61 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с уменьшением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	53,2	Опр-5	0,0016	5,13	5,13
Грунт сухой	50,5	Скол-1	0,0134	4,72	4,72
Укат. снег	34,6	Скол-1	0,0608	3,25	3,25

Таблица 3.62 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с увеличением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,9	Опр-5	-0,0003	5,43	5,43
Грунт сухой	49,7	Скол-1	0,0143	4,91	4,91
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0626	3,37	3,37

Таблица 3.63 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с уменьшением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,4	Опр-5	-0,0269	5,35	5,35
Грунт сухой	49,5	Скол-1	-0,0122	4,88	4,88
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0412	3,37	3,37

Таблица 3.64 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с увеличенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	56,3	Опр-5	-0,0356	6,65	6,65
Грунт сухой	50,6	Скол-1	-0,0036	5,54	5,54
Укат. снег	34,8	Скол-1	0,0502	3,91	3,91

Таблица 3.65 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с уменьшенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	46,1	Опр-5	0,0178	3,89	3,89
Грунт сухой	46,1	Опр-5	0,0173	3,91	3,91
Укат. снег	34,8	Скол-1	0,0504	2,92	2,92

Таблица 3.66 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м назад.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	51,0	Опр-5	-0,0052	5,97	5,97
Грунт сухой	45,4	Скол-1	0,0263	4,79	4,79
Укат. снег	30,7	Скол-1	0,0721	3,29	3,29

Таблица 3.67 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вперед.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,6	Опр-5	-0,0203	4,89	5,01
Грунт сухой	54,4	Скол-5	-0,0201	4,88	4,98
Укат. снег	37,5	Скол-5	0,0342	3,39	3,45

Таблица 3.68 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вверх.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,9	Опр-4	-0,0263	5,85	5,85
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.69 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вниз.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	50,6	Опр-5	-0,0027	5,03	5,03
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.70 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0135	5,40	5,40
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.71 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0135	5,40	5,40
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.72 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0135	5,40	5,40
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.73 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0135	5,40	5,40
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.74 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с увеличенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0135	5,40	5,40
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.75 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с уменьшенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0135	5,40	5,40
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0014	4,90	4,90
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0521	3,37	3,37

Таблица 3.76 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с увеличенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,1	Опр-4	-0,0248	5,79	5,79
Грунт сухой	49,2	Скол-1	-0,0086	5,23	5,23
Укат. снег	34,0	Скол-1	0,0484	3,47	3,47

Таблица 3.77 – Показатели устойчивости варианта С автопоезда с уменьшенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	53,2	Опр-4	-0,0032	5,05	5,05
Грунт сухой	50,0	Скол-1	0,0100	4,62	4,62
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,0556	3,27	3,27

Таблица 3.78 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с высотой центра масс тягача + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0153	5,46	5,46
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.79 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с высотой центра масс тягача - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0142	5,42	5,42
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.80 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с высотой центра масс полуприцепа + 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	46,4	Опр-5	0,0146	4,46	4,46
Грунт сухой	46,4	Опр-5	0,0140	4,48	4,48
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.81 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с высотой центра масс полуприцепа - 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	56,1	Скол-1	-0,0361	6,20	6,20
Грунт сухой	49,5	Скол-1	0,0001	4,93	4,93
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.82 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда со смещением центра масс автопоезда вперед на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	50,1	Опр-5	-0,0022	5,01	5,01
Грунт сухой	48,3	Скол-5	0,0053	4,76	4,76
Укат. снег	33,3	Скол-5	0,0513	3,36	3,36

Таблица 3.83 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда со смещением центра масс автопоезда назад на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	53,5	Скол-1	-0,0197	5,61	5,61
Грунт сухой	46,9	Скол-1	0,0116	4,56	4,56
Укат. снег	32,2	Скол-1	0,0542	3,28	3,28

Таблица 3.84 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с увеличением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,2	Опр-5	-0,0315	5,73	5,73
Грунт сухой	48,7	Скол-1	-0,0131	5,12	5,12
Укат. снег	33,9	Скол-1	0,0392	3,56	3,56

Таблица 3.85 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с уменьшением базы тягача на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{\text{пред}}$, км/ч	Причина ограничения $V_{\text{пред}}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	53,2	Опр-5	-0,0001	5,18	5,18
Грунт сухой	50,4	Скол-1	0,0122	4,75	4,75
Укат. снег	35,0	Скол-1	0,0580	3,30	3,30

Таблица 3.86 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с увеличением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,9	Опр-5	-0,0021	5,49	5,49
Грунт сухой	49,6	Скол-1	0,0130	4,94	4,94
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0596	3,42	3,42

Таблица 3.87 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с уменьшением базы полуприцепа на 0,5 м.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,4	Опр-5	-0,0287	5,41	5,41
Грунт сухой	49,3	Скол-1	-0,0130	4,90	4,90
Укат. снег	34,3	Скол-1	0,0385	3,42	3,42

Таблица 3.88 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с увеличенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	56,1	Скол-1	-0,0363	6,67	6,67
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0004	5,40	5,40
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0131	3,92	3,92

Таблица 3.89 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с уменьшенной на 0,5 м колеей.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	47,0	Опр-5	0,0117	4,07	4,07
Грунт сухой	47,0	Опр-5	0,0111	4,09	4,09
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0493	2,93	2,93

Таблица 3.90 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м назад.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	50,9	Опр-4	-0,0067	6,01	6,01
Грунт сухой	45,2	Скол-1	0,0248	4,82	4,82
Укат. снег	31,7	Скол-1	0,0671	3,39	3,39

Таблица 3.91 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вперед.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,6	Опр-5	-0,0218	4,93	5,07
Грунт сухой	53,0	Скол-5	-0,0155	4,74	4,86
Укат. снег	36,1	Скол-5	0,0354	3,35	3,41

Таблица 3.92 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вверх.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	54,9	Опр-4	-0,0283	5,92	5,92
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.93 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда со смещением ССУ на 0,5 м вниз.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	50,5	Опр-5	-0,0039	5,07	5,07
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.94 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0154	5,46	5,46
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.95 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью шины.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,6	Опр-4	-0,0148	5,44	5,44
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.96 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с увеличенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-4	-0,0153	5,46	5,46
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.97 – Показатели устойчивости варианта D автопоезда с уменьшенной на 10 % жесткостью подвески.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,6	Опр-5	-0,0148	5,44	5,44
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.98 – Показатели устойчивости варианта Д автопоезда с увеличенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,7	Опр-5	-0,0153	5,46	5,46
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.99 – Показатели устойчивости варианта Д автопоезда с уменьшенным на 10 % коэффициентом сопротивления амортизатора.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,6	Опр-4	-0,0148	5,44	5,44
Грунт сухой	49,4	Скол-1	0,0006	4,91	4,91
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0492	3,42	3,42

Таблица 3.100 – Показатели устойчивости варианта Д автопоезда с увеличенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	52,1	Опр-5	-0,0268	5,86	5,86
Грунт сухой	49,0	Скол-1	-0,0093	5,25	5,25
Укат. снег	34,3	Скол-1	0,0456	3,53	3,53

Таблица 3.101 – Показатели устойчивости варианта Д автопоезда с уменьшенной на 10 % массой.

Опорная поверхность	$V_{пред}$, км/ч	Причина ограничения $V_{пред}$	Угол складывания а/п, рад	Колея тягача, м	Колея а/п, м
Асфальт	53,2	Опр-5	-0,0050	5,11	5,11
Грунт сухой	49,8	Скол-1	0,0092	4,63	4,63
Укат. снег	34,4	Скол-1	0,0526	3,33	3,33

Сравнение базовых вариантов автопоездов

1 Введение активизации колес полуприцепа повышает устойчивость автопоезда.

2 Введение управляемых колес полуприцепа снижает устойчивость автопоезда (предельная скорость снижается на 2 км/ч).

3 Наилучшим вариантом по показателям устойчивости является вариант активного автопоезда с неуправляемыми колесами. Наихудшим – активный автопоезд с управляемыми колесами.

4 Увеличение скорости выполнения маневра «вход в круг» увеличивает угол складывания автопоезда с неуправляемыми колесами полуприцепа и, наоборот, уменьшает угол складывания автопоезда с поворотными колесами.

Вариант автопоезда А

1 Наибольшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают колея и высота центра масс полуприцепа.

2 Наименьшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают жесткость шины и рессоры, коэффициент сопротивления амортизатора, высота центра масс тягача.

3 Снижение массы автопоезда незначительно улучшает устойчивость автопоезда в большинстве дорожных условий.

4 Основной причиной потери устойчивости автопоездом являются опрокидывание полуприцепа на асфальте и скольжение 1-й оси тягача на грунте и снеге.

5 Для улучшения устойчивости автопоезда необходимо: снижать центр масс полуприцепа; смещать вперед центр масс автопоезда (кроме асфальта); уменьшать базу тягача; увеличивать базу полуприцепа; смещать вперед ССУ; располагать ССУ как можно выше (влияет на опрокидывание).

Вариант автопоезда В

1 Наибольшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают колея и высота центра масс полуприцепа.

2 Наименьшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают жесткость шины и рессоры, коэффициент сопротивления амортизатора, высота центра масс тягача.

3 Снижение массы автопоезда незначительно улучшает устойчивость автопоезда во всех дорожных условиях.

4 Основной причиной потери устойчивости автопоездом являются опрокидывание полуприцепа на асфальте и скольжение 1-й оси тягача на грунте и снеге. При смещении центра масс автопоезда вперед при движении по снегу скользит 5-я ось (последняя ось полуприцепа).

5 Для улучшения устойчивости автопоезда необходимо: снижать центр масс полуприцепа; смещать вперед центр масс автопоезда (кроме асфальта); уменьшать базу тягача; увеличивать базу полуприцепа; смещать вперед ССУ; располагать ССУ как можно выше (влияет на опрокидывание).

Вариант автопоезда С

1 Наибольшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают колея и высота центра масс полуприцепа.

2 Наименьшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают жесткость шины и рессоры, коэффициент сопротивления амортизатора, высота центра масс тягача.

3 Снижение массы автопоезда незначительно улучшает устойчивость автопоезда во всех дорожных условиях.

4 Основной причиной потери устойчивости автопоездом являются опрокидывание полуприцепа на асфальте и скольжение 1-й оси тягача на грунте и снеге. При смещении центра масс и ССУ автопоезда вперед при движении по грунту и снегу скользит 5-я ось (последняя ось полуприцепа).

5 Для улучшения устойчивости автопоезда необходимо: снижать центр масс полуприцепа; смещать вперед центр масс автопоезда (кроме асфальта); уменьшать базу тягача; увеличивать базу полуприцепа; смещать вперед ССУ;

располагать ССУ как можно выше (влияет на опрокидывание). Причем смещение ССУ вперед значительно повышает устойчивость автопоезда.

Вариант автопоезда D

1 Наибольшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают колея и высота центра масс полуприцепа.

2 Наименьшее влияние на устойчивость автопоезда оказывают жесткость шины и рессоры, коэффициент сопротивления амортизатора, высота центра масс тягача.

3 Снижение массы автопоезда незначительно улучшает устойчивость автопоезда во всех дорожных условиях.

4 Основной причиной потери устойчивости автопоездом являются опрокидывание полуприцепа на асфальте и скольжение 1-й оси тягача на грунте и снеге. При смещении центра масс и ССУ автопоезда вперед при движении по грунту и снегу скользит 5-я ось (последняя ось полуприцепа).

5 Для улучшения устойчивости автопоезда необходимо: расширять колею; снижать центр масс полуприцепа; смещать вперед центр масс автопоезда (кроме асфальта); уменьшать базу тягача; увеличивать базу полуприцепа; смещать вперед ССУ; располагать ССУ как можно выше (влияет на опрокидывание). Причем смещение ССУ вперед значительно повышает устойчивость автопоезда.

Результаты исследований показали, что рассмотренные характеристики влияют на показатели устойчивости автопоезда неодинаково. Наибольшее влияние на предельную скорость выполнения маневра «вход в круг» оказывают характеристики, приведенные в таблицах 3.102 – 3.105. Остальные характеристики практически не влияют на предельную скорость выполнения маневра «вход в круг» (кроме колеи).

Таблица 3.102 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «вход в круг» неактивного автопоезда с неповоротными колесами

Вариант А	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
Параметры	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра
<i>Асфальт</i>		54,5	
Высота ЦМ полуприцепа	57,8		47,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	51,6		54,7
Расстояние от 1-й оси до ССУ	55,8		52,7
Высота ССУ	51,9		57,2
<i>Грунт сухой</i>		50,2	
Высота ЦМ полуприцепа	50,2		47,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	51,5		47,4
Расстояние от 1-й оси до ССУ	55,7		46,0
Высота ССУ	50,2		50,2
<i>Укатанный снег</i>		34,0	
Высота ЦМ полуприцепа	34,0		34,0
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	36,0		30,8
Расстояние от 1-й оси до ССУ	37,6		30,6
Высота ССУ	33,9		34,0

Таблица 3.103 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «вход в круг» активного автопоезда с неповоротными колесами

Вариант Б	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
Параметры	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра
<i>Асфальт</i>		54,8	
Высота ЦМ полуприцепа	57,9		47,7
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	51,9		54,8
Расстояние от 1-й оси до ССУ	56,0		52,9
Высота ССУ	52,2		57,5
<i>Грунт сухой</i>		50,3	
Высота ЦМ полуприцепа	50,3		47,7
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	51,8		47,5
Расстояние от 1-й оси до ССУ	56,0		46,4
Высота ССУ	50,3		50,3
<i>Укатанный снег</i>		34,6	
Высота ЦМ полуприцепа	34,6		34,6
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	36,4		32,5
Расстояние от 1-й оси до ССУ	38,0		32,1
Высота ССУ	34,6		34,6

Таблица 3.104 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «вход в круг» неактивного автопоезда с поворотными колесами

Вариант В	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
Параметры	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра
<i>Асфальт</i>		52,7	
Высота ЦМ полуприцепа	56,4		46,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	50,1		53,7
Расстояние от 1-й оси до ССУ	54,6		51,0
Высота ССУ	50,6		54,9
<i>Грунт сухой</i>		49,6	
Высота ЦМ полуприцепа	49,7		46,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	49,8		47,1
Расстояние от 1-й оси до ССУ	54,4		45,4
Высота ССУ	49,6		49,6
<i>Укатанный снег</i>		34,0	
Высота ЦМ полуприцепа	34,0		34,0
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	34,8		30,9
Расстояние от 1-й оси до ССУ	37,5		30,7
Высота ССУ	34,0		34,0

Таблица 3.105 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «вход в круг» активного автопоезда с поворотными колесами

Вариант Г	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
Параметры	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра
<i>Асфальт</i>		52,7	
Высота ЦМ полуприцепа	56,1		46,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	50,1		53,5
Расстояние от 1-й оси до ССУ	54,6		50,9
Высота ССУ	50,5		54,9
<i>Грунт сухой</i>		49,4	
Высота ЦМ полуприцепа	49,5		46,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	48,3		46,9
Расстояние от 1-й оси до ССУ	53,0		45,2
Высота ССУ	49,4		49,4
<i>Укатанный снег</i>		34,4	
Высота ЦМ полуприцепа	34,4		34,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	33,3		32,2
Расстояние от 1-й оси до ССУ	36,1		31,7
Высота ССУ	34,4		34,4

При высоких скоростях выполнения маневра «вход в круг» на асфальте колея автопоезда значительно влияет на показатели устойчивости (максимальное значение предельной скорости превышает минимальное в 1,19 – 1,22 раза). Однако, было учтено, что изменение колеи практически невозможно, так как она определяется дорожным законодательством. Поэтому этот параметр в таблицах 3.102 – 3.105 отсутствует.

Установлено, что исследуемые параметры оказывают влияние на предельную скорость выполнения маневра «вход в круг» следующим образом: при движении по асфальту различие (превышение) максимальной величины предельной скорости и минимальной составляет 5,6 – 21,6 %; при движении по грунту – 3,0 – 21,1 %; при движении по укатанному снегу – до 22,9 %.

Подтверждено, что на асфальте опасным случаем потери устойчивости является опрокидывание, а на укатанном снегу – занос крайних осей автопоезда. Потеря устойчивости автопоезда на грунте может происходить как в результате опрокидывания, так и в результате заноса.

Установлено, что введение активизации колес полуприцепа повышает устойчивость автопоезда. Введение управляемых колес полуприцепа незначительно снижает устойчивость автопоезда (предельная скорость снижается на 2 км/ч). Наилучшим вариантом по показателям устойчивости является вариант активного автопоезда с неуправляемыми колесами. Наихудшим – активный автопоезд с управляемыми колесами.

Для улучшения устойчивости автопоезда необходимо: снижать центр масс полуприцепа; смещать вперед центр масс автопоезда; смещать вперед ССУ; располагать ССУ как можно выше (влияет на опрокидывание).

Итоговым вариантом оценки устойчивости стал автопоезд по варианту А с реализацией всех рекомендаций по улучшению устойчивости и для сравнения тот же автопоезд с реализацией «противоположных рекомендаций». Результаты расчета приведены в таблице 3.106.

Таблица 3.106 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «вход в круг» для автопоезда по варианту А с реализованными рекомендациями и «рекомендациями наоборот»

Вариант А	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, для		
Дорожные условия	автопоезда со сниженной высотой ЦМ полуприцепа, со смещенным вперед ЦМ автопоезда, со смещенным вперед и вверх ССУ	базового варианта автопоезда	автопоезда с увеличенной высотой ЦМ полуприцепа, со смещенным назад ЦМ автопоезда, со смещенным назад и вниз ССУ
<i>Асфальт</i>	64,2 Скольжение 5-й оси	54,5 Опрокидывание полуприцепа	46,7 Опрокидывание полуприцепа
<i>Грунт сухой</i>	55,1 Скольжение 5-й оси	50,2 Скольжение 1-й оси	43,5 Скольжение 1-й оси
<i>Укатанный снег</i>	37,3 Скольжение 5-й оси	34,0 Скольжение 1-й оси	28,1 Скольжение 1-й оси

Как видно из таблицы 3.106, реализация разработанных рекомендаций повысила предельную скорость выполнения маневра «вход в круг» относительно базового варианта: на асфальте – в 1,18 раза; на грунте – в 1,1 раза; на снегу – в 1,1 раза. И наоборот, при реализации «противоположных рекомендаций» предельная скорость снизилась относительно базового варианта: на асфальте – в 1,17 раза; на грунте – в 1,15 раза; на снегу – в 1,2 раза. Кроме того, выполнение разработанных рекомендаций позволило не допустить опрокидывания автопоезда (потеря устойчивости во всех дорожных условиях происходит по скольжению последней оси полуприцепа).

Аналогичные исследования были проведены для маневра «переставка».

Наибольшее влияние на предельную скорость выполнения маневра «переставка» оказывают характеристики, приведенные в таблицах 3.107–3.110.

Таблица 3.107 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «переставка» неактивного автопоезда с неповоротными колесами

Вариант А	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
Параметры	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра

<i>Асфальт</i>		72,4	
Высота ЦМ тягача	76,4		65,5
Высота ЦМ полуприцепа	82,6		50,7
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	63,5		82,6
Расстояние от 1-й оси до ССУ	69,7		72,2
Высота ССУ	60,7		82,6
Коэффициент сопротивления амортизатора	69,1		77,1
<i>Грунт сухой</i>		64,2	
Высота ЦМ тягача	64,2		64,2
Высота ЦМ полуприцепа	64,2		50,8
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	63,5		64,2
Расстояние от 1-й оси до ССУ	64,2		64,2
Высота ССУ	60,7		64,2
Коэффициент амортизатора	64,2		64,2
<i>Укатанный снег</i>		37,5	
Высота ЦМ тягача	37,5		37,3
Высота ЦМ полуприцепа	37,5		37,5
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	40,9		34,0
Расстояние от 1-й оси до ССУ	41,7		34,3
Высота ССУ	37,4		37,5
Коэффициент сопротивления амортизатора	37,5		37,5

Таблица 3.108 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «переставка» активного автопоезда с неповоротными колесами

Вариант Б Параметры	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра
<i>Асфальт</i>		72,8	
Высота ЦМ тягача	77,7		65,8
Высота ЦМ полуприцепа	82,6		51,2
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	63,9		82,6
Расстояние от 1-й оси до ССУ	70,5		72,4
Высота ССУ	61,1		82,6
Коэффициент сопрот. амортизатора	69,4		78,0
<i>Грунт сухой</i>		64,2	
Высота ЦМ тягача	64,2		64,2
Высота ЦМ полуприцепа	64,2		51,2
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	63,9		64,2
Расстояние от 1-й оси до ССУ	64,2		64,2
Высота ССУ	61,1		64,2
Коэффициент сопрот. амортизатора	64,2		64,2
<i>Укатанный снег</i>		38,6	
Высота ЦМ тягача	37,9		38,6

Высота ЦМ полуприцепа	38,6		38,6
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	41,2		35,4
Расстояние от 1-й оси до ССУ	42,7		35,6
Высота ССУ	38,6		38,6
Коэффициент сопрот. амортизатора	38,6		38,6

Таблица 3.109 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «переставка» неактивного автопоезда с поворотными колесами

Вариант В	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
Параметры	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра
<i>Асфальт</i>		72,8	
Высота ЦМ тягача	76,0		67,5
Высота ЦМ полуприцепа	82,6		51,5
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	64,1		82,6
Расстояние от 1-й оси до ССУ	69,9		73,6
Высота ССУ	61,7		82,6
Коэффициент сопрот. амортизатора	70,1		76,9
<i>Грунт сухой</i>		64,2	
Высота ЦМ тягача	64,2		64,2
Высота ЦМ полуприцепа	64,2		51,8
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	64,2		64,2
Расстояние от 1-й оси до ССУ	64,2		64,2
Высота ССУ	62,0		64,2
Коэффициент сопрот. амортизатора	64,2		64,2
<i>Укатанный снег</i>		37,6	
Высота ЦМ тягача	37,6		37,4
Высота ЦМ полуприцепа	37,6		37,5
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	39,1		34,1
Расстояние от 1-й оси до ССУ	41,7		34,4
Высота ССУ	37,5		37,6
Коэффициент сопрот. амортизатора	37,5		37,6

Таблица 3.110 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «переставка» активного автопоезда с поворотными колесами

Вариант Г	Значение величины $V_{пред}$, км/ч, при		
Параметры	минимальном значении параметра	номинальном значении параметра	максимальном значении параметра
<i>Асфальт</i>		71,8	
Высота ЦМ тягача	76,3		65,8
Высота ЦМ полуприцепа	82,6		50,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	62,6		82,6
Расстояние от 1-й оси до ССУ	70,1		71,4
Высота ССУ	60,4		82,6
Коэффициент сопрот. амортизатора	68,7		76,6

<i>Грунт сухой</i>		64,2	
Высота ЦМ тягача	64,2		64,2
Высота ЦМ полуприцепа	64,2		50,7
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	63,1		64,2
Расстояние от 1-й оси до ССУ	64,2		64,2
Высота ССУ	60,7		64,2
Коэффициент сопрот. амортизатора	64,2		64,2
<i>Укатанный снег</i>		38,4	
Высота ЦМ тягача	38,4		38,4
Высота ЦМ полуприцепа	38,4		38,4
Расстояние от 1-й оси до ЦМ автопоезда	37,0		35,2
Расстояние от 1-й оси до ССУ	39,9		35,3
Высота ССУ	38,4		38,4
Коэффициент сопрот. амортизатора	38,4		38,4

При высоких скоростях выполнения маневра «переставка» колея и полная масса автопоезда значительно влияют на показатели устойчивости. Изменение колеи влияет на величину $V_{\text{пред}}$ в интервале 68–71 %. Изменение полной массы автопоезда влияет на величину $V_{\text{пред}}$ в интервале 15–18 %. Однако, было учтено, что изменение колеи практически невозможно, так как она определяется дорожным законодательством, а полная масса определяется перевозимым грузом. Поэтому эти параметры в таблицах 3.107–3.110 отсутствуют.

Установлено, что исследуемые параметры оказывают влияние на предельную скорость выполнения маневра «переставка» следующим образом: при движении по асфальту отношение максимальной предельной скорости к минимальной составляет величину до 64%; при движении по грунту – до 27%; при движении по укатанному снегу – до 22%.

По результатам исследований по маневру «переставка» было подтверждено, что активизация колес полуприцепа повышает устойчивость автопоезда, а введение управляемых колес полуприцепа незначительно снижает устойчивость автопоезда. При этом для улучшения устойчивости автопоезда необходимо: снижать центры масс тягача и полуприцепа; располагать ССУ как можно выше; применять амортизаторы с большим коэффициентом сопротивления.

Итоговым вариантом оценки устойчивости стал автопоезд по варианту А с реализацией всех рекомендаций по улучшению устойчивости и для сравнения тот же автопоезд с реализацией «противоположных рекомендаций». Результаты расчета размещены в таблице 3.111.

Таблица 3.111 – Результаты расчета предельной скорости выполнения маневра «переставка» для автопоезда по варианту А с реализованными рекомендациями и «рекомендациями наоборот»

Вариант А	Значение величины $V_{\text{пред}}$, км/ч, для		
	автопоезда со сниженной высотой ЦМ тягача и полуприцепа, со смещенным вверх ССУ, с увеличенным коэф. сопротивления амортизатора	базового варианта автопоезда	автопоезда с увеличенной высотой ЦМ тягача и полуприцепа, со смещенным вниз ССУ, с уменьшенным коэф. сопротив. амортизатора
Дорожные условия			
Асфальт	82,6 Потери устойчивости нет	72,4 Опрокидывание полуприцепа	46,9 Опрокидывание полуприцепа
Грунт сухой	64,2 Потери устойчивости нет	64,2 Потери устойчивости нет	47,0 Опрокидывание полуприцепа
Укатанный снег	37,5 Скольжение 1-й оси	37,5 Скольжение 1-й оси	37,2 Скольжение 1-й оси

Как видно из таблицы 3.111, реализация разработанных рекомендаций повысила предельную скорость выполнения маневра «переставка» относительно базового варианта на асфальте – на 14%. На грунте и на снегу эффекта от реализации рекомендаций достичь не удалось, поскольку была достигнута максимальная скорость движения на грунте или достигнута предельная скорость на снегу, при которой происходит скольжение 1-й оси автопоезда.

