Министерство образования и науки Российской Федерации

УДК
ГРНТИ
Инв. №

УТВЕРЖДЕНО:
Исполнитель: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» (НГТУ)**
Ректор **_____/Дмитриев С.М./** М.П.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

о выполнении 1 этапа Государственного контракта
№ 14.740.11.0972 от 05 мая 2011 г.

Исполнитель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» (НГТУ)
Программа (мероприятие): Федеральная целевая программа «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия № 1.4 Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах.
Проект: "Разработка и исследование инновационных конструкций, процессов управления и ресурсосберегающих технологий, повышающих эффективность и безопасность автотранспортного комплекса" 1. Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью. 2. Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования. 3. Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student. 4. Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения. 5. Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением. 6. Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства. 7. Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов. 8. Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности. 9. Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения. 10. Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля.
Руководитель проекта: **_____ / Грошев Анатолий Михайлович** (подпись)

Нижний Новгород
2011 г.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

по Государственному контракту 14.740.11.0972 от 05 мая 2011 на выполнение поисковых научно-исследовательских работ для государственных нужд

Организация-Исполнитель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Руководитель темы:

кандидат технических наук, доцент	_____ подпись, дата	Грошев А. М.

Исполнители темы:

доктор технических наук, профессор	_____ подпись, дата	Барахтанов Л. В. (раздел 1)
доктор технических наук, профессор	_____ подпись, дата	Беляков В. В. (раздел 1)
кандидат технических наук, без ученого звания	_____ подпись, дата	Алипов А. А. (раздел 1)
без ученой степени, без ученого звания	_____ подпись, дата	Зезюлин Д. В. (раздел 1)
без ученой степени, без ученого звания	_____ подпись, дата	Крашенинников М. С. (раздел 1)
кандидат технических наук, доцент	_____ подпись, дата	Горелов В. А. (раздел 1)

без ученой степени, без ученого звания _____ Костин С. Ю. (раздел 2)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Никольский В. А. (раздел 2)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Пальцев В. В. (раздел 2)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Дыгало В. Г. (раздел 2)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Кошурина А. А. (раздел 3)
подпись, дата

кандидат технических наук, без ученого звания _____ Гончаров К. О. (раздел 3)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Кулагин А. Л. (раздел 3)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Папунин А. В. (раздел 3)
подпись, дата

кандидат технических наук, без ученого звания _____ Валеев И. Д. (раздел 3)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Тихомиров А. Н. (раздел 4)
подпись, дата

кандидат технических наук, без ученого звания _____ Ушаков М. Ю. (раздел 4)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Тихомиров С. А. (раздел 4)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Давыдов В. В. (раздел 4)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Блохин А. Н. (раздел 5)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Носков А. М. (раздел 5)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Денисенко Е. Г. (раздел 5)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Шатилов В. В. (раздел 5)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Яржемский А. Д. (раздел 5)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Фадеев А. С. (раздел 5)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Чивенков А. И. (раздел 6)
подпись, дата

доктор экономических наук, профессор _____ Корнилов Д. А. (раздел 6)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Афанасьева Д. В. (раздел 6)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Чуев А. Ю. (раздел 6)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Серопян М. С. (раздел 6)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Бобровников Д. Е. (раздел 6)
подпись, дата

доктор технических наук, профессор _____ Федорова Е. А. (раздел 7)
подпись, дата

доктор технических наук, доцент _____ Мочалов Г. М. (раздел 7)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Смирнова В. М. (раздел 7)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Гудков А. А. (раздел 7)
подпись, дата

кандидат химических наук, доцент _____ Гущин А. А. (раздел 7)
подпись, дата

доктор технических наук, доцент _____ Молев Ю. И. (раздел 8)
подпись, дата

кандидат физико-математических наук, без ученого звания _____ Елисеев М. Е. (раздел 8)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Ясенов В. В. (раздел 8)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Липенков А. В. (раздел 8)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Маслова О. А. (раздел 8)
подпись, дата

кандидат технических наук, без ученого звания _____ Карпухин К. Е. (раздел 8)
подпись, дата

доктор технических наук, профессор _____ Шапкин В. А. (раздел 9)
подпись, дата

кандидат технических наук, без ученого звания _____ Тумасов А. В. (раздел 9)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Вашурин А. С. (раздел 9)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Рогов П. С. (раздел 9)
подпись, дата

кандидат технических наук, без ученого звания _____ Окунев А. П. (раздел 9)
подпись, дата

доктор технических наук, профессор _____ Орлов Л. Н. (раздел 10)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Багичев С. А. (раздел 10)
подпись, дата

без ученой степени, без ученого звания _____ Герасин А. В. (раздел 10)
подпись, дата

кандидат технических наук, доцент _____ Ившин К. С. (раздел 10)
подпись, дата

Нормоконтролер:

кандидат технических наук, без ученого звания _____ Тумасов А.В.
подпись, дата

Реферат

Отчет 512 с., 1 ч., 300 рис., 109 табл., 239 источн., 2 прил.

Энергоэффективность; опорная поверхность; проходимость; управляемость; устойчивость; имитационное моделирование; эксплуатационные свойства; двигатель внутреннего сгорания; коробка передач; трансмиссия; экологический мониторинг; пассажирские перевозки; несущая способность; активная безопасность; пассивная безопасность.

В отчете представлены результаты исследований, выполненных по 1 этапу Государственного контракта № 14.740.11.0972 "Разработка и исследование инновационных конструкций, процессов управления и ресурсосберегающих технологий, повышающих эффективность и безопасность автотранспортного комплекса:

1. Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью.
2. Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования.
3. Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student.
4. Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения.
5. Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением.
6. Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства.
7. Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов.
8. Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности.
9. Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения.
10. Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля."

(шифр "2011-1.4-507-006") от 05 мая 2011 г. по направлению "Проведение поисковых научно-исследовательских работ в целях развития общероссийской мобильности в области технических и инженерных наук" в рамках мероприятия 1.4 "Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах.", мероприятия 1.4 "Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах." , направления 1 "Стимулирование закрепления молодежи в сфере науки, образования и высоких технологий." Федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009-2013 годы".

Цель работы - повышение эффективности и достижение мирового уровня безопасности автотранспортного комплекса страны на основе инновационных методов исследований и проектирования.

При выполнении НИР использовался следующий набор методов:

Методы математического моделирования объекта исследования для выработки технологических решений. Статистическое моделирование разработанных алгоритмов. Группа методов планирования (экспертных оценок, экстраполяции, регрессивного анализа построения сценариев, мозговой атаки и другие). Метод научной абстракции. Практические методы поиска информации. Метод экспертной оценки. Структурный синтез; структурный анализ; параметрический анализ. Методы линейного и нелинейного конечно-элементного анализа конструкций. Математическое моделирование с применением дифференциальных уравнений. Метод визуально-ориентированного блочного имитационного моделирования сложных динамических систем, методы подсистем и использования сложных переменных. Методы планирования эксперимента. Методы выполнения параметрической идентификации математических моделей объектов по данным натурных экспериментов.

При выполнении НИР использовался следующий инструментарий:

Научно-технические и научно-производственные российские и зарубежные журналы. Кандидатские и докторские диссертации. Нормативные документы. Открытые патентные реестры ФГУП ФИПС. Реферативный журнал ВИНИТИ. Библиотечные базы данных. Учебники, учебно-методические пособия и методические указания. Средства интеллектуальных систем поддержки принятия решений. Современные препроцессоры и CAE-трансляторы. Процессоры и постпроцессоры высокопроизводительных программных комплексов. Результаты экспериментальных исследований. Научно-технический семинар.

Первая работа, выполняемая в рамках обобщенной ПНИР посвящена проблеме совершенствования инфраструктуры регионов Севера России и повышения эффективности их промышленного освоения за счет применения вездеходных транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления, обладающих оптимальными показателями проходимости и энергоэффективности при движении по слабонесущим опорным поверхностям с сохранением целостности почвенного покрова северных биогеоценозов. Данная проблема исследована с участием приглашенного специалиста из МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва), имеющего большой опыт в разработке и испытаниях многофункциональных колесных транспортных средств.

Вторая научная работа посвящена проблеме оценке свойств управляемости и устойчивости автобусов методом имитационного моделирования, являющегося наиболее перспективным методом исследования на стадиях проектирования и доводки автомобилей. Данная НИР выполнена при участии к.т.н., доцента Дыгало В.Г. (ВолгГТУ, Волгоград), имеющего опыт работы как с современным программным обеспечением так и со специальными программно-аппаратными комплексами, используемыми при имитационном моделировании.

Не менее оригинальной является третья поисковая работа, связанная с расчетной оценкой эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student, предназначенный для участия в международных соревнованиях среди студенческих конструкторских бюро. Подобное бюро (команда AMIgo) в настоящее время функционирует в Автомобильном институте НГТУ, где студенты под руководством преподавателей разрабатывают проект гоночного болида. Участники проекта уже имеют достаточный опыт в данном направлении, однако участие ведущего инженера-конструктора Валеева И.Д. (НТЦ КАМАЗ, Набережные Челны) позволило существенно повысить качество выполняемых в НГТУ работ.

Четвертая тема посвящена проблеме обоснования и выбора рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения. Подобные системы способны существенно повысить энергоэффективность и экологическую безопасность ДВС. Активное участие в решении указанной проблемы принимал Давыдов В.В. – главный конструктор ЗАО Комбарко (Москва).

Пятая проблема обобщенной ПНИР посвящена вопросу создания инновационных коробок передач с автоматизированным управлением, обеспечивающих эффективные показатели тягово-скоростных и топливно-экономических свойств большегрузных транспортных средств. Исследования выполнены при поддержке Фадеева А.С. – главного конструктора ООО «УК КОМ» (Набережные Челны).

Шестая тема посвящена разработке электромеханической трансмиссии экологически безопасных транспортных средств, использование которых позволит существенным образом снизить уровень загрязненности окружающего воздуха в крупных мегаполисах. Данной теме уделяется большое внимание практически во всех странах мирового сообщества, поэтому результаты выполнения НИР могут иметь широкое практическое применение. Работа выполнена с участием Бобровникова Д.Е. – технического директора ООО «НИИ КЭУ» (Москва), имеющего большой опыт в выполнении НИР по указанной тематике.

Седьмая поисковая работа затрагивает вопрос обеспечения экологической безопасности крупных машиностроительных предприятий, к которым также относятся и предприятия автомобильной отрасли. При участии к.т.н., доцента Гущина А.А. (ИГХТУ, Иваново) предложены новые инновационные методы экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий.

Восьмая работа обобщенной ПНИР затрагивает вопросы обеспечения эффективного и безопасного функционирования пассажирской городской транспортной сети. Данная проблема является особенно актуальной в крупных городах, поскольку за последнее десятилетие плотность транспортных потоков существенно возросла, что критически сказалось на автотранспортных пассажирских перевозках. С целью сокращения времени движения городского транспорта и оптимизации пассажирских маршрутов проведены оригинальные поисковые работы, с использованием как расчетных так и экспериментальных методов. Приглашенным специалистом является к.т.н., доцент Карпухин К.Е. (МГТУ «МАМИ», Москва), имеющий теоретические и практически навыки решения проблем обеспечения безопасного дорожного движения.

Девятая и десятая темы ПНИР посвящены проблеме повышения пассивной безопасности и прочности конструкций легковых и грузовых автомобилей, имеющих важное значение в связи с высоким уровнем ДТП в нашей стране и острой необходимостью обеспечения принципиального нового уровня безопасности транспортных средств российского производства. В решении указанных проблем примали участие к.т.н., доцент Окунев А.П. (ТГУ, Тольятти) и к.т.н., доцент Ившин К.С. (УдГУ, Ижевск).

В итоге выполнения поисковых научно-исследовательских работ в области технических и инженерных наук были получены следующие научно-технические результаты:

1) Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью

- Отчет о патентных исследованиях;

- Методика экспериментальных исследований физико-механических характеристик опорных поверхностей с низкой несущей способностью;
- Математическая модель качения одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности;
- Математическая модель движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по деформируемой опорной поверхности;
- Методика оценки энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

2) Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования

- Методика проведения имитационного моделирования движения автобуса в различных дорожных условиях;
- Имитационная модель автобуса среднего класса, учитывающая особенности его конструкции;
- Модель виртуального полигона, позволяющая проводить имитационные исследования в соответствии с требованиями сертификационных испытаний наземных транспортных средств;
- Практические рекомендации по улучшению управляемости и устойчивости автобуса;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

3) Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student

- Трехмерная геометрическая модель конструкции гоночного болида;
- Расчетная модель каркаса кузова болида;
- Расчетная модель подвески и рулевого управления;
- Методика оценки эксплуатационных свойств болида по результатам расчетов;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

4) Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения

- Конструкция газовых смесителей имеющих выходную характеристику наиболее благоприятную для электронной коррекции;
- Алгоритм и устройства электронно-механической коррекции состава газовоздушной смеси;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

5) Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением

- Отчет о патентных исследованиях;
- Методика выбора передаточных чисел многоступенчатой коробки передач;
- Математическая модель процесса переключения передач;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Новые оценочные критерии по изгибной и контактной напряженности.
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

6) Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства

- Отчет о патентных исследованиях;
- Математические модели для определения показателей эксплуатационных свойств транспортных средств с электродвигателем;
- Технические требования к транспортным средствам с электродвигателем, его узлам и агрегатам;
- Перспективная кинематическая схема электромеханической трансмиссии;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

7) Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов

- Биотестовый анализ как интегральный метод оценки качества технологических водных сред и объектов рециклинга
- Методики выявления приоритетных загрязнителей технологических сред и производственных стоков;
- Компьютерные программы экологической оценки промышленных стоков машиностроительных производств;
- Методологические и практические рекомендации по выбору рационального решения регенерации технологических сред;
- Математический аппарат для оптимизации существующих схема очистки сточных вод и систем водоподготовки
- Принципиальные схемы локальных систем очистки сточных вод и водоподготовки, блок-схема для создания максимально замкнутого водооборота объектов авторециклинга;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

8) Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности

- Методика исследования пассажиропотоков;
- Имитационная модель пассажирского маршрута;

- Имитационная модель маршрутной сети;
- Протокол обследования остановочных пунктов;
- Протокол обследования пассажирского маршрута;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

9) Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения

- Подробная конечно-элементная модель кузова легкового автомобиля;
- Методика расчетной оценки несущей способности кузова в условиях действия статических и динамических нагрузок;
- Методика компьютерного моделирования эксплуатационных и аварийных режимов нагружения;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

10) Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля

- Подробная конечно-элементная модель кабины перспективного грузового автомобиля;
- Методика расчетной оценки прочности и пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей;
- Практические рекомендации по снижению металлоемкости конструкции кабины при обеспечении требований прочности и пассивной безопасности;
- Предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе;
- Предложения по коммерциализации результатов НИР.

Отчет о патентных исследованиях.

В отчете представлены материалы теоретических и экспериментальных исследований, раскрывающие содержание работ по решению поставленных научно-исследовательских задач по всем темам исследований молодых ученых и преподавателей (объем 32 п.л.), включая (по каждой теме): уточненный план научных исследований; результаты экспериментальных и теоретических исследований; обобщение и оценку результатов исследований; модели, методы, программы и алгоритмы, позволяющие увеличить объем знаний для более глубокого понимания изучаемого предмета исследования и пути применения новых явлений, механизмов или закономерностей; рецензии научных руководителей на научные исследования молодых ученых / преподавателей.

Содержание

Нормативные ссылки……..…….. 19

Обозначения и сокращения…….. 21

Введение……. 27

1 Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью …… 30

1.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкции вездеходных транспортных средств… 32

1.2 Проведение патентных исследований по ГОСТ 15.011-96..... 38

1.3 Разработка общей методики проведения исследований……..... 38

1.4 Теоретическое и экспериментальное исследование физико-механических характеристик опорных поверхностей с низкой несущей способностью……..... 39

1.5 Экспериментальное исследование процессов взаимодействия движителей транспортных средств с опорной поверхностью.……...……. 51

1.6 Разработка математической модели качения одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности….…… 56

1.7 Разработка математической модели движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по деформируемой опорной поверхности…… 65

1.8 Разработка методики оценки энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью……..... 71

1.9 Исследование влияния конструктивных параметров на показатели энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления и обоснование путей повышения энергоэффективности... 76

1.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……..... 81

1.11 Обобщение и оценка результатов исследований……..... 82

2 Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования..... 84

2.1 Анализ нормативных документов, регламентирующих требования управляемости и устойчивости автобусов..... 85

2.2 Разработка методики проведения имитационного моделирования движения автобуса в различных дорожных условиях..... 88

2.3 Разработка имитационной модели автобуса и виртуального полигона..... 91

2.4 Исследование поведения модели на примере тестовых задач..... 100

2.5 Оценка управляемости и устойчивости автобуса методом имитационного моделирования..... 104

2.6 Сопоставление результатов моделирования с данными дорожных испытаний..... 116

2.7 Разработка практических рекомендаций по совершенствованию конструкции автобуса с целью улучшения его управляемости и устойчивости..... 116
2.8 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе..... 117
2.9 Обобщение и оценка результатов исследования..... 117

3 Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student..... 119
3.1 Анализ аналогов болидов, соответствующих классу Formula Student SAE..... 119
3.2 Изучение документации, регламентирующей условия проведения соревнований. 125
3.3 Анализ эксплуатационных требований, предъявляемых к болидам класса Formula Student..... 125
3.4 Анализ категорий условий эксплуатации..... 134
3.5 Анализ климатических условий..... 136
3.6 Оценка эксплуатационных свойств систем активной безопасности..... 137
3.7 Оценка эксплуатационных свойств элементов подвески и рулевого управления... 146
3.8 Оценка эксплуатационных свойств ДВС с учетом требований регламента..... 154
3.9 Оценка эксплуатационных свойств элементов трансмиссии..... 155
3.10 Создание технологических карт технического обслуживания болида..... 156
3.11 Разработка алгоритма выбора рациональных параметров гоночного болида..... 159
3.12 Разработка практических рекомендаций по достижению требуемых эксплуатационных свойств гоночного болида..... 159
3.13 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе..... 160
3.14 Обобщение и оценка результатов исследования..... 161

4 Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения..... 162
4.1 Анализ публикаций по теме исследования..... 163
4.2 Выбор и обоснование принятого направления исследований и способов решения поставленных задач..... 173
4.3 Теоретический анализ существующих способов подачи газа в ДВС..... 177
4.4 Выбор алгоритма управления составом газовоздушной смеси..... 185
4.5 Проведение сравнительных экспериментальных исследований..... 188
4.6 Предложение и обоснование оптимальной системы подачи газа..... 195
4.7 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе..... 196
4.8 Обобщение и оценка результатов исследования..... 197

5 Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением..... 198
5.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкциях коробок передач и системах их управления..... 198
5.2 Проведение патентных исследований по ГОСТ 15.011-96..... 207

5.3 Разработка общей методики проведения исследований..... 207
5.4 Разработка общих принципов выбора передаточных чисел многоступенчатых коробок передач..... 208
5.5 Разработка аналитического аппарата для расчета процессов синхронизации в коробках передач при переменном давлении в полости силового элемента..... 214
5.6 Математическое моделирование процесса переключения передач с целью определения действительного интервала ступеней трансмиссии в зависимости от условий движения и кинематических параметров трансмиссии. Математическое моделирование переходных процессов при переключении передач..... 232
5.7 Разработка оценочных критериев по изгибной напряженности..... 243
5.8 Разработка оценочных критериев по контактной напряженности..... 245
5.9 Аналитическое исследование с помощью оценочных критериев по несущей и контактной напряженности многоступенчатых коробок передач с экстраполированием в параметры сравнительной долговечности коробки передач..... 246
5.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе..... 257
5.11 Обобщение и оценка результатов исследований..... 258

6 Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства..... 262

6.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации по разработке и эксплуатации транспортных средств с электродвигателем..... 262
6.2 Проведение патентных исследований по ГОСТ 15.011-96..... 275
6.3 Разработка общей методики проведения исследований..... 275
6.4 Разработка технических требований к транспортным средствам с электродвигателем, его узлам и агрегатам..... 276
6.5 Разработка предложения по формированию модельного ряда экологически безопасных транспортных средств с элекродвигателем..... 283
6.6 Разработка кинематической схемы электромеханической трансмиссии, анализ и выбор конструктивных вариантов исполнения агрегатов..... 299
6.7 Разработка математических моделей для определения показателей эксплуатационных свойств транспортного средства с электродвигателем..... 306
6.8 Сопоставление ожидаемых показателей транспортного средства с электродвигателем после внедрения результатов НИР с существующими показателями аналогов или действующей нормативно-технической документацией..... 325
6.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе..... 332
6.10 Обобщение и оценка результатов исследований..... 333