При реализации «противоположных рекомендаций» предельная скорость снизилась относительно базового варианта: на асфальте – на 54 %; на грунте – на 37%; на снегу – практически осталась такой же. Эти результаты убедительно показывают, что неправильный выбор параметров автопоезда

может привести к значительному снижению его показателей устойчивости, особенно на опорных поверхностях с высоким коэффициентом сцепления.

Сравнение полученных результатов исследований доказывает, что выполнение маневра «вход в круг» является более опасным по сравнению с выполнением маневра «переставка», так как потеря устойчивости происходит при более низких скоростях движения автопоезда (34,0 – 54,5 км/ч при маневре «вход в круг» и 37,5 – 72,4 км/ч при маневре «переставка»).

Результаты исследований подтвердили, что использование управляемых колес полуприцепа на больших скоростях нецелесообразно. Управляемые колеса полуприцепа необходимо использовать, когда автопоезд маневрирует в ограниченных дорожных условиях с невысокими скоростями. При движении автопоезда с большими скоростями активизацию колес полуприцепа можно не отключать для повышения устойчивости. Наилучшим вариантом активного автопоезда будет автопоезд, у которого силы тяги на колесах будут регулироваться в зависимости от величины запаса до поперечного скольжения. Этого можно добиться с помощью соответствующих алгоритмов распределения моментов на колесах автопоезда.

Таким образом, проведенные исследования позволили провести оценку устойчивости движения автопоездов с различными параметрами и вариантами конструкции при выполнении маневров «вход в круг» и «переставка». На основе полученных результатов были разработаны рекомендации по повышению устойчивости автопоездов.

3.4 Анализ результатов математического моделирования

Задающим параметром является скорость поворота среднего приведённого колеса первой оси, целевым параметром – радиус кривизны коридора движения. В соответствии с ГОСТ 31507-2012, устанавливающим требования к испытаниям автотранспортных средств на управляемость и устойчивость, для двухзвенного автопоезда, состоящего из седельного тягача

полной массой $m_t=20000$ кг и полуприцепа полной массой $m_{п}=25000$ кг, были смоделированы два манёвра:

1. Вход в круг (радиусом $R=35$ м).
2. Переставка (на длине $L=16$ м).

Оценочным параметром использована критическая скорость выполнения манёвра $v_{кр}$, при которой начинала происходить отрыв колес от опорной поверхности - потеря динамической устойчивости звена или автопоезда в целом. Главными признаками потери устойчивости, приняты следующие явления:

1. Скольжение осей (колёс).
2. Отрыв колёс от опорной поверхности (обнуление вертикальной реакции).

Моделирование выполнялось для двух типов дорожного покрытия, которые характеризовались коэффициентом сцепления φ и коэффициентом сопротивления качению f :

1. Сухой асфальт ($\varphi=0,75$; $f=0,02$).
2. Укатанный снег ($\varphi=0,25$; $f=0,04$).

По итогам моделирования указанных манёвров на обоих типах дорожного покрытия были составлены зависимости критической скорости $v_{кр}$ по условию потери устойчивости (заносу или опрокидыванию) от следующих наиболее значимых параметров:

1. Высота центра масс тягача $H_{цм.т}$, м.
2. Высота центра масс полуприцепа $H_{цм.п}$, м.
3. Расстояние от первой оси тягача до центра масс автопоезда $L_{цм.ап}$, м.
4. Расстояние от первой оси тягача до седельно-сцепного устройства $L_{сч}$, м.
5. Высота седельно-сцепного устройства $H_{сч}$, м.
6. Коэффициент сопротивления амортизаторов R_a , (Н·с)/м.

Номинальные значения (nom) параметров, а также их отклонения в меньшую (min) и большую (max) сторону составляли: $H_{цм.т}=H_{цм.п}=2\pm0,5$ м;

$L_{цм.ап}=7,692\pm0,5$ м; $L_{cy}=3,11\pm0,5$ м; $H_{cy}=1,8\pm0,5$ м; $R_a=21700\pm10\%$ (Н·с)/м. Боковой увод шин учитывался по линейной теории, коэффициент сопротивления уводу принимался $K_y=200$ кН/рад. Зависимости критической скорости от перечисленных параметров приведены на рисунках 3.5–3.8. При входе в круг $H_{цм.т}$ и R_a практически не влияют на $v_{кр}$, поэтому они на графиках не показаны.

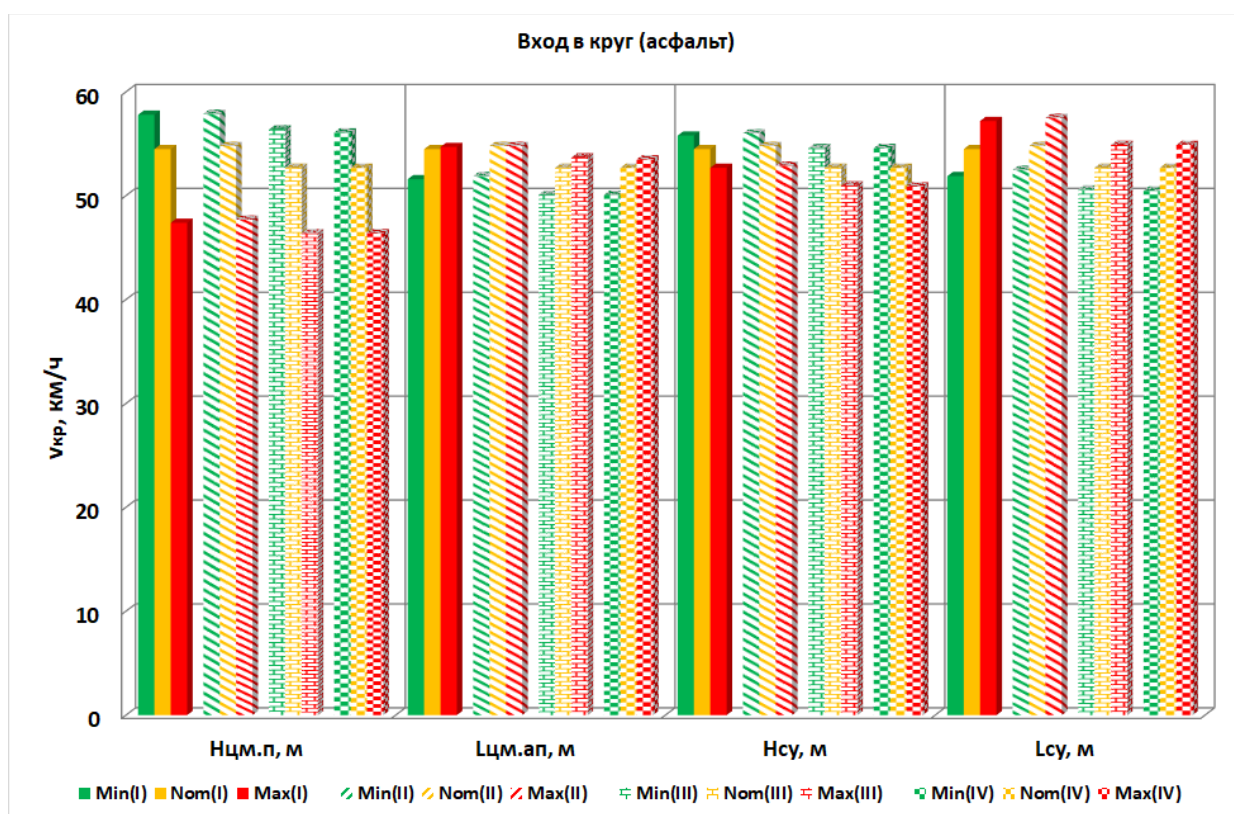


Рисунок 3.5 – Зависимость критической скорости от конструктивных параметров (вход в круг, асфальт)

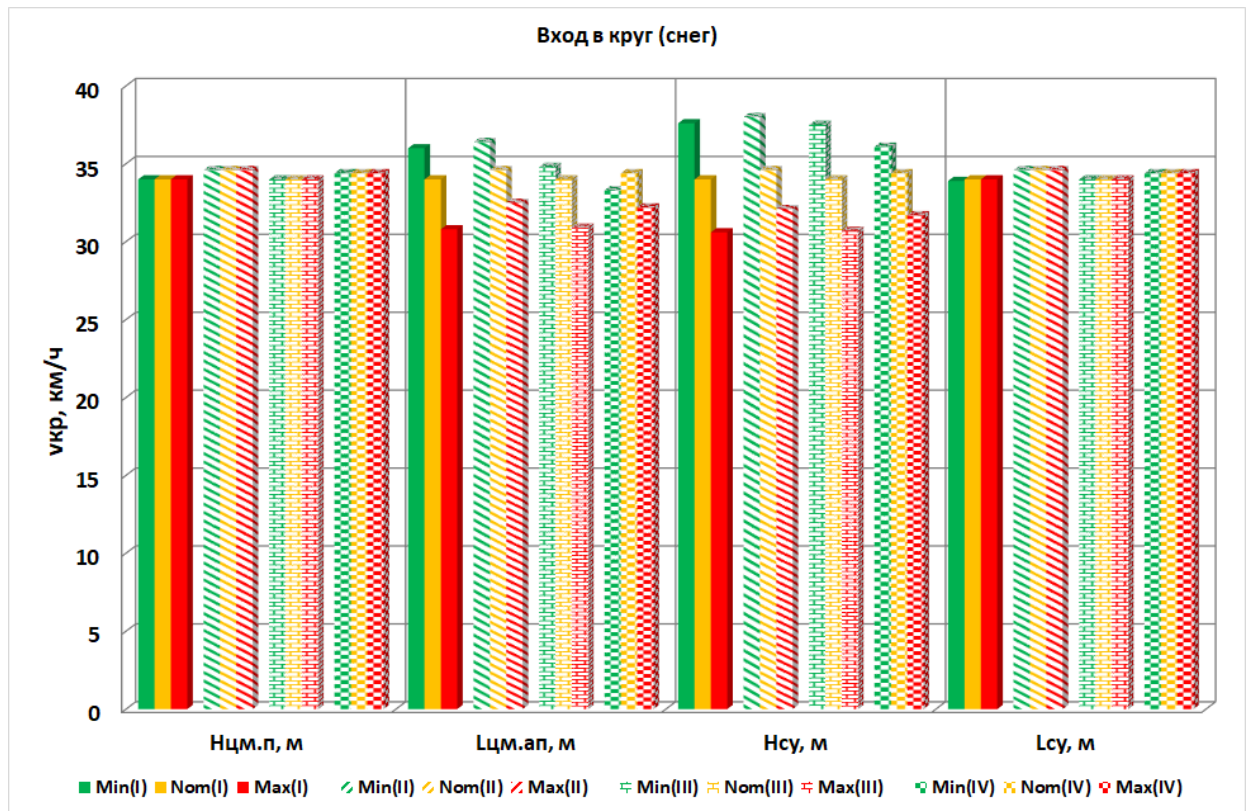


Рисунок 3.6 – Зависимость критической скорости от конструктивных параметров (вход в круг, снег)

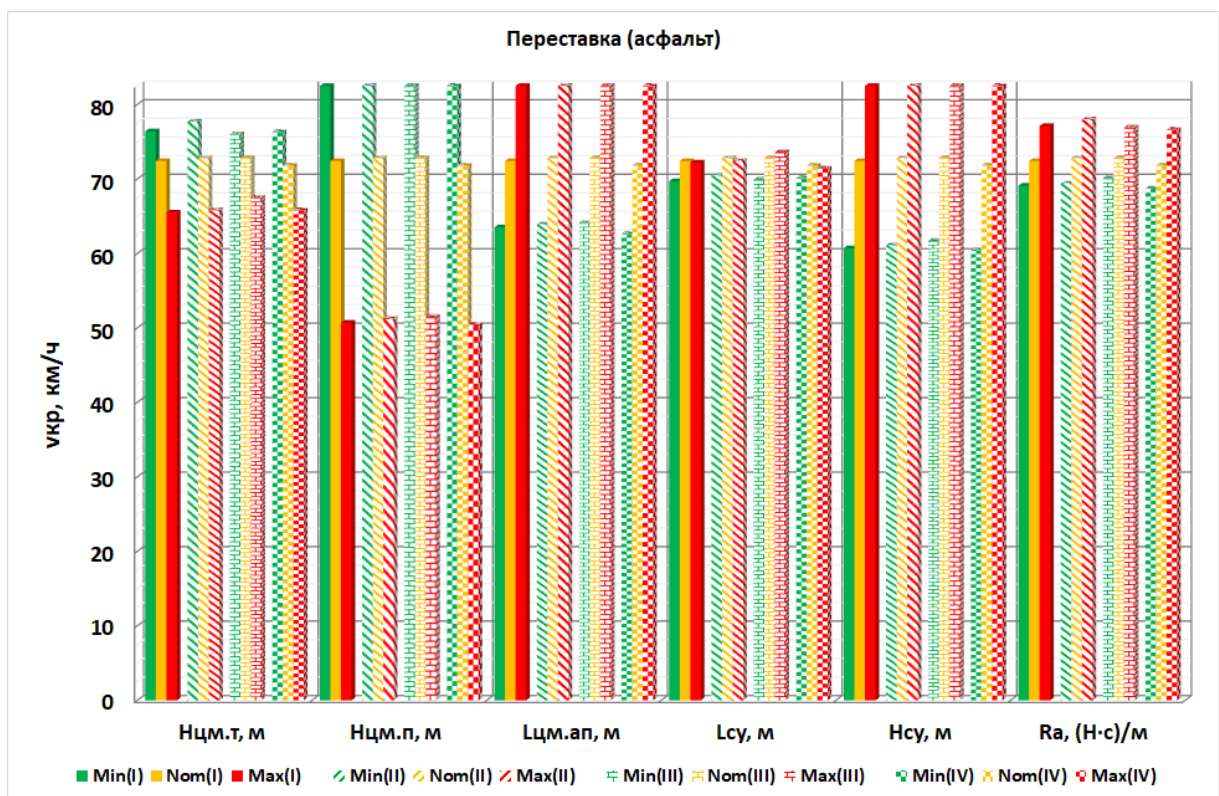


Рисунок 3.7 – Зависимость критической скорости от конструктивных параметров (переставка, асфальт)

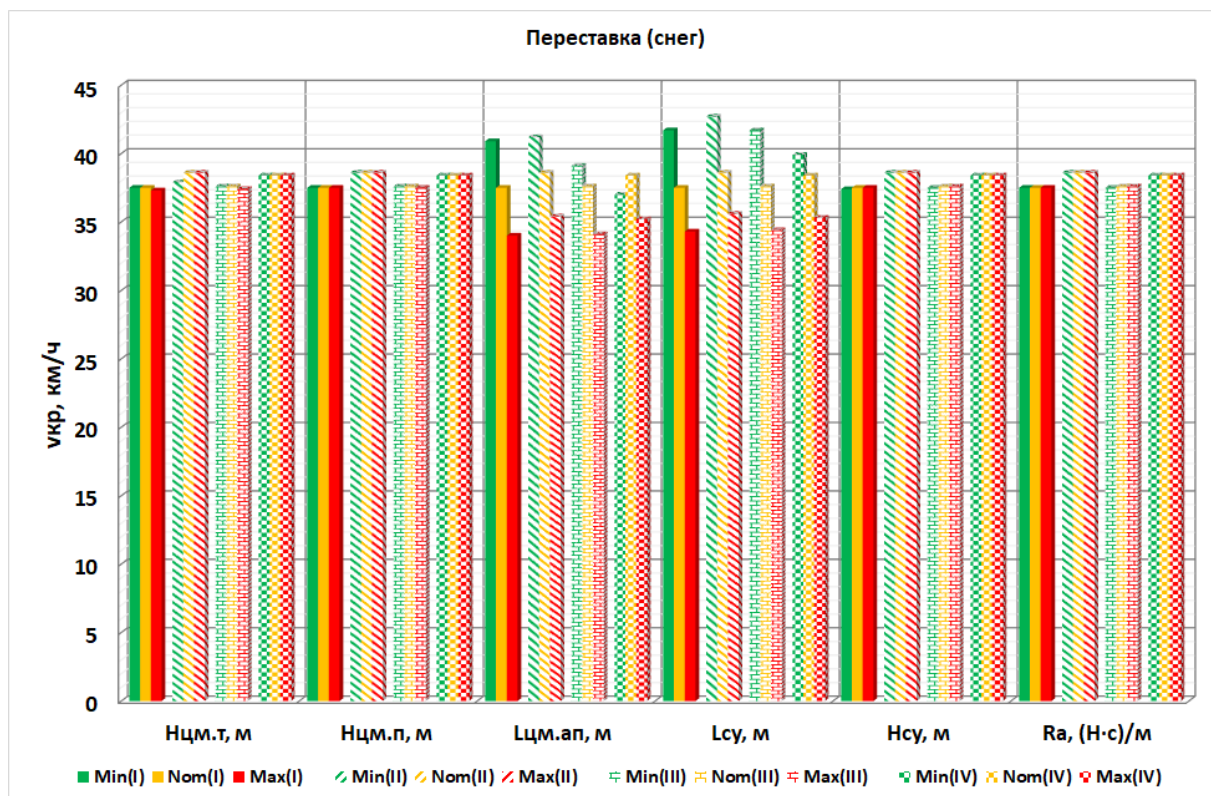


Рисунок 3.8 – Зависимость критической скорости от конструктивных параметров (переставка, снег)

В общем случае управляемые колёса на полуприцепе ухудшают динамическую устойчивость автопоезда на асфальте, а управление тягой на снегу – улучшает. Так, на сухом асфальте предельная скорость по условию тяговой динамики составляла 82,6 км/ч. Поэтому в ряде случаев предел устойчивости достигнут не был. На снегу варьирование высоты центра масс и расстояния до ССУ практически не влияет на критическую скорость выполнения манёвра.

3.5 Предложения по разработке алгоритмов управления активным приводом и системой управления поворотом полуприцепа

3.5.1 Алгоритм управления ВРУ полуприцепа

Исходные данные для работы алгоритма:

- команда на работу ВРУ полуприцепа с помощью кнопки «вкл» и «выкл»;
- команда на движение «крабовым ходом»;
- геометрические размеры расстановки осей по базе тягача и полуприцепа, а также положение ССУ;
- сигнал о величине угла поворота 1-й управляемой оси тягача или рулевой колонки.

Водитель должен выбрать положение кнопок «вкл» и «выкл», а также режим работы ВРУ (1 – полюс поворота колес полуприцепа совпадает с полюсом поворота тягача – обычный режим; 2 – полюс поворота колес полуприцепа находится вне базы полуприцепа сзади – режим «крабового хода»).

При положении кнопки работы ВРУ в положении «выкл» колеса полуприцепа фиксируются в направлении вдоль продольной оси полуприцепа (полуприцеп переходит в режим работы без рулевого управления).

При положении кнопки работы ВРУ в положении «вкл» колеса тягача и полуприцепа должны обеспечивать поворот автопоезда вокруг единого центра поворота. Для обеспечения движения «след в след» радиус движения 1-й оси полуприцепа должен быть равен радиусу движения задней тележки тягача.

Величина угла поворота каждого колеса рассчитывается по геометрическим размерам расстановки осей по базе тягача и полуприцепа. Задающим является величина угла поворота рулевого колеса (угла поворота 1-й оси тягача). Величина угла складывания звеньев автопоезда получается автоматически.

Для повышения устойчивости движения автопоезда необходимо ввести зону нечувствительности (Δ) и переходную зону (Δ_1) в функции углов поворота колес полуприцепа относительно углов поворота колес тягача. Такая функция должна работать в обоих направлениях (при возрастании α_1 и при убывании α_1).

При движении автопоезда в стесненных условиях (отъезд от стенки) во ВРУ должен быть реализован «крабовый ход».

При достижении хотя бы на одной оси полуприцепа максимально возможной по конструктивному исполнению величины угла поворота согласование углов поворота всех колес автопоезда должно достигаться путем изменения угла складывания в ССУ.

При движении автопоезда задним ходом необходимо обеспечить управление автопоездом через камеру заднего вида с обозначением на изображении габаритных линий, а алгоритм работы ВРУ должен работать «наоборот», т.е. угол поворота колес задней оси полуприцепа должен быть задающим. Причем зона нечувствительности и переходная зона при движении задним ходом должны отсутствовать. Все остальные углы поворота колес автопоезда должны быть пересчитаны в зависимости от величины $\alpha_{\text{зад}}$.

3.5.2. Описание алгоритма для реализации при математическом моделировании

Исходные данные:

- обороты ДВС;
- ВСХ ДВС;
- ВСХ генератора;
- угол поворота колес 1-й оси;
- $V_{\min}$ (при которой происходит подключение электропривода полуприцепа);
- $V_{\max}$ (при которой происходит отключение электропривода полуприцепа);
- $\varphi_{\max}$ (максимально допустимый угол складывания автопоезда);
- дорожные условия (φ , f , C_{Γ} и μ);
- схема РУ полуприцепа.

Расчетные величины:

- моменты и мощности ДВС и генератора;

- номер передачи в КПП (передаточное число трансмиссии);
- скорость тягача;
- угол складывания автопоезда в плане;
- обороты колес, исходя из скорости тягача и плана скоростей;
- средняя величина оборотов колес;
- реальные силы тяги на колесах исходя из ВСХ ДВС и генератора;
- предельно возможные силы тяги (по сцеплению);
- сила в ССУ (действующая со стороны полуприцепа вперед или назад);
- боковые силы на колесах тягача от сил тяги колес полуприцепа при криволинейном движении и равнодействующие силы в контакте колес.

3.5.3 Порядок отработки алгоритма

1. Проводится разгон автопоезда на асфальте в соответствии с ВСХ ДВС без включения тягового электропривода.
2. Затем происходит изменение дорожных условий (возрастает сила сопротивления движению из-за преодоления подъема или изменения дорожных условий – участок с деформируемым грунтом) и скорость автопоезда снижается с переключением передач вниз.
3. При условии $V_{\text{тек}} < V_{\text{min}}$ включается электропривод полуприцепа и мощность (крутящий момент) перераспределяется между колесами звеньев (тягача и полуприцепа) в соответствии с ВСХ ДВС и генератора.
4. Приводная мощность привода колес тягача ($N_{\text{всх}} - N_{\text{ген}}$), распределяется равномерно между всеми колесами.
5. Приводная мощность, привода колес полуприцепа ($N_{\text{ген}}$), распределяется равномерно между всеми колесами.
6. При условии $V_{\text{тек}} > V_{\text{max}}$ электропривод полуприцепа отключается.
7. При условии превышения силы тяги от ДВС или генератора на i -ом колесе величины силы тяги по сцеплению, на этом колесе снижается величина подаваемого момента на ΔM_{ki} до тех пор, пока сила тяги не будет превышать силу тяги по сцеплению.

8. Величина ΔM_{ki} перераспределяется между оставшимися колесами тягача или колесами полуприцепа. Если суммарный момент, который может быть реализован на колесах тягача или полуприцепа, больше подаваемого от ДВС или генератора, мощность принудительно снижается по ВСХ.

9. При условии превышения угла складывания автопоезда предельно допустимой величины ($\varphi > \varphi_{\max}$) электропривод полуприцепа отключается.

10. При условии превышения толкающего усилия в ССУ предельной величины $R_{\text{ссузад}}$ происходит снижение суммарного крутящего момента, подаваемого на колеса полуприцепа (на ΔM_{ki} на каждом колесе полуприцепа).

Оценка эффективности работы тягового электропривода полуприцепа проводится при переходных режимах для прямолинейного и криволинейного движения (в том числе для схемы автопоезда с управляемыми и неуправляемыми колесами полуприцепа).

Выводы по главе 3

1. С помощью разработанной математической модели были проведены расчетные исследования по оценке степени влияния различных конструктивных параметров на устойчивость при криволинейном движении автопоездов различной конструкции.

2. Вход в круг является более опасным манёвром, чем переставка (даже на длине 16 м).

3. На асфальте автопоезд более склонен к опрокидыванию, на укатанном снегу – к скольжению.

4. На базе результатов исследований в данной работе сформулированы предложения по алгоритмам совместной работы тягового электропривода и системы управления поворотом для различных конструктивных параметров автопоезда. Данные алгоритмы позволят повысить устойчивость движения активных автопоездов в различных дорожных условиях.

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА

Экспериментальные исследования полноразмерных автопоездов являются достаточно дорогостоящими, длительными по времени подготовки и серьезно ограничены по конструктивным вариантам, а также опасными. В настоящее время в мировой практике автомобилестроения широко используется альтернативный подход к проведению экспериментальных исследований - физическое моделирование.

В настоящее время для экспериментальных исследований с помощью физических моделей в мировой практике используется два направления. Одним из направлений исследований динамики автопоезда является моделирование при помощи неподвижной физической модели с подвижной относительно физической модели опорной поверхности. Кроме того, использование стендового оборудования для экспериментальных исследований отдельных узлов, агрегатов и систем ТС широко используется в практике исследований.

Вторым направлением физического моделирования динамики автопоезда (уменьшенного в масштабе размера) является использование модели, движущейся по неподвижной опорной поверхности - проезжей части.