7 Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих оборотов..... 335
7.1 Анализ исходного состояния проблем и передового отечественного и зарубежного опыта в сфере утилизации твердых отходов и очистки сточных вод машиностроительных производств…….. 336
7.2 Анализ промышленных стоков и отходов машиностроительных производств и объектов эксплуатации автомобиля…….. 342
7.3 Обоснование возможности повышения степени водооборота на машиностроительном предприятии ……..... 348
7.4 Экспериментальные исследования по использованию методов очистки производственных стоков для нахождения оптимальных условий проведения процесса……..... 351
7.5 Экспериментальные исследования по использованию методов очистки стоков технологического цикла рециклинга автомасел для организации процесса в экологически безопасном замкнутом режиме……..... 354
7.6 Разработка методов обеззараживания промстоков, содержащих токсичные органические отходы……..... 356
7.7 Экспериментальные исследования по совершенствованию существующих систем очистки производственных стоков и водоподготовки для нахождения оптимальных условий водоснабжения и водоотведения……..... 366
7.8 Разработка способов утилизации отходов пластмасс, масел, полиуретанов……..... 367
7.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……..... 368
7.10Обобщение и оценка результатов исследования……..... 369

8 Повышение безопасности пассажирских перевозок и оптимизация маршрутной сети городского пассажирского транспорта методами имитационного моделирования..... 370
8.1 Систематизация сведений по исследуемой проблеме, проведение патентно-информационного поиска..... 371
8.2 Выбор и обоснование принятого направления исследований и способов решения 373
8.3 Проведение обследования времени простоя автобусов на остановочных пунктах 374
8.4 Установление зависимости времени простоя автобуса на остановке от влияющих на него факторов..... 379
8.5 Обзор программных пакетов используемых при моделировании пассажирских потоков..... 382
8.6 Разработка новой имитационной модели пассажирского маршрута..... 383
8.7 Разработка новой имитационной модели сети пассажирского транспорта..... 385
8.8 Разработка методики оптимизации графика движения автобусов по маршруту..... 387
8.9 Обследование пассажирского маршрута..... 390
8.10Оптимизация пассажирского маршрута по различным параметрам..... 396
8.11Анализ результатов исследований..... 397
8.12Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе..... 397
8.13Обобщение и оценка результатов исследования..... 398

9 Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения..... 399

9.1 Анализ публикаций по теме исследования..... 399
9.2 Постановка задач исследования и выбор способов решения поставленных задач... 402
9.3 Анализ нормативных документов, регламентирующих несущую способность кузовов легковых автомобилей..... 402
9.4 Выбор и обоснование режимов эксплуатационного и аварийного нагружения кузовов легковых автомобилей..... 406
9.5 Разработка компьютерной модели кузова легкового автомобиля..... 406
9.6 Моделирование эксплуатационных режимов нагружения кузова легкового автомобиля..... 409
9.7 Моделирование аварийных режимов нагружения кузова легкового автомобиля.... 412
9.8 Анализ результатов компьютерного моделирования..... 423
9.9 Сопоставление результов расчетов с данными экспериментальных исследований. 424
9.10 Разработка практических рекомендаций по совершенствованию несущей способности кузова легкового автомобиля..... 427
9.11 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе..... 428
9.12 Обобщение и оценка результатов исследования..... 429

10 Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля..... 430

10.1 Анализ статистических данных ДТП с участием грузовых автомобилей..... 431
10.2 Анализ требований пассивной безопасности и прочности, предъявляемых к грузовым автомобилям..... 434
10.3 Анализ конструкции кабины перспективного грузового автомобиля..... 437
10.4 Разработка подробной конечно-элементной модели кабины 437
10.5 Расчетная оценка пассивной безопасности модели кабины..... 441
10.6 Расчетная оценка прочности модели кабины..... 444
10.7 Анализ результатов расчетов..... 444
10.8 Анализ прочности модели кабины..... 458
10.9 Выбор рациональной силовой схемы кабины..... 459
10.10 Разработка практических рекомендаций по модернизации конструкции кабины... 461
10.11 Обобщение и оценка результатов исследования..... 467

Заключение……. 470

Список использованных источников…….. 474

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Свидетельства о повышении квалификации приглашенных специалистов.. 491

Приложение 2. Рецензии научных руководителей на исследования приглашенных специалистов…… 502

Нормативные ссылки

В настоящем отчете о НИР использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 22653 – 77	Автомобили. Параметры проходимости. Термины и определения
ГОСТ 17697 – 72	Автомобили. Качение колеса. Термины и определения
ГОСТ 2349 – 75	Устройства тягово-сцепные «крюк-петля» автомобильных и тракторных поездов. Основные параметры и размеры. Технические требования.
РТМ 37.001.039 – 77	Типовая программа и методы испытаний полноприводных автомобилей на проходимость [Текст]: руководящий технический материал / Мин-во автомобильной промышленности. - М.: НАМИ, 1977. - 8 с. - Б. ц.
ОСТ 37.001.061 – 74	Параметры проходимости полноприводных автомобилей.
Правила ЕЭК ООН №54	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения шин для грузовых транспортных средств и их прицепов»
Правила ЕЭК ООН №108	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения в отношении производства пневматических шин с восстановленным проектором для автотранспортных средств и их прицепов»
Правила ЕЭК ООН №109	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения производства шин с восстановленным протектором для транспортных средств неиндивидуального пользования и их прицепов»
ГОСТ 26953 – 86	Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву
ГОСТ 23734-98	Тракторы промышленные. Методы испытаний
ГОСТ 7057-2001	Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний.
ГОСТ Р 51709—2001	Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки
ГОСТ – 2285 – 95	Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования
Правила ЕЭК ООН №10	Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении электромагнитной совместимости
Правила ЕЭК ООН №13	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения»
Правила ЕЭК ООН №35	Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении размещения педалей управления.

Правила ЕЭК ООН №54	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения шин для грузовых транспортных средств и их прицепов»
Правила ЕЭК ООН №83	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выброса загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей»
Правила ЕЭК ООН №84	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения дорожных транспортных средств, оборудованных двигателем внутреннего сгорания, в отношении измерения потребления топлива»
Правила ЕЭК ООН №100	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения аккумуляторных электромобилей в отношении конкретных требований к конструкции и функциональной безопасности»
ГОСТ 20306-90	Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний
ГОСТ 21247.4 – 78	Лента стальная электротехническая холоднокатаная анизотропная
ГОСТ 22050 – 76	Магнитопроводы ленточные
ОСТ 37.001.439-86	Автомобили легковые. Технические требования и методы испытаний в части ударно-прочностных свойств кузова при опрокидывании
ОСТ 37.001.444-86	Автомобили легковые. Ударно-прочностные свойства кузовов с открывающимся или съемным верхом (крышей) при опрокидывании
ГОСТ Р 41.29-99 (Правила ЕЭК ООН № 29)	Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты лиц, находящихся в кабине грузового транспортного средства

Обозначения и сокращения

ТС	_	транспортное средство
ВТС	_	вездеходное транспортное средство
СТС	_	специализированное транспортное средство
ШСНД	–	шина сверхнизкого давления
h_z	–	радиальный (нормальный) прогиб
F_z	–	нормальная нагрузка на колесо
$p_в$	–	давление воздуха в шине
κ	–	постоянный коэффициент, определяемый экспериментально для конкретной шины
$\kappa_к$	–	коэффициент, учитывающий жесткость каркаса шины;
$p_{в\ max}$	–	максимальное давление воздуха в шине при его регулировании
$B_{Ш}$	–	ширина профиля шины
$H_{Ш}$	–	высота профиля шины
D_H	–	наружный диаметр колеса
p_0	–	давление, обусловленное жесткостью каркаса шины при $p_в = 0$
γ	–	коэффициент начальной жесткости снега
h_{max}	–	коэффициент, характеризующий величину деформации снега при давлениях, соответствующих максимальному уплотнению
H	–	высота снежного покрова
b	–	ширина штампа
n_y	–	коэффициент уплотняемости снега
d	–	эмпирический коэффициент
ρ_0	–	начальная плотность снега
$b_{пл}$	–	ширина плоской зоны контакта эластичного колеса с грунтом
l_2	–	полуось эллипса плоской зоны контакта эластичного колеса с грунтом
$b_{кр}$	–	ширина проекции криволинейной зоны контакта колеса с грунтом
l_1	–	полуось эллипса проекции криволинейной зоны контакта колеса с грунтом
$A_{пл}$	–	площадь плоской зоны контакта эластичного колеса с грунтом
$A_{кр}$	–	площадь проекции криволинейной зоны контакта
A	–	общая площадь контакта колеса с грунтом
c	–	коэффициент связности снега
$tg\varphi$	–	коэффициент внутреннего трения грунта
k_1, k_2,	–	эмпирические коэффициенты

F_z	–	нормальная нагрузка
s	–	коэффициент буксования колесного движителя
l	–	длина линии контакта колеса с грунтом
q_{max}	–	максимальное пиковое давление под колесом
ψ_0	–	коэффициент гистерезисных потерь
φ_0	–	угол внутреннего трения грунта
c_0	–	коэффициент внутреннего сцепления грунта
$h_г$, h	–	осадка грунта (глубина колеи)
F_{fc}	–	сила сопротивления качению колеса, обусловленная деформацией (смятием) грунта
$F_{fш}$	–	сила сопротивления качению колеса, обусловленная гистерезисными потерями в шине
$F_{fб}$	–	сила бульдозерного сопротивления
r_0	–	динамический радиус колеса
w_K	–	угловая скорость колеса
V_k	–	линейная скорость центра масс колеса
F_x	–	реакция корпуса автомобиля
T_f	–	суммарный момент сопротивления движению
I_k	–	момент инерции колеса
$R_{x\varphi}$	–	продольная реакция по сцеплению ведущих колес с деформируемой опорной поверхностью
T_k	–	крутящий момент, подводимый к колесу
ω_1, ω_2	–	угловые скорости для полуоси переднего и заднего мостов в межосевом дифференциале
J_1, J_2	–	моменты инерции колес, деталей главной передачи, карданных передач, приведенные к выходным валам раздаточной коробки
J_0	–	момент инерции главной передачи, приведенный к выходному валу главной передачи
J_k	–	момент инерции двигателя и коробки передач, приведенный к входному валу раздаточной коробки
u_{pk}	–	передаточное отношение раздаточной коробки
$u_д$		передаточное отношение дифференциала ($u_д = 1$ для симметричных дифференциалов)
$M_{сопр1}, M_{сопр2}$	–	моменты сопротивления движению на колесах, приведенные к выходным валам раздаточной коробки
M_1, M_2	–	моменты, передающиеся от корпуса на выходные валы дифференциала
M_{pk}	–	момент на первичном валу раздаточной коробки
$k_{бл}$	–	коэффициент блокировки дифференциала
r_{k0}	–	радиус качения колеса при отсутствии скольжения

$\rho_c^{(0)}$	_	плотность снега в ненарушенном состоянии слоя снежного покрова
НС	_	твердость снега
Р	_	нагрузка
S	_	площадь отпечатка
$K_ж$	_	коэффициент жесткости снега
q	_	удельная нагрузка на штамп
h	_	величина перемещения штампа
c_α	_	связность
φ_α	_	коэффициент трения
τ	_	касательные напряжения, напряжения сдвига
σ	_	нормальные напряжения
ПАК	–	программно-аппаратный комплекс
ЭКУ	–	система электронного контроля курсовой устойчивости
АТС	–	автотранспортные средства
АД	–	асинхронный двигатель
АИН	–	автономный инвертор напряжения
АКБ	–	аккумуляторная батарея
АКД	–	асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором
ЕН	–	емкостной накопитель
И	–	инвертор напряжения
КПД	–	коэффициент полезного действия
ЛИА	–	литий-ионные аккумуляторы
МДС	–	магнитодвижущая сила
ПИ	–	пропорционально-интегрирующий
ХИТ	–	химические источники тока
ШИМ	–	широтно-импульсная модуляция
ЭДС	–	электродвижущая сила
DC/DC	–	преобразователь переменного напряжения в переменное
DC/AC	–	преобразователь постоянного напряжения в переменное
IGBT	–	биполярный транзистор с изолированным затвором
LCV	–	легкие коммерческие автомобили
SOC	–	коэффициент использования ёмкости аккумуляторных батарей
ТС	_	транспортное средство

D	–	наружный диаметр шины
p	–	давление воздуха в шине
B	–	ширина профиля шины
H	–	высота профиля шины
d	–	посадочный диаметр шины
m_a	–	полная масса транспортного средства
$m_н$	–	снаряженная масса
V_{max}	–	максимальная скорость
f	–	коэффициент сопротивления качению
A	–	коэффициент влияния скорости на увеличения силы сопротивления качению
Cx	–	коэффициент лобового сопротивления
r_k	–	радиус качения колеса
Ψ_{max}	–	максимальный коэффициент сопротивления движению
Ψ_V	–	коэффициент сопротивления движению при максимальной скорости
$\eta_{тр}$	–	КПД трансмиссии
$A_в$	–	площадь миделева сечения, м2
P_T	–	мощность на ведущих колёсах
P_f	–	мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению
P_B	–	мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха
P_I	–	мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления
P_a	–	мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону
f_0	–	коэффициент сопротивления качению при минимальной скорости движения
G_a	–	вес транспортного средства
W	–	фактор обтекаемости
$\rho_в$	–	плотность воздуха
V	–	скорость движения транспортного средства
U_k	–	передаточное число коробки
U_0	–	передаточное число главной передачи
$U_Д$	–	передаточное число дополнительной передачи
F_T	–	тяговая сила на ведущих колёсах
T_e	–	крутящий момент двигателя
F_f	–	сила сопротивления качению

F_B	–	сила сопротивления воздуха
F_I	–	сила сопротивления подъёму
F_a	–	сила сопротивления разгону
α	–	угол профиля опорной поверхности: подъема (спуска)
D_f	–	динамический фактор
D_{max}	–	максимальный динамический фактор
a	–	ускорение разгона транспортного средства
δ	–	коэффициент учёта влияния вращающихся масс
I_e	–	момент инерции вращающихся частей двигателя
I_k	–	момент инерции колеса
$r_д$	–	динамический радиус колеса
a_{max}	–	максимальное ускорение разгона транспортного средства
$W_Б$	–	энергия аккумуляторной батареи
$W_Р$	–	энергия рекуперации
$\Delta W_Б$,	–	потери энергии в аккумуляторной батареи
$\Delta W_К$,	–	потери энергии в контроллере
$\Delta W_М$,	–	потери энергии в электродвигателе
$\Delta W_{ТР}$	–	потери энергии в трансмисси
$\Delta W_Т$	–	составляющие потерь энергии при движении, затрачиваемой на трение качени
$\Delta W_А$	–	составляющие потерь энергии при движении, затрачиваемой на аэродинамические потери
Э	–	комплексный критерий эффективности
$m_г$	–	грузоподъемность
V	–	максимальная скорость длительного движения, км/ч
S	–	пробег на одной зарядке, км
С	–	стоимость электромобиля, руб
АЗС	–	автозаправочная станция
ВДК	–	временная допустимая концентрация
ПДК	–	предельно-допустимая концентрация
ИТМ	–	ионы тяжелых и цветных металлов
ИПМ	–	ионы поливалентных металлов
ОЦОС		общезаводские централизованные очистные сооружения
КРЭ		концентрированные растворы электролитов

ТМ	–	тяжелые металлы
ХВО	–	химводоочистка
ЭДУ	–	электродиализная установка
ДНТИУ	–	тонкопленочные дисковые низкотемпературные испарительные установки
ХПК	–	химическое потребление кислорода
БПК	–	биологическое потребление кислорода
ГПТ	–	городской пассажирский транспорт
НДС	–	напряженно-деформированное состояние
ДТП	–	дорожно-транспортное происшествие
КЭМ	–	конечно-элементная модель

Введение

Поисковые научно-исследовательские работы выполнены в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы».

Цель НИР – повышение эффективности и достижение мирового уровня безопасности автотранспортного комплекса страны на основе инновационных методов исследований и проектирования.

В отчете представлены результаты десяти исследований, проведенных научными коллективами Научно-Образовательного Центра «Транспорт» (НОЦ «Транспорт») Автомобильного института Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева с непосредственным участием молодых ученых и преподавателей, не являющихся штатными сотрудниками НГТУ. Поисковые научно-исследовательские работы были направлены на решение следующих актуальных задач в области технических наук:

1. Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью.
2. Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования.
3. Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student.
4. Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения.
5. Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением.
6. Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства.
7. Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов.
8. Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности.
9. Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения.
10. Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля.

Первая работа, выполняемая в рамках обобщенной ПНИР посвящена проблеме совершенствования инфраструктуры регионов Севера России и повышения эффективности их промышленного освоения за счет применения вездеходных транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления, обладающих оптимальными показателями проходимости и энергоэффективности при движении по слабонесущим опорным поверхностям с сохранением целостности почвенного покрова северных биогеоценозов. Данная проблема исследована с участием приглашенного специалиста из МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва), имеющего большой опыт в разработке и испытаниях многофункциональных колесных транспортных средств.

Вторая научная работа посвящена проблеме оценке свойств управляемости и устойчивости автобусов методом имитационного моделирования, являющегося наиболее перспективным методом исследования на стадиях проектирования и доводки автомобилей. Данная НИР выполнена при участии к.т.н., доцента Дыгало В.Г. (ВолгГТУ, Волгоград), имеющего опыт работы как с современным программным обеспечением так и со специальными программно-аппаратными комплексами, используемыми при имитационном моделировании.

Не менее оригинальной является третья поисковая работа, связанная с расчетной оценкой эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student, предназначенный для участия в международных соревнованиях среди студенческих конструкторских бюро. Подобное бюро (команда AMIgo) в настоящее время функционирует в Автомобильном институте НГТУ, где студенты под руководством преподавателей разрабатывают проект гоночного болида. Участники проекта уже имеют достаточный опыт в данном направлении, однако участие ведущего инженера-конструктора Валеева И.Д. (НТЦ КАМАЗ, Набережные Челны) позволило существенно повысить качество выполняемых в НГТУ работ.

Четвертая тема посвящена проблеме обоснования и выбора рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения. Подобные системы способны существенно повысить энергоэффективность и экологическую безопасность ДВС. Активное участие в решении указанной проблемы принимал Давыдов В.В. – главный конструктор ЗАО Комбарко (Москва).

Пятая проблема обобщенной ПНИР посвящена вопросу создания инновационных коробок передач с автоматизированным управлением, обеспечивающих эффективные показатели тягово-скоростных и топливно-экономических свойств большегрузных транспортных средств. Исследования выполнены при поддержке Фадеева А.С. – главного конструктора ООО «УК КОМ» (Набережные Челны).

Шестая тема посвящена разработке электромеханической трансмиссии экологически безопасных транспортных средств, использование которых позволит существенным образом

снизить уровень загрязненности окружающего воздуха в крупных мегаполисах. Данной теме уделяется большое внимание практически во всех странах мирового сообщества, поэтому результаты выполнения НИР могут иметь широкое практическое применение. Работа выполнена с участием Бобровникова Д.Е. – технического директора ООО «НИИ КЭУ» (Москва), имеющего большой опыт в выполнении НИР по указанной тематике.

Седьмая поисковая работа затрагивает вопрос обеспечения экологической безопасности крупных машиностроительных предприятий, к которым также относятся и предприятия автомобильной отрасли. При участии к.т.н., доцента Гущина А.А. (ИГХТУ, Иваново) предложены новые инновационные методы экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий.

Восьмая работа обобщенной ПНИР затрагивает вопросы обеспечения эффективного и безопасного функционирования пассажирской городской транспортной сети. Данная проблема является особенно актуальной в крупных городах, поскольку за последнее десятилетие плотность транспортных потоков существенно возросла, что критически сказалось на автотранспортных пассажирских перевозках. С целью сокращения времени движения городского транспорта и оптимизации пассажирских маршрутов проведены оригинальные поисковые работы, с использованием как расчетных так и экспериментальных методов. Приглашенным специалистом является к.т.н., доцент Карпухин К.Е. (МГТУ «МАМИ», Москва), имеющий теоретические и практически навыки решения проблем обеспечения безопасного дорожного движения.