Экспериментальные исследования полномасштабного образца представляют собой практически дорожные испытания и сопряжены с множеством проблем взаимодействия, распознавания. Так как обнаружение и подключение движущегося реального автопоезда для получения точной, полной обратной связи по состоянию достаточно сложно и порой невозможно. При физическом моделировании встают проблемы компоновки составных компонентов. Это особенно остро стоят перед физическими моделями автопоезда из-за ограниченной мощности и доступного пространства.

В данном исследовании рассмотрены основные динамические характеристики масштабируемого автопоезда (физической модели),

созданной по теории подобия, которые напрямую сопоставляются с конкретным полноразмерным автопоездом (натурным образцом).

4.1 Основы теории подобия при физическом моделировании

Для исследований проходимости и манёвренности активного автопоезда с управляемыми колёсами был изготовлен масштабный макет в соответствии с теорией подобия по критерию Фруда, который выражает закон динамического подобия явлений, протекающих под действием сил Ньютона. Данный критерий широко используется при физическом моделировании динамики однозвенных и многозвенных транспортных средств, а полученные результаты имеют удовлетворительную сходимость с результатами испытаний натурных образцов [244–246].

Критерий Фруда, выражает закон динамического подобия явлений, протекающих под действием сил Ньютона. Из уравнений динамики натурального образца и модели получено, что для исследования динамических процессов критериями подобия являются:

$$F = \frac{V_o^2}{g \cdot L} = \text{const}; \quad \bar{M} = \frac{M}{\rho \cdot L^2 \cdot V_o^2} = \text{const};$$

$$\frac{K_a \cdot L}{V_o} = \text{const}; \quad \frac{\omega_z^2 \cdot L^2}{V_o^2} = \text{const};$$

$$\frac{\omega_\gamma^2 \cdot L^2}{V_o} = \text{const}; \quad \frac{\omega_\alpha^2 \cdot L^2}{V_o} = \text{const},$$

где F – критерий Фруда;

V_o – скорость перемещения натурального образца ($V_{он}$) и модели ($V_{ом}$);

L – линейный размер натурального образца (L_n) и модели (L_m);

ρ – плотность натурального образца и модели;

$\omega_z, \omega_\alpha, \omega_\gamma$ – собственные частоты колебаний системы в вертикальной, продольно- и поперечно-вертикальной плоскостях.

Линейный масштаб, исходя из наличия «донора» (модель ТС6), выбран равным 1:12. Пользуясь критериями подобия, определены расчетные формулы подобия. Например, расчетная формула скорости модели в зависимости от линейного масштаба находится из условия постоянства критерия Фруда:

$$\frac{V_{\text{он}}^2}{g \cdot L_{\text{н}}} = \frac{V_{\text{ом}}^2}{g \cdot L_{\text{м}}}; \frac{V_{\text{он}}^2}{V_{\text{ом}}^2} = m_{V_o}^2 = \frac{L_{\text{н}}}{L_{\text{м}}} = m_L; m_{V_o} = m_L^{1/2},$$

где m_{V_o} – масштаб моделирования скорости движения модели;

m_L – масштаб моделирования линейного размера.

Таким же образом определены расчетные формулы других параметров динамики физической модели (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Формулы для пересчета параметров физической модели по критерию Фруда

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула
1. Линейный размер	λ_L	м	λ
2. Время	λ_t	с	$\lambda^{0,5}$
3. Скорость линейная	λ_V	м/с	$\lambda^{0,5}$
4. Скорость угловая	λ_ω	1/с	$\lambda^{-0,5}$
5. Ускорение линейное	λ_g	м/с ²	1
6. Сила	λ_F	Н	λ^3
7. Масса	λ_m	кг	λ^3
8. Момент инерции	λ_J	кг·м ²	λ^5
9. Жесткость	λ_C	Н/м	λ^2
10. Коэффициент затухания	λ_k	1/с	$\lambda^{-0,5}$
11. Перемещение угловое	λ_α	рад	1
12. Относительный коэффициент затухания	λ_ψ	—	1

4.2 Основные требования к физической модели автопоезда

В ходе исследования было установлено, что востребованным в настоящий момент является активный автопоезд в составе седельного тягача производства БАЗ. В ходе математического моделирования за базовый вариант был принят вариант активного автопоезда, состоящий из тягача БАЗ-6402 и полуприцепа БАЗ-9828 (рисунок 4.1).

Для исследования динамической устойчивости активного автопоезда с управляемыми колесами был изготовлен масштабный макет в соответствии с теорией подобия по существующим в Министерстве обороны РФ техническим требованиям к активным автопоездам этого класса грузоподъемности.

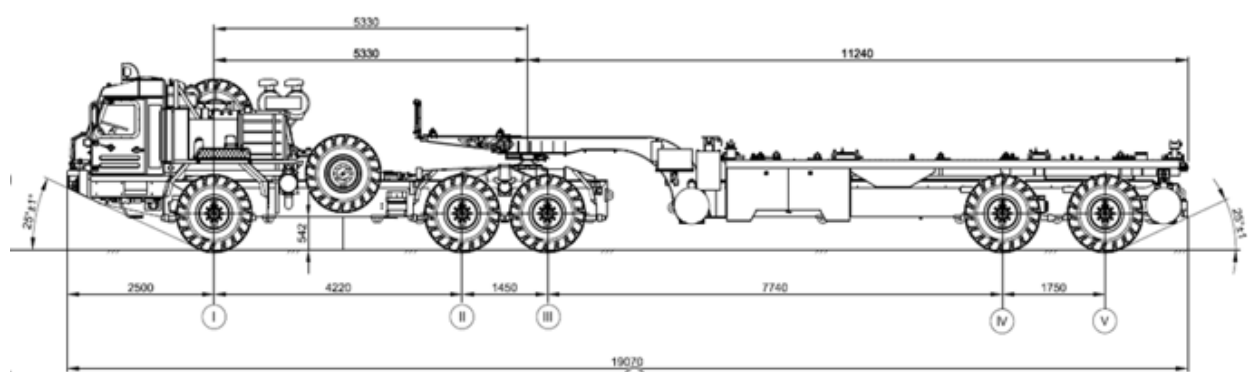


Рисунок 4.1 – Активный автопоезд в составе седельного тягача БАЗ-6402 и полуприцепа БАЗ-9828

При создании физической модели активного автопоезда оптимальным решением являлся подбор в качестве донора готовой модели, наиболее близкой по массово-габаритным и конструктивным параметрам к оригинальному объекту с учетом масштаба моделирования. Поэтому линейный масштаб был выбран равным 1:12, исходя из наличия большого количества готовых покупных узлов, агрегатов и моделей данного масштаба, при этом двигатель внутреннего сгорания на тягаче имитировался посредством электромоторов, несмотря на различие их характеристик.

Цель создания действующего макета заключается в верификации математической модели оригинального объекта и в оценке технических решений, направленных на повышение устойчивости автопоезда. Для достижения данной цели решены следующие задачи:

- разработаны требования к физической модели автопоезда;
- изготовлена действующая самоходная модель автопоезда;
- разработана программа и методика исследовательских испытаний;
- проведены исследовательские испытания модели автопоезда;
- оценена адекватность математической модели автопоезда.

Анализ предложений по аналогам масштабных моделей автомобилей показал, что наиболее близким готовым изделием является модель ТС6 (CZRTC6F) в масштабе 1:12 производства фирмы Cross RC (рисунки 4.2–4.4).



Рисунок 4.2 – Модель ТС6. Внешний вид

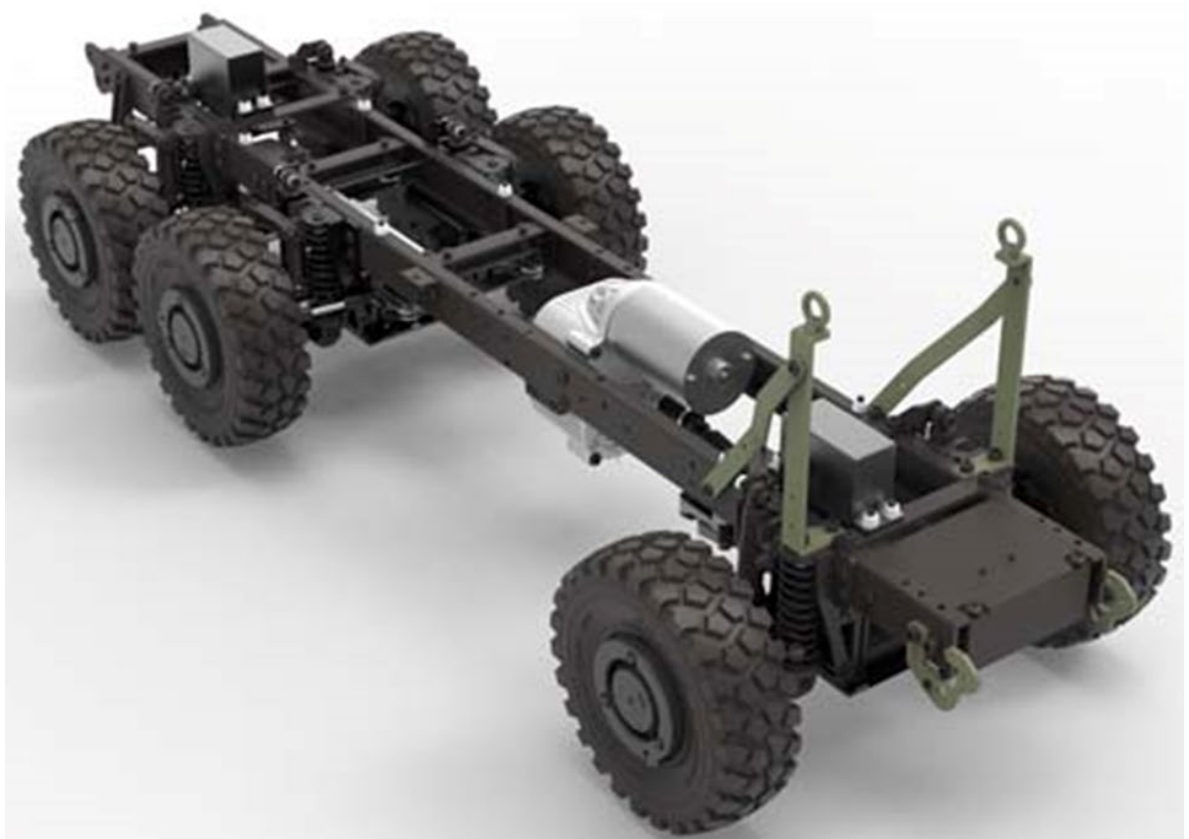


Рисунок 4.3 – Модель ТС6. Шасси модели

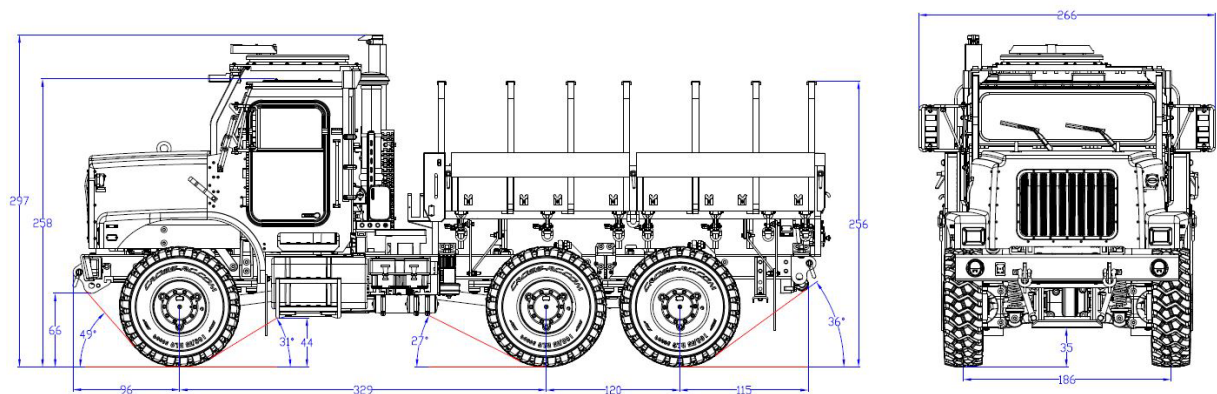


Рисунок 4.4 – Модель ТС6. Габаритные размеры

Кинематические и размерные параметры модели-аналога позволяют изготовить действующий макет автопоезда из двух моделей. Из одной модели изготовлен тягач, из второй – активный полуприцеп.

4.3 Объект исследования

4.3.1 Общее устройство физической модели активного автопоезда

По плану на исследования изготовлен масштабный макет – физическая модель автопоезда (ФМА) в виде автопоезда состоящего из макетов тягача и полуприцепа. Параметры физической модели, рассчитанные по критерию подобия Фруда в соответствии с таблицей 4.1, приведены в таблице 4.2. Внешний вид отдельных узлов физической модели показаны на рисунках 4.5–4.7.

Для испытаний на динамическую устойчивость характеристик исходной модели оказалось недостаточно, что потребовало ряда доработок:

- заменить тяговые электромоторы;
- доработать систему управления и сенсорное обеспечение для регистрации параметров движения;
- разработать и изготовить кузов для защиты электронного оборудования тягача и полуприцепа;
- взвесить макет, измерить жёсткость его шин и подвески для сравнения с математической моделью автопоезда для проверки её адекватности.

Таблица 4.2 – Технические характеристики моделируемого автопоезда

Параметр	Значение у физической модели	Значение у натурального образца
Колесная формула	6х6+4х4	6х6+4х4
Формула рулевого управления	10045	10045
Снаряжённая масса автопоезда, т	0,013	24,2
Полная масса, т	0,026	45,0
Колея, мм	186	2240
Расстояние между осями 1 и 2, мм	351	4220
Расстояние между осями 2 и 3, мм	120	1450
Расстояние между осями 3 и 4, мм	844	7730
Расстояние между осями 4 и 5, мм	145	1750
Габарит по ширине, мм	229	2750
Габарит по высоте, мм	240	2890



Рисунок 4.5 – Трансмиссия модели тягача



Рисунок 4.6 – Трансмиссия модели полуприцепа

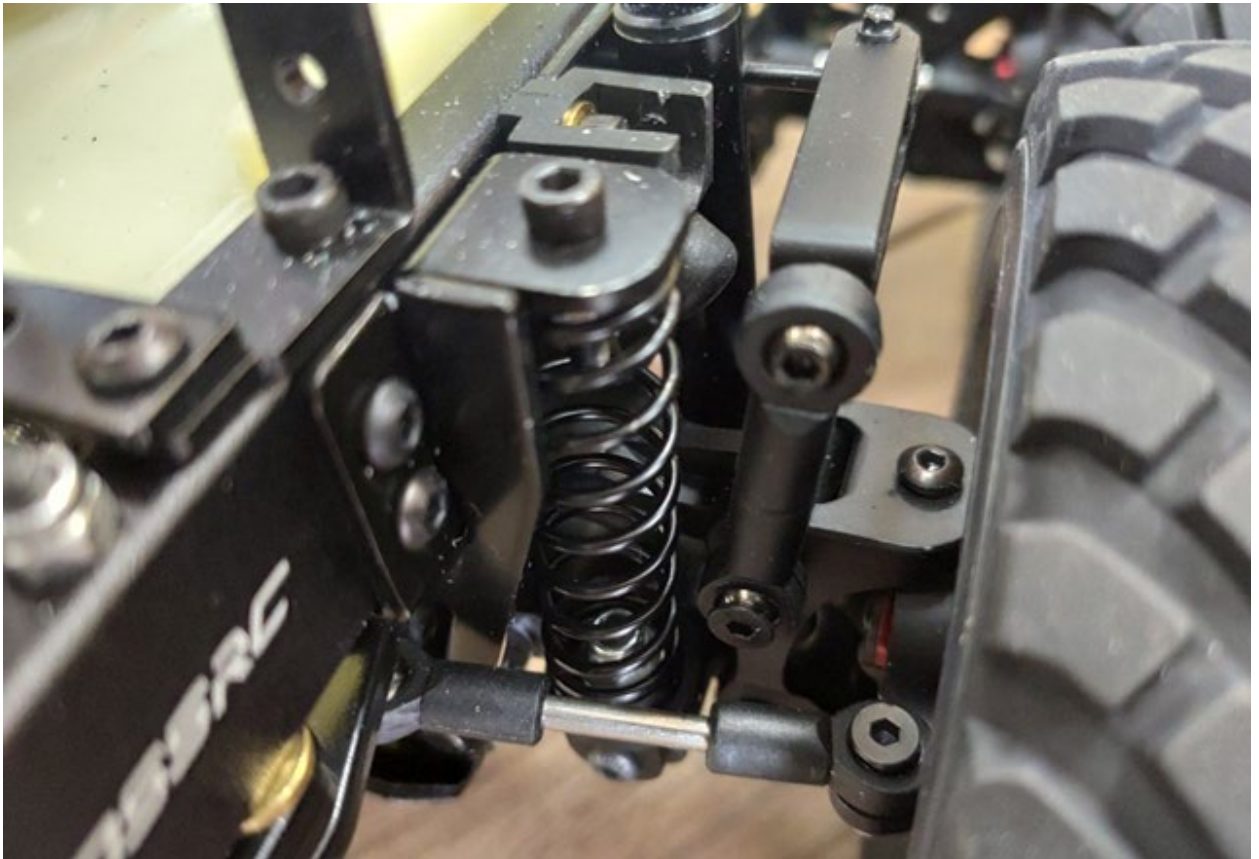


Рисунок 4.7 – Подвеска колеса модели полуприцепа

4.3.2 Тяговые электромоторы ФМА

При испытаниях на устойчивость в качестве критерия принята предельная скорость выполнения стандартного маневра (вход в круг или переставка), при которой не происходит потери устойчивости, проявляющейся в скольжении одной из осей ТС или начале отрыва одного из колес от дорожной поверхности.

Результаты математического моделирования свидетельствуют, что предельная скорость по условию тяговой динамики для прототипа автопоезда на сухом асфальте составляет 82,6 км/ч. Из условия подобия, скорость ФМА составляет:

$$V_{mod} = \frac{V}{\lambda_v} = \frac{82,6}{3,464} = 23,845 \text{ км/ч},$$

где V_{mod} – скорость масштабной модели, км/ч;

V – скорость прототипа автопоезда, км/ч;

λ_V – коэффициент подобия по критерию Фруда для скорости.

Таким образом, для проведения испытаний на устойчивость необходимо повысить максимальную скорость модели не менее чем в 3 раза, чтобы выполнить критерий подобия. Исходная масштабная модель оснащалась тяговыми электромоторами CROSS-RC BC-8. Чтобы подобрать новые электромоторы, которые позволили бы увеличить максимальную скорость модели в требуемое количество раз, необходимо определить, какой максимальной скоростью вращения обладают исходные. Для этого на вал тягового электромотора был установлен небольшой диск с отражающим элементом и с помощью тахометра измерена скорость вращения при различных установках, а при помощи мультиметра измерен ток, который в этот момент потреблял регулятор хода. Замеры показали, что максимальная скорость вращения вала исходного электромотора составляет 10500 об/мин. Соответственно, необходимо было подобрать новый тяговый электромотор, который обладал бы максимальной скоростью вращения не менее 31500 об/мин. В качестве нового тягового электромотора был выбран Rocket 540 V3. Параметры исходного и нового электромоторов приведены в таблице 4.3. Аналогичным образом проведены замеры нового электромотора. На рисунке 4.8 приведены графики, отображающие скорость вращения исходного и нового тяговых электромоторов при различных установках, а на рисунке 4.9 приведены графики, отображающие ток, потребляемый исходным и новым регулятором хода (напряжение питания регулятор хода равняется 11,1 В).

Таблица 4.3 – Параметры исходного и нового тяговых электромоторов

Типоразмер электромотора	Мощность, Вт	Количество витков	K_V , об/В	Масса, кг
560	–	38	–	0,29
540	250	10,5	3800	0,16

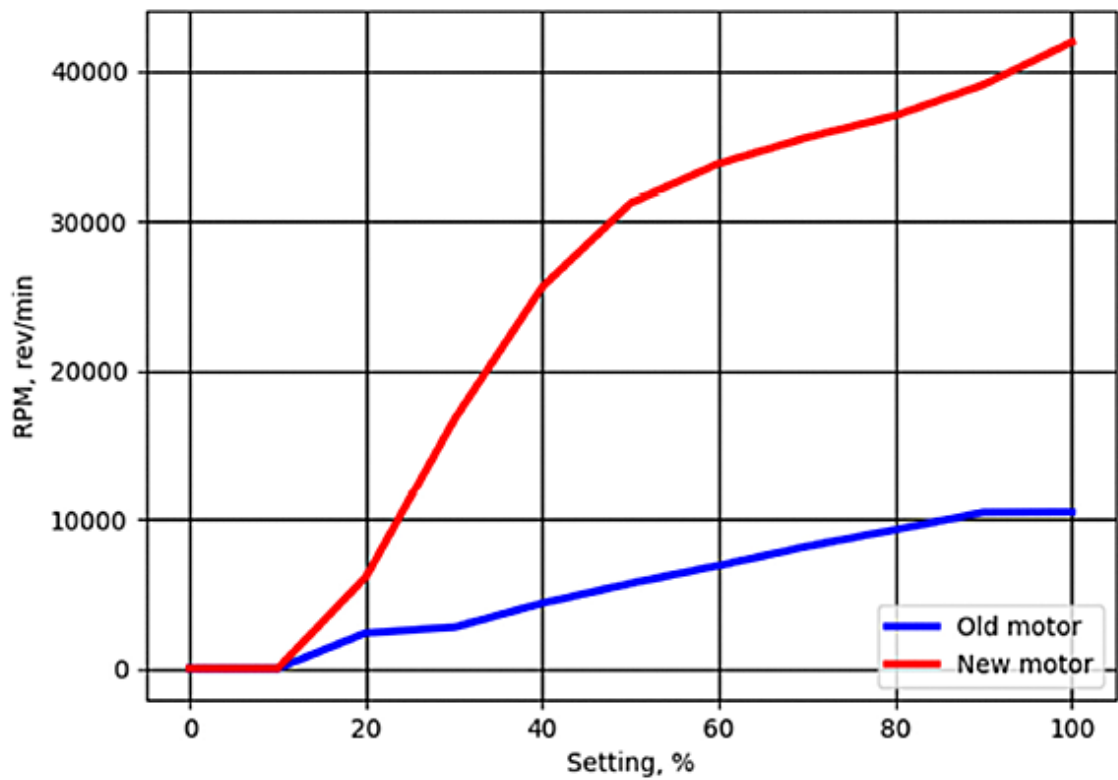


Рисунок 4.8 – Скорость вращения исходного и нового тяговых электродвигателей при различных установках

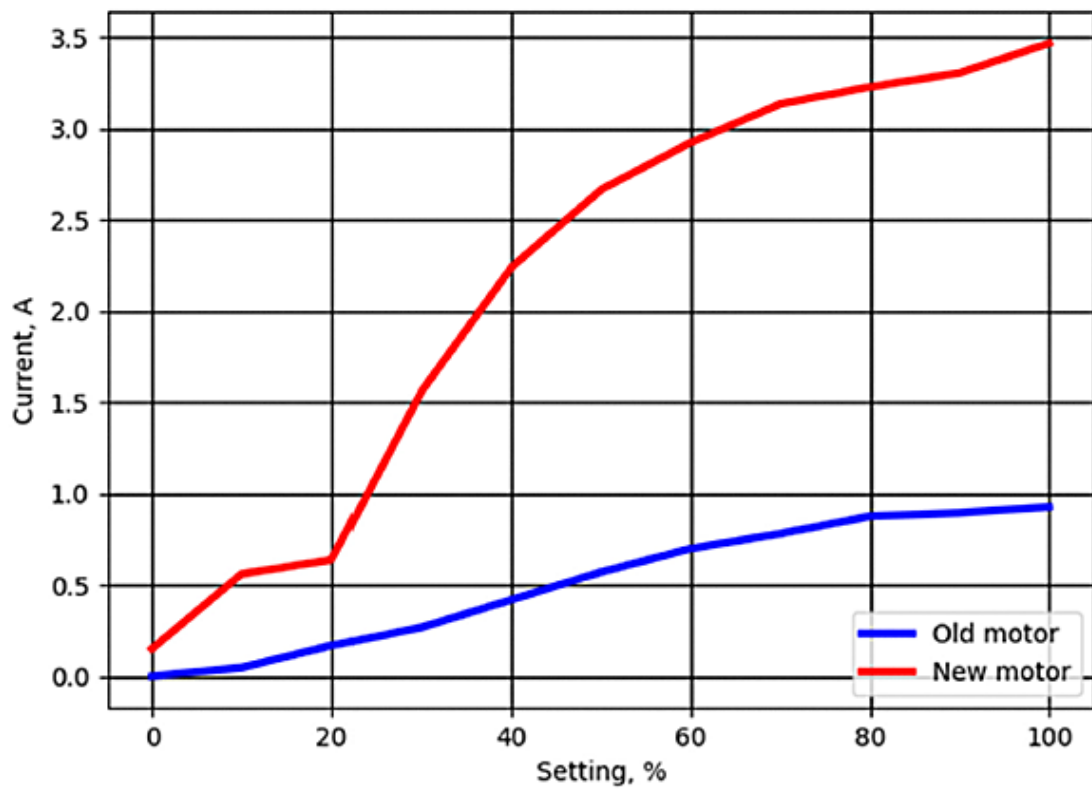


Рисунок 4.9 – Ток, потребляемый исходным и новым регуляторами хода тяговых электродвигателей при различных установках

4.3.3 Система управления ФМА

По критерию доступности в качестве вычислительного устройства применён вычислитель Arduino Due (рисунок 4.10) на основе 32-битного микроконтроллера Atmel SAM3X8E с процессором на базе ядра ARM Cortex-M3.

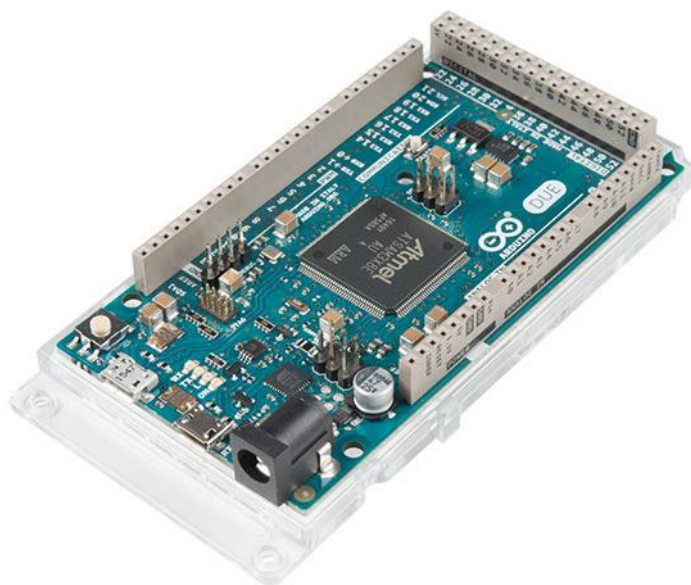


Рисунок 4.10 – Плата семейства Arduino – Arduino Due

ФМА оснащена дистанционным управлением. На ней установлен радиоприемник Radiolink R9DS, который выдает информацию о текущих установках в виде ШИМ-сигналов на соответствующих выводах.

Система управления ФМА основана реализована на базе платформы Arduino. К выводам радиоприемника подключен электронный модуль Arduino Due, который вычисляет временную задержку между ШИМ-импульсами (для каждого используемого канала радиоприемника) и на ее основе определяет требуемые установки всех сервоприводов и тяговых электромоторов в модели.

Общий вид оборудования системы управления и датчиков, смонтированных на ФМА, представлен на рисунках 4.11–4.13.



Рисунок 4.11 – Электронное оборудование модели тягача, вид слева

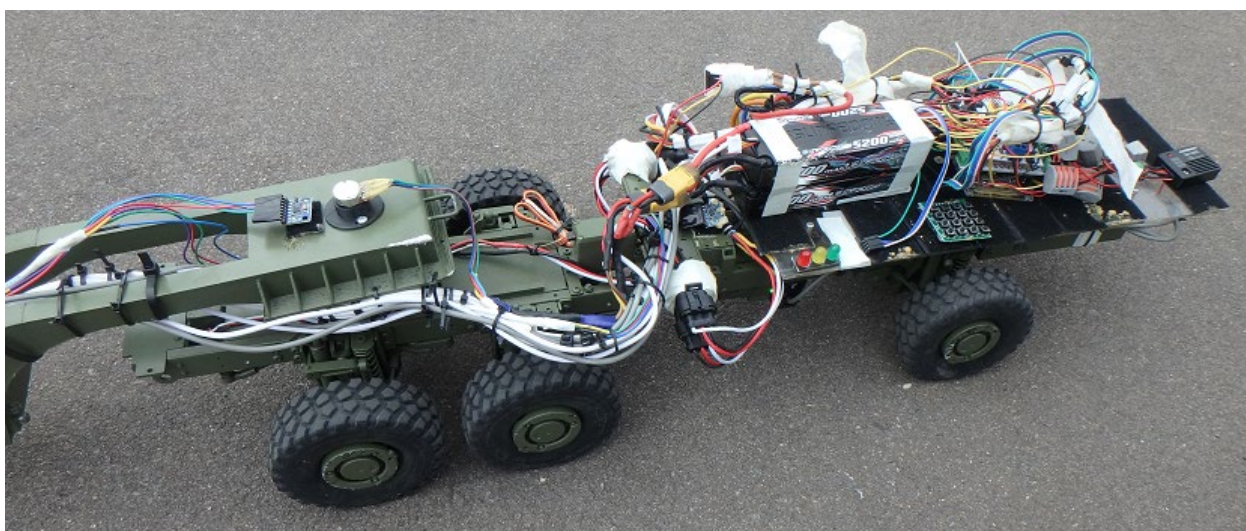


Рисунок 4.12 – Электронное оборудование модели тягача, вид справа



Рисунок 4.13 – Электронное оборудование модели полуприцепа

На рисунке 4.14 приведена блок-схема системы управления ФМА.

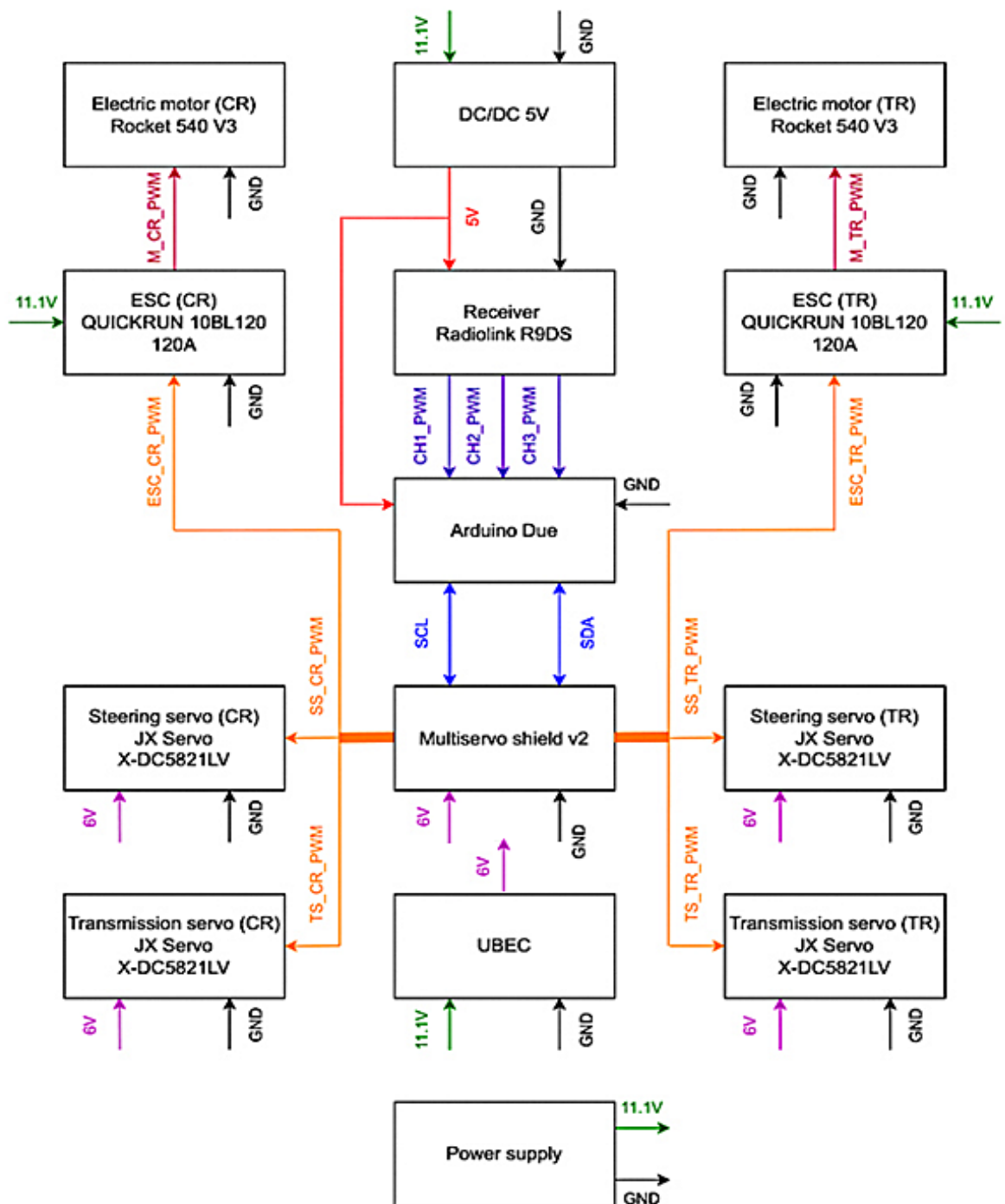


Рисунок 4.14 – Блок-схема системы управления ФМА

Для использования в модели выбраны сервоприводы JX Servo X-DC5821LV. Силовое управление сервоприводами реализовано при помощи электронного модуля Multiservo Shield v2, питающегося от регулятора питания для радиоуправляемых моделей (UBEC) с номинальным

напряжением 6 В. Модуль получает информацию о требуемых установках от Arduino Due по интерфейсу I2C. Силовое управление тяговыми электромоторами осуществляется при помощи регуляторов хода QUICRUN 10BL120 120А, питающихся от аккумуляторов с номинальным напряжением 11,1 В. Регуляторы хода управляют скоростью и направлением вращения электромоторов на основе ШИМ-сигналов, получаемых от модуля Multiservo Shield v2.

4.3.4 Разработка защитного корпуса ФМА

При испытаниях на динамическую устойчивость, модель подвергается воздействию агрессивных факторов (влага, пыль, потеря устойчивости), в связи с чем возникла необходимость в создании корпуса для защиты электроники. Обязательным требованием к корпусу являлось сохранение способности автопоездом совершать повороты и изменять угол наклона полуприцепа относительно тягача. Для выполнения данного условия было решено разделить корпус модели на две части: одна накрывает тягач, вторая – полуприцеп.

Внешний вид защитного корпуса, смонтированного на ФМА, представлен на рисунке 4.15.

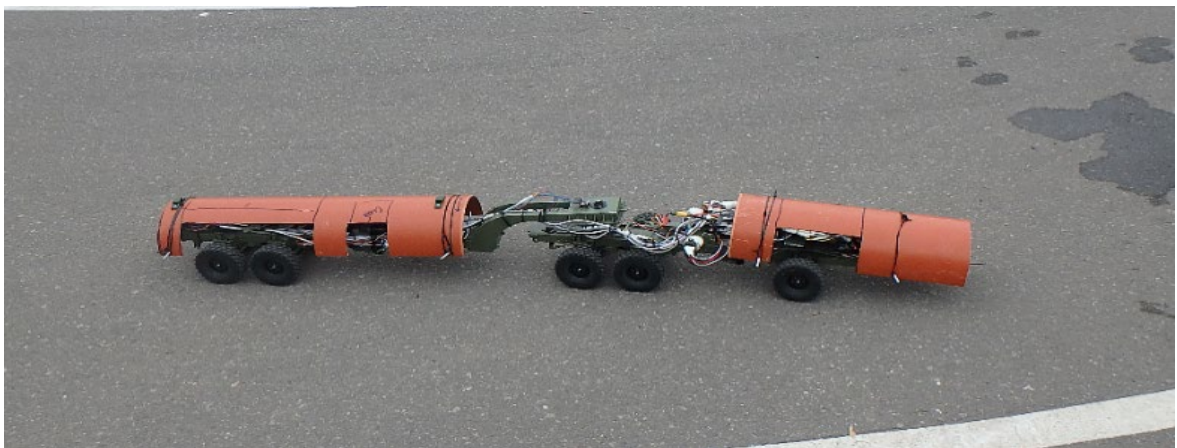


Рисунок 4.15 – Внешний вид масштабного макета с установленным защитным корпусом

4.3.5 Уточнение параметров ФМА

Для проверки адекватности разработанной математической модели возникла необходимость определить некоторые параметры масштабного макета, такие как распределение его массы по осям, жесткость подвески и нормальная жесткость шин.

Для определения снаряженной массы автопоезда и ее распределения по осям использовалась апробированная ранее методика [247]. Каждая ось автопоезда устанавливалась на отдельные весы, после чего с них снимались показания. Результаты измерения приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Результаты взвешивания макета автопоезда

№ опыта	m_1 , г	m_2 , г	m_3 , г	m_4 , г	m_5 , г	m_a , г
1	3769	2764	1560	2426	2030	12549
2	3800	2538	1854	2425	2024	12641
3	3819	2460	1848	2369	2077	12573
4	3810	2526	1795	2318	2116	12565
5	3802	2512	1773	2352	2083	12522
Среднее	3800	2560	1766	2378	2066	12570

Снаряженная масса ФМА составила 12,57 кг, из которых на первую ось тягача приходится 3,8 кг. Пересчитаем массу макета по критерию подобия Фруда чтобы получить соответствующую ему массу реального автопоезда:

$$m = m_{mod} \lambda_m = m_{mod} \lambda^3 = 12,57 \cdot 12^3 = 12,57 \cdot 1728 = 21720 \text{ кг},$$

где m – масса прототипа автопоезда, кг;

m_{mod} – масса масштабной модели, кг;

λ_v – коэффициент подобия по критерию Фруда для массы;

λ – масштаб макета.

Полная масса автопоезда составляет 45 т. Таким образом, масса ФМА увеличена в 2.1 раза.

ФМА оснащена независимой подвеской всех колес, где в качестве упругого элемента выступает винтовая цилиндрическая пружина. Шины физической модели выполнены из резины и наполнены внутри поролоном.

Подвеска и шины всех десяти колес идентичны, поэтому было принято решение замерить их жесткость на первой оси тягача, так как она является одиночной и в наименьшей степени подвержена влиянию других осей. Для расчета жесткости шины предварительно был измерен свободный диаметр колеса в четырех разных плоскостях (см. таблицу 4.5).

Таблица 4.5 – Результаты замера свободного радиуса шины

№ опыта	$d_{св}$, мм	$r_{св}$, мм
1	106,4	53,2
2	105,8	52,9
3	106,4	53,2
4	106,2	53,1
Среднее	106,2	53,1

При заявленном типоразмере шины 108/35R1.9 свободный диаметр составил $d_{св} = 106,2$ мм, что может являться следствием ее износа.

Для определения жесткости пружины подвески C_p автопоезда измеряли высоту верхней опоры пружины от дорожной поверхности h_p , а для определения жесткости шины $C_{ш}$ – высоту оси вращения колеса от дорожной поверхности, то есть его статический радиус $r_{ст}$. Для построения характеристики первое измерение проводилось в снаряженном состоянии, затем последовательно нагружали грузами массой около 1 кг (2х1000, 1014, 894, 1166 и 976 г).

Опыт повторили 4 раза. Перед опытами №1 и №3 передняя ось вывешивалась для релаксации передней поверхности, перед опытами №2 и №4 передняя ось оставалась под статической снаряженной нагрузкой. Результаты измерений приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Результаты взвешивания макета автопоезда

$m_{гр}$, Г	m_1 , Г	h_p , мм				$r_{ст}$, мм			
		№1	№2	№3	№4	№1	№2	№3	№4
0	3800	106,1	92,8	109,1	92,8	50,0	48,2	48,7	48,0
1000	4800	100,1	92,3	102,6	92,8	48,4	47,5	47,7	46,9
2000	5800	96,7	91,1	97,5	91,4	47,5	46,4	47,0	46,5

3014	6814	92,4	89,2	93,2	90,5	47,0	45,8	46,6	46,2
3908	7708	89,3	88,0	90,3	88,8	45,7	45,7	46,1	45,3
5074	8874	87,0	87,2	86,8	87,2	45,3	45,1	44,7	44,4
6050	9850	85,4	85,8	85,6	86,4	44,2	44,5	44,2	44,3
5074	8874	86,0	86,9	86,3	86,6	44,6	45,4	44,4	44,5
3908	7708	87,5	87,2	87,5	87,7	45,6	45,6	44,7	44,8
3014	6814	87,4	87,7	88,0	87,9	45,9	45,9	45,2	45,5
2000	5800	88,1	88,2	88,9	89,4	46,6	46,2	46,1	46,3
1000	4800	89,4	89,9	90,4	90,0	47,6	46,8	47,8	46,7
0	3800	92,8	92,5	92,8	92,7	48,2	48,0	48,0	47,2

Жесткость упругого элемента (пружины):

$$C_p = \frac{m_{\text{гр.мах}}g}{k_p(h_{p.\text{мах}} - h_{p.\text{мин}})'}$$

где C_p – жесткость упругого элемента (пружины), Н/мм;

$m_{\text{гр.мах}} = 6,05$ – масса масштабной модели, кг;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²;

k_p – число упругих элементов на передней оси;

$h_{p.\text{мах}}$ – максимальная высота верхней опоры упругого элемента, мм;

$h_{p.\text{мин}}$ – минимальная высота верхней опоры упругого элемента, мм.

Нормальная жесткость шины:

$$C_{\text{ш}} = \frac{m_{\text{гр.мах}}g}{k_{\text{ш}}(r_{\text{ст.мах}} - r_{\text{ст.мин}})'}$$

где $C_{\text{ш}}$ – жесткость упругого элемента (пружины), Н/мм;

$m_{\text{гр.мах}} = 6,05$ – масса масштабной модели, кг;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²;

$k_{\text{ш}}$ – число шин на передней оси;

$r_{\text{ст.мах}}$ – максимальный статический радиус колеса, мм;

$r_{\text{ст.мин}}$ – минимальный статический радиус колеса, мм.

Расчетные значения жесткости существенно различались после релаксации и без нее, что объясняется наличием сухого трения в шарнирах подвески и шинах. Среднее значение жесткости пружин подвески C_p и шин $C_{\text{ш}}$ составило после релаксации 1,34 и 5,76 Н/мм, без предварительной релаксации – 4,43 и 8,02 Н/мм соответственно.

Коэффициент эквивалентной жесткости:

$$C_{eq} = \frac{C_p C_{ш}}{C_p + C_{ш}},$$

где C_{eq} – коэффициент эквивалентной жесткости, Н/мм;

C_p – жесткость упругого элемента, Н/мм;

$C_{ш}$ – жесткость шины, Н/мм.

Эквивалентная жесткость составила 1,09 Н/мм после релаксации и 2,85 Н/мм без нее.

Если умножить на критерий подобия Фруда $\lambda_c = \lambda^2 = 12^2 = 144$ значения жесткости составили $C_p = 637,8$ Н/мм и $C_{ш} = 1154,93$ Н/мм – без релаксации. Таким образом, средние значения жесткости $C_p = 415,58$ Н/мм и $C_{ш} = 992,34$ Н/мм у масштабного макета соответствуют значениям $C_p = 400$ Н/мм и $C_{ш} = 800$ Н/мм, которые использовались при математическом моделировании.

Графические зависимости деформации подвески и шины ФМА от нагрузки показаны на рисунках 4.16–4.17.

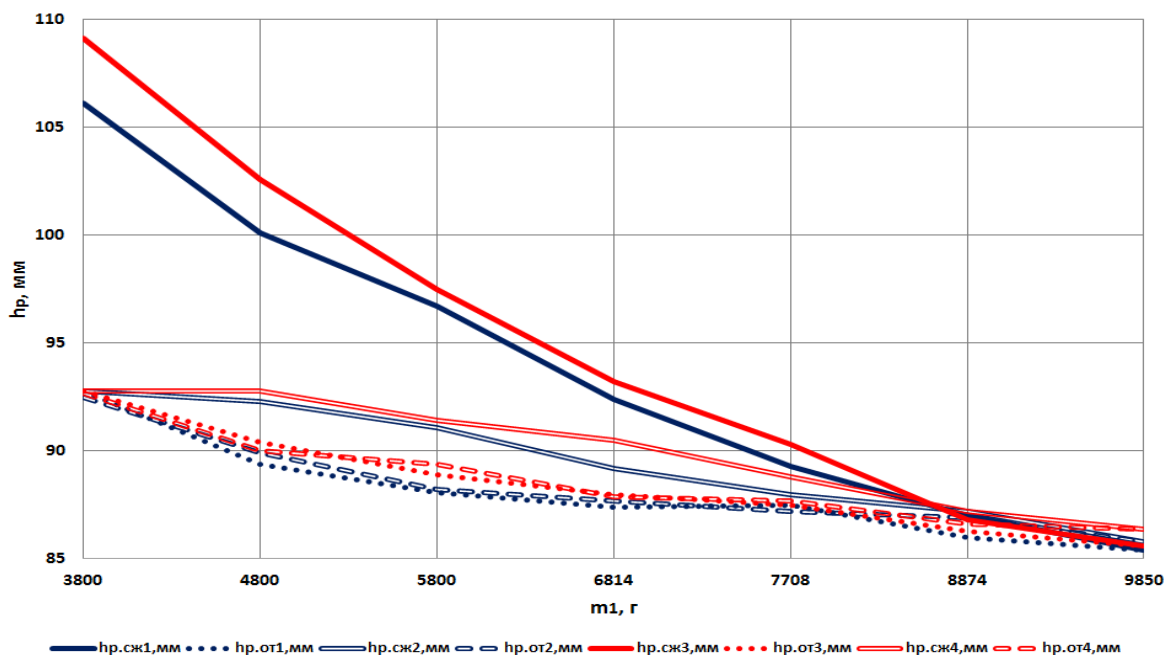


Рисунок 4.16 – Зависимость высоты верхней опоры пружины ФМА от нагрузки

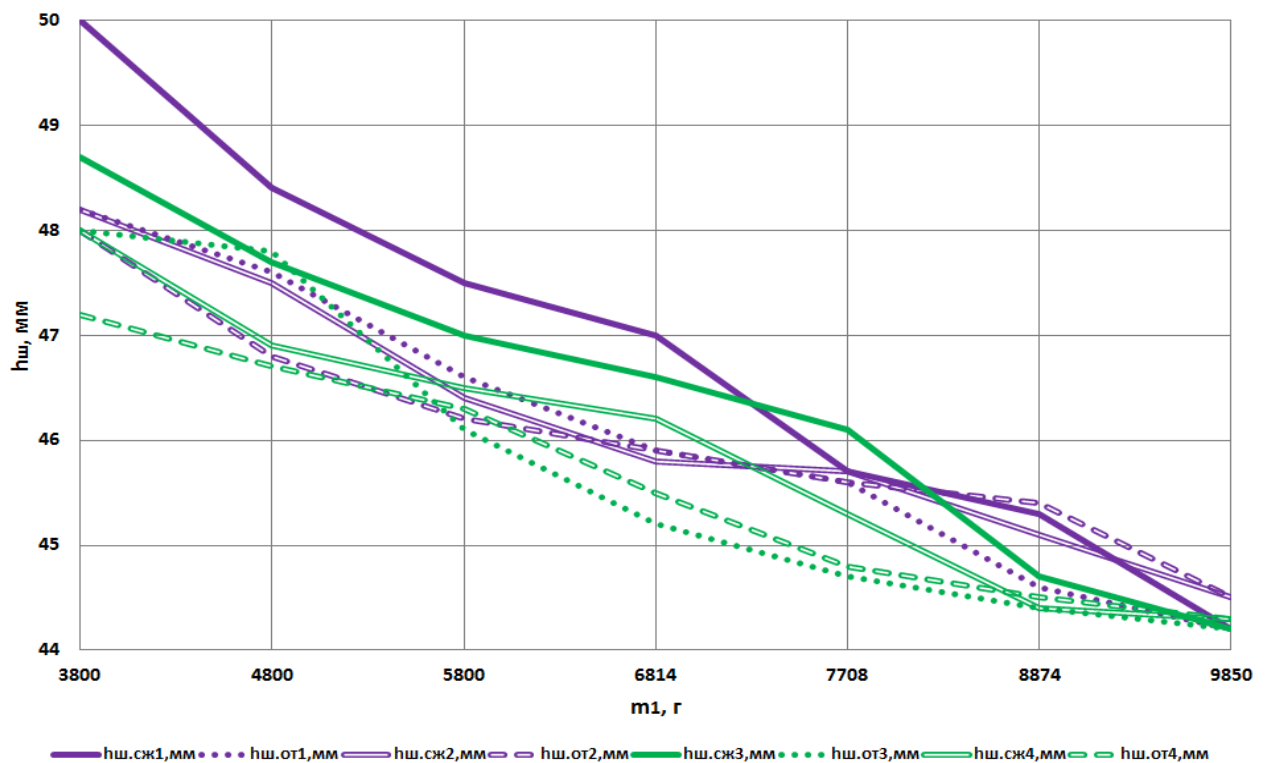


Рисунок 4.17 – Зависимость статического радиуса колёс ФМА от нагрузки

4.4 Программа и методика экспериментальных исследований ФМА

Программа экспериментальных исследований ФМ по структуре и содержанию определены на основе ГОСТ РВ 15.211, ГОСТ РВ 15.203 с учетом особенностей и специфики целей и объекта испытаний – масштабной ФМА с колесной формулой 6х6+4х4, изготовленной на базе ФГУП «НАМИ».

Программа экспериментальных исследований ФМА обеспечивает достижение следующих целей:

1. Качественная сравнительная оценка различных вариантов конструктивно-компоновочных решений тягового электропривода и всеколесного рулевого управления активного автопоезда.

2. Оценка адекватности математической модели по совпадению отдельных показателей.

3. Определение основных направлений совершенствования разрабатываемых АТА.

Варианты конструктивного исполнения:

1. Активный и неактивный полуприцеп.
2. Управляемые и неуправляемые колёса полуприцепа.

Опорная поверхность. Экспериментальные исследования проведены методом сравнительной оценки динамики четырёх вариантов (с активным и неактивным приводом колес, с неуправляемыми и управляемыми колёсами полуприцепа) ФМА на твёрдом асфальтобетонном покрытии.

Характеристики участков соответствовали натурным условиям, при этом показатели длин и радиусов закруглений поворотов с учетом соотношения 1:12:

1. Вход в поворот. Радиус $R=35/12=2,92$ м.
2. Переставка (смена ряда). Длина переставки $S=20/12=1,67$ м.