Девятая и десятая темы ПНИР посвящены проблеме повышения пассивной безопасности и прочности конструкций легковых и грузовых автомобилей, имеющих важное значение в связи с высоким уровнем ДТП в нашей стране и острой необходимостью обеспечения принципиального нового уровня безопасности транспортных средств российского производства. В решении указанных проблем примали участие к.т.н., доцент Окунев А.П. (ТГУ, Тольятти) и к.т.н., доцент Ившин К.С. (УдГУ, Ижевск).

1 Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью

В разделе 1 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из МГТУ им. Н.Э. Баумана – Горелова В.А., к.т.н., доцента кафедры СМ-10 «Колесные машины».

Освоение промышленных регионов Севера и Северо-Востока нашей страны и организация в них всесезонных транспортных перевозок затруднены из-за недостаточно развитой транспортной сети, сложности природно-климатических условий и чрезвычайной экологической уязвимости регионов. В этих районах проблема повышения показателей проходимости и энергоэффективности вездеходных колесных транспортных средств и возможности их эксплуатации на слабонесущих грунтах без повреждения верхнего почвенного слоя грунта является особенно актуальной.

Жесткие экологические требования в России, Канаде, США и ряде других стран запрещают использование транспорта, нарушающего целостность почвенного покрова северных биогеоценозов в летнее время. Не случайно задача по созданию почвонеразрушающих транспортных систем входила в Федеральную инновационную программу «Техника Российского Севера», одобренную Постановлением Совета Министров и Правительства РФ от 13.12.1993 г. №1280, и включена в Перечень критических технологий, имеющих важное социально-экономическое значение или значение для обороны страны и безопасности государства, утвержденный распоряжением Правительства РФ от 25 августа 2008 г. №1243.

Среди известных транспортных средств высокой проходимости колесные машины обладают наибольшей универсальностью и экономической эффективностью. В то же время, они недостаточно приспособлены для передвижения по слабонесущим опорным поверхностям. Проведенные исследования транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления выявили чрезвычайно высокую проходимость, хорошие экологические качества, высокую универсальность и эффективность этих машин. С их помощью становятся возможными транспортировки различных грузов, перевозки людей и оборудования, используемого при изыскательских работах в добывающих отраслях промышленности, а также при ликвидации аварий на нефте- и газопроводах, проложенных в районах труднопроходимой местности, и, безусловно, спасение людей, попавших в чрезвычайные ситуации.

Таким образом, в настоящее время существует, и будет существовать в последующие многие десятилетия, техническая, экономическая и социальная потребность в использовании транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления.

Вопросы передвижения машин на тонкостенных пневмоколесных движителях с внутренним давлением воздуха 0,02-0,07 МПа освещены недостаточно, что является сдерживающим фактором для создания специальных транспортных средств нового поколения. Специфические условия работы этих транспортных средств требуют уточнения и пересмотра ряда положений в области взаимодействия шин с опорной поверхностью и определения основных путей повышения показателей проходимости и энергоэффективности ходовых систем транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления, что является главной проблемой исследования.

Цель работы – разработка методики оценки и анализ путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью на основе экспериментально-теоретических исследований.

Область применения – разработка новых образцов внедорожной наземной техники, а также совершенствование конструкций существующих транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

Значимость работы – результаты, полученные в рамках выполнения данной работы, способствуют совершенствованию инфраструктуры регионов Севера России и повышения эффективности их промышленного освоения за счет применения вездеходных транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления, обладающих оптимальными показателями проходимости и энергоэффективности при движении по слабонесущим опорным поверхностям с сохранением целостности почвенного покрова северных биогеоценозов.

Прогнозируемые предположения о развитии объекта исследования – теоретические разработки, методика расчета, результаты экспериментальных исследований, а также технические предложения и практические рекомендации могут быть скорректированы, расширены и дополнены с точки зрения новых тенденций и достижений в области науки и техники.

1.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкции вездеходных транспортных средств

Исследованиями и расчетами вездеходных транспортных средств в разное время занимались выдающиеся отечественные ученые: Я.С. Агейкин, П.В. Аксенов, А.С. Антонов, В.Ф. Бабков, Б.Н. Белоусов, В.Л. Бидерман, А.К. Бируля, Н.Ф. Бочаров, Н.Р. Брилинг, Ю.А. Брянский, В.Ф. Васильченков, Н.С. Вольская, Д.П. Великанов, Г.И. Гладов, И.О. Донато, Г.В. Зимелев, В.И. Кнороз, Н.И. Коротоношко, Г.О. Котиев, В.И. Котляренко, Н.Ф. Кошарный, В.В. Ларин, А.С.Литвинов, В.Н. Наумов, В.А. Петрушов, Ю.В. Пирковский, В.Ф. Платонов, А.А. Полунгян, В.М. Семенов, Г.А. Смирнов, Н.А. Ульянов, Я.Е. Фаробин, М.П. Чистов, Е.А. Чудаков и ряд других ученых.

Из зарубежных ученых наибольший интерес представляю работы М. Беккера, Д. Вонга, А. Рииса, З. Джанози, Б. Ханамото, Д. Ли, С. Щупа.

Значительный вклад в развитие области исследований передвижения транспортных средств высокой проходимости, а также процессов взаимодействия движителей со слабонесущими опорными поверхностями (со снегом, на заболоченной местности и т.д.) внесли ученые и исследователи «Нижегородской научной школы»: Аникин А.А. [1], Барахтанов Л.В. [2,3], Беляков В.В. [4,5], Веселовский М.В., Донато И.О. [6], Кравец В.Н. [3], Куляшов А.П. [5], Малыгин В.А. [7,8], Молев Ю.И., Николаев Н.Ф., Панов В.И. [9], Рукавишников С.В. [10], Талантова З.И., Шапкин В.А. [5] и их ученики.

Первыми монографиями, в которых изложены вопросы передвижения автотранспорта по снегу, являются работы А.А.Крживицкого, опубликованные в 1926, 1930, 1949 годах [11, 12]. В них рассматриваются снег, как полотно пути; основные типы конструкций моторных саней и другие приспособления для механического передвижения по снегу; различные виды движителей.

Значительный вклад в развитие методов расчета и теории взаимодействия движителя с полотном пути внесло проведенное 24 - 28 мая 1948 г. АН СССР совещание по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам.

В 1959г. В.Ф. Бабковым, А.К. Бируля, В.М. Сиденко была опубликована монография, целиком посвященная проходимости колесных машин по грунту [13]. В книге рассматривается проблема проходимости колесных транспортных, строительных и тяговых машин по грунту.

Важным этапом в развитии теории и расчета проходимости автомобилей является выход в 1972 и в 1981 г.г. монографий Я.С. Агейкина [14, 15]. Показаны аналитические и экспериментальные методы оценки проходимости автомобилей, проведен анализ конструктивных элементов автомобиля. В целом, данные монографии оказали существенное влияние на дальнейшие работы в области проходимости автомобилей.

Далее следует отметить значительный вклад в развитие теории снегоходных машин одного из основателей Нижегородской научной школы С.В.Рукавишникова [6]. В 1946-1951 годах совместно с А.Ф.Николаевым начаты серьезные исследования в области снегоходных машин по заказу Горьковского автомобильного завода, были разработаны и построены опытные образцы снегоболотоходпых машин.

Заметным вкладом в развитие теории взаимодействия гусеничного движителя со снегом стала монография «Снегоходные машины», опубликованная сотрудниками лаборатории вездеходных машин НГТУ в 1986г. [16] и докторская диссертация Л.В. Барахтанова [2]. В них рассмотрены вопросы формирования снежного покрова и физические процессы, протекающие в нем, теоретически обоснована зависимость деформации снега от величины нагрузки и высоты снежного покрова. Предложена модель для определения эпюры давления гусеничного движителя на снег и определение на этой основе сопротивление движению гусеничной снегоходной машины.

Крупной работой (1999г.), является докторская диссертация В.В.Белякова [4], которой рассмотрены эксплуатационные свойства транспортных средств, как функции параметров взаимодействия движителя с полотном пути, математические модели полотна пути, движителя и процесса их контактного взаимодействия эластичных движителей со снежным полотном пути и проходимости специальных машин на этих движителях по снегу.

В 2006г. опубликована монография И.О. Донато [6] «Проходимость колесных машин по снегу». В книге рассмотрены: физико-механические свойства снега, взаимодействие колесного движителя со снегом, представлена математическая модель движения колесной машины по снежной целине.

Среди более поздних исследований следует отметить работы В.В.Ларина [17], Н.С. Вольской [18], В.И. Котляренко [19] и А.А. Аникина [1].

В работе В.В. Ларина [17] рассмотрены методы анализа и прогнозирования параметров опорной проходимости многоосных колесных машин на местности с преобладающим количеством деформируемых опорных поверхностей. Предложены параметры взаимодействия эластичного колесного движителя и многоосного колесного транспортного средства с твердыми и деформируемыми опорными поверхностями при прямолинейном и криволинейном движении.

Работа Н.С. Вольской [18] посвящена разработке методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации. Предложена методика оценки показателей проходимости многоосных колесных машин с учетом динамического воздействия неровной грунтовой поверхности.

В монографии В.И. Котляренко [19] изложены основные направления повышения проходимости колесных машин, приведены сведения о конструкциях конкретных устройств и

механизмов, повышающих проходимость, дана их классификация. Показано влияние средств повышения проходимости на основные эксплуатационные показатели колесных машин.

В работе А.А. Аникина [1] обобщены деформационные и фрикционные свойства снежного покрова, представлены усовершенствованные математические модели взаимодействия движителей транспортных средств со снегом, введены новые критерии проходимости транспортных средств по снегу.

Во многих работах [4-6, 12-14, 17-19] отмечается, что за счет варьирования основных параметров шин (размеры, форма, число слоев корда, материал, внутреннее давление, рисунок и глубина протектора) в широких пределах можно изменять коэффициенты сцепления и сопротивления качению, а также площадь контакта между колесным движителем и опорной поверхностью и, соответственно, давление на нее. Применение колесных движителей позволяет обеспечить транспортным средствам высокие скоростные и экономические показатели.

По величине внутреннего давления воздуха р шины можно разделить на шины высокого давления р>0,35 МПа, шины низкого давления р=0,1-0,35 МПа и шины сверхнизкого давления р<0,1 МПа. По форме поперечного сечения пневматические шины классифицируются как традиционные или тороидные, широкопрофильные, арочные, пневмокатки, крупногабаритные шины и шины сверхбаллоны.

Одним из эффективных и простых способов повышения проходимости стандартного автомобиля, является установка на его ведущие мосты колес с арочными шинами. Большая опорная поверхность и развитые до 40-60 мм грунтозацепы арочных шин не только значительно снижают силу сопротивления движению автомобиля по мягким и увлажненным грунтам, но и реализуют значительно большие тяговые усилия, чем традиционные шины.

На слабых опорных поверхностях тягово-сцепные качества автомобилей с арочными шинами по сравнению с обычными шинами выше более чем в 2 раза, а сопротивление движению меньше на 10-15%. На тяжелых раскисших дорогах автомобили с арочными шинами по производительности превосходят автомобили с традиционными шинами на 40%. Глубина снежного покрова, преодолеваемого автомобилями семейства ГАЗ, ЗИЛ и КрАЗ на арочных шинах составляют соответственно 0,3, 0,4 и 0,5 метров [19].

Однако, на твердых опорных поверхностях у автомобилей с арочными шинами по сравнению с обычными наблюдаются повышенные сопротивление движению и, соответственно, расход топлива (до 5-7%), вибрация и износ протектора и пониженная боковая устойчивость. На накатанных снежных и обледенелых дорогах, а также на дорогах с набитой колеей автомобили с арочными шинами по устойчивости и тормозным свойствам уступают автомобилям со стандартными шинами. Тормозной путь на сухих твердых дорогах у автомобилей с арочными шинами больше обычных на 3-11%.

На очень слабых грунтах с глубоко расположенным твердым подслоем арочная шина практически не деформируется и глубоко погружается в грунт, увеличивая колееобразование и создавая большое сопротивление движению, вплоть до полной потери проходимости. Давления на грунтозацепах могут превышать средние давления в контакте в 3-4 раза, что может вызвать срез недостаточно крепкого поверхностного слоя слабых грунтов. На деформируемых опорных поверхностях при резком трогании с места или буксовании трансмиссия автомобилей на арочных шинах испытывает на 30-35% большие динамические нагрузки, чем на стандартных шинах. Реализация арочными шинами больших тяговых усилий, приводит к увеличению нагрузок в агрегатах и узлах трансмиссии. В некоторых случаях нагрузки могут возрасти в 1,5-2 раза. Соответственно срок службы узлов и деталей трансмиссии, а также элементов подвески у этих машин значительно ниже обычных.

Для работы на слабых опорных поверхностях были разработаны специальные шины – пневмокатки. Они имеют тонкостенную оболочку с высоко эластичным каркасом беговой части и боковин и числом слоев корда от 2 до 6, большую ширину профиля (примерно равным наружному диаметру или больше его), малый посадочный диаметр и, соответственно, увеличенную высоту профиля. Высота грунтозацепов может доходить до 20 мм. Внутреннее давление воздуха пневмокатков при работе на деформируемых грунтах составляет от 0,01-0,015 МПа до 0,05 МПа [20]. При движении на твердых опорных поверхностях давление может быть повышено до 0,1-0,15 МПа.

Основным недостатком пневмокатков является то, что для их установки требуется серьезная доработка конструкции колесной машины, включая схему поворота и конструкцию ведущих мостов. На снежной целине у пневмокатков наблюдается бульдозерный эффект. На твердых опорных поверхностях пневмокатки быстро истираются. Большая ширина пневмокатков и, соответственно, общая ширина колесной машины не позволяет ей выходить на дороги общего пользования.

В целом, исследования колесных машин на пневмоколесных движителях низкого и сверхнизкого давления, проведенные в 50-90 годы прошлого века за рубежом и в России, выявили высокую проходимость и хорошие экологические качества транспортных средств с этим типом движителя. Имея уровень проходимости во многих случаях приближающийся к гусеничным машинам, пневмоколесный движитель имеет меньшую материалоемкость и сопротивление движению, большие надежность и ресурс, более широкий диапазон применяемости (универсальность). Низкое внутреннее давление воздуха и эластичность шин обеспечивают высокую адаптируемость их в контакте с грунтом. Физические процессы при работе такого движителя характеризуются существенным снижением давления на грунт, уменьшением глубины колеи и общих энергетических потерь при движении.

Сравнительно недавно, около 20 лет назад, в шинном производстве появилось новое направление – серийное, массовое изготовление тонкостенных малослойных шин сверхнизкого давления для транспортных средств специального назначения: снегоболотоходов или вездеходов, позволяющих повышать проходимость транспортных средств за счет снижения удельного давления на почву (рисунок 1.1).

Рисунок 1.1 – Сравнение колей, образуемых автомобилями «Викинг»-2992 на шинах сверхнизкого давления и КАМАЗ-43114

При взаимодействии с грунтом такая шина, так же как и пневмокаток, не разрушает его поверхность и приобретает способность «обтекать» неровности пути, а выступы и впадины беговой дорожки, повторяющей профиль поверхности пути, выполняют роль своеобразных грунтозацепов, увеличивая сцепление с опорной поверхностью. Как правило, относительно небольшая масса колесных машин на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при достаточном водоизмещении самих шин придают этим машинам амфибийные качества [5, 6, 19].

В 1992 году ООО «НПФ Трэкол» для снегоболотоходов собственного производства разработал бескамерную тонкостенную (с двумя слоями корда) шину с невысокими грунтозацепами размерности 1300х600-533 (21″) и диск для нее. Далее в 90-х годах аналогичные появились предприятия ООО «АРКТИК-ТРАНС», ООО «МАРШ-БРОНТО» и другие. Недостатком шин сверхнизкого давления является их ограниченная грузоподъемность. К примеру, грузоподъемность шины сверхнизкого давления 1300х600-533 составляет всего 600 кг, в то время как аналогичная по размеру многослойная шина 1300х530-533 семейства автомобилей КрАЗ – 4500 кг [19].

Транспортные средства на шинах сверхнизкого давления нашли широкое применение в районах с холодным климатом. Они успешно работают на снежной целине, заболоченной местности и оттаявшей тундре, объединяя чрезвычайно высокую проходимость с хорошими экологическими и экономическими качествами.

Наиболее известными отечественными транспортными средствами на ШСНД (рисунок 1.2) являются «Трэкол-3929» (Москва), «Лопасня» (4х4, 6х6, Москва), «Марш-Бронто» (Тольятти),

«Викинг-2992» (Набережные Челны), «Петрович» (Тюмень), «Кержак» (Н. Новгород), КБ Старатель (Самара), «Леший» (Саратов), «Тром» (Сургут), НАМИ-1918, «Тритон» (Н. Новгород) и другие.

а)

б)

в)

г)

д)

е)

Рисунок 1.2 – ТС с колесной формулой 4х4 на шинах сверхнизкого давления: а) вездеход-амфибия «Лопасня»; б) вездеход «Петрович»; в) полноприводный автомобиль ЛЕШИЙ-21593; г) вездеход ТРЭКОЛ-39041; д) Снегоболотоход «Кержак» 4х4; е) НАМИ 1918

На основе систематизации сведений о конструкции вездеходных транспортных средств на ШСНД с колесной формулой 4х4 можно сделать следующие выводы:

1 Данные транспортные средства в основном оснащены агрегатами серийных легковых и легких коммерческих автомобилей.

2. В конструкции большинства вездеходов применена среднемоторная компоновка, что позволяет добиться оптимального распределения веса по осям снегоболотоходов.

3. В качестве энергетических установок в большинстве рассмотренных транспортных средств применяются бензиновые двигатели ВАЗ.

4. В качестве элементов трансмиссии наиболее часто используются узлы и агрегаты серийных автомобилей УАЗ, ГАЗ, ВАЗ.

5. У большинства рассмотренных транспортных средств наблюдается сильное рассогласование в параметрах двигателя и трансмиссии. Это обстоятельство приводит к существенному снижению показателей энергоэффективности, проходимости, тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и подвижности транспортных средств при движении на слабонесущих опорных поверхностях (например, на глубокой снежной целине).

Таким образом, на основании анализа научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизации сведений о конструкции вездеходных транспортных средств можно сделать вывод о необходимости развития методов оценки и обоснования путей повышения показателей энергоэффективности ходовых систем на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью на основе экспериментально-теоретических исследований.

1.2 Проведение патентных исследований по ГОСТ 15.011-96

Результаты патентных исследований конструкций вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления представлены отчете о патентных исследованиях.

1.3 Разработка общей методики проведения исследований

На основании анализа научно-технической литературы был определен план теоретических и экспериментальных исследований взаимодействия, представленный ниже в таблицах 1.1 и 1.2.

Таблица 1.1 – План экспериментальных исследований на снегу

№	Наименование исследований
1	Определение физико-механических параметров снежного покрова
1.1	Определение жесткости снежного покрова (определение характеристики «нагрузка-осадка»)
1.2	Определение сцепления (связности) и коэффициента внутреннего трения снега
1.3	Определение температуры
1.4	Определение плотности снега
2	Определение распределения нормальных давлений в контакте шины с опорной поверхностью
3	Измерение глубины колеи при различных давлениях воздуха в шинах

Таблица 1.2 – План теоретических исследований III этапа работы

№	Наименование исследований
1	Обработка и анализ экспериментальных данных
2	Разработка математической модели качения одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности
3	Разработка математической модели движения транспортного средства по деформируемой опорной поверхности
4	Анализ существующих методов оценки эффективности использования ТС

Таблица 1.2 – План теоретических исследований III этапа работы (продолжение)

5	Разработка методики оценки энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по снежному полотну пути
6	Исследование влияния конструктивных параметров на показатели энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления и обоснование путей повышения энергоэффективности.
7	Разработка рекомендаций по возможности использования результатов проведенных НИР в реальном секторе экономики и в образовательном процессе.
8	Обобщение и оценка результатов исследований, выполненных в рамках НИР

1.4 Теоретическое и экспериментальное исследование физико-механических характеристик опорных поверхностей с низкой несущей способностью

1.4.1 Технология проведения экспериментальных исследований физико-механических свойств снега

Методика определения сопротивления снега сдвигу (срезу)

Сопротивление снега сдвигу (срезу) выражается отношением силы, вызывающей срез снежного столбика к площади поперечного сечения этого столбика, по которой происходит разрез [9].

$$\tau = \frac{F}{S}, \qquad (1.1)$$

где F – сила среза, Н; S – площадь среза, м^2.