Оценочные показатели. Повышение скорости проводилось до потери устойчивости (скольжения оси или отрыва одного из колёс от дорожной поверхности), которая фиксировалась визуально (видеосъёмкой).

Параметры движения, регистрируемые процессором Arduino на тягаче и полуприцепе с частотой 20 Гц:

1. Процент от максимальной мощности электромоторов (2 шт.).
2. Передача в раздаточной коробке (2 шт.).
3. Углы поворота сервоприводов управляемых осей (3 шт.).
4. Угол складывания автопоезда в плане.
5. Частота вращения выходного вала раздаточной коробки (2 шт.) для расчёта скорости движения.
6. Продольное и боковое ускорение в центре масс тягача, в седельно-сцепном устройстве и в центре масс полуприцепа.
7. Углы крена тягача и полуприцепа.
8. Силы тока на регуляторах хода тяговых электромоторов (2 шт.).

4.5 Результаты испытаний ФМА

Пример записанных задающих параметров (частота вращения выходного вала раздаточной коробки на тягаче и полуприцепе в зависимости

от установки регуляторов хода и угла поворота колес первой оси) в виде графика представлен на рисунке 4.18.

Пример записанных регистрируемых параметров (углы крена тягача и полуприцепа в зависимости от установки регуляторов хода и угла поворота колес первой оси) в виде графика представлен на рисунке 4.19.

В ходе выполнения маневра «переставка», предельная скорость по условию тяговой динамики для прототипа автопоезда на сухом асфальте составляет 82,6 км/ч. Соответственно, скорость ФМА должна составлять 23,8 км/ч. При заданной скорости добиться потери устойчивости не удалось. По этой причине далее приводятся результаты выполнения маневра «вход в круг».

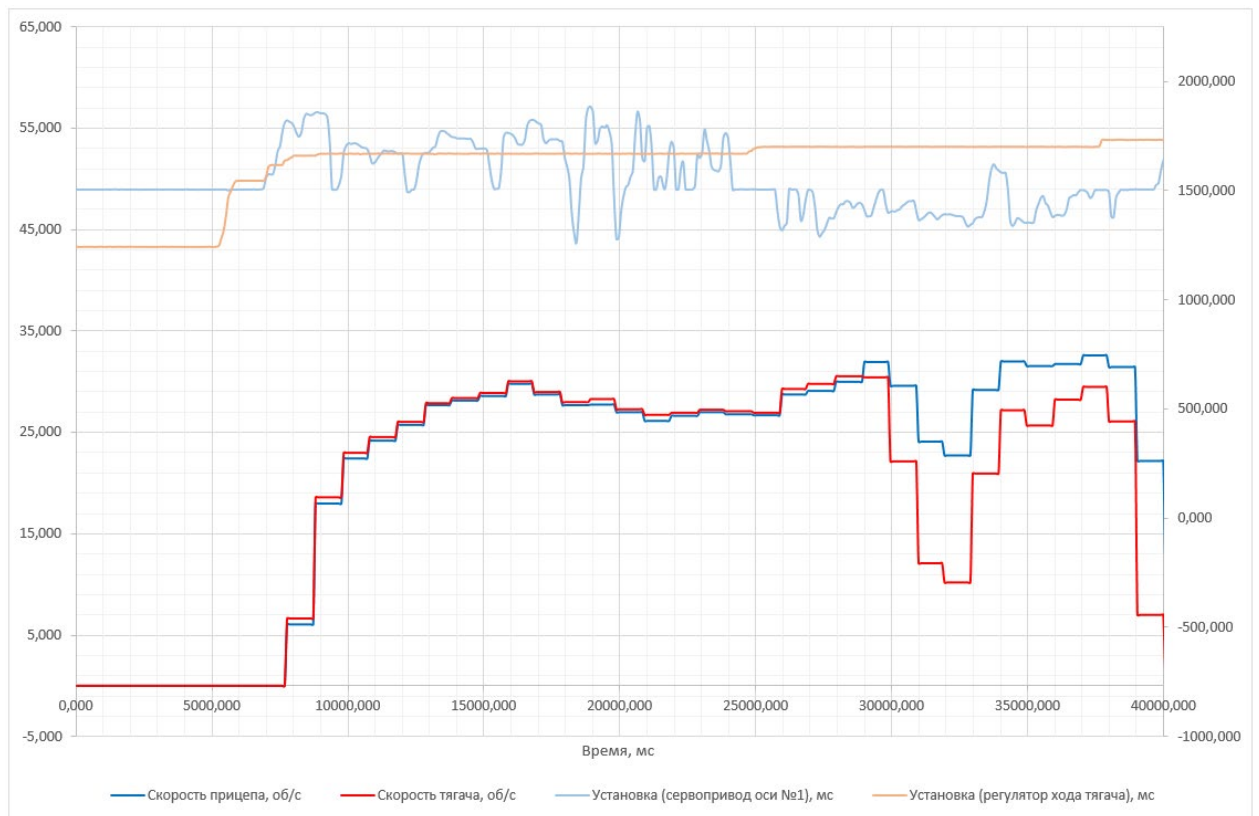


Рисунок 4.18 – Пример записанных задающих параметров

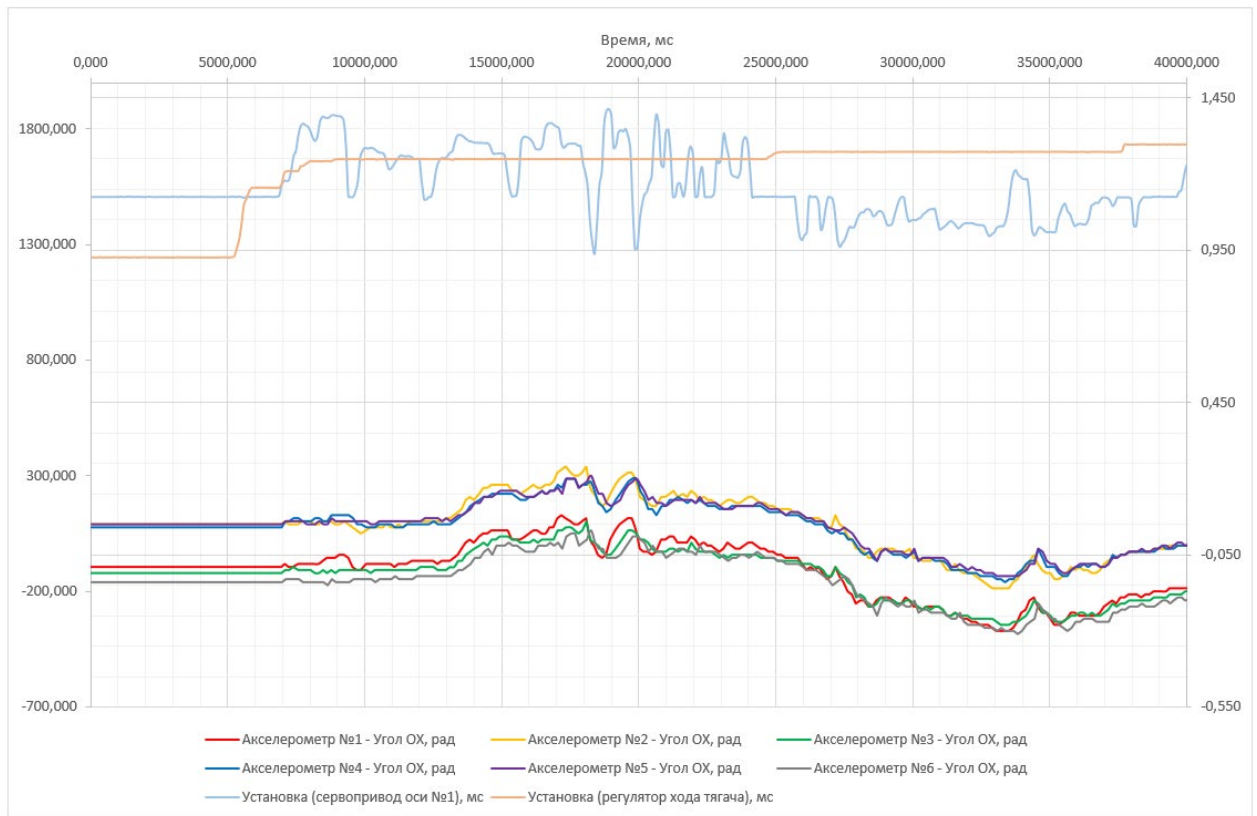


Рисунок 4.19 – Пример записанных регистрируемых параметров

4.5.1 Испытание №1. Пассивный полуприцеп, неуправляемые колеса

Испытание проводилось при конфигурации масштабного макета автопоезда с пассивным полуприцепом и неуправляемыми колесами.

Выполняемый маневр – «вход в круг».

На рисунке 4.20 приведен график задающих параметров масштабного макета с отметкой момента потери устойчивости, а на рисунке 4.21 приведена фотография момента потери устойчивости.

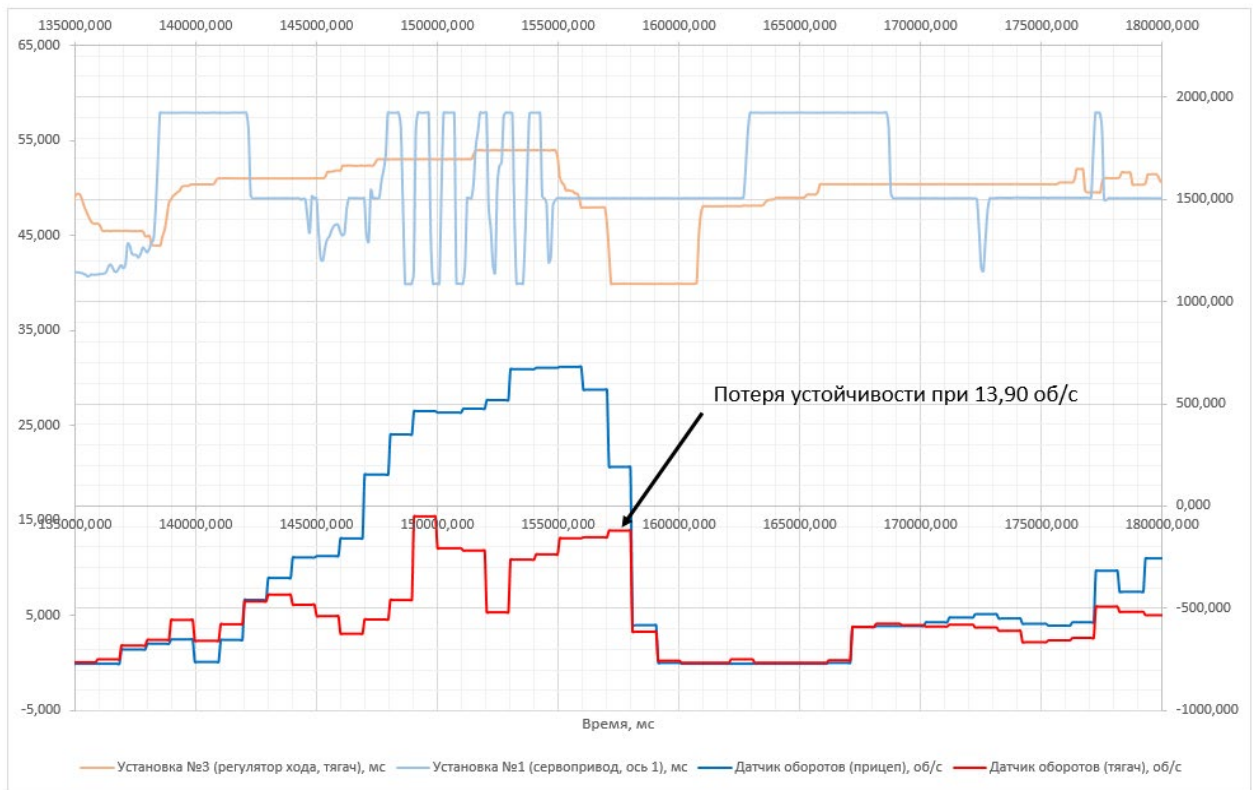


Рисунок 4.20 – График задающих параметров масштабного макета с отметкой момента потери устойчивости для испытания №1

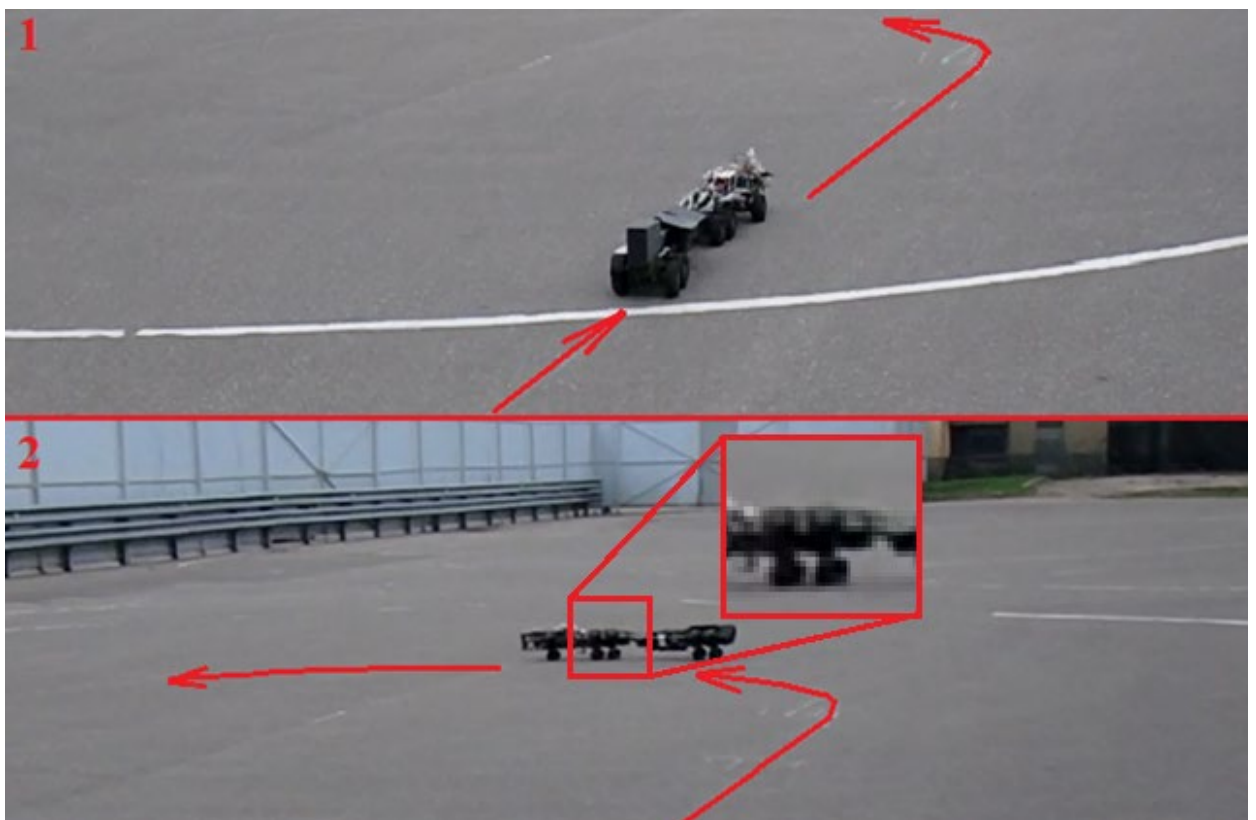


Рисунок 4.21 – Момент потери устойчивости для испытания №1

Максимальная частота вращения выходного вала раздаточной коробки тягача до момента потери устойчивости составила 13,90 об/с или же 52,28 км/ч.

4.5.2 Испытание №2. Активный полуприцеп, неуправляемые колеса

Испытание проводилось при конфигурации масштабного макета автопоезда с активным полуприцепом и неуправляемыми колесами.

Выполняемый маневр – «вход в круг».

На рисунке 4.22 приведен график задающих параметров масштабного макета с отметкой момента потери устойчивости, а на рисунке 4.23 приведена фотография момента потери устойчивости.

Максимальная частота вращения выходного вала раздаточной коробки тягача до момента потери устойчивости составила 15,45 об/с или же 58,11 км/ч.

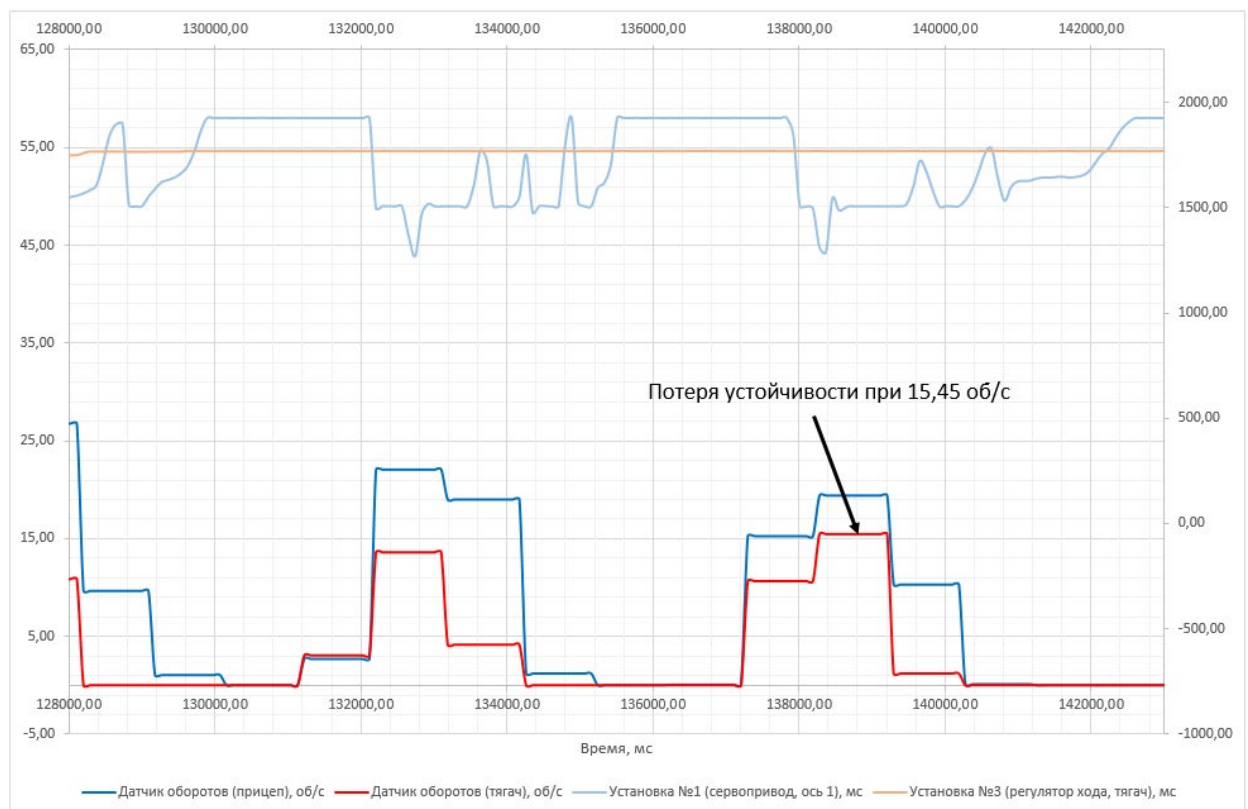


Рисунок 4.22 – График задающих параметров масштабного макета с отметкой момента потери устойчивости для испытания №2

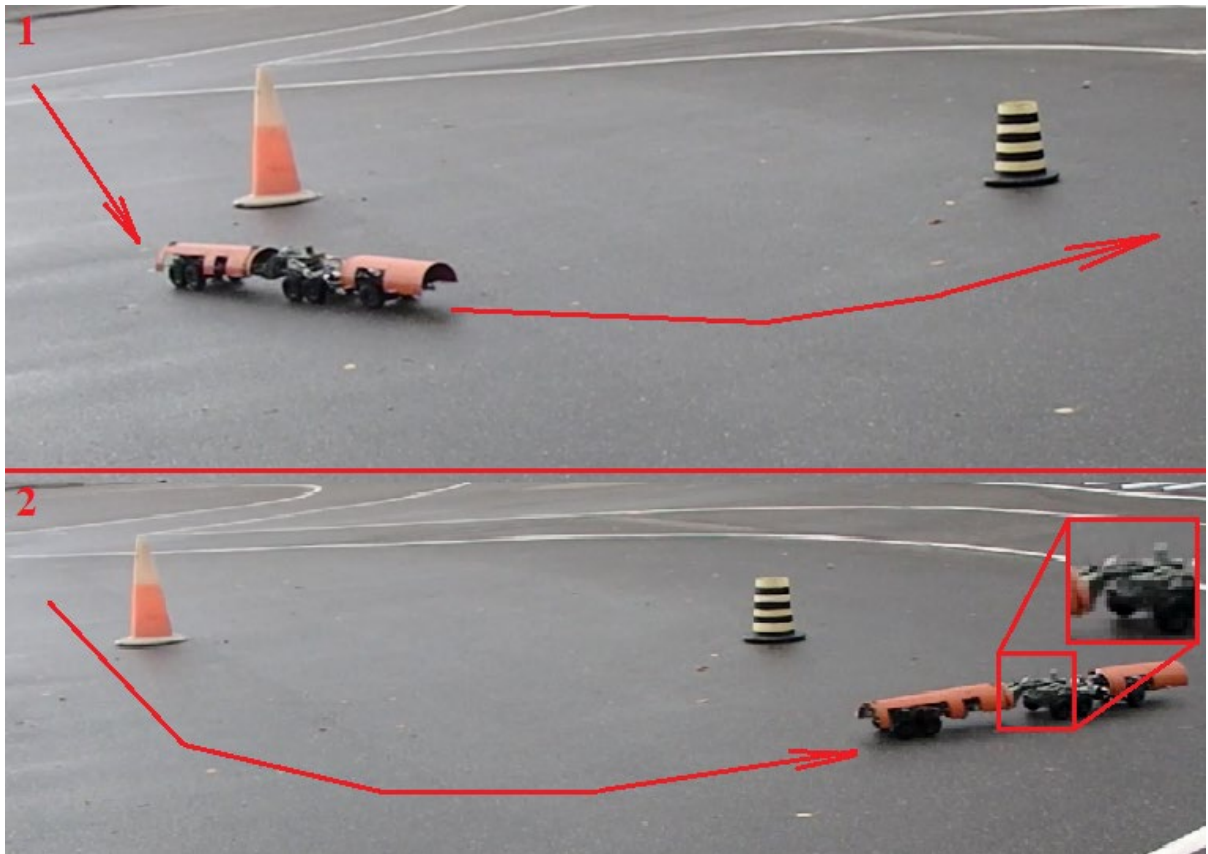


Рисунок 4.23 – Момент потери устойчивости для испытания №2

4.5.3 Испытание №3. Пассивный полуприцеп, управляемые колеса

Испытание проводилось при конфигурации масштабного макета автопоезда с пассивным полуприцепом и управляемыми колесами.

Выполняемый маневр – «вход в круг».

На рисунке 4.24 приведен график задающих параметров масштабного макета с отметкой момента потери устойчивости, а на рисунке 4.25 приведена фотография момента потери устойчивости.

Максимальная частота вращения выходного вала раздаточной коробки тягача до момента потери устойчивости составила 11,15 об/с или же 41,94 км/ч.

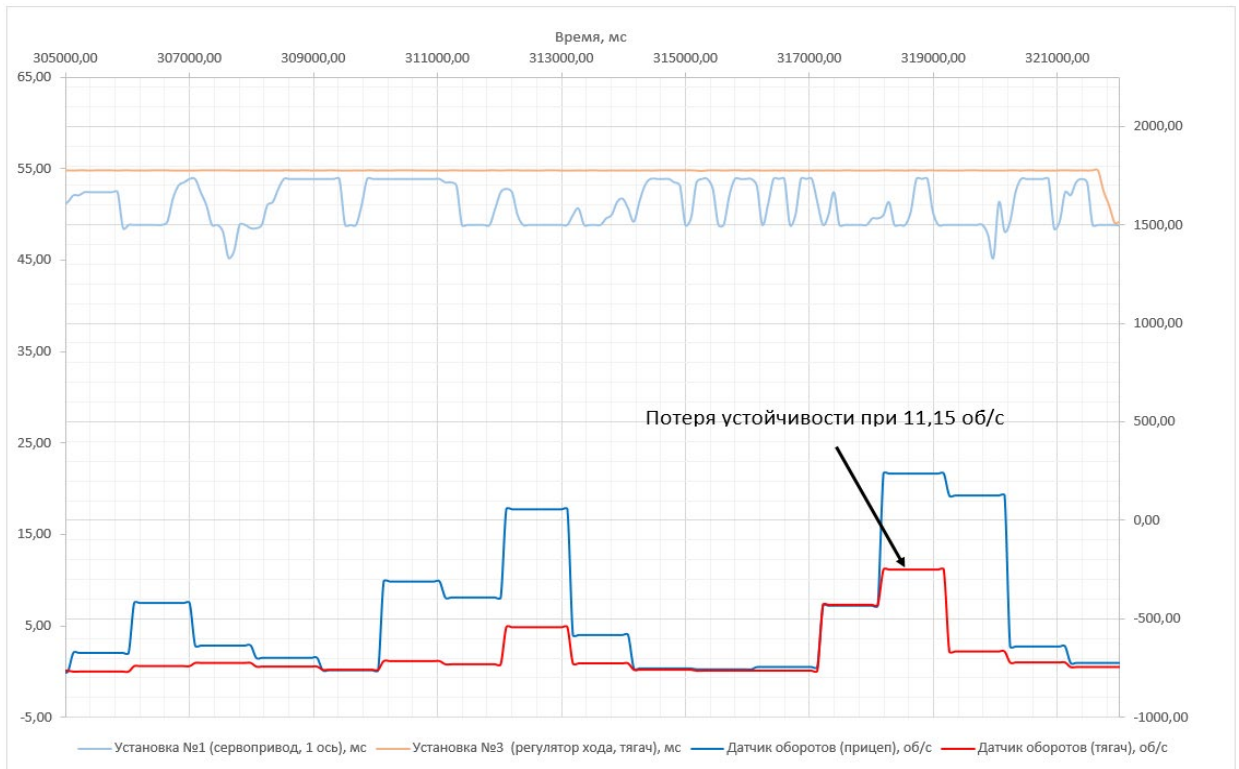


Рисунок 4.24 – График задающих параметров масштабного макета с отметкой момента потери устойчивости для испытания №3

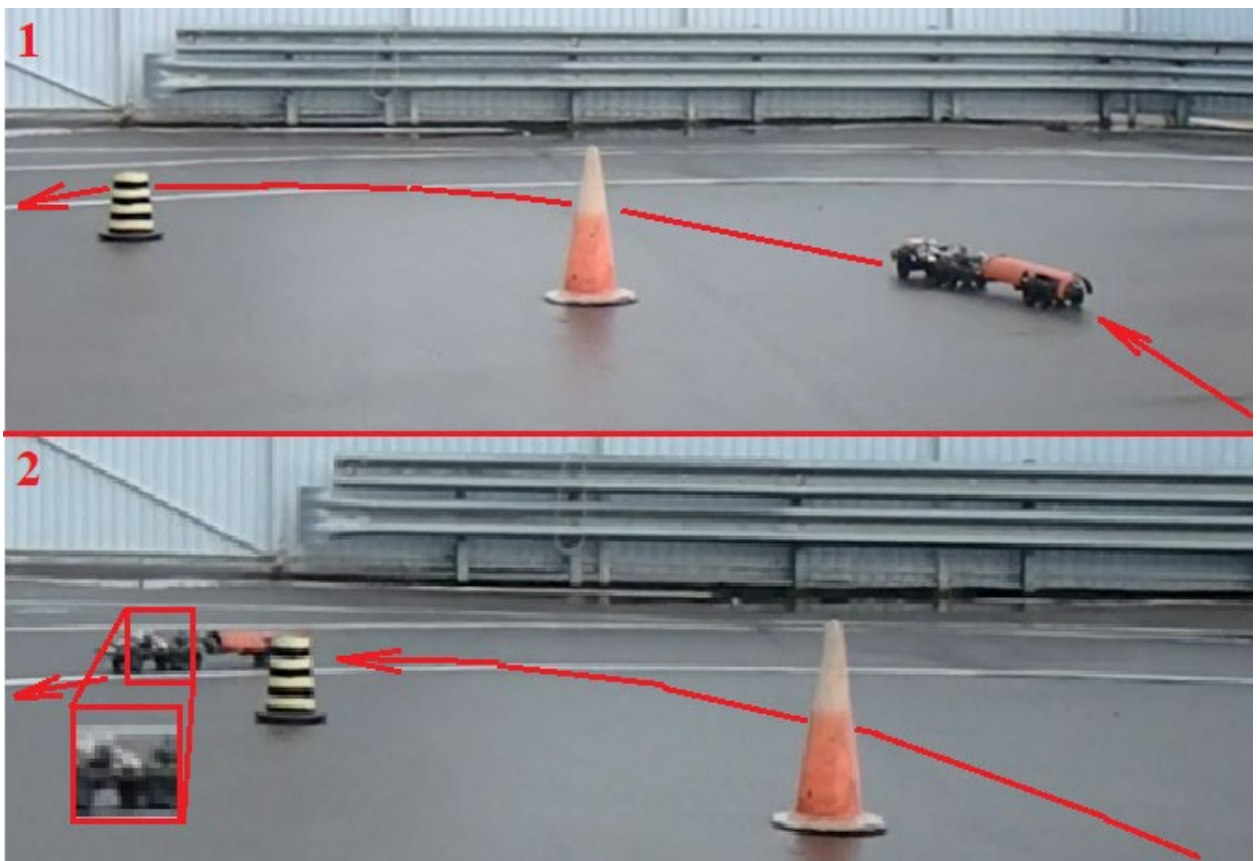


Рисунок 4.25 – Фотография момента потери устойчивости для испытания №3

4.5.4 Испытание №4. Активный полуприцеп, управляемые колеса

Испытание проводилось при конфигурации масштабного макета автопоезда с активным полуприцепом и управляемыми колесами.

Выполняемый маневр – «вход в круг».

На рисунке 4.26 приведена фотография момента потери устойчивости.

Максимальная частота вращения выходного вала раздаточной коробки тягача до момента потери устойчивости составила 10,80 об/с или же 40,62 км/ч.

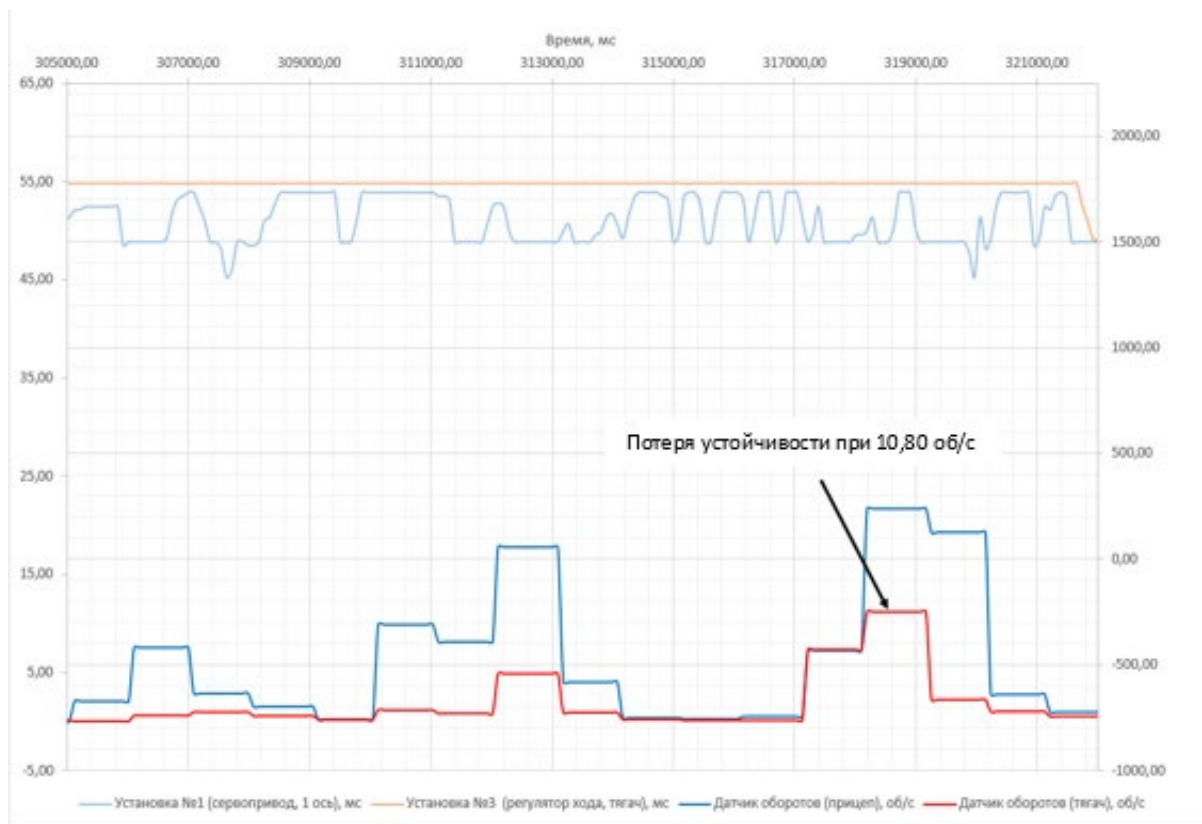


Рисунок 4.26 – График задающих параметров масштабного макета с отметкой момента потери устойчивости для испытания №4

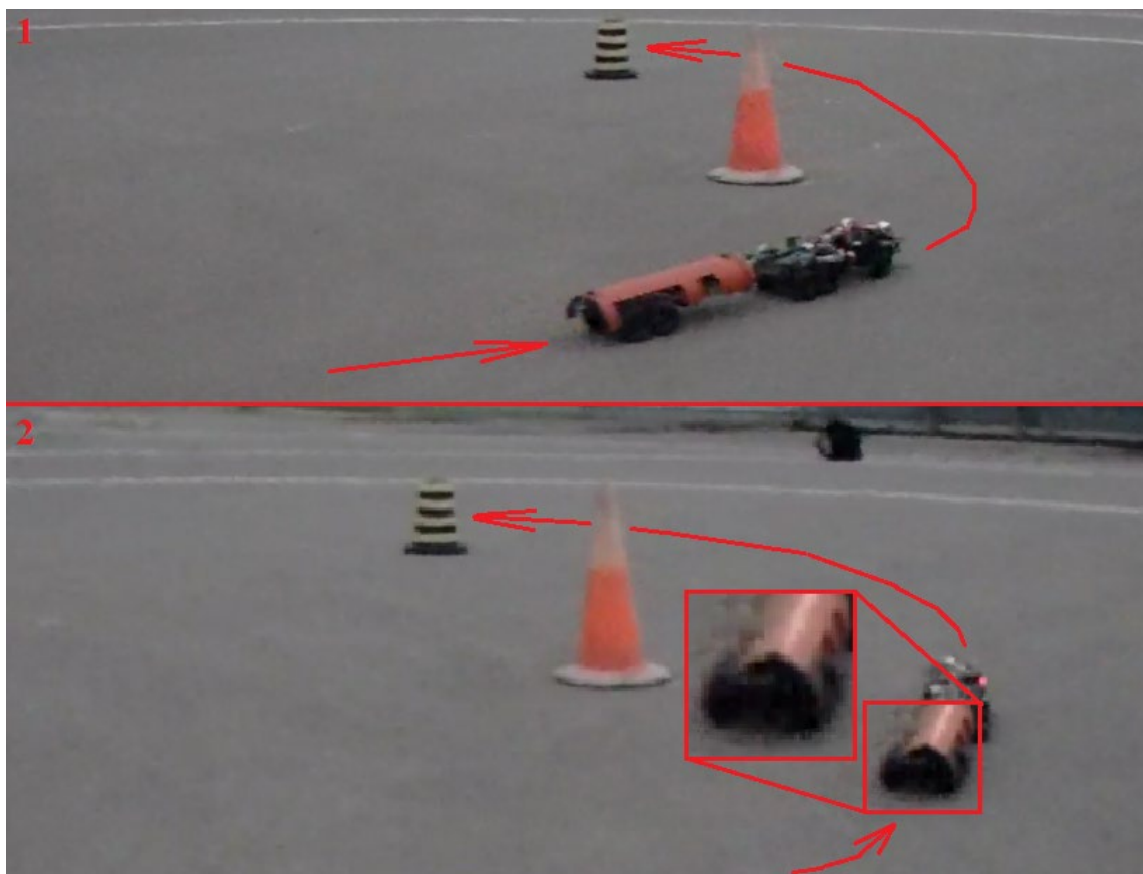


Рисунок 4.27 – Момент потери устойчивости для испытания №4

Выводы по результатам испытаний

В таблице 4.7 представлены критические скорости, полученные в ходе экспериментов, для всех типов испытаний. Кроме того, приведены не только скорости масштабного макета автопоезда, но и скорости, полученные при помощи критерия подобия Фруда.

Таблица 4.7 – Критические скорости, полученные в ходе экспериментов

		Испытание			
		№1	№2	№3	№4
Критическая скорость	V_{mod} , км/ч	15,09	16,78	12,11	11,73
	V , км/ч	52,28	58,11	41,94	40,62

В таблице 4.8 и на рисунке 4.28 приведены значения критической скорости выполнения маневра «вход в круг», которые сопоставлены с данными, полученными в ходе математического моделирования.

Таблица 4.8 – Результаты испытаний и математического моделирования при выполнении маневра «вход в круг».

Схема управления	А (неактивный автопоезд с неповоротными колесами полуприцепа)	В (активный автопоезд с неповоротными колесами полуприцепа)	С (неактивный автопоезд с поворотными колесами полуприцепа)	Д (активный автопоезд с поворотными колесами полуприцепа)
$V_{кр.}$, км/ч (асфальт матмодель)	54,5	54,8	52,7	52,7
$V_{кр.}$, км/ч (асфальт испытания)	52,3	58,1	41,9	40,6
Относительная погрешность, %	4	6	20	23

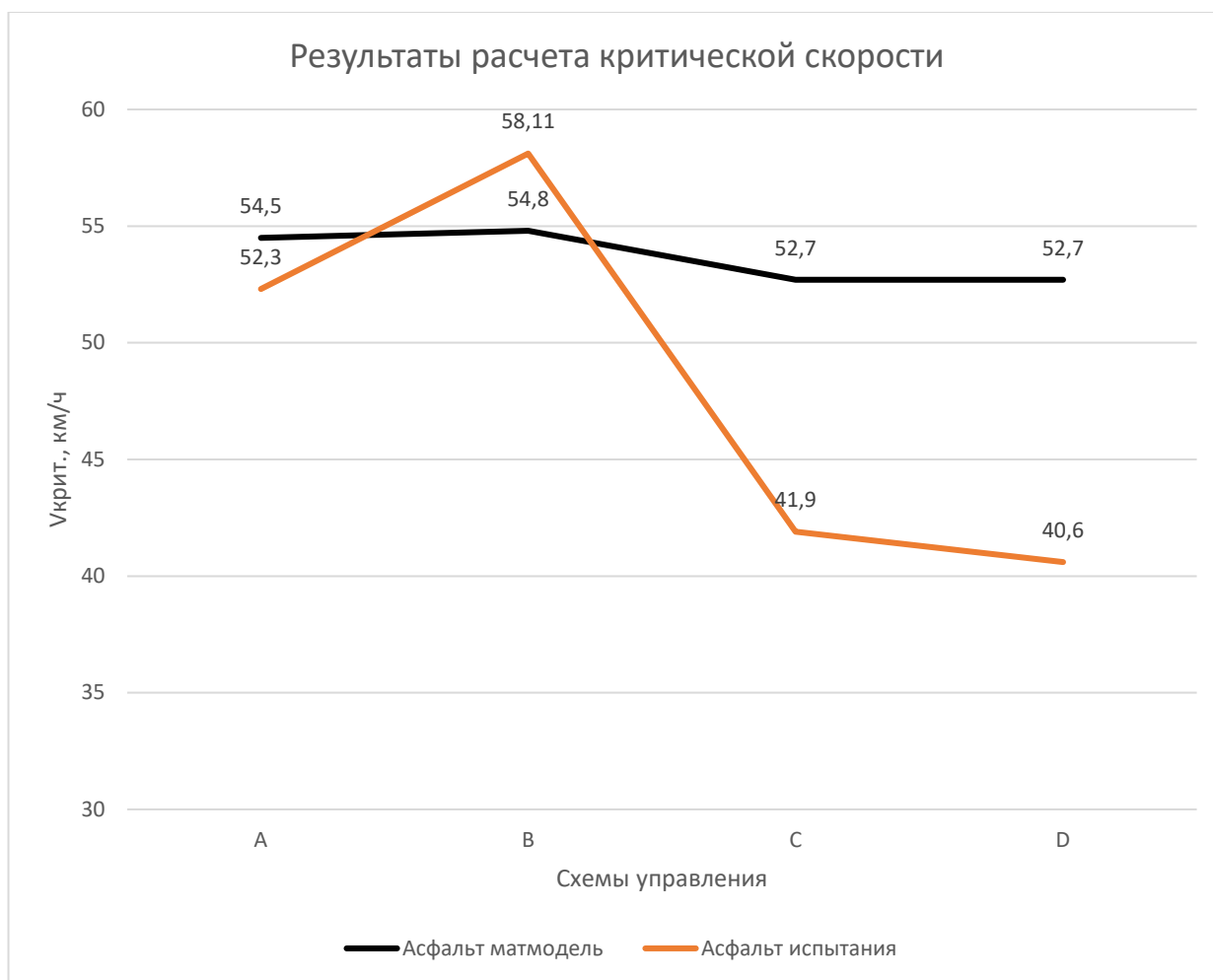


Рисунок 4.28 – Результаты испытаний и математического моделирования при выполнении маневра «вход в круг».

На основе результатов испытаний можно сделать следующие выводы:

- маневр «вход в круг» опаснее, чем маневр «переставка»;
- управляемые колеса на полуприцепе снижают критическую скорость выполнения маневра «вход в круг»;
- снижение коэффициента сцепления (на влажном асфальте) повышает склонность автопоезда к скольжению вместо опрокидывания.

4.6. Метрологическое обеспечение испытаний

В ходе экспериментальных испытаний физической модели применялись средства измерения, перечисленные в таблице 4.9, поверенные в установленном порядке.

Таблица 4.9 – Перечень средств измерений, использованных при экспериментальных исследованиях

Средство измерения	Обозначение	Параметры измерения
1. Датчик тока	ACS758LCB-100B-PFF-T	–100...+100 А; ЦД $\approx$ 0,195 А; err = тип. -1,3 % (25 °C to 150 °C), тип. 2.4 % (от -40 °C до 25 °C)
2. Датчик линейного ускорения (акселерометр)	MPU6050	–16 g...+16 g; ЦД $\approx$ 0,0002441 g; err = от +/-0,5° до +/-1,5°
3. Датчик углового ускорения (гироскоп)	MPU6050	–2000 ... +2000 град/с; ЦД $\approx$ 0,061 град/с; err = от 0,5 ° до 5,0 °
4. Датчик оборотов	FC-03	0...1000 об/мин; ЦД = 0,05 об/мин; err $\approx$ +/- 3 об/мин (при > 100 об/мин)
5. Весы безмен	WeiHeng WH-A05	0...45 кг; ЦД = 0,005 кг
6. Весы кухонные	Spolax Kitchen Lightess	0...10 кг; ЦД = 0,001 кг

Выводы по главе 4

1. На основе положений теории подобия изготовлена физическая модель активного автопоезда, подобная автопоезду в составе тягача БАЗ-6402 и полуприцепа БАЗ-9828 в масштабе 1:12.

2. Полученные оценки доказывают, что результаты математического и физического моделирования с достаточной для проектирования точностью коррелируют между собой по принятому критерию потери устойчивости ($V_{кр}$) и позволяют сделать вывод об их адекватности.

3. Результаты экспериментальных исследований ФМА могут использоваться для обоснованного выбора технических решений и конструктивных параметров, влияющих на устойчивость автопоезда.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных диссертационных исследований решены следующие актуальные научные задачи по повышению динамической устойчивости активного седельного автопоезда на основе совместного управления динамикой систем тягового электропривода и рулевого привода поворота колёс полуприцепа:

1. Доработана комплексная математическая модель динамики АТА в составе седельного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим приводом всех колес, предназначенная для исследования устойчивости автопоездов с различными конструктивными решениями при выполнении стандартных маневров «вход в круг» и «переставка». Предложен новый метод определения силовых факторов, действующих в контакте колес с опорной поверхностью и в ССУ автопоезда, которые определяются как реакции на действие сил тяги и центробежных сил при криволинейном движении автопоезда.

2. Проведено моделирование динамики подсистем АТА для обоснования закономерностей функционирования трансмиссий различных типов тягача и полуприцепа, повышающих параметры устойчивости АТА при криволинейном движении. По результатам теоретических исследований установлены следующие закономерности динамики активного и неактивного автопоезда с управляемыми и неуправляемыми колёсами полуприцепа при выполнении стандартных манёвров «вход в круг» и «переставка»:

- при выполнении маневра «вход в круг» на асфальте опасным случаем потери устойчивости является опрокидывание, а на укатанном снегу – занос крайних осей автопоезда. Введение активизации колес полуприцепа повышает устойчивость автопоезда. Введение управляемых колес полуприцепа незначительно снижает устойчивость автопоезда. Наилучшим вариантом по показателям устойчивости является вариант активного автопоезда с неуправляемыми колесами, наихудшим – активный

автопоезд с управляемыми колесами. Для улучшения устойчивости автопоезда необходимо снижать центр масс полуприцепа; смещать вперед центр масс автопоезда; смещать вперед ССУ; располагать ССУ как можно выше (влияет на опрокидывание). Реализация разработанных рекомендаций повысила предельную скорость выполнения маневра «вход в круг» относительно базового варианта: на асфальте – на 18 %; на грунте – на 10 %; на снегу – на 10%;

- при выполнении маневра «переставка» активизация колес полуприцепа повышает устойчивость автопоезда, а введение управляемых колес полуприцепа незначительно снижает устойчивость автопоезда. При этом для улучшения устойчивости автопоезда необходимо снижать центры масс тягача и полуприцепа; располагать ССУ как можно выше; применять амортизаторы с большим коэффициентом сопротивления. Реализация разработанных рекомендаций повысила предельную скорость выполнения маневра «переставка» относительно базового варианта на асфальте – на 14 %. На грунте и на снегу эффекта от реализации рекомендаций достичь не удалось, поскольку была достигнута максимальная скорость движения на грунте или достигнута предельная скорость на снегу, при которой происходит скольжение 1-й оси автопоезда;
- сравнение полученных результатов исследований доказывает, что выполнение маневра «вход в круг» является более опасным по сравнению с выполнением маневра «переставка», так как потеря устойчивости происходит при более низких скоростях движения автопоезда (34,0 – 54,5 км/ч при маневре «вход в круг» и 37,5 – 72,4 км/ч при маневре «переставка»).

3. Разработан метод повышения динамической устойчивости автопоезда путём комплексного воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа.

4. Разработаны рекомендации по конструктивному исполнению АТА и предложения по формированию алгоритмов работы электропривода для активизации и системы управления поворотом колёс полуприцепа.

5. Разработана и испытана физическая модель АТА, проведена сравнительная оценка результатов экспериментальных и расчетных исследований, которая подтвердила адекватность доработанной математической модели.

Таким образом, запланированные задачи выполнены, а поставленная цель диссертационной работы достигнута.

Список использованных источников

1. Певзнер Я.М. Исследование движения автомобиля при заносе: диссертация ... кандидата технических наук / МАДИ. – М., 1935. – 118 с.
2. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля: диссертация ... доктора технических наук: 05.00.00. – М., 1949. – 329 с.
3. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля при самоблокирующемся дифференциале / АН СССР. Институт машиностроения. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1942. – 47 с.
4. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля при заносе. – М.; Л.: Изд. и 2-я тип. Изд-ва Акад. Наук СССР, 1945 (М.: Образцовая тип.). – 144 с. – (Академия наук СССР. Автомобильная лаборатория Института машиноведения; Вып. 2).
5. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость бездифференциального автомобиля. – М.; Л.: Изд. и 2-я тип. Изд-ва Акад. наук СССР, 1945 (М.). – 86 с. – (Автомобильная лаборатория Института машиноведения; Вып. 3).
6. Чудаков Е.А. Влияние тангенциальной эластичности колес на боковую устойчивость автомобиля. – М.; Л.: Изд. и 2-я тип. Изд-ва Акад. наук СССР в М., 1947. – 260 с. – (Академия наук СССР. Автомобильная лаборатория Института машиноведения; Вып. 8).
7. Чудаков Е.А. Влияние боковой эластичности колес на устойчивость автомобиля против заноса. – М.; Л.: Изд. и 2-я тип. Изд-ва Акад. наук СССР в М., 1948. – 92 с. – (Академия наук СССР. Автомобильная лаборатория Института машиноведения; Вып. 13).
8. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса. – М.: Изд. и 1-я тип. Машгиза в Л., 1949. – 144 с. – (Министерство высшего образования СССР. Московский автомеханический институт. Кафедра "Автомобили"; Вып. 2).
9. Csudakov E.A. A gépkocsiporlasztók keverékszabályozói / ford.: Mihályfy Pál. – Budapest: Nehézipari könyvkiadó, 1953. – 219 с.
10. Горелик А.М. Исследование влияния кинематической схемы и конструктивных параметров подвески на устойчивость автомобиля: автореферат диссертации ... кандидата технических наук / НАМИ. – М., 1952. – 9 с.
11. Исследование устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз, 1953. – 48 с. – (Труды НАМИ; Вып. 71).
12. Кленников В.М. Исследование вопросов устойчивости и управляемости автомобиля: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00. – М., 1963. – 183 с.
13. Эль Сайд, Ф.М. Исследование влияния поперечного смещения центра тяжести поддрессоренных масс на управляемость и устойчивость автомобиля: автореферат диссертации ... кандидата технических наук / МАДИ. – М., 1972. – 20 с.

14. Клементьев С.В. Пути повышения устойчивости автомобиля: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – Волгоград, 1982. – 228 с.
15. Дзоценидзе Т.Д. Разработка методов оптимизации показателей устойчивости управляемого движения автомобилей относительно заданной траектории: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – Тбилиси, 1984. – 134 с.
16. Рыков Е.О. Разработка силового метода для экспериментального исследования устойчивости и управляемости автомобиля: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МАМИ. – М., 1990. – 204 с.
17. Кушвид Р.П. Прогнозирование показателей управляемости и устойчивости автомобиля с использованием комплекса экспериментальных и теоретических методов: диссертация ... доктора технических наук: 05.05.03. – М., 2004. – 348 с.
18. Развитие теории управляемости и устойчивости автомобиля на базе пространственных компьютерных моделей / Р. П. Кушвид, А. С. Горобцов, С. К. Карцов. – М.: Изд-во Машиностроение-1, 2004. – 136 с. – ISBN 5-94275-126-9. – EDN QNRDFZ.
19. Бахмутов С.В. Исследование влияния степени блокирования межколесного дифференциала на устойчивость движения легкового автомобиля: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 1979. – 226 с.
20. Бахмутов С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: диссертация ... доктора технических наук: 05.05.03. – М., 2001. – 354 с.
21. Богомолов С.В. Методика совершенствования управляемости и устойчивости автомобиля на основе многокритериальной оптимизации его реакций на управляющие и возмущающие воздействия: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 2000. – 110 с.
22. Ахмедов А.А. Улучшение управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге методами многокритериальной параметрической оптимизации: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 2004. – 169 с.
23. Морозов, Сергей Анатольевич. Угловые параметры качения управляемых колес как фактор повышения устойчивости движения и снижения нагруженности передней оси грузового автомобиля: автореферат диссертации ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МГТУ «МАМИ». – М., 2006. – 23 с.
24. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
25. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

26. Добрин А. С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении // Автомобильная промышленность. – 1968. – №9. – С. 25-28.