Согласно теории Кулон-Мора сопротивление сдвигу (срезу) обуславливается сцеплением между кристаллами льда и внутренним трением, зависящим от величины нормальной нагрузки.

$$\tau = c_0 + q \cdot tg\varphi_0, \qquad (1.2)$$

где c_0 – сцепление между кристаллами льда (связность), МПа; q – нормальное давление, МПа; $tg\varphi_0$ - коэффициент внутреннего трения.

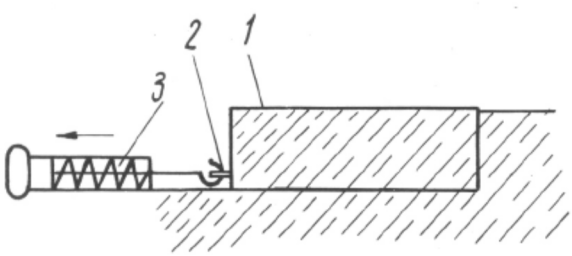


Рисунок 1.3 – Схема прибора для определения связности снега

Рисунок 1.4 – Определение связности снега

Для целей данных исследований необходимо определить величину оставляющих сопротивления сдвигу (срезу), поэтому были изготовлены два специальных прибора: один для определения сцепления (связности), т.е. сопротивления сдвига (среза) при нормальной нагрузке $q=0$. В этом случае $c=\tau$. Другой – для определения сопротивления сдвигу (срезу) при различных нормальных нагрузках q.

Прибор для определения сцепления состоит из коробчатой рамки *1* высотой 100 мм, и площадью S=150 см^2. В нижней части одной из стенок прикреплена пружина *2*, максимально приближенная к плоскости среза. Через проушину в коробчатой рамке подсоединяется механический динамометр *3*, шкала которого оттарирована в десятых долях килограмма (рисунок 1.3).

Для производства замера (рисунок 1.3-1.4), коробчатая рамка осторожно вставляется в снежный покров сверху до тех пор, пока верхняя кромка не встанет на одном уровне с поверхностью снежного покрова. Затем со стороны стенки, где прикреплена проушина, убирается снег и подсоединяется динамометр. Динамометр, находящийся в горизонтальном положении плавно перемещается вручную до момента среза снежного столбика, заключенного в коробчатой рамке. Величина усилия в момент среза фиксируется динамометром. По полученной величине усилия F_{cpmax} в момент среза, определяется связность:

$$c_0 = \frac{F_{cp\max}}{S}, \qquad (1.3)$$

При этом нормальная нагрузка $q=0$. Строго говоря, в данном случае удельное давление равно весу снега, заключенного в коробчатой рамке и отнесенного к площади среза, однако при высоте коробчатой рамки 100 мм величина этого давления ничтожно мала.

Прибор для определения сопротивления сдвигу (срезу) при различном удельном давлении состоит из площадки *1* на нижней стороне которого из углового профиля сделана рамка *2*. Площадь этой рамки равна площади прибора для определения сцепления (S=150 см^2). К рамке прикрепляется проушина *3*, через которую прибор соединяется с механическим динамометром *4* (рисунок 1.5) .

На верхней стороне площадки размещается груз *5*. Для измерения сопротивления сдвигу площадка устанавливается на поверхность снежного покрова. На верхнюю сторону площадки ставиться груз, создающий определенное давление. После погружения рамки в снег под действием этого груза вокруг нее осторожно убирается снег. Затем площадка через динамометр плавно тянется, происходит постепенное уплотнение снега и, наконец, резкий срез снежного покрова. В момент срыва фиксируется величина перемещения указателя по шкале динамометра, а затем по тарировочному графику определяется величина усилия F, по которому подсчитывается

сопротивление срезу при определенном давлении. Далее замеры повторяются при увеличении веса груза.

При исследованиях диапазон изменения давления был выдержан в тех же пределах, в которых изменялось давление колеса на опорную поверхность, т.е. от 0,004…0,03 МПа (рисунок 1.6).

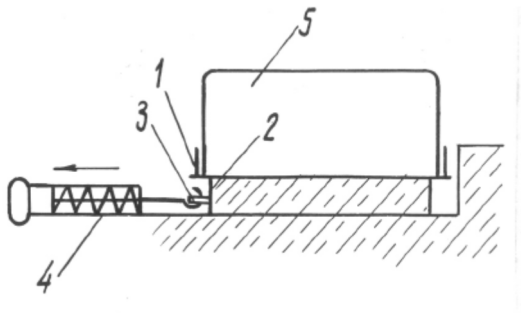


Рисунок 1.5 – Схема прибора определения связности снега

Рисунок 1.6 – Определение сопротивления сдвигу

По значениям связности c_0 и сопротивления сдвигу (срезу) τ при различных давлениях определяется коэффициент внутреннего трения расчетным или графическим методом.

При расчетном методе коэффициент внутреннего трения определяется по формуле:

$$f_1 = tg\varphi = \frac{\tau_2 - \tau_1}{q_2 - q_1}, \qquad (1.4)$$

где τ_1 – сопротивление срезу при удельном давлении q_1; τ_2 – сопротивление срезу при удельном давлении $q_2 > q_1$.

При графическом методе по результатам замеров строиться график, на котором по оси абсцисс откладывается величина давлений, а по оси ординат величина связности c_0 и сопротивление сдвига τ при различных давлениях (рисунок 1.7).

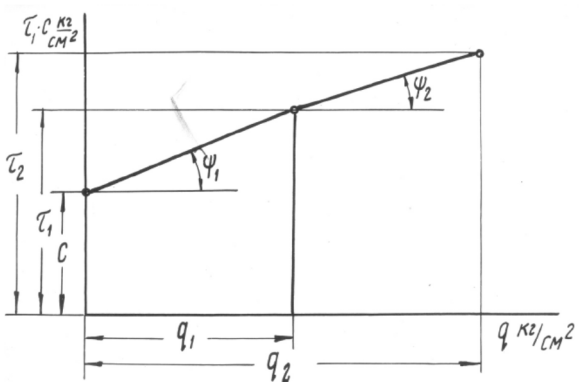


Рисунок 1.7 – Определение угла внутреннего трения

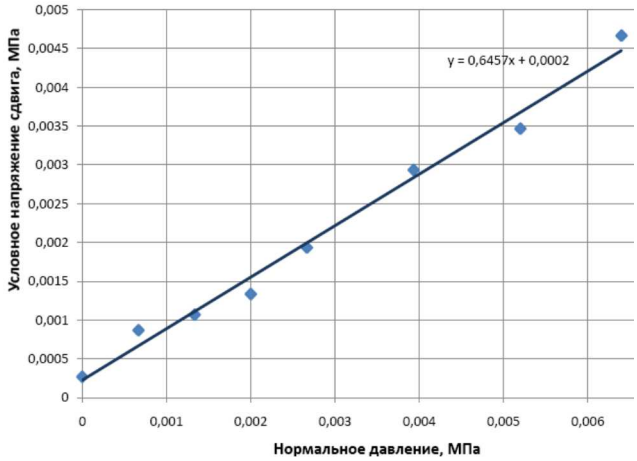


Рисунок 1.8 – Сопротивление снега сдвигу (t=-18° С, плотность 0,2...0,26 г/см^3)

Исходя из уравнения (1.1) очевидно, что угол внутреннего трения – это угол наклона участка прямой к горизонтали. Это угол φ_0 замеряется соответствующими инструментами. По углу определяется коэффициент внутреннего трения: f_0=tg φ_0.

В качестве примера результатов испытаний на рисунке 1.8

В данном случае, связность c_0 = 0,0002 МПа, а угол внутреннего трения φ_0= 32,8°С, что позволяет снег, на котором производились замеры, считать фрикционным.

Методика определения жесткости снежного покрова

Жесткость снежного покрова – отношение давления q к величине деформации h,

$$K_{ж} = \frac{q}{h}, \qquad (1.5)$$

Прибор для определения жесткости состоит из набора круглых штампов, диаметром d=260 см^2 и d=314 см^2 весом от 7…20 кг, рядом с которыми установлена мерная линейка.

Методика определения жесткости состоит в следующем (рисунок 1.9): плоский штамп осторожно кладется на поверхность снежного покрова. Рядом со штампом ставиться опорная площадка фиксатора погружения. По мерной линейке определяется величина погружения в снежный покров под действием собственного веса. Для увеличения глубины погружения увеличивается количество штампов на определенную величину. Замеры величин погружения и нагрузки продолжаются до тех пор, пока погружение штампа не прекратиться.

Цикл погружений со всем диапазоном грузов выполнялся несколько раз, средние значения взяты как окончательные.

Рисунок 1.9 – Определение жесткости снежного покрова

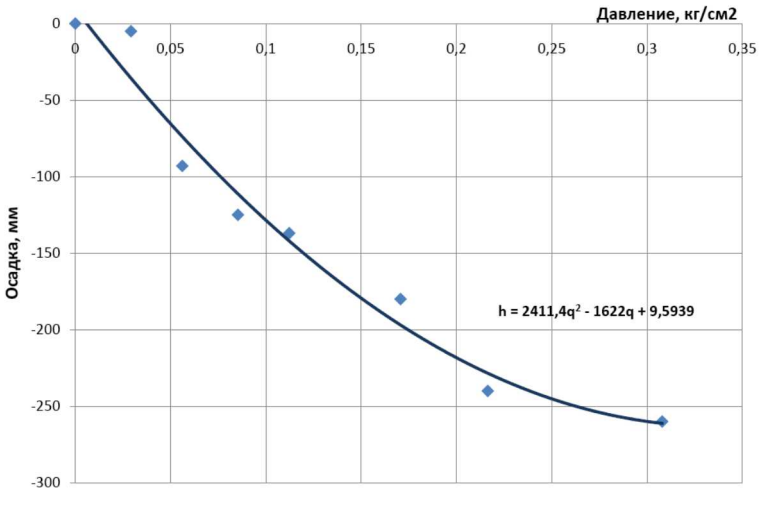


Рисунок 1.10 – Зависимость деформации снега от нормального давления (глубина снега 800 мм, t=-18°С, плотность 0,2...0,26 г/см^3)

По величине приложенной нагрузки подсчитывается давление, а затем с учетом величины деформации снежного покрова определяется коэффициент жесткости. При проведении данного испытания необходимо учитывать влияние на результаты слоистости снега, обмерзания штампа, профиля твердой опорной поверхности под снегом.

Для примера полученных результатов на рисунке 1.10 представлена полученная во время проведения испытаний зависимость «нагрузка-осадка», по которой определяется коэффициент жесткости снега. В данном случае $K_{ж}$ = 64,1 кН/м^3.

Методика определения плотности снега

Плотность снега есть отношение объема полученной из снега воды к взятому объему снега. На практике возможен и другой способ определения плотности с достаточной точностью. Он заключается в следующем: измеряется масса пустой тары, затем – масса тары со снегом. Полученные данные подставляют в выражение:

$$\rho_{сн} = \frac{m_{сн}}{V}, \qquad (1.6)$$

где $\rho_{сн}$ – плотность снега, $m_{сн}$ – масса снега в мерной таре, $m_{сн} = m_m - m_0$, где m_m – масса тары со снегом, m_0 – масса пустой тары.

Замеры производят с учетом варьирования плотности в различных слоях снежного покрова, для этого создается шурф.

В экспериментах использовались мерная тара объемом 1,375 л. и контрольные весы VITEK (VT-2400G), максимальный вес 5 кг, цена деления 1 г. (рисунок 1.11).

С целью повышения точности исследований осуществлялись серии замеров, из них среднее значение принималось за окончательный результат.

а)

б)

Рисунок 1.11 – Определение плотности снега

а) сбор снега в мерную тару; *б)* замер массы снега в мерной таре.

Определение температуры снега

Температура оказывает существенное влияние на физико-механические свойства снега. Она существенно зависит от глубины снежного покрова, его слоистости. Для измерения распределения температуры снежного покрова по слоям выполняется шурф, одновременно закладывается несколько термометров в разные слои, затем ожидаем в течение получаса и снимаем показания термометров. Замер производится несколько раз. Средние результаты принимаем как окончательные.

1.4.2 Теоретическое исследование физико-механических свойств снега

Множество экспериментальных исследований и наблюдений за последние 40 лет, проведенных сотрудниками отраслевой научно-исследовательской лаборатории вездеходных машин (ОНИЛВМ), а в последствии и научно-исследовательской лаборатории транспортных интеллектуальных систем (НИЛ ТИС) НГТУ, позволили собрать обширные сведения в областях, связанных с изучением свойств снежного покрова как полотна пути и взаимодействия движителя со снегом. В 90-х годах прошлого века В.В. Беляковым, Л.В. Барахтановым и другими [22] были получены аппроксимационные зависимости между механическими параметрами (коэффициент внутреннего трения, твердость, связность, коэффициент жесткости) и физическим параметром (плотность снега).

На основе новых экспериментальных данных, полученных в результате выполнения НИР, установленные ранее зависимости были уточнены.

Для описания взаимосвязи параметров снега предложены регрессионные зависимости, где коэффициенты A_i определены методом наименьших квадратов:

Таблица 1.3 – Коэффициенты регрессионных уравнений связи механических параметров снега и его плотности

Зависимость	Значения коэффициентов регрессии								
	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8
$tg\,\varphi_0 = \sum_{i=0}^{n} A_i \cdot \rho^i$	0,1906	0,2245	0,9073	-0,5288	-	-	-	-	-
$HC = \sum_{i=0}^{n} A_i \cdot \rho^i$	7,21	-123,04	441,46	743,15	45,78	-893,30	-	-	-
$C_0 = \sum_{i=1}^{n} A_i \cdot \rho^i$	-	-	17,39	76,07	-	-	-	-	-
$К_ж = \sum_{i=0}^{n} A_i \cdot \rho^i$	194,8	-4375,8	38093,7	-158021	292413,2	-94462	-273373	-17867,9	354408

ρ - плотность снега, г/см^3;

i – показатель степени;

n – наибольшая степень полиномиальной зависимости;

tg φ_0 – коэффициент внутреннего трения;

A_i – коэффициенты регрессии в выражении угла внутреннего трения, $(см^3/г)^i$;

HC – твердость снега, Па;

A_i–коэффициенты регрессии в выражении твердости снега, $0{,}1^{3 \cdot i} \cdot \frac{м^{3 \cdot i-2} \cdot Н}{кг^{i}}$

C_0 – связность, Па

A_i–коэффициенты регрессии в выражении связности снега, $0{,}1^{3 \cdot i} \cdot \frac{м^{3 \cdot i-2} \cdot Н}{кг^{i}}$;

$К_ж$ – коэффициент жесткости, $Н/м^3$;

A_i – коэффициенты регрессии в выражении коэффициента жесткости, $0{,}1^{3 \cdot i} \cdot \frac{м^{3 \cdot i-3} \cdot Н}{кг^{i}}$;

Зависимости tg φ_0 (ρ), HC (ρ),C_0 (ρ), $К_ж$ (ρ), описываемые уравнениями приведенными в таблице 1.3 представлены на рисунках 1.12-1.15.

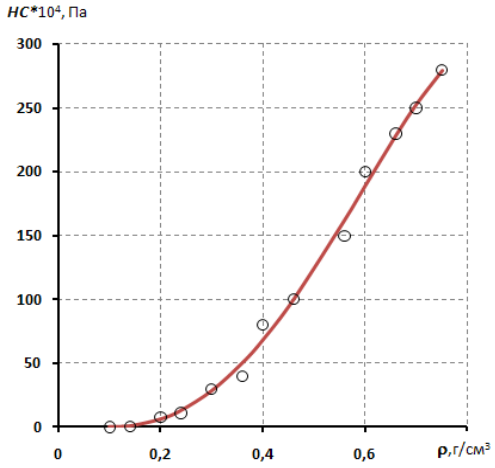


Рисунок 1.12 – Зависимость твердости снега от его плотности

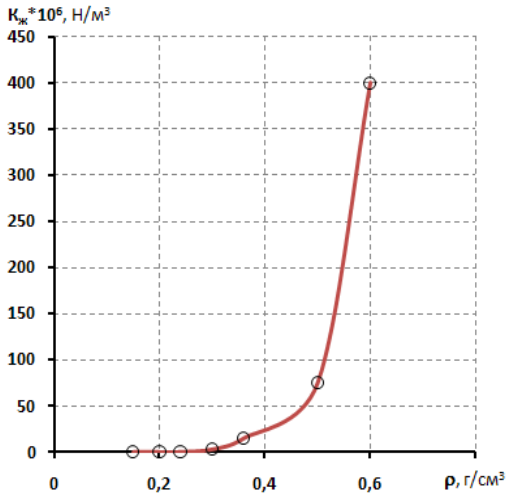


Рисунок 1.13 – Зависимость коэффициента жесткости снега от его плотности

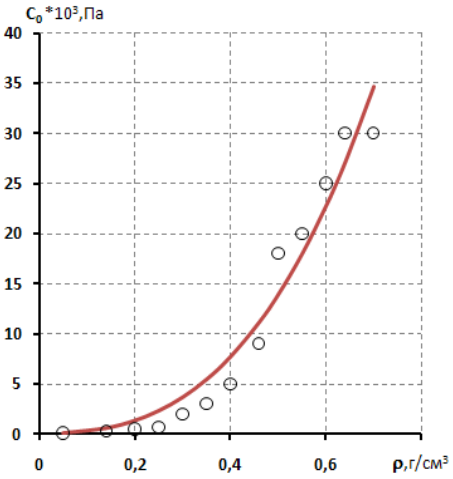


Рисунок 1.14 – Зависимость связности снега от его плотности

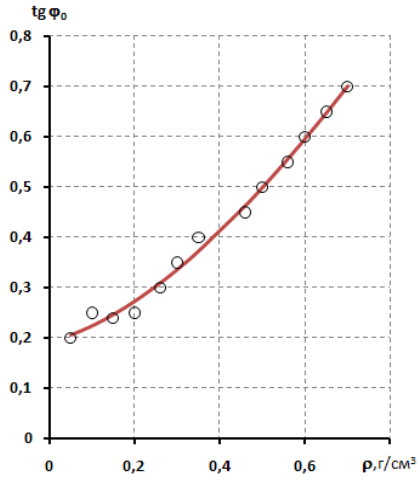


Рисунок 1.15– Зависимость коэффициента внутреннего трения снега от его плотности

Из представленных рисунков 1.12-1.14 следует, что с увеличением плотности снега происходит существенное увеличение твердости, коэффициента жесткости, связности. В интервале значений плотности 0,1…0,6 г/см^3 значения вышеуказанных параметров возрастают на несколько порядков.

Необходимо заметить, одним из важнейших факторов, определяющим состояние снег, является наличие в нем воды. Исследования, проведенные В.И. Пановым в ОНИЛВМ [9], показали, что влажность существенно влияет на плотность снега, это в свою очередь приводит к изменению других свойств.

Взаимосвязи этих параметры более адекватно описываются уравнениями с двумя переменными вида $z=\sum_{i=0}^{n} A_{(n-i),i} x^{n-i} y^{i}$ (таблица 1.4). Методом наименьших квадратов для указанных зависимостей были получены коэффициенты регрессии (таблица 1.4).

Например, для снега зимнего периода зависимость твердости снега от его плотности при различных температурах примет вид (см. уравнение *HC (ρ, T)* в таблице 1.4):

$$HC(\rho,T) = -0{,}16599 + 0{,}542153\cdot\rho - 0{,}08925\cdot T + 0{,}447667\cdot\rho^2 + 0{,}159256\cdot\rho\cdot T - 0{,}01336\cdot T^2 + 0{,}261043\cdot\rho^3 - 0{,}15863\cdot\rho^2\cdot T + 0{,}022601\cdot\rho\cdot T^2 - 0{,}00032\cdot T^3 \quad (1.7)$$

Таблица 1.4 - Коэффициенты регрессионных уравнений связи параметров состояния снега

Коэффициенты регрессии	Значение коэффициентов для зависимостей $z=f(x,y)=\sum_{i=0}^{n} A_{(n-i),i} x^{n-i} y^{i}$:			
	$z=\rho$ $x=w, y=\rho_0$	$z=HC$, $x=\rho, y=T$	$z=\tau$, $x=w, y=\rho$	$z=\rho$, $x=\varepsilon, y=\rho_0$
A_{00}	0,087334	-0,16599	-1,16514	0,62558
A_{10}	0,010294	0,542153	8,855958	0,477663
A_{01}	0,710542	-0,08925	0,255592	-0,85834
A_{20}	-	0,447667	5,928529	-1,51658
A_{11}	-	0,159256	2,47637	7,158419
A_{02}	-	-0,01336	-0,02268	-4,00471
A_{30}	-	0,261043	3,026701	-0,10661
A_{21}	-	-0,15863	-0,02819	-3,64912
A_{12}	-	0,022601	-0,07431	-3,90821
A_{03}	-	-0,00032	0,000521	7,270131
A_{40}	-	-	-	1,17602
A_{31}	-	-	-	-6,92393
A_{22}	-	-	-	10,42912
A_{13}	-	-	-	-7,23515
A_{04}	-	-	-	0,220656
A_{50}	-	-	-	1,529412
A_{41}	-	-	-	-5,14256
A_{32}	-	-	-	7,257852
A_{23}	-	-	-	2,664164
A_{14}	-	-	-	-2,22491
A_{05}	-	-	-	-5,20323

Таблица 1.4 - Коэффициенты регрессионных уравнений связи параметров состояния снега (продолжение)

A_{60}	-	-	-	1,308823
A_{51}	-	-	-	-2,81981
A_{42}	-	-	-	3,468771
A_{33}	-	-	-	1,875203
A_{24}	-	-	-	-9,30666
A_{15}	-	-	-	6,938758
A_{06}	-	-	-	1,948185

$A_{(n-i),i}$ – коэффициенты регрессии;

i – показатель степени;

n – наибольшая степень полиномиальной зависимости;

w – влажность снега;

T – температура снега;

τ - сопротивление снега сдвигу;

ε – относительная деформация, определяемая по выражению $\varepsilon = \frac{H - z}{H}$,

где H – глубина снежного покрова, z – расстояние от поверхности подстилающего слоя до нижней точки внедряемого в снег штампа.

ρ_0 – начальная плотность снежного покрова.

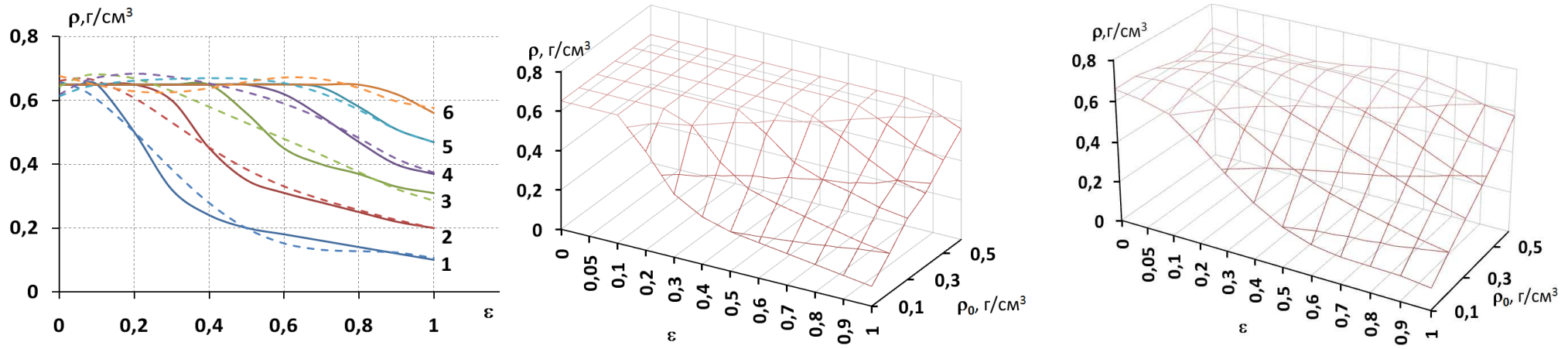
На рисунках 1.16 – 1.19 представлены полученные аппроксимационные зависимости и сравнение их с экспериментальными данными. На основании указанных данных можно говорить об удовлетворительной сходимости новых предложенных в таблице 1.3.2 зависимостей с экспериментальными данными.

В работах ученых Нижегородской научной школы для оценки проходимости наземных транспортных средств снежный покров дифференцирован на 4 типа [2,6,23] с соответствующими значениями параметров (таблица 1.5)

Таблица 1.5 – Численные значения параметров снега

Тип снега	ρ, г/см^3	γ, кПа/м	C_0, кПа	tg φ
1	0,15	20	0,5	0,25
2	0,20	30	1,0	0,30
3	0,25	50	2,5	0,33
4	0,30	100	5,0	0,36

Примечание: $\gamma = C' \cdot K_ж$, где γ - несущая способность (начальная жесткость) снега, C' - коэффициент пропорциональности (C'=0,735) [3, 16].

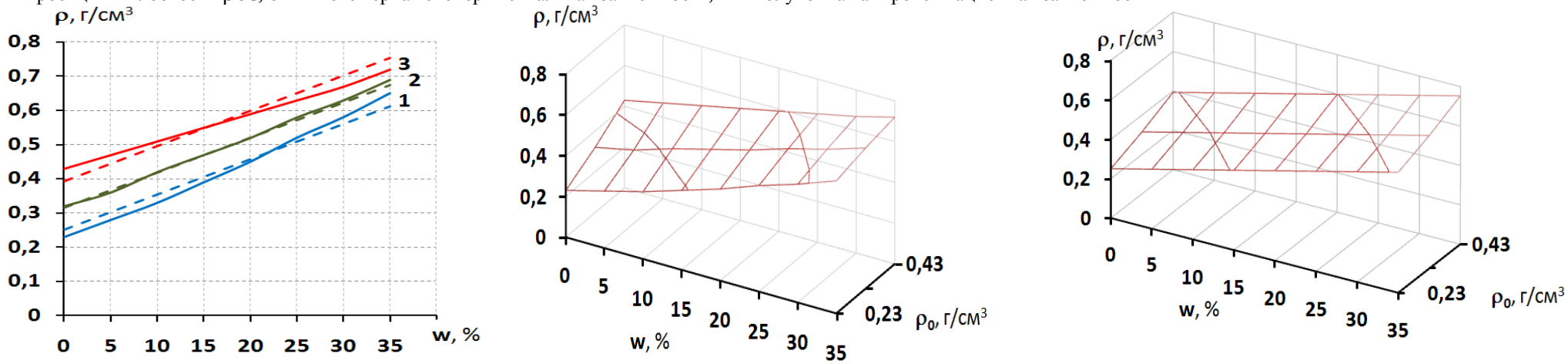


а) б) в)

Рисунок 1.16 – Зависимость плотности снега от относительной деформации при различных значениях начальной плотности ρ_0: 1 - 0,1 г/см^3; 2 - 0,2 г/см^3; 3 - 0,3 г/см^3; 4 - 0,4 г/см^3; 5 - 0,5 г/см^3; 6 – 0,6 г/см^3

- экспериментально полученные зависимости, полученные в ОНИЛВМ
- предложенные полиномиальные зависимости

а – Проекция в плоскости ρOε; б – Многомерная экспериментальная зависимость; в – Полученная аппроксимационная зависимость

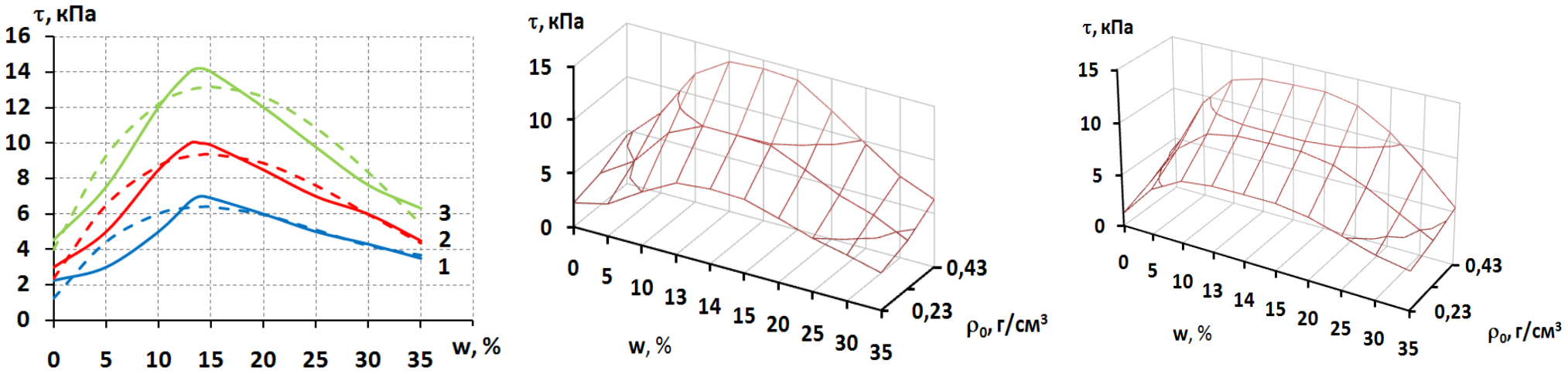


а) б) в)

Рисунок 1.17 – Зависимость плотности снега от влажности при различных значениях начальной плотности ρ_0 сухого снега:1 - 0,23 г/см^3; 2 - 0,32 г/см^3; 3 - 0,43 г/см^3

- экспериментально полученные зависимости, полученные в ОНИЛВМ
- предложенные полиномиальные зависимости

а – Проекция в плоскости ρOε; б – Многомерная экспериментальная зависимость; в – Полученная аппроксимационная зависимость

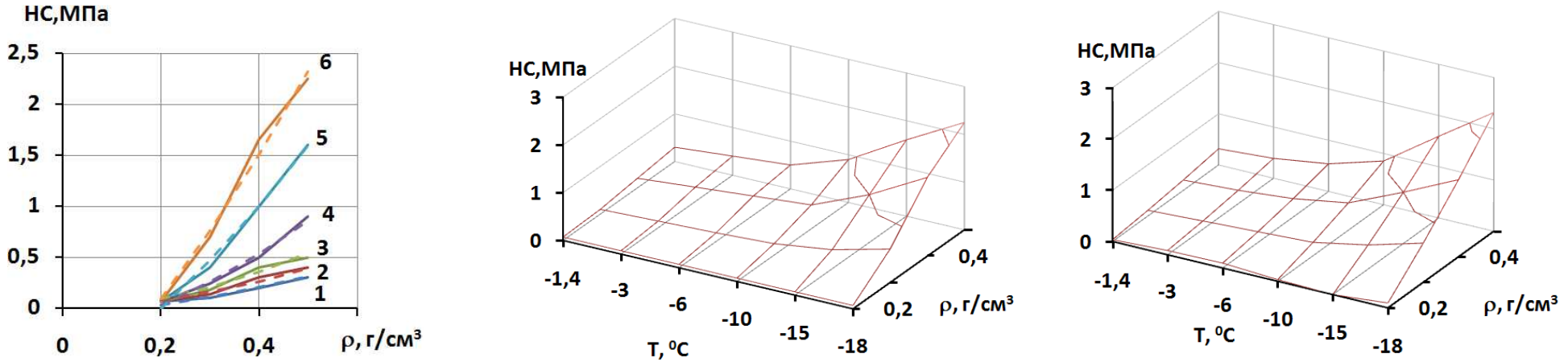


а) б) в)

Рисунок 1.18 – Зависимость сопротивления сдвигу снега от влажности при плотности ρ сухого снега:1 - 0,23 г/см^3; 2 - 0,32 г/см^3; 3 - 0,43 г/см^3

- экспериментально полученные зависимости, полученные в ОНИЛВМ
- предложенные полиномиальные зависимости

а – Проекция в плоскости ρOε; б – Многомерная экспериментальная зависимость; в – Полученная аппроксимационная зависимость



а) б) в)

Рисунок 1.19 – Зависимость твердости снега от его плотности при различных температурах: 1 – (-1,4)^{0}C; 2 – (-3)^{0}C; 3 – (-6)^{0}C; 4 – (-10)^{0}C; 5 – (-15)^{0}C; 6 – (-18)^{0}C

- экспериментально полученные зависимости, полученные в ОНИЛВМ
- предложенные полиномиальные зависимости

а – Проекция в плоскости ρOε; б – Многомерная экспериментальная зависимость; в – Полученная аппроксимационная зависимость

Ранее применяемые математические модели [2, 3, 6, 22, 24, 25] взаимодействия движителей со снежным полотном и движения машин по снегу, основывались на конкретных значения параметров определенного типа снега из таблицы 1.5. Причем считалось, что указанные параметры сохраняют свои значения в независимости от его деформации, температуры и влажности.

Теперь предложенные в таблицах 1.3 и 1.4 выражения позволят уточнить плотность снега, представленную в таблице 1.3.3, в зависимости от относительной деформации снега, начальной плотности, влажности и определить другие параметры снега: tg φ_0, C_0,γ, входящие в математические модели.

В целом, данный подход позволяет перейти от дискретности задания свойств снега, заложенных в типах 1-4, к непрерывных функциям параметров снега, изменение которых можно учитывать на протяжении всего процесса взаимодействия движителя с опорной поверхностью. При моделировании это позволит уточнить значения упорной реакции грунта (см. раздел 1.6), включающей связность и угол внутреннего трения, и определяющей силу тяги транспортного средства [3, 6, 16].

С другой стороны, сила сопротивления движению, обусловленная деформацией снежного полотна пути, зависит от коэффициента начальной жесткости снега, определяемого через коэффициент жесткости, который с изменением плотности снега будет существенно меняться (см. раздел 1.6). Глубина колеи и максимальные давления в контакте движителя с опорной поверхностью определяют сопротивление движению, связанное с деформацией снежного полотна пути F_{fc} [3, 6, 16].

Следовательно, использование зависимостей (таблицы 1.3 – 1.4) в выражениях для определения упорной реакции грунта, реализуемой движителем, и силы сопротивления движению, обусловленной смятием снега, позволяет повысить точность расчета затрат энергии на движение, определяющих энергоэффективность движителей и машины.

Таким образом, в работе получены новые зависимости для описания физико-механических свойств снега, позволяющие более точно и на качественно новом уровне описывать физико-математические свойства снега в математических моделях движения транспортных средств и процессе взаимодействия движителей со снегом.

1.5 Экспериментальное исследование процессов взаимодействия движителей транспортных средств с опорной поверхностью

В настоящее время накоплен значительный материал по исследованию системы колесный движитель – деформируемая опорная поверхность [3-6, 14, 15, 17-20, 23-25]. Однако вопросы передвижения колесных машин на бескамерных пневматических шинах сверхнизкого давления с внутренним давлением воздуха 0,02-0,07 МПа требуют уточнения и пересмотра ряда положений.

Анализ научно-технической литературы по вопросу работы машин на различных поверхностях движения показывает, что величина и характер распределения нормальных давлений по площади контакта оказывают большое влияние на движение автомобиля и на работу шины [3-6, 14,15, 20, 23-26], поэтому в работе они были экспериментально проанализированы.

Таким образом, в процессе проведения данного экспериментального исследования должны быть получены зависимости, характеризующие распределение нормальных давлений в пятне контакта колеса транспортного средства с опорной поверхностью.

В качестве объектов исследований были выбраны следующие колесные транспортные средства: ВТС 6х6, «Тритон» 4х4 (рисунок 1.20,а), «Викинг»-2992 4х4 (рисунок 1.20,б). Данные транспортные средства имеют шины сверхнизкого давления модели «ТРЭКОЛ», размерности 1300х600-553 и предназначены для эксплуатации на опорных поверхностях с низкой несущей способностью (снег, торфяные болота).

Рисунок 1.20 – Исследуемые транспортные средства на шинах сверхнизкого давления:
а - «Тритон» 4х4; б - «Викинг»-2992 4х4

При проведении испытаний использовались следующие приборы и оборудование:

- Датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью (рисунок 1.21), исполненные по полумостовой схеме соединения резистивных преобразователей;

- Трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3) (рисунок 1.22) – осуществляет измерение, регистрацию и спектральный анализ аналоговых сигналов с выхода резистивных преобразователей, преобразование входного аналогового сигнала в 24 разрядный код, формирование цифровых сигналов, соответствующих аналоговому сигналу.

- интерфейсный преобразователь с персональным компьютером, на котором при помощи специального программного обеспечения «Анализатор сигналов» осуществлялась запись измерений;

- источник питания для аппаратуры: аккумуляторная батарея автомобиля и инвертер напряжения с 12 на 220 В;

- генератор сигналов низкочастотный ГЗ-102.

Блок анализа сигналов используется совместно с интерфейсным преобразователем и персональным компьютером для чего в комплект поставки БАС-4-3 также входит кабель связи и программа «Анализатор сигналов», интерфейс который представлен на рисунке 1.23.

Рисунок 1.21 – Датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью

Рисунок 1.22 – Трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3)

Рисунок 1.23 – Интерфейс программы «Анализатор сигналов»

Рисунок 1.24 – Инверторный преобразователь

Питание регистрирующее-измерительной аппаратуры осуществлялось от бортовой сети автомобиля (12В) через инверторный преобразователь (рисунок 1.24).

Схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры, используемой при проведении испытаний, представлена на рисунке 1.25.

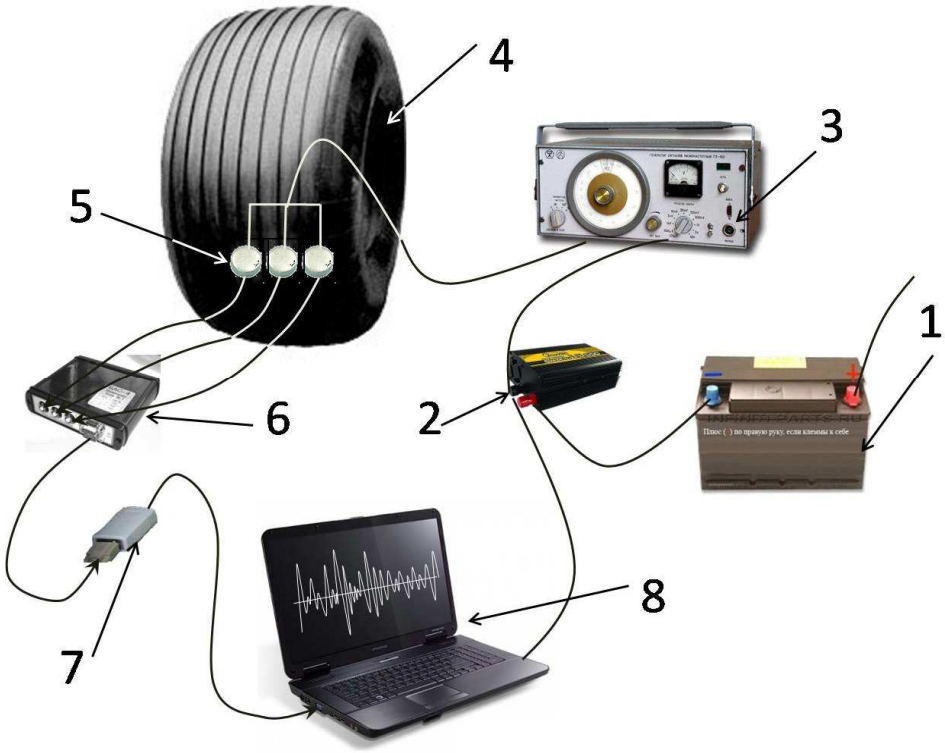


Рисунок 1.25 – Структурно-функциональная схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры

1 – аккумуляторная батарея; 2 – инвертор напряжения, 3 – генератор сигналов; 4 – пневматическая шина; 5 – датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью; 6 – блок анализа сигналов; 7 – интерфейсный преобразователь; 8 – персональный компьютер с установленной программной оболочкой «Анализатор сигналов».

Фрагменты проведения экспериментальных исследований с указанным комплексом измерительно-регистрирующей аппаратуры представлены на рисунках 1.26-1.27.

а)

б)

Рисунок 1.26 – Установка датчиков давления: а) на опорной поверхности; б) на колесе

Рисунок 1.27 – Отладка и установка измерительной аппаратуры

При испытаниях под колесо с наружной части устанавливались 3 датчика давлений (рисунок 1.26). Датчики фиксируют значения давлений на краю пятна контакта, на расстоянии 1/3 ширины колеса от края и в середине колеса (в середине пятна контакта). В целом, три датчика позволяют иметь объективные данные о распределении давлений на половине пятна контакта. На основе ранее выполненных работ, принято допущение, что распределение нормальных давлений в пятне контакта симметрично относительно продольной оси, поэтому с внутренней части колес датчики не устанавливались, а значения считались такими же как и с внешней.

Количество проездов устанавливалось опытным путем до получения стабильных результатов, но не менее шести заездов в прямом и обратном направлениях. Скорость проезда по измерительным датчикам была минимальной, поэтому можно считать, что датчики показывают статическую нагрузку на опорную поверхность.