27. Добрин А.С., Дульцев В.С., Смирнов Г.А. Математическая модель движения многоосных колесных машин по криволинейной траектории // Труды МВТУ «Вопросы автомобилестроения». 1973. – Вып. 1. – С. 164-170.

28. Дульцев В.С. Исследование устойчивости движения многоосных колесных машин: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МВТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 1973. – 183 с.

29. Цейтлин Г.Д. Основы создания автоматических систем управления, обеспечивающих совмещение траекторий передней и задней тележек длиннобазных сочлененных транспортных средств: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 1984. – 280 с.

30. Пахтер И.Х., Цейтлин Г.Д. Системы управления прицепов-тяжеловозов / НАМИ. – М.: Науч.-исслед. ин-т информации автомоб. пром-сти, 1976. – 65 с., 2 отд. л. ил.

31. Могутнов В.П. Повышение устойчивости и управляемости специализированных автомобилей большой грузоподъемности: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – Горький, 1987. – 181 с.

32. Гохман Ш.М. Устойчивость автомобильного поезда при движении на повороте постоянного радиуса: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00. – Минск, 1950. – 174 с.

33. Бресслер Е.Е. Автомобильные поезда / Е.Е. Бресслер, Я.Х. Закин. – М.: Машгиз, 1952. – 91 с. – (В помощь шоферу-стотысячнику / Центр. клуб шоферов г. Москвы).

34. Bressler E.E. Pociągi drogowe / E.E. Bressler, J. Ch. Zakin; Tłum. z ros. Czesław Blok. – Warszawa: Wyd-wa komunikacyjne, 1955. – 82 с. – (Biblioteczka kierowcy stutysięcznika; 9).

35. Закин, Я.Х. О причине возникновения влияний прицепов // Автомобильная промышленность. – 1959. – № 11. – С. 9-12.

36. Закин Я.Х. Основы теории движения транспортных и специальных автомобильных поездов: устойчивость движения и маневренность: диссертация ... доктора технических наук: 05.00.00. – Л., 1960. – 420 с.

37. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 255 с.

38. Конструкции и расчет автомобильных поездов / Я.Х. Закин, М.М. Щукин, С.Я. Марголис и др.; под ред. Я. Х. Закина. – Л.: Машиностроение. [Ленингр. отд-ние], 1968. – 331 с.

39. Закин Я.Х. Автомобильный поезд и безопасность движения / Я.Х. Закин, Т.К. Кадиршаев, Г.В. Невокшенов; под общ. ред. Я.Х. Закина. – М.: Транспорт, 1991. – 123, [3] с. – ISBN 5-277-01241-9.

40. Взятых Н.А. Применение метода фотометрирования при исследовании поперечных колебаний автотранспорта // Автомобильная промышленность. – 1963. – № 8. – С. 16-18.

41. Взятыхшев Н.А. Поперечная устойчивость седельного автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1964. – № 12. – С. 19-23.
42. Взятыхшев Н.А. О поперечной устойчивости седельного автопоезда на неустановившихся режимах движения // Автомобильная промышленность. – 1965. – № 10. – С. 20-23.
43. Ширяев П.П. Исследование влияния поворотных устройств прицепов и полуприцепов на устойчивость движения и поворотоспособность автомобильных поездов: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00. – 1963. – 261 с.
44. Аксенов А.И. Исследование устойчивости прямолинейного движения многозвенных автопоездов: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00 / А.И. Аксенов. – М., 1970. – 195 с.
45. Павлов В.А. Исследование поворотливости многозвенного прицепного автопоезда: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00 / МАМИ. – М., 1968. – 172 с.
46. Универсальные модели для исследования кинематики и устойчивости автопоезда / А.П. Колпаков, А.С. Андреев, А.И. Аксенов, В.А. Павлов // Автомобильная промышленность. – 1969. – № 2. – С.10-11.
47. Павлов В.А., Муханов С.А. Транспортные прицепы и полуприцепы. – М.: Воениздат, 1981. – 191 с.
48. Бахмутский М.М., Гинцбург Л.Л. Взаимосвязь реакций автопоезда на управление и управляемости системы "автопоезд - водитель" // Автомобильная промышленность. – 1973. – № 2. – С. 32-33.
49. Зисман Л.М., Гинцбург Л.Л. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на повороте // Автомобильная промышленность. – 1973. – № 10. – С. 15-16.
50. Тохтарь Г.И. Исследование поперечной устойчивости седельного автопоезда высокой проходимости: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – Харьков, 1977. – 157 с.
51. Терлецкий В.Г., Тохтарь Г.И. Исследование устойчивости движения автопоезда повышенной проходимости // Известия вузов. Машиностроение. – 1977. – № 2. – С. 94-97.
52. Гродко Л.Н., Ечеистов Ю.А., Левин Н.Е. Некоторые критерии устойчивости автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 2. – С. 20-22.
53. Кисуленко Б.В. Повышение устойчивости движения автопоездов выбором масс их звеньев: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 1983. – 169 с.
54. Величко А.В. Повышение устойчивости и управляемости автопоездов большой грузоподъемности: диссертация ... кандидата технических наук. – Барнаул, 1987. – 239 с.
55. Барилович Е.Л. Пути повышения устойчивости автомобилей и автопоездов со всеколесным управлением и асимметрично расположенным

грузом: автореферат диссертации ... кандидата технических наук: 05.22.02. – Киев, 1996. – 25 с.

56. Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда. – М.: Транспорт, 1970. – 32 с.

57. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда / А.А. Хачатуров, В.М. Афанасьев, В.С. Васильев и др. – М.: Транспорт, 1982. – 264 с.

58. Додонов Б.М. Исследование курсовой устойчивости автомобиля при случайных возмущениях: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00. – М., 1969. – 105 с.

59. Додонов Б.М., Ильичев А.В. Алгоритм исследования на ЭВМ криволинейного курсового движения полуприцепа // Сборник научных трудов МАДИ. – М., 1981. – С. 92-99.

60. Гольдин Г.В., Додонов Б.М., Хачатуров А.А. Исследование криволинейного движения автомобиля в маневре "переставка" // Устойчивость управляемого движения автомобиля: Труды МАДИ. Вып. 105 / Мин. высшего и сред. спец. обр. СССР. – М., 1975. – С. 23-30.

61. Кольцов В.И., Хачатуров А.А., Яковлев Е.И. Модель водителя для исследования устойчивости управляемого движения автомобиля // Устойчивость движения и плавность хода: Сборник трудов / отв. ред А.А. Хачатуров; МАДИ. – М., 1972. – С. 65-72.

62. Юрик В.С. Исследование устойчивости движения автомобиля и методы выбора его параметров: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00. – М., 1970. – 387 с.

63. Исследование криволинейного управляемого движения автомобиля в маневре "переставка" / В.Б. Борисевич, Г.В. Гольдин, Б.М. Додонов, А.А. Хачатуров, В.С. Юрик, Е.И. Яковлев // Устойчивость управляемого движения автомобиля: Труды МАДИ. Вып. 119 / Мин. высшего и сред. спец. обр. СССР. – М., 1976. – С. 39-48.

64. Асриянц А.А. Исследование управляемого движения автопоезда: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 1973. – 189 с.

65. Исследование криволинейного движения автопоезда с помощью ЭВМ / А.А. Асриянц, А.А. Хачатуров, И.Н. Шестаков, Е.И. Яковлев // Устойчивость управляемого движения автомобиля: Труды МАДИ. Вып. 91 / Мин. высшего и сред. спец. обр. СССР. – М., 1974. – С. 51-58.

66. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Шестаков И.Н., Яковлев Е.И. Дифференциальные уравнения движения прицепного автопоезда // Труды МАДИ. – 1979 – Вып. 130. – С. 35-45.

67. Костюк И.В. Методика выбора параметров автомобиля по показателям устойчивости и управляемости при действии возмущений от дороги: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 2001. – 171 с.

68. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода // Автомобильная промышленность. – 1964. – № 12. – С. 12-15.

69. Брянский Ю.А., Грифф М.И., Ровинзон М.Л. К вопросу об исследовании управляемости седельных автопоездов // Организация автомобильных перевозок и безопасность движения: Труды МАДИ. Вып. 43 / Мин. высшего и сред. спец. обр. СССР. – М., 1972. – С. 11-16.

70. Ровинзон М.Л. Исследование криволинейного движения седельного автопоезда: диссертация ... кандидата технических наук: 05.22.11. – М., 1974. – 164 с.

71. Ровинзон М.Л. Динамический коридор - критерий безопасности движения автопоездов // Организация автомобильных перевозок и безопасность движения: Труды МАДИ. Вып. 90 / Мин. высшего и сред. спец. обр. СССР. – М., 1975. – С. 64-66.

72. Гладов Г.И. Исследование движения автомобиля при действии внешней поперечной силы: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МАДИ. – М., 1969. – 267 л.

73. Гладов Г.И., Кузнецов С.Ю. Методика экспериментальных исследований маневренности большегрузных транспортно-технологических агрегатов // Труды МАДИ. – 1984. – С. 132-137.

74. Гладов Г.И., Морозова А.Ю. Системы управления поворотом специальных транспортных средств: Учебное пособие / МАДИ (ГТУ). – М., 2004. – 88 с.

75. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория: Учеб. для вузов. / под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 215 с.

76. Гладов, Г. И. Оценочные показатели и расчет маневренности полуприцепного автопоезда / Г. И. Гладов, Л. В. Демидов. – М.: МАДИ, 2016. – 124 с. – EDN VSLTSH.

77. Гладов, Г. И. Анализ манёвренности многозвенных автопоездов с управляемыми колёсами прицепных звеньев / Г. И. Гладов, Л. Ф. Жеглов // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 8. – С. 23-25. – EDN IGHYUF.

78. Гладов, Г. И. Зависимость маневренных свойств большегрузных автопоездов от параметров системы управления поворотом / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2007. – № 3. – С. 40-42. – EDN TZVPJF.

79. Гладов, Г. И. Параметры криволинейного движения специальных транспортных средств / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 5. – С. 22-23. – EDN ZDFBYL.

80. Гладов, Г. И. Предпосылки к разработке алгоритма для системы повышения устойчивости движения многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, М. П. Малиновский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2007. – № 11. – С. 36-46. – EDN UAADKL.

81. Малиновский, М. П. Метод повышения активной безопасности путём предупреждающего управления движением автопоезда: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МАДИ. – М., 2009. – 157 с. – EDN QEMILX.

82. Малиновский, М. П. Расчёт характеристики пневматического упругого элемента для превентивной системы динамической стабилизации автопоезда / М. П. Малиновский, В. В. Кувшинов, Е. С. Смолко // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2020. – № 4(63). – С. 43-54. – EDN YGRPQAT.

83. Малиновский, М. П. "Отскок подвески" и прогнозирующие свойства системы динамической стабилизации автопоезда / М. П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 12. – С. 12-16. – EDN YMOEFT.

84. Воздействие бокового ветра на автомобиль (в порядке постановки вопроса) / Б.М. Фиттерман, А.С. Литвинов, Э.А. Рубинштейн, И.А. Коровкин // Исследование эксплуатационных свойств автомобиля и рабочих процессов его агрегатов: Труды МАДИ. Вып. 101 / Мин. высшего и сред. спец. обр. СССР. – М., 1975. – С. 41-45.

85. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

86. Азбель, А.Б. Исследование движения на повороте многоосных седельных автопоездов: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М.: МАДИ, 1979. – 262 с.: ил.

87. Кузнецова О.И., Куюков В.В., Прокофьев М.В. К вопросу об управляемости автомобиля и автопоезда // Организация автомобильных перевозок и безопасность движения: Труды МАДИ. Вып. 43 / Мин. высшего и сред. спец. обр. СССР. – М., 1972. – С. 60-66.

88. Мариенбах, Ю.Л. Исследование управляемости и устойчивости движения автомобиля на прямолинейных участках пути: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00. – М., 1969. – 162 с.

89. Черейский, Е.Е. Исследование управляемости и устойчивости автомобилей с помощью системы безразмерных коэффициентов: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00. – М., 1975. – 236 с.

90. Коган С.С., Крейнин А.А. Полуприцепы общетранспортного назначения: Конструкция, эксплуатация, ремонт / под ред. В. В. Осепчугова; МАДИ. – М.: Высшая школа, 1971. – 123 с.

91. Фаробин Я.Е. Методика расчета углов поворота управляемых колес полуприцепа автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 11. – С. 7-8.

92. Аналитический метод определения положения звеньев многозвенного автопоезда на опорной плоскости / Я.Е. Фаробин, В.В. Маланин, В.В. Аюпов, В.А. Холмер // Известия вузов. Машиностроение. – 1985. – № 8. – С. 64-69.

93. Специализированный подвижной состав: учеб. пособие / Я.Е. Фаробин, В.А. Кравцева, В.Г. Коваленко, А.М. Иванов; МАДИ. – М., 1989. – 109 с.
94. Белов Р.В., Грифф М.И., Пантелеев В.И. Кинематика поворота седельного автопоезда с эластичными шинами // Труды МАДИ. – 1979. – Вып. 173. – С. 81- 87.
95. Грифф, М.И. Проблема развития специализированных автотранспортных средств для строительства и пути ее решения: диссертация ... доктора технических наук: 05.05.03 / ЦНИИОМТП; МАДИ ТУ. – М., 1997. – 370 л.
96. Самойленко, Юрий Антонович. Повышение поперечной горизонтальной устойчивости движения автопоездов: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – Ленинград, 1983. – 291 с.
97. Черкунов, Вячеслав Борисович. Снижение уровня колебаний звеньев автопоезда гистерезисом сцепных устройств: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 1991. – 217 с.
98. Андропов, Ф.Е. Разработка оптимальных алгоритмов управления режимом движения магистрального автопоезда: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МАДИ (ГТУ). – М., 2003. – 306 л.
99. Алышев, Илья Иванович. Повышение эффективности торможения и устойчивости движения седельных автопоездов-тяжеловозов: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – М., 1985. – 307 с.
100. Аюпов В.В. Оценка маневренности и поперечной устойчивости автопоездов: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МАДИ – Пермь, 1988. – 171 с.
101. Маланин В.В., Юрлов А.Г. К вопросу о поперечной устойчивости полуприцепов на повороте // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 8. – С. 19-20.
102. Маланин В.В., Аюпов В.В. Горизонтально-поперечная устойчивость полуприцепа с учетом зазора в сцепном устройстве // Известия вузов. Машиностроение. – 1982. – № 8. – С. 75-78.
103. Vlk F. Lateral dynamics of commercial vehicle combinations: a literature survey // Vehicle System Dynamics. – 1982. – Vol. 11, № 5/6 (December). – Pp. 305-324.
104. Vlk F. Handling performance of truck-trailer vehicles: a state-of-the-art survey // International journal of vehicle design. – 1985. – Vol. 6, № 3 (May). – Pp. 323-361.
105. Sampson D.J.M. Active roll control of articulated heavy vehicles: A dissertation submitted to the University of Cambridge for the Degree of Doctor of Philosophy / Churchill College; Cambridge University Engineering Department. – 2000. – 298 p.
106. Сливинский Е.В. Улучшение эксплуатационных характеристик прицепных автотранспортных средств на основе эффективных научно-

технических решений: диссертация ... доктора технических наук: 05.22.10 / Орлов. гос. техн. ун-т. – Орел, 2010. – 336 с.

107. Титов А.В. Исследование дифференциальных связей электротрансмиссии и их влияние на эксплуатационно - технические качества агрегатов с мотор-колесами: диссертация ... кандидата технических наук / предприятие п/я А3590. – М.: 1975. – 222 с. – Инв. №13993.

108. Разуваев Л.Н. Исследование полуприцепного типа, кинематики поворота автопоездов предназначенных для транспортировки длинномерных неделимых грузов, и выбор оптимального закона работы системы управления поворотом колес ведомого звена: диссертация ... кандидата технических наук / предприятие п/я А3590. – М.: 1975, - 173с. – Инв. №13994.

109. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. Магистральные автопоезда (МАп). Конструкция и перспективы развития: учеб. пособие по курсу "Многозвенные автопоезда" / МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 35, [1] с. – ISBN 5-7038-1465-0.

110. Проблемы прикладной механики при создании тягово-транспортных средств с мехатронными модулями / Б.Н. Белоусов, А.В. Келлер, С.В. Харитончик, С.В. Бахмутов, А.А. Бердников // Автомобильная промышленность. – 2020. – № 1. – С. 8-16. – EDN DVIKZQ.

111. Горелов, В. А. Экспериментальные исследования маневренности двухзвенного автопоезда большой грузоподъемности / В. А. Горелов, А. А. Анкинович, С. Л. Тропин // Грузовик. – 2014. – № 5. – С. 30-38. – EDN SSZNWN.

112. Горелов, В. А. Математическое моделирование движения многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств / В. А. Горелов // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2012. – № 2. – С. 14. – EDN OWGRJB.

113. Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов от бокового опрокидывания в повороте / Г. Г. Анкинович, А. Н. Вержбицкий, М. М. Жилейкин, Г. И. Скотников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 2(671). – С. 28-35. – EDN VKQDMR.

114. Жилейкин, М. М. Разработка принципов повышения маневренности длиннобазных многоосных автопоездов с полуприцепами / М. М. Жилейкин, М. Т. Лычкин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – № 11(692). – С. 36-41. – DOI 10.18698/0536-1044-2017-11-36-41. – EDN ZXJOUX.

115. Келлер, А. В. О рациональных режимах использования активных автопоездов / А. В. Келлер, Р. Ф. Кунакильдін, В. Н. Кычев // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 10. – С. 15-17. – EDN WPWTHT.

116. Системный анализ исследований поперечной устойчивости автопоезда / С. В. Бахмутов, Б. Н. Белоусов, А. В. Келлер, А. Н. Лысков // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 2. – С. 13-18. – EDN SSHNDY.

117. Метод и результаты моделирования динамики экспериментального двухзвенного активного автопоезда с применением вентильно-индукторных электрических машин / О. В. Егоров, Г. С. Мазлумян, А. Н. Сова, С. С. Шадрин // Двойные технологии. – 2018. – № 3(84). – С. 47-58. – EDN UWOFQM.

118. Абрамов, А. М. Управление динамикой движения седельных автопоездов / А. М. Абрамов // Транспорт Российской Федерации. – 2007. – № 9(9). – С. 70-73. – EDN JWYKBN.

119. Горобцов, А. С. Расчёт параметров продольно-углового крена кузова автомобиля повышенной проходимости с зависимыми подвесками при разгоне / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков // Журнал автомобильных инженеров. – 2013. – № 2(79). – С. 26-29. – EDN RYLFMP.

120. Построение автопоездов с активными прицепными звеньями, предназначенных для движения в тяжелых дорожных условиях / С. Б. Шухман, С. Н. Коркин, Р. Х. Курмаев, М. А. Капралова // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 1. – С. 7-9. – EDN TQTFZF.

121. Курмаев, Р. Х. КЭУ для привода колес прицепных звеньев автопоезда / Р. Х. Курмаев, К. Е. Карпухин, С. Н. Коркин // Труды НАМИ. – 2015. – № 260. – С. 154-162. – EDN TTLYMJ.

122. Патент на полезную модель № 112141 U1 Российская Федерация, МПК В62D 53/00. активный автопоезд: № 2011135489/11: заявл. 26.08.2011: опубл. 10.01.2012 / С. Б. Шухман, В. Э. Маляревич, М. А. Малкин, С. Е. Петров; заявитель Открытое акционерное общество "Инновационная фирма "НАМИ-Сервис" (ОАО "НАМИ-Сервис"). – EDN ADQQES.

123. Годжаев З.А., Капитонов М.В. Математическая модель кинематики поворота двухзвенного активного автопоезда с реальной и идеальной системами управления поворотом колес полуприцепа // Тракторы и сельхозмашины. – 2023. – Т. 90, № 2. – С. 117-122. – DOI 10.17816/0321-4443-245790. – EDN СТАJQR.

124. Пасхин Б. Определение маневренных площадей для автомобильных поездов ЗИЛ-5 // Автомобиль. – 1941. – № 3. – С. 17-20.

125. Яковлев Н.А. Автопоезда: (Выбор прицепов и расчеты движения): Стенограммы лекций, прочит. в 1937 г. слушателям автоэксплоатац. специальности / Воен.-трансп. акад. РККА им. Л. М. Кагановича. – Л., 1938. – 61 с., 1 л. граф.

126. Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили, самолеты, висячие мосты. – М.: Иностранная литература, 1959. – 287 с.

127. Косев К.П. Боковые реакции и боковое скольжение седельного тягача с полуприцепом при установившемся движении на повороте постоянного радиуса // Автомобильная промышленность. – 1967. – № 8. – С. 12-13.

128. Дайбол В.Б., Хакен Д.Х. Поперечная устойчивость автомобильных прицепов // Труды американского общества инженеров-механиков: Конструирование и технология машиностроения. – М., 1969. – № 4. – 59 с.

129. Марголин И.И. Криволинейное движение автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 2. – С. 21-23.
130. Соколов Л.Г. Исследование влияния поворота большегрузного активного автопоезда на работу его тягового электропривода: диссертация ... кандидата технических наук / МЭИ. – М., 1976. – 216 с.
131. Клычков П.Д. О криволинейном движении автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1979. – № 1. – С. 15-16.
132. Крышень Н.И. Аналитический метод определения угла складывания автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1979. – № 3. – С. 24-26.
133. Зыков В.К. Моделирование и исследование движения многозвенного объекта в режиме графического диалога (на примере автопоезда): диссертация ... кандидата технических наук. – Владивосток, 1980. – 127 с.
134. Рашидов Н.Р., Хохлов А.М. Уравнения движения N-звенного автопоезда при торможении. – Ташкент, 1982. – 11 с. – Деп. в ВИНТИ, № 3891-82деп.
135. Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.
136. Павлюк А.С. Повышение устойчивости и управляемости автопоездов. – М.: НИИНавтопром, 1984. – 42 с. — (III. Грузовые автомобили и специализир. автомоб. трансп. Обзор. информ. / НИИ информ. автомоб. пром-сти).
137. Строганов Ю.Н. Устойчивость движения автомобильных и тракторных поездов. Стабилизирующие тягово-сцепные устройства: учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2022. – 120 с. – ISBN 978-5-7996-3598-5.
138. Cheng C., Cebon D. Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semitrailer steering // Vehicle System Dynamics. – 2008. – Vol. 46 (Suppl. 1). – Pp. 373–388. – DOI: 10.1080/00423110801958576. – ISSN 0042-3114.
139. Morrison G., Cebon D. Sideslip estimation for articulated heavy vehicles at the limits of adhesion // Vehicle System Dynamics. – 2016. – Vol. 54, no. 11. – Pp. 1601-1628. – DOI: 10.1080/00423114.2016.1223326.
140. Jujnovich B.A., Odhams A.M.C., Roebuck R.L., Cebon D. Active Rear Steering Control of a Tractor – Semi-Trailer // 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'08). – Kobe, 2008. – P. 857-862.
141. Fancher P.S. Generic data for representing truck tire characteristics in simulations of a braking and braking-in-a-turn maneuvers / University of Michigan Transport Research Institute (UMTRI). – 1995. – 100 p.
142. Fancher P., Winkler C. Directional performance issues in evaluation and design of articulated heavy vehicles // Vehicle system dynamics. – 2007. – Vol. 45. – Pp. 607–647.

143. Fancher P.S., Campbell K.L. Comprehensive Truck Size and Weight Study: FHWA Docket No. 95-5. – 1995. – 45 p.
144. Fletcher C., Manzie C., Good M. Trailer Steering: An Australian Research Perspective and Application By-Wire Control: Technical report, 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, June 18– 22, 2006, Penn State, State College, Pennsylvania. – 2006. – P. 1-12.
145. Marenbon A. Trailers and semi-trailers // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Automotive Division, part 4. – 1951/52. – Pp. 158-167.
146. Fasekas G.A.G. On the Kinematic path of semitrailers // Journal of applied mechanics. – 1955. – Vol. 22, issue 3 (September). – Pp. 407-410.
147. Oya M. Adaptive Lane Keeping Controller for Four-Wheel-Steering Vehicles // 2007 IEEE International Conference on Control and Automation Guangzhou, China, May 30 – June 1. – 2007. – P. 1942-1947.
148. Development of integrated vehicle dynamics control system ‘S-AWC’ / T. Miura, Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Hayashikawa // Mitsubishi Motors technical review. – 2008. – No. 20. – Pp. 21–25.
149. Demić M. Contribution to the analysis of input decoupling methods in the dynamic system “driver-truck- environment” // Science Journal of Transportation. – 2025. – No. 3(23). – P. 40-50. – EDN SXXVLM.
150. Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control. New York: Springer, 2006. – 472 p.
151. Savkoor A.R., Chou C.T. Application of aerodynamic actuators to improve vehicle handling // Vehicle system dynamics. – 1999. – Vol. 32, issue 4/5. – Pp. 345–374.
152. Contribution to the investigation of the influence of tire non-uniformity on the lateral tire characteristics / M. Žunjić, M. Demić, B. Rakićević, B. Đorđević // Journal of Applied Engineering Science. – 2022. – Vol. 20, No. 2. – P. 562-570. – DOI 10.5937/jaes0-32961. – EDN KPGWZP.
153. Zeid A, Chang D. A modular computer model for the design of vehicle dynamics control systems // Vehicle system dynamics. – 1989. – Vol. 18, issue 4. – Pp. 201–221.
154. Буланов С.В. Научно-методический аппарат обоснования тактико-технических требований к подвижности и проходимости агрегатов транспортно-установочного оборудования ракетных комплексов с учетом применения модульного принципа их создания: диссертация ... кандидата технических наук. – М., 2015, 180 с.
155. Чудаков О.И. Разработка закона распределения мощности между звеньями при прямолинейном движении автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве: диссертация ... кандидата технических наук / МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2017. – 146 с.
156. Горелов, В. А. Анализ конструктивных схем привода колес прицепных звеньев активных автопоездов / В. А. Горелов, О. И. Чудаков // Известия МГТУ МАМИ. – 2016. – № 1(27). – С. 16-24. – EDN VSKUGT.