Замеры распределения нормального давления в пятне контакта шины с опорной поверхностью проводились при разных давлениях воздуха в шине в диапазоне 0,01…0,06 МПа.

В результате проведенных испытаний получены трехмерные эпюры распределения нормальных давлений по площади контакта шин сверхнизкого давления исследуемых транспортных средств с опорной поверхностью при различных внутренних давлениях воздуха в шине. С целью обработки цифрового сигнала от трехканального блока анализа сигналов (БАС-4-3) в рамках данной НИР была разработана программа на языке Visual Basic for Applications (VBA) MS Excel.

Установлено, что при внутреннем давлении воздуха в шине $p_в$ = 0,05 МПа характер распределения нормальных давлений в контакте соответствует эпюре, показанной на рисунке 1.28.

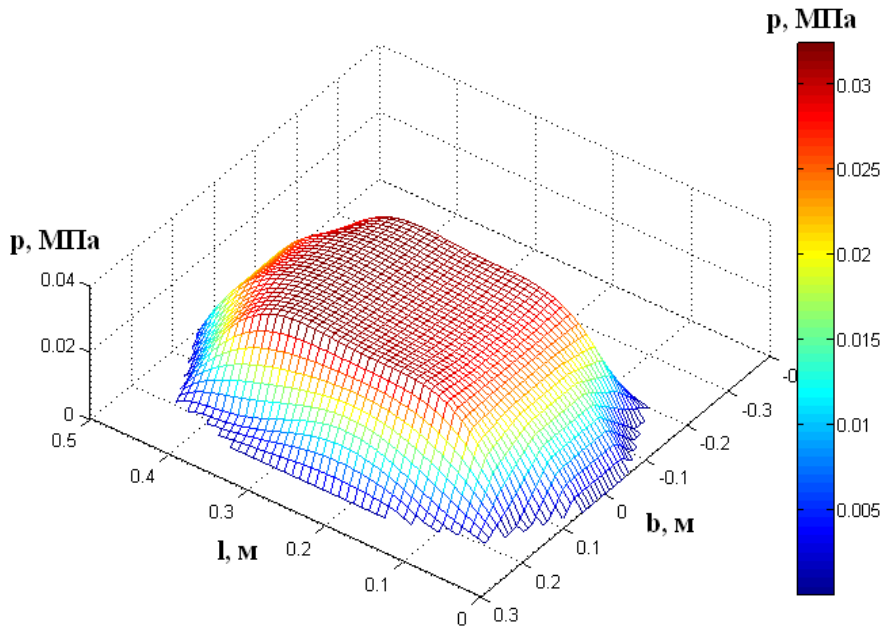


Рисунок 1.28 – Эпюра распределения нормальных давлений в контакте шины 1300х600-533 модели «Трэкол» с уплотненным снежным покровом при внутреннем давлении воздуха 0,5 кг/см^2 (нагрузка на колесо F_z=300 кгс)

Как видно, напряжения в зоне контакта шины с опорной поверхностью распределяются весьма равномерно как по длине, так и по ширине контакта. Полученное распределение нормальных давлений наилучшим образом подходит для эксплуатации колесной машины по твердым опорным поверхностям и уплотненным грунтовым дорогам.

При последующем снижении давления воздуха в шине наблюдаются изменения характера распределения нормальных давлений в зоне контакта. В различных по ширине продольных сечениях эпюры распределения нормальных давлений могут иметь как трапециевидную, так и параболическую форму. Анализ показывает, что удельные давления возрастают в зоне, близкой к контурной линии контакта, и уменьшаются по направлению к его центру. Это происходит вследствие двух причин:

1) В плечевых зонах протектора шина имеет большую жесткость, чем в середине контакта.

2) С возрастанием деформации шины возрастает ее нормальная жесткость в зоне, близкой к контурной линии контакта.

При снижении внутреннего давлении воздуха до 0,01 МПа в колесе транспортного средства эпюра нормальных давлений приобретает ярко выраженную седлообразную форму (рисунок 1.29).

В этом случае максимальные давления расположены по границам зоны контакта (в плечевых зонах). Жесткость боковин шины становится существенно больше нормальной жесткости шин на уровне беговой дорожки, что при движении по деформируемой опорной поверхности будет приводить к значительному «арочному эффекту» (наличию в контакте движителя с грунтом зон с обратной кривизной).

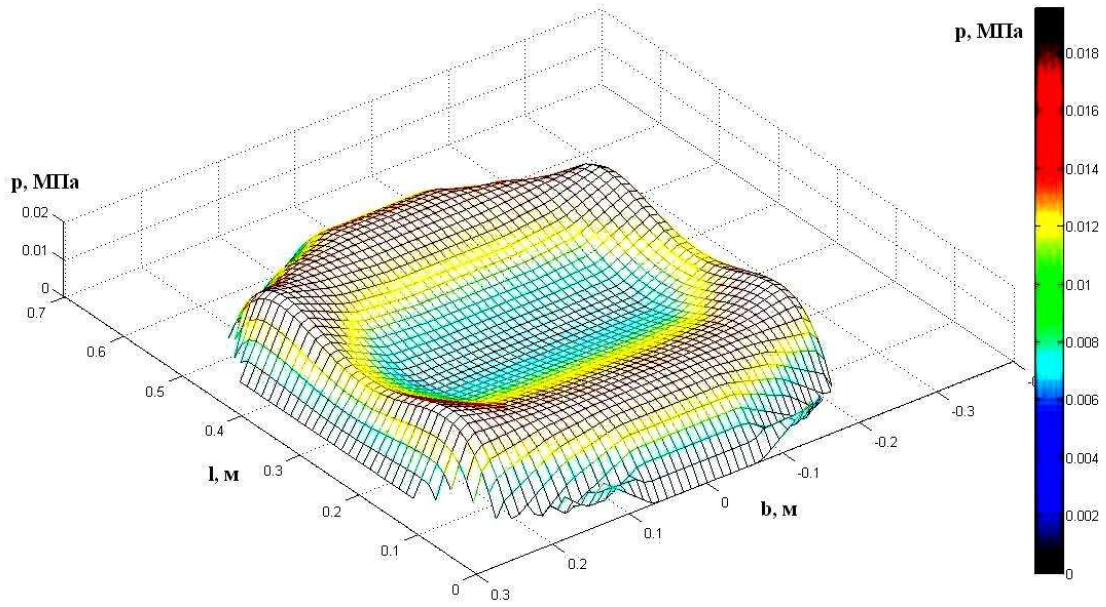


Рисунок 1.29 – Эпюры распределения нормальных давлений в контакте шины 1300х600-533 модели «Трэкол» с уплотненным снежным покровом при внутреннем давлении воздуха 0,1 кг/см^2 (нагрузка на колесо F_z=300 кгс)

С такой формой эпюры нормальных давлений (рисунок 1.29) при движении исследуемого ВТС по деформируемой опорной поверхности будет происходить значительное упрочнение материала поверхности движения, так как шина будет погружаться в грунт не как клин, а будет поджимать материал под среднюю часть, уплотняя его. Этим объясняется высокая проходимость вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления при движении по снежным поверхностям и грунтам с низкой несущей способностью.

1.6 Разработка математической модели качения одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности

В рамках данного исследования разработана математическая модель качения одиночного пневмоколесного движителя сверхнизкого давления по снежному полотну.

Разработка модели взаимодействия колесного движителя с деформируемым опорным основанием предусматривает рассмотрение таких теоретических вопросов как определение формы области контакта (длина и ширина зон взаимодействия); формирование силовых факторов в системе «колесо-снег», определение кинематических параметров взаимодействия колеса с полотном пути.

При взаимодействии эластичных колес движителя автомобиля с деформируемой опорной поверхностью деформируются оба контактирующих тела. Характер их взаимодействия зависит от механических свойств материалов шин колесного движителя и опорной поверхности движения. Для шин сверхнизкого давления характерны высокая эластичность, низкое внутреннее давление воздуха, а, следовательно, и значительно большая площадь контактной поверхности.

Основной нагрузкой воспринимаемой шиной является нормальная нагрузка F_z, приводящая к образованию радиального (нормального) прогиба шины h_z [3-6, 13-15, 20, 26, 27]. Зависимость нормальной нагрузки от нормальной деформации шины называют ее упругой (нагрузочной) характеристикой. На основании зависимости нормального прогиба от нормальной нагрузки (нагрузочной характеристики) определяются несущая способность шины и ее жесткость или эластичность. Для практических расчетов необходимо знать зависимость между нормальным прогибом шины и ее конструктивными и эксплуатационными параметрами (нормальной нагрузкой и внутренним давлением воздуха в шине).

Для аналитического описания зависимости $F_z = f(h_z)$ при качении колеса по твердой (условно недеформируемой) опорной поверхности предложено большое количество зависимостей. Наиболее известные выражения, позволяющие оценить нормальный прогиб в зависимости от нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине, приведены в работе [19].

Довольно распространена эмпирическая формула, полученная в НАМИ [3]:

$$h_z = kF_z^{3/4}/(1+p_в), \tag{1.8}$$

где $p_в$ – давление воздуха в шине; $к$ – постоянный коэффициент, определяемый экспериментально для конкретной шины. Численные значения коэффициента $к$: для диагональных шин низкого давления 0,41 ... 0,74; для шин с регулируемым давлением 0,45 ... 0,63; для широкопрофильных шин 0,25 ... 0,50.

При расчетах по формуле (1.8) можно получить достаточно большую погрешность. Это можно объяснить тем, что данная зависимость была получена для многослойных шин высокого и низкого давления.

Я.С. Агейкиным предложена универсальная формула для всех современных шин автомобилей повышенной и высокой проходимости (с регулируемым давлением воздуха, широкопрофильных, арочных, пневмокатков) с учетом изменения ширины под действием нормальной нагрузки [15]:

$$F_z = \pi^2 h_z (p_в + k_к p_{в\max})[(B_ш / H_ш) + (3H_ш / 2B_ш)][1-(h_z / B_ш)]\sqrt{D_H h_z - h_z^2}/4, \tag{1.9}$$

где $p_в$ – давление воздуха в шине; $к_к$ – коэффициент, учитывающий жесткость каркаса шины; $p_{в\max}$ – максимальное давление воздуха в шине при его регулировании; $B_ш$, $H_ш$, D_H – размеры шины; h_z – нормальная деформация шины под действием нормальной нагрузки F_z, $k_к p_{в\max} = p_0$ – давление, обусловленное жесткостью каркаса шины при $p_в = 0$.

Следует отметить, что формула Я.С. Агейкина по сравнению с другими известными зависимостями наиболее применима при расчетах нагружения шин сверхнизкого давления нормальной нагрузкой. Расчеты по ней могут дать погрешность не более 20-40%. При этом,

формула имеет хорошую сходимость при всех значениях внутреннего давления воздуха в шине [19].

В рамках данной работы наибольший практический интерес представляет исследование базовых характеристик шины сверхнизкого давления 1300х600-533 модели «Трэкол», так как данные шины являются движителем исследуемых вездеходных транспортных средств.

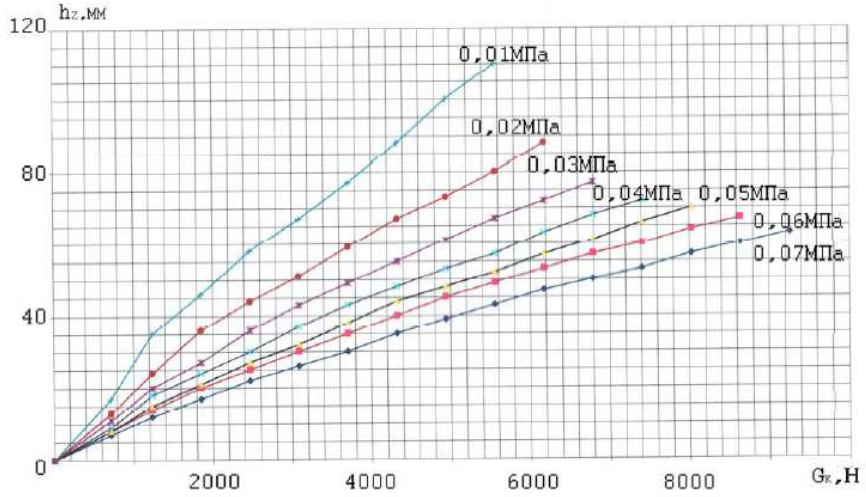


Рисунок 1.30 – Нагрузочная характеристика шины 1300х600-533

Исследования нагрузочных характеристик полноразмерных натурных образцов шин 1300х600-533 модели «Трэкол» (рисунок 1.30) проводились по «Единой методике испытаний и оценки тракторных шин в лабораторных и полевых условиях», разработанной ОАО «ФИИЦ М» (г. Чехов) и «Программе сравнительных стендовых испытаний шин сверхнизкого давления» [19]. Оценивались прогиб шины h_z, коэффициент радиальной жесткости шин c_z.

Зависимость нормального прогиба h_z от радиальной нагрузки G_k носит нелинейный характер, однако в зоне рабочих нагрузок эта зависимость достаточно линейна, и в этих областях жесткость шин мало зависит от нагрузки. Зависимость нормальной жесткости от давления воздуха в шине возрастает с увеличением давления практически в прямой пропорции.

Для определения основных размеров области взаимодействия ШСНД со снежным полотном пути необходимо рассмотреть механические характеристики поверхности движения. В качестве зависимости деформации снега, как грунта с низкой несущей способностью, от нормальной нагрузки следует использовать формулу, предложенную в НГТУ В.А. Малыгиным [7,8,16]. Данная рекомендация объясняется тем, что она основана на обширных экспериментальных исследованиях, которые проводились на реальном снежном покрове несколько лет подряд и в течение всего зимнего периода, а это позволило получить богатый экспериментальный материал по вертикальной деформации снега. Кроме того, она неоднократно проверена на практике. Зависимость, характеризующая взаимосвязь между давлением q и деформацией h записывается в виде [8]:

$$h = \frac{q}{\left(\frac{1}{h_{max}}\right)q + \gamma} \qquad (1.10)$$

где γ – коэффициент начальной жесткости снега, характеризующий удельное сопротивление снега сжатию, представляет собой коэффициент жесткости (Н/м^3) в начальной стадии деформации;

h_{max} – коэффициент, характеризующий величину деформации снега при давлениях, соответствующих максимальному уплотнению (м).

$$h_{max} = H\frac{n_y b + d}{b + d} \quad ,$$

где H – высота снежного покрова (м); b – ширина штампа (м); n_y – коэффициент уплотняемости снега; d – эмпирический коэффициент.

Согласно экспериментальным исследованиям, проведенным В.А. Малыгиным в ОНИЛ ВМ:

$$n_y = \frac{a}{\rho_0 + a} \quad , \qquad (1.11)$$

где ρ_0 – начальная плотность снега; a = 0,3 г/см^3.

На основании этих же экспериментальных данных зависимость d от H хорошо согласуется с выражением вида

$$d = 0{,}0287\ (100H)^{3/2}$$

Зная легко определяемые параметры (начальную плотность снега ρ_0 и его начальную жесткость γ), рассчитывается глубина погружения штампа на снежной целине заданной высоты H в зависимости от нагрузки:

$$h = \frac{q}{\left[\frac{b+d}{H(n_y b + d)}\right]q + \gamma}, \qquad (1.12)$$

В результате экспериментальных исследований, проведенных в рамках данной НИР, было установлено, что распределение нормальных давлений в пятне контакта характеризуется значительной неравномерностью (см. раздел 1.5). Для достижения точности при определении глубины колеи, образующейся при взаимодействии шины сверхнизкого давления со снежным полотном пути, в формулу (1.12) необходимо подставлять максимальные значения давлений в контакте, полученные экспериментально.

Для установления сходимости формулы (1.12) проведены расчетные исследования в программном комплексе MATLAB с использованием результатов детального экспериментального анализа процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления с опорной поверхностью.

Таким образом, в качестве исходных данных для расчетов с одной стороны использовались

определяемые экспериментально параметры снежного покрова (см. раздел 1.4), с другой – параметры распределения нормальных давлений по площади контакта колеса с опорным основанием. На рисунке 1.31 представлена эпюра давлений в контакте шины автомобиля «Викинг»-2992 с уплотненной грунтовой поверхностью, значения которой использовались для формирования массива исходных данных для расчетов.

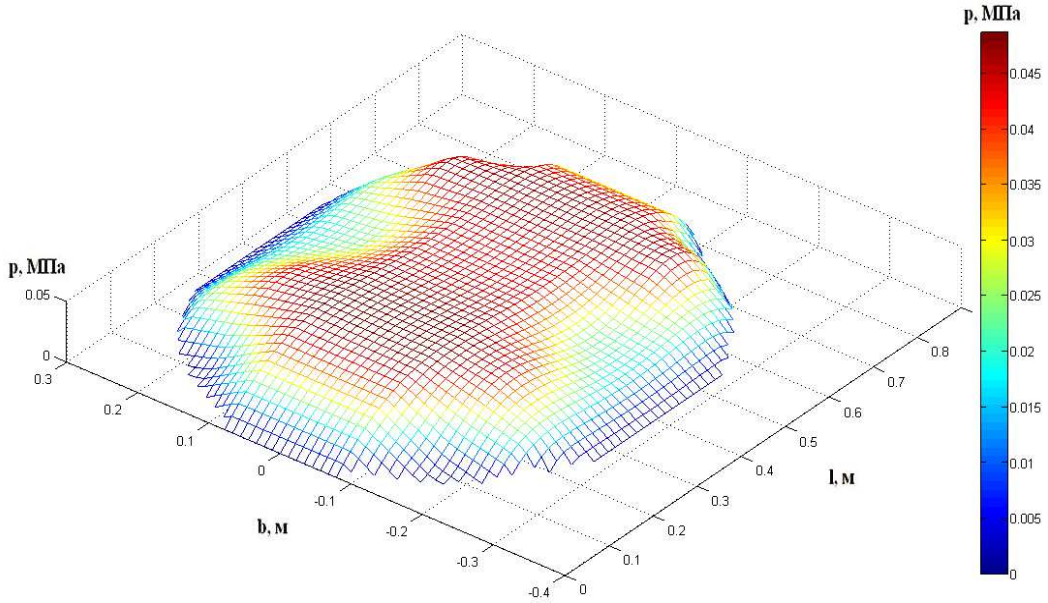


Рисунок 1.31 – Эпюра давлений в контакте шины 1300х600-533 модели «Трэкол» с уплотненной грунтовой поверхностью (F_z =600 кгс; p_0 =0,03 МПа; V=0,5 км/ч);

Для определения начальной жесткости снега γ проводилось экспериментальное определение зависимости «нагрузка – вертикальная деформация снега» (рисунок 1.32).

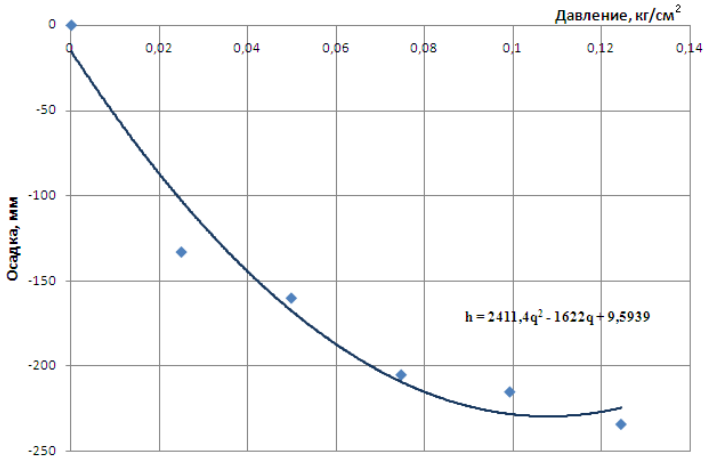


Рисунок 1.32 – Зависимость деформации снега от величины удельного давления (H=720 мм; t^o= -10 °C; ρ_0=0,28...0,31 г/см^3)

На рисунке 1.33 показаны результаты моделирования контактного взаимодействия шины 1300х600-533 модели «Трэкол» при движении по снегу (H=0.72 м, ρ=0.30 г/см^3, γ=0,0678 МПа/м) с

нагрузкой 600 кгс и давлении воздуха в шине 0,3 МПа. В результате проведенного расчета установлено, что максимальная глубина колеи должна составлять 0,26 м.

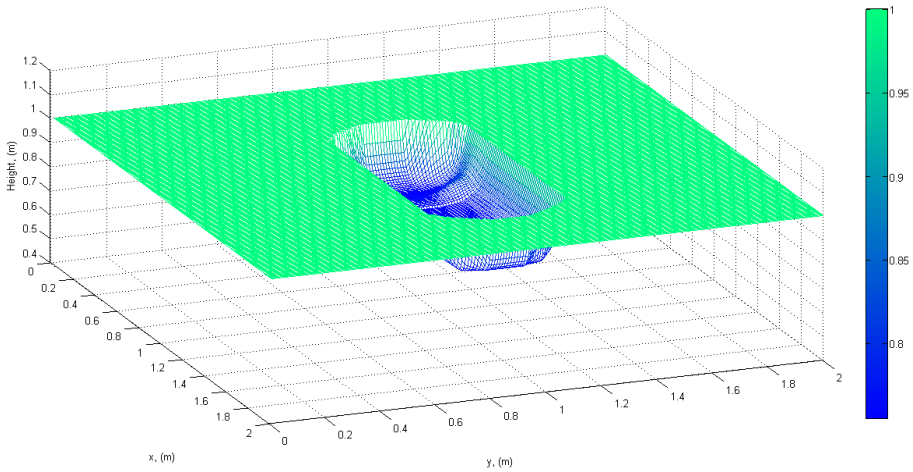


Рисунок 1.33 – Расчетная поверхность контакта шины 1300х600-533 модели «Трэкол» со снежным полотном пути

Для проверки адекватности имитационной модели проводились замеры глубины колеи, образуемой пневмоколесным движителем автомобиля «Викинг»-2992 (рисунок 1.34). В результате экспериментальных исследований установлено, что на снегу с параметрами, соответствующими исходным данным разработанной модели, максимальная глубина колеи не превышает 0,28 м.

Рисунок 1.34 – Фрагменты испытаний по определению глубины колеи автомобиля «Викинг»-2992 на снегу (H=0.72 м, ρ=0.30 г/см^3, γ=0,0678 МПа/м)

Таким образом, при сравнении расчетных данных с данными экспериментальных исследований (рисунок 1.35) наблюдается хорошая сходимость результатов.

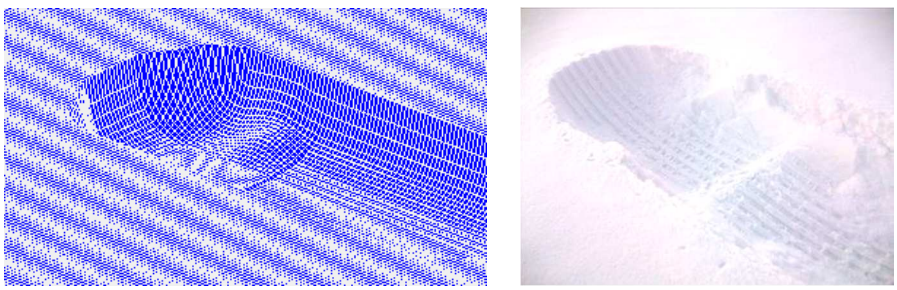


Рисунок 1.35 – Сравнение результатов моделирования с данными эксперимента

Математическая модель контактного взаимодействия шины сверхнизкого давления со снежным полотном пути, используемая в рамках данной НИР, разработана на основе модели, предложенной Я.С. Агейкиным.

На рисунке 1.36 приведена расчетная схема взаимодействия пневмоколесного движителя с деформируемой опорной поверхностью.

При разработке модели качения колеса по снежному полотну пути были приняты следующие допущения:

– поверхность контакта состоит из двух зон: плоской и криволинейной; плоская зона контакта аналогична поверхности контакта колеса с твердой опорной поверхностью;

– деформация шины определяется давлением в плоской зоне контакта и выражается формулой (1.9) или находится по экспериментальной нагрузочной характеристике шины (рисунок 1.30);

– положение и величина плоской зоны контакта определяется хордой экваториальной окружности шины с высотой сегмента, равной ее радиальному прогибу;

– расстояние от поверхности недеформируемого грунта до плоской зоны постоянна (глубина погружения колеса при качении) соответствует глубине образуемой колеи;

– глубина колеи определяется по формуле (1.12) с учетом максимальных значений давлений в контакте, полученных экспериментально;

– форма и размеры поперечного сечения колеи определяются измененной формой профиля.

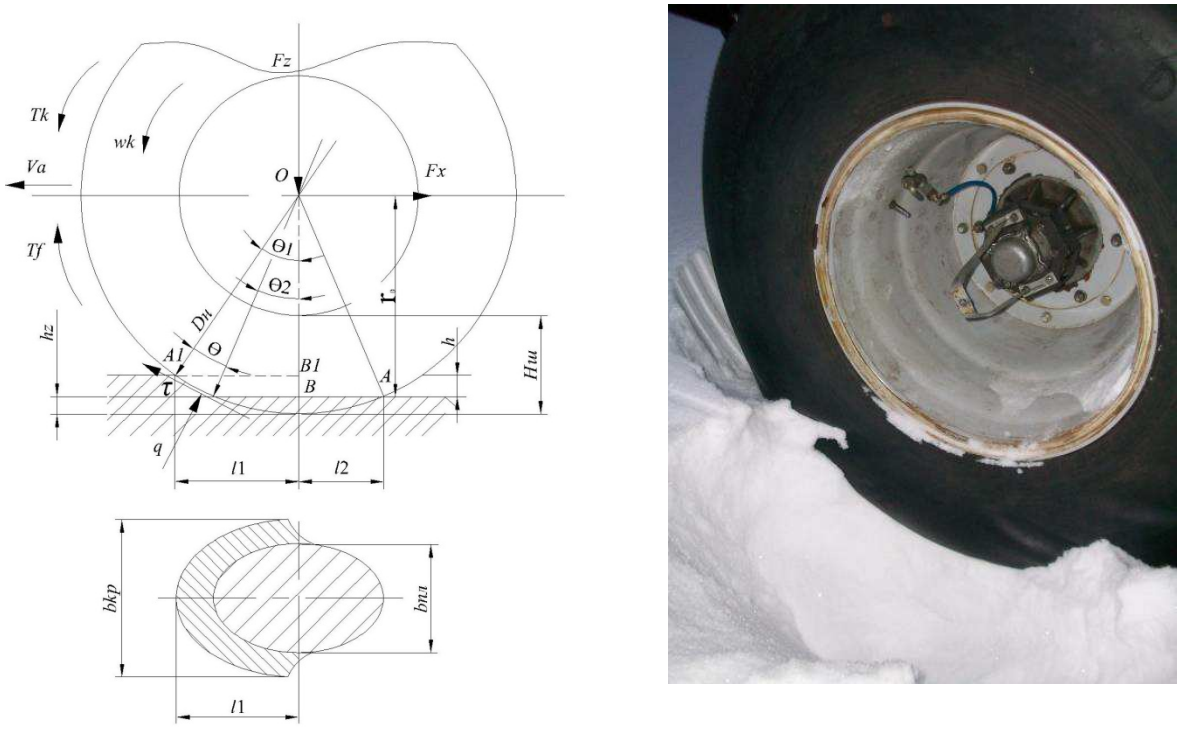


Рисунок 1.36– Расчетная схема взаимодействия шины сверхнизкого давленияс грунтом

Площадь плоской зоны контакта ШСНД со снегом представлена в виде эллипса с полуосями l_2 и $b_{пл}/2$. Длина контактной площадки колеса (соответствующая плоскому контакту при деформации шины h_z):

$$l_k = 2l_2 = 2\sqrt{D_H h_z - h_z^2}\ , \tag{1.13}$$

и ее площадь

$$A_{пл} = \pi b_{пл} \cdot l_2 / 4 = \pi b_{пл} \sqrt{D_H h_z - h_z^2} / 2, \tag{1.14}$$

где $b_{пл}$ – ширина плоской зоны контакта.

Геометрическую форму и размеры площади проекции криволинейной зоны контакта ШСНД с грунтом следует представить в виде полуразности площади эллипса с полуосями $b_{кр}/2$ и l_1и площади эллипса плоской зоны контакта с полуосями l_2 и $b_{пл}/2$.

Для определения $b_{кр}$ следует использовать следующую зависимость:

$$b_{кр} = b_{пл} + 10(B_ш + h_z - b_{пл})h/(H_ш + h_z + 10h), \tag{1.15}$$

Величина l_1 рассчитывается по формуле:

$$l_1 = \sqrt{D_H (h_z + h) - (h_z + h)^2}\ , \tag{1.16}$$

Таким образом, площадь проекции криволинейной зоны контакта определяется по следующей формуле:

$$A_{кр} = \frac{\pi}{2}(l_1 \cdot \frac{b_{кр}}{2}) - \frac{A_{пл}}{2},, \tag{1.17}$$

Общая площадь контакта определяется по зависимости:

$$A = A_{кр} + \frac{A_{пл}}{2} = \frac{\pi}{2}(l_1 \cdot \frac{b_{кр}}{2}) + \frac{\pi b_{пл} \cdot l_2}{8}\ . \tag{1.18}$$

Общая площадь контакта ШСНД со снежным полотном пути определяет сцепные качества шины с грунтом и величину тяговой реакции грунта. Исследования показали, что сопротивление снега сдвигу в значительной мере зависит от горизонтальных перемещений, вызванных буксованием колесного движителя. Продольная реакция по сцеплению ведущих колес с деформируемой опорной поверхностью может быть получена по следующим выражениям [16]:

$$R_{x_\varphi} = 0{,}8(c \cdot A + F_z \cdot tg\varphi)e^{-k_1 lS}(1 - e^{-k_2 lS}), \tag{1.19}$$

$$R_{x_\varphi} = 0{,}8(c \cdot A + F_z \cdot tg\varphi)(1 - e^{-k_2 lS}), \tag{1.20}$$

где c – коэффициент связности; $tg\varphi$ – коэффициент внутреннего трения грунта; F_z – нормальная нагрузка; A – общая площадь контакта колеса с опорной поверхностью; s – коэффициент буксования колесного движителя; l – длина линии контакта, где k_1, k_2, – эмпирические коэффициенты.

Формула (1.19) применяется для расчета упорной реакции связных грунтов, а формула (1.20) – несвязных. Значение величины k_2 определяется экспериментально и может быть принято (согласно данным ОНИЛВМ) для большинства снегов равным 250 1/м.

Уравнения движения колес получают из рассмотрения системы моментов, действующих на ведущее колесо при неустановившемся режиме движения (рисунок 1.36). При выводе данных дифференциальных уравнений следует учитывать, что при качении колеса по деформируемой опорной поверхности в общем случае подводимая к нему энергия затрачивается на суммарное сопротивление движению, включающее силу сопротивления качению колеса, обусловленную гистерезисными потерями в шине $F_{ш}$, силу сопротивления качению колеса, обусловленную деформацией (смятием) грунта $F_{г}$, силу бульдозерного сопротивления $F_{б}$, разгон колес.

Выражение для расчета силы сопротивления качению колеса, обусловленной деформацией (смятием) грунта F_{fc} , имеет вид [3, 6, 24]:

$$F_{fc} = 2b\gamma h_{\max}^2\left(-\ln\left(\frac{\gamma h_{\max}}{\gamma h_{\max}+q_{\max}}\right)-\frac{q_{\max}}{\gamma h_{\max}+q_{\max}}\right), \qquad (1.21)$$

где $\boldsymbol{b}$ – ширина колеи; $\boldsymbol{\gamma}$ – коэффициент начальной жесткости снега; $\boldsymbol{h_{max}}$ – коэффициент, характеризующий величину деформации снега при давлениях, соответствующих максимальному уплотнению, $\boldsymbol{q_{max}}$ – максимальное пиковое давление под колесом, определяемое экспериментально.

Сила сопротивления качению колеса, обусловленная гистерезисными потерями в шине $F_{fш}$[3, 14]:

$$F_{fш} = 1{,}75\cdot 10^6 \psi_0 k_k p_{в\max} h_z^2 (B_{Ш}^2 + 1{,}5H_{Ш}^2)(B_{Ш} - 0{,}3h_z)/(H_{Ш}B_{Ш}^2), \qquad (1.22)$$

где ψ_0 – коэффициент гистерезисных потерь; k_k – коэффициент, учитывающий жесткость каркаса; $p_{в\max}$ – максимальное давление воздуха в шине; h_z – нормальная деформация шины; $B_{Ш}$ и $H_{Ш}$ – ширина и высота профиля шины.

Сила бульдозерного сопротивления $F_{fб}$[3]:

$$F_{fБ} = bh_Г[0{,}5\rho_Г g h_Г tg^2(45^0 + \varphi_0/2) + 2\cdot 10^6 c_0 tg(45^0 + \varphi_0/2)], \qquad (1.23)$$

где φ_0 – угол внутреннего трения грунта; c_0 – коэффициент внутреннего сцепления грунта; $h_г$ – осадка грунта (глубина колеи).

Суммарный момент сопротивления движению можно определить по выражению:

$$T_f = (F_{fc} + F_{fш} + F_{fБ})\cdot r_0, \qquad (1.24)$$

где r_0 – динамический радиус колеса.

Уравнения динамического равновесия ведущего колеса выглядят следующим образом:

$$m_K \frac{dV_k}{dt} = R_{X\varphi} - F_x, \tag{1.25}$$

$$I_K \frac{dw_K}{dt} = T_K - R_{X\varphi} \cdot r_0 - T_f, \tag{1.26}$$

где w_K – угловая скорость колеса; V_k – линейная скорость центра масс колеса; F_x – реакция корпуса автомобиля; I_k – момент инерции колеса.

Из уравнения (1.26) следует, что подводимый к ведущему колесу крутящий момент T_k затрачивается (идет) на преодоление сопротивления движению корпуса автомобиля, сопротивлений качению и разгону колеса.

Коэффициент буксования каждого колеса зависит от двух фазовых координат: действительной угловой скорости колеса и линейной скорости центра масс автомобиля. В данной модели кузов и оси вращения колес соединены жестко, следовательно, при движении испытывают одинаковые перемещения, скорости и ускорения. Таким образом, выражение для определения коэффициента внешнего скольжения имеет вид:

$$s = 1 - \frac{V_k \cdot r_0}{w_k}. \tag{1.27}$$

1.7 Разработка математической модели движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по деформируемой опорной поверхности

Для анализа факторов, влияющих на энергоэффективность автомобиля, рассмотрим динамику его движения по деформируемым опорным поверхностям. Для этого достаточно составить математическую модель плоского движения полноприводного двухосного транспортного средства по бездорожью.

Основным допущением при выборе такой модели является то, что колеса левого и правого бортов транспортного средства находятся в одинаковых условиях, а сам автомобиль движется прямолинейно, то есть уравнения движения рассматриваются в проекциях на продольную ось x.

При составлении системы дифференциальных уравнений прямолинейного движения используем схему сил и моментов, приведенную на рисунке 1.37.

Составим общие уравнения динамики, применив принцип Лагранжа-Д’Аламбера, согласно которому алгебраическая сумма всех внешних сил и моментов, приложенных к системе, реакции неидеальных связей и сил инерции на возможных перемещениях системы равна 0. Введем следующие возможные перемещения системы: линейное перемещение центра масс автомобиля δx,

линейные перемещения осей передних и задних колес $\delta x_1, \delta x_2$, а также угловые перемещения колес передней и задней оси $\delta\varphi_1, \delta\varphi_2$.

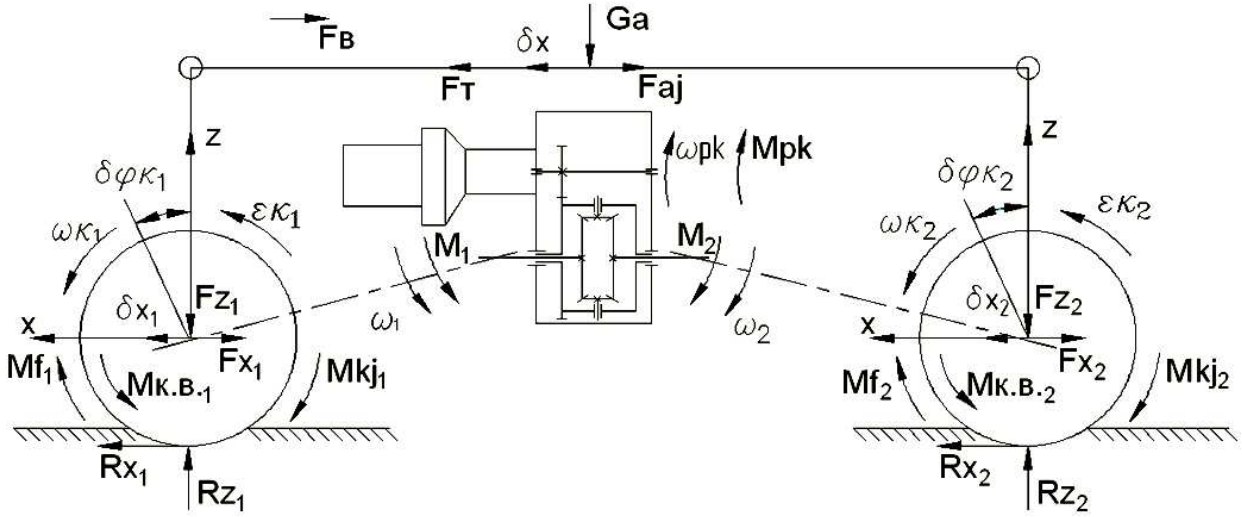


Рисунок 1.37 – Расчетная схема движения полноприводной колесной машины

Учитывая взаимные направления сил и моментов и соответствующих им векторов возможных перемещений, получаем систему уравнений динамики.

$$\sum_{i=1}^{n}(F_i\delta_k + M_i\delta_k) = 0, \qquad \forall\, k = 1 \ldots m\,; \tag{1.28}$$

где δ_k – обобщенная координата; n – число силовых факторов; m – количество обобщенных координат, $m = 3$; F_i , M_i - силы и моменты, действующие на каждое тело.

Рассмотрим уравнение движения кузова ТС:

$$m_a \cdot \ddot{x} = F_T - F_в - F_{кр} \tag{1.29}$$

где $m_a \cdot \ddot{x} = F_{aj}$ – сила инерции, действующая на кузов; $F_T = F_{x1} + F_{x2}$ – сила, передающаяся на корпус от колес; $F_в$ – сила сопротивления воздуха; $F_{кр}$ – сила тяги на крюке.

Перепишем уравнение (1.29):

$$m_a \cdot \ddot{x} = (F_{x1} + F_{x2}) - F_в - F_{кр} \tag{1.30}$$

Запишем проекцию на продольную ось суммы сил, действующих на колесо:

$$\begin{aligned} m_{K1} \cdot \ddot{x}_1 &= R_{x1} - F_{x1} \\ m_{K2} \cdot \ddot{x}_2 &= R_{x2} - F_{x2} \end{aligned} \tag{1.31}$$

где: m_{K1}, m_{K2} – массы передних и задних колес; R_{x1}, R_{x2} – реакции в пятне контакта колес с дорогой;F_{x1}, F_{x2} – реакции со стороны корпуса;

В данной модели кузов и оси вращения колес соединены жестко, следовательно, при движении испытывают одинаковые перемещения, скорости и ускорения, то есть:

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 = \ddot{x} \tag{1.32}$$

Подставим (1.32) в (1.31) и разрешим полученные уравнения относительно F_{x1}, F_{x2}:

$$F_{x1} = -m_{K1} \cdot \ddot{x} \quad + R_{x1}$$
$$F_{x2} \; = \; -m_{K2} \cdot \ddot{x} \quad + R_{x2} \qquad (1.33)$$

Подставив уравнения (1.33) в (1.30),получим уравнение прямолинейного движения системы тел, приведенное к корпусу.

Запишем уравнения вращательного движения ведущих колес:

$$M_{K.B.1} - M_{f1} - M_{kj1} - R_{x1} \cdot r_{k0} = 0, \qquad (1.34)$$
$$M_{K.B.2} - M_{f2} - M_{kj2} - R_{x2} \cdot r_{k0} = 0$$

где: $M_{K.B.1}, M_{K.B.2}$ – момент, подведенный к ведущим колесам; M_{f1}, M_{f2} – моменты сопротивления качению колес; M_{kj1}, M_{kj2} – инерционные моменты колес,

$$M_{kji} = J_{ksi} \cdot \dot{\omega}_{ki} \; ;$$

r_{k0} – радиус качения колеса при отсутствии скольжения.

Выражения для определения сил и моментов, приложенных к колесам транспортного средства, представлены в разделе 1.6.

Следует отметить, что качение колесного движителя транспортного средства отличается от качения одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности движения, прежде всего условиями качения следующих друг за другом колес разных осей по одному следу, а также кинематическими и силовыми связями, налагаемыми конструкцией автомобиля на данные колеса.