157. Оценка показателей криволинейного движения автопоезда с помощью имитационного математического моделирования / В. А. Горелов, К. Б. Евсеев, О. И. Чудаков, К. С. Балковский // Известия МГТУ МАМИ. – 2020. – № 4(46). – С. 2-16. – DOI 10.31992/2074-0530-2020-46-4-2-15. – EDN ADNOQT.

158. Горелов, В. А. Многозвенные автопоезда. Динамика криволинейного движения / В. А. Горелов, Б. Б. Косицын, О. И. Чудаков. – Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2021. – 100 с. – ISBN 978-5-7038-5796-0. – EDN FYZYDG.

159. Ягубова Е.В. Метод обеспечения устойчивости колесного трактора, оснащенного автоматизированной системой управления движением, при работе на склоне: диссертация ... кандидата технических наук. – М., 2016. – 162 с.

160. Аюпов В.В. Исследование маневренных свойств автопоездов на основе системного подхода: монография / М-во сельского хоз-ва Российской Федерации, Пермская гос. с.-х. акад. им. Д.Н. Прянишникова. – Пермь: ФГБОУ ВПО Пермская ГСХА, 2012. – 96 с. – ISBN 978-5-94279-141-4. – EDN QNYINF.

161. Бердников, А. А. Метод математического моделирования криволинейного движения автопоезда с тремя и более активными звеньями и всеколесным управлением / А. А. Бердников // Стратегическая стабильность. – 2021. – № 3(96). – С. 30-37. – EDN DIRJIA.

162. Смирнов Г.А. Распределение тяговых усилий по колёсам полноприводных многоосных автомобилей при движении их по неровностям // Известия вузов. Машиностроение. – 1965. – № 17. – С. 19-24.

163. Смирнов Г.А., Леликов О.П. Распределение крутящих моментов по колесам четырехколесного автомобиля при движении по деформируемым грунтам // Автомобильная промышленность. – 1970. – № 4. – С. 19-23.

164. Рязанцев В.И. Исследование динамической нагруженности трансмиссии многоосных автомобилей при движении по неровностям с помощью ЭЦВМ: диссертация ... кандидата технических наук. – М., 1969. – 139 с.

165. Ванцевич В.В. Синтез схем приводов к ведущим мостам и колесам многоприводных транспортно-тяговых машин: диссертация ... доктора технических наук: 05.05.03. – М., 1992. – 412 с.

166. Харитончик, С.В. Повышение тягово-скоростных свойств магистрального автопоезда управлением окружными силами ведущих колес: автореферат диссертации ... кандидата технических наук: 05.05.03. – Минск, 1999. – 20 с.

167. Гришкевич А.И. Исследование динамики движения армейских автомобилей по дорогам с неровной поверхностью: автореферат диссертации ... доктора технических наук: 05.05.03 / Белорус. политехн. ин-т. – Минск, 1973. – 43 с.

168. Исследование крутильных колебаний в трансмиссии многоосного полноприводного автомобиля при движении по периодическим неровностям синусоидального профиля / А.А. Полунгян, А.Б. Фоминых, В.Н. Белобров и др. // Труды МВТУ им. Н.Э.Баумана. – 1973. – № 166. – С. 102-112.

169. Галевский Е.А. Исследование нагруженности трансмиссии полноприводного автомобиля при трогании: диссертация ... кандидата технических наук. – М., 1971. – 156 с.

170. Горелов, В. А. Разработка алгоритма распределения мощности в трансмиссии активного седельного автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве / В. А. Горелов, Б. В. Падалкин, О. И. Чудаков // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2016. – № 12. – С. 1-17. – DOI 10.7463/1216.0852826. – EDN XWLNXH.

171. Бердников, А. А. Математическая модель электромеханической трансмиссии для автопоезда с активным прицепным звеном с различными принципами распределения мощности по колесам движителя / А. А. Бердников, А. Н. Сова, А. В. Келлер // Стратегическая стабильность. – 2021. – № 3(96). – С. 38-43. – EDN KZSSRM.

172. Broulhiet G. La Suspension de la Direction de la Voiture Automobile: Schimmi et Dandinement // Revue societe' des Ingeniers Civils de France. – 1925. – Bul. 78. – P. 12.

173. Жуковский Н.Е. К динамике автомобиля. Полное собрание сочинений. Т. VIII. – 1937. – 292 с.

174. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. – [М.]: изд. и тип. Изд-ва Бюро новой техники НКАП, 1945. – 34 с. – (Труды ЦАГИ/ Центр. аэро-гидродинам. ин-т им. проф. Н. Е. Жуковского; № 564).

175. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. – М., Машгиз, 1959. – 312 с.

176. Бочаров Н.Ф., Семенов В.М. Влияние шин на неравномерность распределения крутящих моментов в трансмиссии многоприводных автомобилей // Известия вузов. Машиностроение. – 1965. – № 6. – С. 27-31.

177. Петрушов В.А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности // Автомобильная промышленность. – 1963. – № 12. – С. 5-9.

178. Петрушов В.А. Обобщенный метод расчета сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода // Труды НАМИ. – 1965. – Вып. 73. – С. 73-77.

179. Пирковский Ю.В., Яценко Н.Н. Влияние конструктивной схемы привода к передним ведущим мостам автомобилей на их тяговые и экономические качества // Автомобильная промышленность. – 1963. – № 1. – С. 11-14.

180. Пирковский Ю.В., Чистов М.П. Затраты мощности при качении колеса по деформируемому грунту // Труды НАМИ. – 1971. – № 131. – С. 17-19.

181. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.; под ред. В.И. Кнороза – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

182. Ечеистов Ю.А. Исследование некоторых эксплуатационных качеств автомобиля с учетом преобразующих свойств его шин: автореферат диссертации ... доктора технических наук. – М., 1973. – 44 с.
183. Виравов Р.В. Определение работы трения в контакте при качении колеса по жесткому основанию // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 11. – С. 24-28.
184. Гоздек В.С. Об уравнениях качения упругой шины // Ученые записки ЦАГИ. – 1970. – Т. 1, № 4. – С. 84-91.
185. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П. Автомобильные шины. – М.: Госхимиздат, 1963. – 383 с.
186. Пугин В.А. Экспериментальное исследование деформаций и напряжений в элементах автомобильных шин: диссертация ... кандидата технических наук. – М., 1963. – 259 с.
187. Бухин Б.Л. Теория безмоментных оболочек вращения и её применение к расчету пневматических шин: диссертация ... доктора технических наук. – М., 1971. – 472 с.
188. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03. – Омск, 1988. – 228 с.
189. Белкин А.Е. Разработка системы моделей и методов расчета напряженно-деформированного и теплового состояния автомобильных радиальных шин: диссертация ... доктора технических наук/ МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 1998. – 284 с.
190. Попов С.Д. Разработка и исследование динамической модели автомобильного колесного движителя: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.03 / МВТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 1981. – 254 с.
191. Углы наклона колёс. Оценка влияния на устойчивость автомобиля по поперечному скольжению и поперечному опрокидыванию / Е.В. Балакина, М.С. Кочетов, Д.С. Сарбаев, И.В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 10. – С. 13-17. – EDN JWPSUH.
192. Бергман М.М. Графическое исследование поворота автомобиля с прицепом и без прицепа // Мотор. – 1934. – № 11. – С. 15-23.
193. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина: пер. с англ. / под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
194. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
195. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: пер. с англ. / под ред. А.И. Аксенова. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
196. Лобас Л.Г. Устойчивость прямолинейного качения связанных упругодеформированных тел // Прикладная механика. – 1984. – № 9. – С. 97-103.
197. Pacejka H.B., Bakker E. The Magic Formula Tire Mode // Proceedings 1st International Colloquium on Tire Models for Vehicle Dynamics Analysis. – Amsterdam/Lisse, 1993. – P. 31-35.

198. Sharp R.S., Pacejka H.B. Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions // A Review of Modeling Aspects. Vehicle System Dynamics. – 1991. – № 20. – P. 121-176.

199. Regehr J.D., Montufar J., Clayton A. Lessons learned about the impacts of size and weight regulations on the articulated truck fleet in the Canadian prairie region // Canadian Journal of Civil Engineering. – 2009. – Vol. 36, no. 4. – P. 607–616. – DOI: 10.1139/L09-011.

200. Wideberg J., Dahlberg E., Svensson M. Study of stability measures and legislation of heavy articulated vehicles in different OECD countries // ISHVWD-9: Conference proceedings. – 2006. – 10 p.

201. Белоусов, Б. Н. Мехатронные системы - ближайший путь повышения эксплуатационных свойств тяжёлых автопоездов / Б. Н. Белоусов, А. А. Бердников, С. А. Люшин // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 1. – С. 7-12. – EDN JWVQZG.

202. Fancher P.S., MacAdam C.C. Computer Analysis of Antilock System Performance in the Braking of Commercial Vehicles // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. – 1976. – Vol. 32. – Pp. 113-123.

203. Fancher P.S. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks // Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles. – London: Institution of Mechanical Engineers, 1985.

204. MacAdam G.C. Computer Model Predictions of the Directional Response and Stability of Driver-vehicle Systems during Anti-skid Braking // Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles. – London: Institution of Mechanical Engineers, 1985.

205. van Zanten A.T. Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behavior // 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '02). – Hiroshima, 2002. – Pp. 7–15.

206. Palkovics L., Fries A. Intelligent Electronic Systems in Commercial Vehicles for Enhanced Traffic Safety // Vehicle system dynamics. – 2001. – Vol. 35, issue 4/5. – Pp. 227-289.

207. McLoughlin J.H. Limited Slip Braking // Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles. – London: Institution of Mechanical Engineers, 1985.

208. Hardy M.S., Cebon D. An Investigation of Anti-lock Braking Strategies for Heavy Goods Vehicles // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 1995. – Vol. 209. – Pp. 263-271. – DOI: 10.1243/PIME_PROC_1995_209_213_02.

209. Gissinger G.L., Menard C., Constans A. A Mechatronic Conception of a New Intelligent Braking System // IFAC Proceedings Volumes. – 2000. – Vol. 33, issue 26: IFAC Conference on Mechatronic Systems, Darmstadt, Germany, 18-20 September 2000. – Pp. 33-38. – DOI: 10.1016/s1474-6670(17)39117-6.

210. Kimbrough S. A Computer Investigation of the Performance Potential of an Advanced Brake Controller: SAE Technical Paper no. 940836. – 1994. – Pp. 1074-1086.

211. Kimbrough S. A Topology for Vehicle Stability and Handling Enhancement Via Wheel slip Control // *Innovations in Vehicle Design and Development* / American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division. – 1999. – Vol. 101. – Pp. 115-124.

212. Akey M.L. Development of Fuzzy Logic ABS Control for Commercial Trucks: SAE Technical Paper no. 952673. – 1995. – Pp. 780-788.

213. Akey M.L. Fuzzy logic ABS control: sizing theory to implementation // *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*. – Orlando, 1996. – Vol. 2761. – Pp. 276-287.

214. Chen F.-W., Liao T.-L. Nonlinear Linearization Controller and Genetic Algorithm-based Fuzzy Logic Controller for ABS systems and their Comparison // *International Journal of Vehicle Design*. – 2000. – Vol. 24, no. 4. – Pp. 334-349. – DOI: 10.1504/IJVD.2000.005196.

215. Will A.B., Zak S.H. Antilock Brake System Modelling and Fuzzy Control // *International Journal of Vehicle Design*. – 2000. – Vol. 24, no. 1. – Pp. 1-18. – DOI: 10.1504/IJVD.2000.001870.

216. Yu F., Feng J.-Z., Li J. A Fuzzy Logic Controller Design for Vehicle ABS with a On-Line Optimised Target Wheel Slip Ratio // *International Journal of Automotive Technology*. – 2002. – Vol. 3, no. 4. – Pp. 165-170.

217. Jun C. The Study of ABS Control System with Different Control Methods // *4th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '98)*, Nagoya, 1998. – Pp. 623-628.

218. Multi-objective Stability Control Algorithm of Heavy Tractor Semi-trailer Based on Differential Braking / C. Zong, T. Zhu, C. Wang, H. Liu // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. – 2012. – Vol. 25, no. 1. – Pp. 88-97. – DOI: 10.3901/CJME.2012.01.088.

219. Miège A.J.P., Cebon D. Design and implementation of an active roll control system for heavy vehicles // *6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '02)*. – Hiroshima, 2002. – Pp. 10-21.

220. Yoon J., Kim D., Kyongsu Y. Design of a rollover index-based vehicle stability control scheme // *Vehicle system dynamics*. – 2007. – Vol. 45, no. 5. – Pp. 459-475. – DOI: 10.1080/00423110701245165.

221. Prediction and detection of jackknifing problems for tractor semi-trailer / M. Bouteldja, A. Koita, V. Dolcemascolo, J.C. Cadiou // *2006 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. – 2006. – DOI: 10.1109/VPPC.2006.364272.

222. Dunn A.L. Jackknife stability of articulated tractor semitrailer vehicles with high-output brakes and jackknife detection on low coefficient surfaces: Dissertation Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Doctor of Philosophy. – Columbus: Ohio State University, 2003. – 344 p.

223. Sampson D.J.M., Cebon D. An investigation of roll control system design for articulated heavy vehicles // *4th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '98)*. – Nagoya, 1998. – Pp. 311-316.

224. Горелов, В. А. Математическая модель криволинейного движения автопоезда по недеформируемому опорному основанию / В. А. Горелов, С. Л.

Тропин // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 5(70). – С. 18-22. – EDN PEVOCX.

225. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.

226. Wang Q., Oya M., Kobayashi T. Adaptive Lane Keeping Control for Combination Vehicles Without Measurement of Lateral Velocity // 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'08). – Kobe, 2008. – P. 331-336.

227. Verma M.K., Gillespie T.D. Roll dynamics of commercial vehicles // Vehicle system dynamics. – 1980. – Vol. 9, no. 1. – Pp. 1–17.

228. Гладов, Г. И. Устойчивость движения многозвенных автопоездов при торможении / Г. И. Гладов, Д. О. Бутарович // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 3. – С. 10-13. – EDN FXYKXG.

229. Шумилов, Д. В. Алгоритм рационального распределения крутящего момента между тягачом и активным прицепным звеном автопоезда / Д. В. Шумилов, А. А. Бердников // Альманах Пермского военного института войск национальной гвардии. – 2024. – № 3(15). – С. 95-99. – EDN DNYPZY.

230. Гладов Г.И., Рябов Д.М. Выбор электротрансмиссии многозвенного автопоезда // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 1. – С. 10-13. – EDN VQXNAV.

231. Белоусов, Б. Н. Энергоэффективность рулевого привода многоосной машины / Б. Н. Белоусов, А. М. Щербин // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 11. – С. 22-25. – EDN YBFHYB.

232. The results of modeling and evaluating the dynamics of a road train with an active trailer link based on valve-inductor electric machines / A.N. Sova, G.S. Mazlumyan, O.V. Egorov, S.A. Eruslankin, S.S. Shadrin, V.A. Sova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 2019 International Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control, DS ART 2019, Cholpon-Ata, 01 ноября 2019 года. – BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020. – Vol. 832. – P. 012015. – DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012015. – EDN AGYNUL.

233. Котов, И. И. Системы предотвращения и блокировки складывания автопоезда / И. И. Котов, А. А. Зиятдинов, С. В. Башегуров // Грузовик. – 2018. – № 1. – С. 3-7. – EDN YLVMGJ.

234. Гладов, Г. И. Алгоритм расчёта траектории движения автопоезда и анализ результатов / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 7. – С. 14-16. – EDN ZDFCCH.

235. Бердников, А. А. Математическая модель всеколесного рулевого управления с регулируемым углом складывания звеньев седельного автопоезда // Двойные технологии. – 2019. – № 4(89). – С. 35-38. – EDN NCXAFX.

236. Белоусов, Б. Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с. – ISBN 5-7038-2713-2. – EDN VCQEKV.

237. Гладов, Г. И. Характеристика переходного процесса при повороте автомобиля / Г. И. Гладов // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 3. – С. 19-21. – EDN SNRWPV.

238. Бердников, А.А. Оценка подвижности активных автопоездов / А.А. Бердников. – Пермь: Пермский военный институт войск национальной гвардии Российской Федерации, 2023. – 235 с. – ISBN 978-5-600-03502-7. – EDN STBCCC.

239. Балакина, Е. В. Боковая реакция дороги на колесо АТС и место ее приложения в пятне контакта / Е. В. Балакина, Д. С. Сарбаев // Автомобильная промышленность. – 2024. – № 9. – С. 4-8. – EDN FAKSHV.

240. Падалкин, Б. В. Повышение энергоэффективности автопоезда при движении в тяжёлых дорожных условиях за счёт выбора рациональных параметров систем привода прицепных звеньев / Б. В. Падалкин, В. А. Горелов, О. И. Чудаков // Труды НАМИ. – 2017. – № 1(268). – С. 60-66. – EDN YUJEGJ.

241. Балакина, Е. В. Методика расчета угла увода автомобильного колеса с наклоненной осью вращения / Е. В. Балакина, М. С. Кочетов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024. – № 11(776). – С. 14-22. – EDN LYLPUF.

242. Гладов, Г. И. Влияние отрыва колёс и пробоя подвески на плавность хода автомобиля / Г. И. Гладов, К. Б. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 6. – С. 20-23. – EDN NQTWIG.

243. Белоусов Б.Н., Попов С.Д., Ловцов А.Н. Всеколесное рулевое управление для большегрузных многоосных АТС // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 3. – С. 11–14.

244. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. – М.: Машиностроение, 1973. – 296 с.

245. Подобие процессов и подобное перестроение характеристик компрессоров / И.Е. Иванов, В.Е. Ерещенко, С.Н. Богданов, М.В. Чернуха // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2015. – № 2(41). – С. 44-54. – EDN TUVQIP.

246. Иванов И.Е., Ерещенко В.Е. Методы подобия физических процессов: Учебное пособие. – Москва: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2015. – 144 с. – ISBN 978-5-7962-0198-5. – EDN USWDND.

247. Экспериментальное определение вертикальных реакций на осях натурной модели пятиосного автопоезда с независимой подвеской / М.П. Малиновский, Е.С. Смолко, А.М. Щербин, А.Э. Карьялайнен // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 3(52). – С. 56-64. – DOI 10.35211/2500-0586-2025-3-52-56-64. – EDN EBOCJM.

Приложение А Сведения об актах внедрения

В диссертационный совет 31.1.008.01
при ФГУП «НАМИ»

125438, г. Москва
ул. Автомоторная, д.2

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Мушкарин Е.Ю.

Результаты диссертационной работы Мушкарин Евгения Юрьевича на тему: «Метод повышения динамической устойчивости автопоезда путём комплексного воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа» по специальности 2.5.11 - «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы» представленные:

- комплексной многопараметрической математической моделью динамической системы автопоезда, учитывающей взаимодействие деформируемого колеса с недеформируемым опорным основанием, динамические процессы, происходящие в системе рулевого управления, подвески колёс и седельно-сцепном устройстве полуприцепа с тяговым электроприводом;
- методом повышения динамической устойчивости активного автопоезда путём комплексного воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа;
- предложениями по формированию алгоритмов управления тяговым и рулевым приводами полуприцепа для повышения динамической устойчивости активного автопоезда;

используются в учебном процессе Военного учебного центра при МГТУ «СТАНКИН» в интересах подготовки специалистов ГАБТУ при проведении теоретических и практических занятий по дисциплине «Эксплуатация и ремонт автомобильной техники», обладают актуальностью, представляют большой практический интерес.

Начальник военного учебного центра
подполковник



А.Дроздов



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования

«Московский государственный
технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н. Э. Баумана)

105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
тел. +7 (499) 263-63-91, факс +7 (499) 267-48-44
bmstu.ru bauman@bmstu.ru

ОГРН 1027739051779
ИНН 7701002520 КПП 770101001

В диссертационный совет 31.1.008.01
при ФГУП «НАМИ»

125438, г. Москва
ул. Автомоторная, д.2

16.03.2016 № 02.08-08/13794

На № _____ от _____

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Мушкарина Е.Ю.

Результаты диссертационной работы Мушкарина Евгения Юрьевича на тему:
«Метод повышения динамической устойчивости автопоезда путём комплексного
воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа» по специальности 2.5.11 –
«Наземные транспортно-технологические средства и комплексы» представленные:

- комплексной многопараметрической математической моделью динамической системы автопоезда, учитывающей взаимодействие деформируемого колеса с недеформируемым опорным основанием, динамические процессы, происходящие в системе рулевого управления, подвески колёс и седельно-сцепном устройстве (ССУ) полуприцепа с тяговым электроприводом;
- предложениями по формированию алгоритмов управления тяговым и рулевыми приводами полуприцепа для повышения динамической устойчивости активного автопоезда;

используются в учебном процессе Военного учебного центра при МГТУ им. Н.Э. Баумана в интересах подготовки специалистов ГАБТУ при проведении теоретических и практических занятий по дисциплине «Эксплуатация военной автомобильной техники», обладают актуальностью, представляют большой практический интерес.

Начальник военного учебного центра
полковник



Н.Максименко



**АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ
«СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ РЕГИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
КОНЦЕРНА ВКО «АЛМАЗ-АНТЕЙ» – ОБУХОВСКИЙ ЗАВОД»**

192012, Россия, Санкт-Петербург, вн.тер.г. муниципальный округ Рыбацкое, пр-кт Обуховской Обороны, д. 120, стр. 19, помещ. 1-Н, №708
ОКПО 07513234, ОГРН 1037825058732, ИНН/КПП 7811144648/785050001, тел.: (812) 363-93-40, тел./факс: (812) 363-98-11, e-mail: dou@goz.ru

№ _____
На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора –
Генеральный конструктор
АО «НПО «Обуховский завод»

_____ А.В. Васильев
_____ 2026 г.



А К Т

**о реализации результатов, полученных в диссертационной работе
МУШКАРИНА Евгения Юрьевича на тему: «Метод повышения
динамической устойчивости автопоезда путем комплексного
воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа»
на соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 2.5.11
«Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»**

Комиссия в составе:

председатель: заместитель генерального конструктора – начальник
конструкторского комплекса №4 – главный конструктор по специальным
колесным шасси и тягачам, д.т.н. Таричко В.И.

члены комиссии: заместитель начальника конструкторского комплекса

– главного конструктора, к.т.н., доцент Усов О.А.;

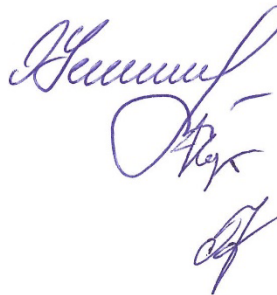
- начальник конструкторского отдела № 42 Картавенко А.С.;
- ведущий инженер-конструктор, к.т.н. Сенникова А.Г.

составила настоящий акт о том, что основные расчетные методики и методы моделирования, изложенные в диссертации Мушкарина Евгения Юрьевича, были использованы при проведении расчетных исследований для предварительной оценки устойчивости различных типов полуприцепов при движении и маневрировании на различных типах грунтов, в ходе выполнения разработок средств перебазирования перспективных изделий противовоздушной обороны.

Многопараметрическая комплексная математическая модель, разработанная в диссертационном исследовании, позволяет обосновать выбор и проводить оценку основных технических характеристик рулевого управления, подвески и седельно-сцепного устройства активных полуприцепов.

Председатель комиссии:  **В.И. Таричко**

Члены комиссии:



О.А. Усов

А.С. Картавенко

А.Г. Сенникова

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»**

Военный учебный центр

Россия, 125319, Москва, Ленинградский просп., 64.
Тел. (8-499-346-01-68 доб.2500, 2501); E-mail: vuts@madi.ru

В диссертационный совет 31.1.008.01
при ФГУП «НАМИ»

125438, г. Москва
ул. Автомоторная, д.2

17.03.2026 № 20/38

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Мушкарина Е.Ю.

Результаты диссертационной работы Мушкарина Евгения Юрьевича на тему: «Метод повышения динамической устойчивости автопоезда путём комплексного воздействия на тяговый и рулевой приводы полуприцепа» по специальности 2.5.11 – «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы» **используются** в учебном процессе Военного учебного центра при ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)» в интересах подготовки специалистов ГАБТУ при проведении теоретических и практических занятий по дисциплине «Эксплуатация и ремонт военной автомобильной техники», обладают актуальностью, представляют большой практический интерес.

Начальник Военного учебного центра
ПОЛКОВНИК

« 17 » марта 2026 г.



О.ИВЛЮШКИН