Условия качения меняются вследствие очевидной причины – каждое последующее колесо автомобиля (при совпадении колеи) движется по уплотненному предыдущими колесами грунту. После прохождения колеса по деформируемой опорной поверхности происходит изменение ее механических свойств, что отражается на условиях взаимодействия последующих колес с поверхностью движения (рисунок 1.38). При исследовании движения колесной машины по снежному полотну пути, необходимо знать каковы характеристики текстропии: соотношение между зависимостями упорных реакций грунта, реализуемых движителем, от величины буксования при повторении нагрузки.

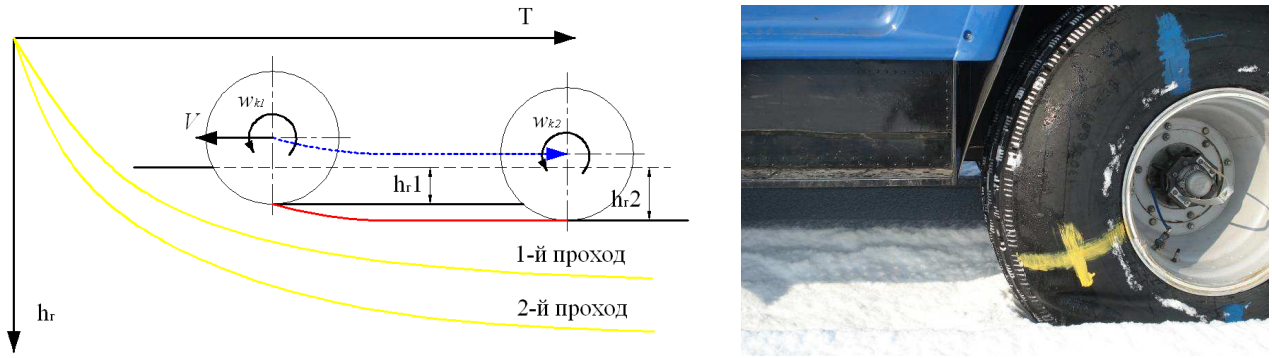


Рисунок 1.38 – Схема образования колеи в уплотняющейся опорной поверхности при последовательных проходах колес машины

Исследования на опытных образцах снегоходных машин [16] показали, что при повторении нагрузки характер кривой «горизонтальные напряжения – сдвиг» меняется: если при первом нагружении упорная реакция грунта может быть вычислена по формуле (1.19), то при учете повторного нагружения необходимо использовать формулу (1.20).

Другим важным обстоятельством при рассмотрении последовательных проходов колес машины по одному следу на деформируемых грунтах является уменьшение сопротивления качению, что также необходимо учитывать при анализе энергоэффективности транспортного средства. Процесс взаимодействия движителя автомобиля с полотном пути в случае движения колес по одному следу уплотняющегося грунта наиболее полно и обстоятельно разработан Я.С. Агейкиным [15].

При движении вездеходного транспортного средства по грунтам с низкой несущей способностью для колес задней оси наряду с погружением от уплотнения материала имеет место кинематический прирост за счет экскавационного эффекта, а также дополнительное увеличение высоты контакта колеса с поверхностью движения за счет выноса материала дорожно-грунтового основания из-под предшествующего колеса. Расчетный аппарат для учета указанных явлений наиболее полно разработан В.В. Беляковым [4,5].

Дифференциальные уравнения для трансмиссий с межосевым дифференциалом согласно работе [28] будут иметь вид:

$$\dot{\omega}_1 = \frac{\frac{\left(J_k + u_{pk}^2 J_s\right)u_\partial}{u_{pk}^2(1+u_\partial)^2 J_2}\left(-u_\partial M_{conp_1} + M_{conp2}\right) + M_1 - M_{conp1}}{J_1 + \left(J_k + u_{pk}^2 J_s\right)\frac{J_2 + u_\partial^2 J_1}{u_{pk}^2(1+u_\partial)^2 J_1}}$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{\frac{\left(J_k + u_{pk}^2 J_s\right)u_\partial}{u_{pk}^2(1+u_\partial)^2 J_1}\left(u_\partial M_{conp_1} - M_{conp2}\right) + M_2 - M_{conp2}}{J_2 + \left(J_k + u_{pk}^2 J_s\right)\frac{J_2 + u_\partial^2 J_1}{u_{pk}^2(1+u_\partial)^2 J_1}} \qquad (1.35)$$

где: ω_1, ω_2 – угловая скорость для полуоси переднего и заднего мостов соответственно в межосевом дифференциале;

J_1, J_2 – моменты инерции колес, деталей главной передачи, карданных передач, приведенные к выходным валам раздаточной коробки;

$$J_i = \left(\frac{J_{ksi}}{u_0^2 \cdot \eta_0} + \frac{J_0}{u_0^2 \eta_0} + J_{kardi}\right) \cdot \frac{1}{\eta_{kard}}$$

J_0– момент инерции главной передачи, приведенный к выходному валу главной передачи;

J_k– момент инерции двигателя и коробки передач, приведенный к входному валу раздаточной коробки:

$$J_k = \left(J_\partial \cdot u_k^2 \cdot \eta_{kpp} + J_{kpp} \cdot \eta_{kpp} + J_{kard}\right) \cdot \eta_{kard}$$

J_s - момент инерции корпуса дифференциала. ($J_s = 0$ ввиду его малости по сравнению с остальными моментами, пренебрегаем);

u_{pk} – передаточное отношение раздаточной коробки;

u_∂ – передаточное отношение дифференциала ($u_\partial = 1$ для симметричных дифференциалов);

M_{conp1}, M_{conp2} – моменты сопротивления движению на колесах, приведенные к выходным валам раздаточной коробки. Их можно определить исходя из следующих соотношений:

$$M_{conp1} = \frac{M_{f1} + R_{x1} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard1}}; \quad M_{conp2} = \frac{M_{f2} + R_{x2} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard2}} \qquad (1.36)$$

M_1, M_2 – моменты, передающиеся от корпуса на выходные валы дифференциала;

Эти моменты определяются исходя из следующих соотношений:

$$M_1 = \frac{M_{pk} \cdot u_{pk} \cdot \eta_{pk}}{2}(1 + k_{бл}), \qquad M_2 = \frac{M_{pk} \cdot u_{pk} \cdot \eta_{pk}}{2}(1 - k_{бл}) \qquad (1.37)$$

где M_{pk} – момент на первичном валу раздаточной коробки;

$$M_{pk} = M_\partial \cdot u_{kpp} \cdot \eta_{kpp} \cdot \eta_{kard}$$

$k_{бл}$ – коэффициент блокировки дифференциала.

Коэффициент блокировки обусловлен конструктивным типом дифференциала, численно равен отношению момента трения в дифференциале к моменту на корпусе дифференциала. Так для конического дифференциала коэффициент блокировки находится в пределах 0,05-0,1; для дифференциалов повышенного трения 0,5-0,7; Жесткая блокировка дифференциала равносильна $k_{бл} = 1$.

С учетом описанных закономерностей и допущений выражения (1.30) и (1.35) примут вид:

$$\begin{cases} (m_а + m_{K1} + m_{K2}) \cdot \ddot{x} = R_{x1} + R_{x2} - F_в - F_{кр} \\ \dot{\omega}_1 = \dfrac{\dfrac{J_k}{4u_{pk}^2 J_2}\left(-\dfrac{M_{f1} + R_{x1} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard1}} + \dfrac{M_{f2} + R_{x2} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard2}}\right) + \dfrac{M_{pk} \cdot u_{pk}}{2}(1 + k_{бл}) - \dfrac{M_{f1} + R_{x1} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard1}}}{J_1 + J_k \dfrac{J_2 + J_1}{4u_{pk}^2 J_1}} \\ \dot{\omega}_2 = \dfrac{\dfrac{J_k}{4u_{pk}^2 J_1}\left(\dfrac{M_{f1} + R_{x1} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard1}} - \dfrac{M_{f2} + R_{x2} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard2}}\right) + \dfrac{M_{pk} \cdot u_{pk}}{2}(1 - k_{бл}) - \dfrac{M_{f2} + R_{x2} \cdot r_{k0}}{u_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_{kard2}}}{J_2 + J_k \dfrac{J_2 + J_1}{4u_{pk}^2 J_1}} \end{cases} \qquad (1.38)$$

Таким образом, система дифференциальных уравнений (1.38) является достаточной для описания движения полноприводного двухосного транспортного средства по деформируемой опорной поверхности с приемлемой точностью и анализа факторов, влияющих на энергоэффективность колесной машины.

Для решения системы дифференциальных уравнений использовался метод визуально-ориентированного блочного имитационного моделирования сложных динамических систем. При данном подходе уравнения, описывающие процесс движения полноприводного двухосного транспортного средства по деформируемой опорной поверхности, приводятся к виду, удобному для решения. После определения начальных условий дифференциальных уравнений, разрешенных относительно старших производных, следует реализация математической модели средствами MATLAB/Simulink с включением инструментов визуализации результатов. На рисунке 1.39 приведена блок-схема разработанной модели, представляющая собой совокупность подсистем.

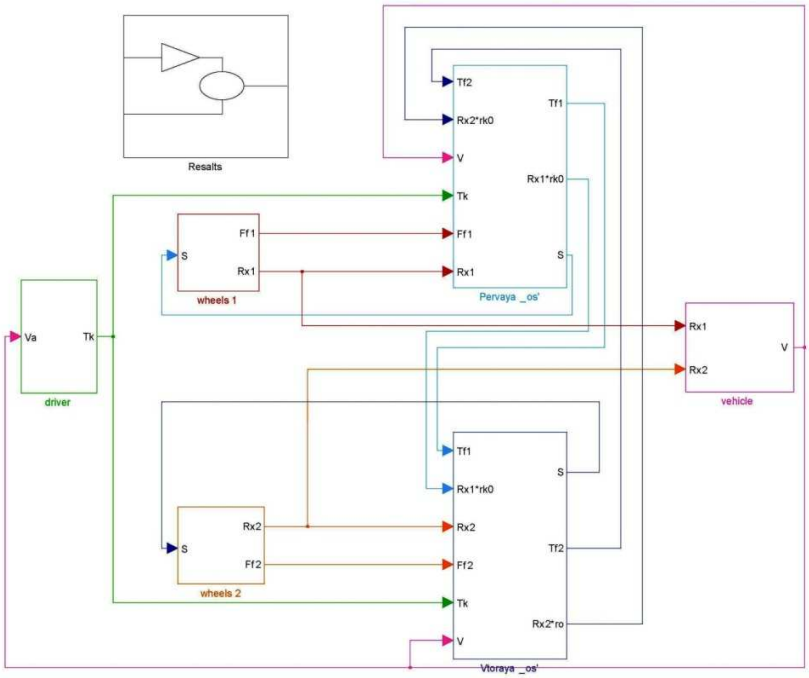


Рисунок 1.39 – Блок схема модели

Для проверки работоспособности модели были проведены расчетные исследования прямолинейного движения автомобиля «Викинг»-2992 на шинах 1300х600-533 модели ТРЭКОЛ с крюковой нагрузкой $F_{кр}$=2000 Н по снегу типа 4 (см. раздел 1.4) глубиной H= 0,7 м. На рисунках показаны некоторые результаты имитационного моделирования. Цифрами 1,2 на графиках обозначена принадлежность к соответствующей оси ТС.

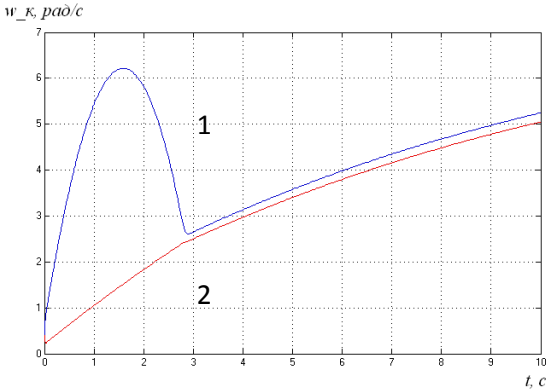


Рисунок 1.40 – Угловые скорости колес

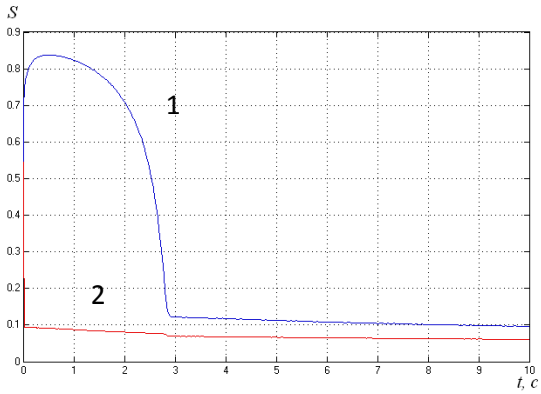


Рисунок 1.41 – Буксование колес

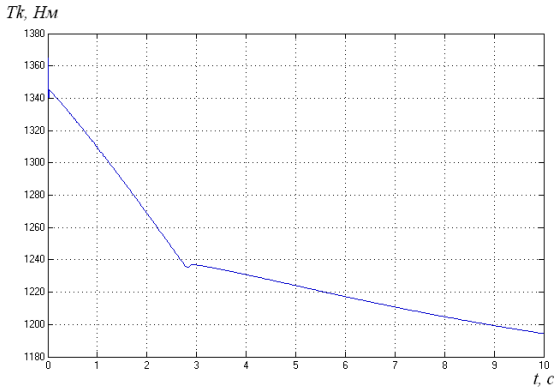


Рисунок 1.42 – Крутящий момент, подводимый к колесам

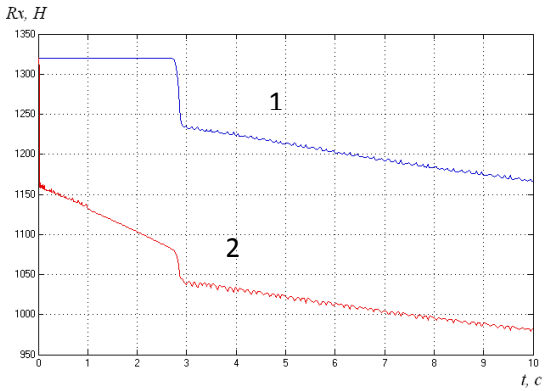


Рисунок 1.43 – Упорные реакции грунта, реализуемые колесами

1.8 Разработка методики оценки энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью

1.8.1 Выбор критерия энергоэффективности транспортного средства

К вездеходным транспортным средствам предъявляются требования эффективно выполнять транспортную работу, то есть совершать грузовые или пассажирские перевозки в сложных дорожных условиях в максимально короткие сроки и с минимальными эксплуатационными затратами. В зависимости от функциональных требований применяются различные критерии оценки характеристик эффективности работы внедорожных транспортных средств[3,13,29-36]. В их числе оценочные показатели, представленные в таблице.

Таблица 1.6 – Критерии оценки эффективности использования колесных машин

Расчетная зависимость	Принятые обозначения	Автор
1	2	3
$П = \frac{G_м}{G_0} V_м$	$G_м$ – максимальная грузоподъемность колесной машины, G_0 – собственный вес автомобиля, $V_м$ – величина фактической средней скорости движения по маршруту	Я.И. Бронштейн
$A = G_{гр}S/tQ$	$G_{гр}$ – грузоподъемность; t – время движения; S – пройденный путь; Q – расход топлива за пробег	В.И. Гребенщиков
$П=(m_м S_м / t_м Q_м)/(m_ш S_ш / t_ш Q_ш)$	m – масса перевозимого груза; S – длина преодолеваемого участка; t – время движения по этому участку; Q – масса израсходованного на этом участке топлива; индексы «*м*» и «*ш*» - движение по участку местности и по эталонной дороге	В.И. Кнороз, И.П. Петров (НАМИ)

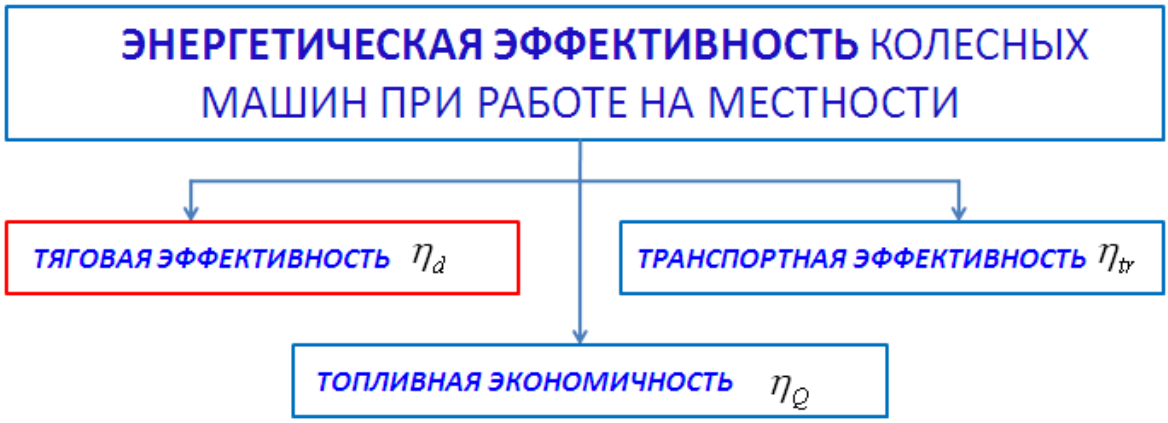
Таблица 1.6 – Критерии оценки эффективности использования колесных машин (продолжение)

$\eta_{0r} = \frac{W_p V}{u_h l}$	W_p – полезная нагрузка, V – скорость колесной машины в данных дорожных условиях, u_h – часовой расход топлива, l – оперативный запас хода.	М.Г. Беккер
$\eta_d = \frac{P_d}{P}$	P_d – мощность на крюке, P – мощность, вырабатываемая двигателем	Дж. Вонг
$\eta_{tr} = \frac{W_p V}{P}$	W_p – полезная нагрузка, P – мощность двигателя колесной машины	Ю. Мацкерле, Дж. Вонг

Большинство предложенных к настоящему моменту показателей оценивают эффективность грузоперевозки (производительность) и экономичность.

Тем не менее, до сих пор нет общепринятых методов и показателей, позволяющих оценить энергетическую эффективность транспортных средств при работе на местности.

На рисунке 1.44 представлена предложенная в рамках данного исследования система целевых функций, описывающих энергетическую эффективность. Характеристика энергетической эффективности включает в себя 3 основных показателя.



СИСТЕМА ЦЕЛЕВЫХ ФУНКЦИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

$$\eta_э = \Phi(\eta_d, \eta_Q, \eta_{tr})$$

$$\eta_d \to \max \quad \eta_{tr} \to \max \quad \eta_Q \to \min$$

Рисунок 1.44 – Представление комплексного показателя энергетической эффективности колесных машин при работе на местности

Для сравнительной оценки энергетической эффективности колесных машин при работе на местности предлагается показатель, равный отношению выполненной машиной транспортно-

технологической работы в сложных условиях движения к входным затратам энергии (затратам энергетической установки) при одинаковом расходе топлива машин.

Определяющей является первая составляющая энергоэффективности – тяговая эффективность.

Наиболее рациональным критерием оценки тяговой эффективности наземных транспортных средств при работе на местности является, на наш взгляд, критерий, предложенный рядом исследователей, в частности В.И. Пановым [9] и Д. Вонгом [35]. Показатель тяговой эффективности определяется как отношение мощности на крюке P_T к соответствующей мощности *Pe*, вырабатываемой двигателем.

В зависимости от целей и задач исследования для определения критерия можно использовать различные модели движения транспортного средства.

1) Одномассовая модель движения транспортного средства

$$\boldsymbol{\eta = \frac{P_T}{P_e} = \frac{F_{\text{кр}} \cdot V}{M_e \cdot \omega_e} = \frac{F_{\text{кр}} \cdot V}{M_{K.\text{В.}} \cdot \omega_{\text{к}}/\eta_{TP}} = \frac{F_{\text{кр}} V \cdot \eta_{TP}}{M_{\text{к.в.}} \frac{V}{r_{K0}(1-S)}} = \frac{F_{\text{кр}} \cdot r_{K0.}(1-S) \cdot \eta_{TP}}{M_{\text{к.в.}}}} \quad (1.39)$$

2) Трехмассовая модель движения двухосного полноприводного транспортного средства

$$\boldsymbol{\eta = \frac{P_T}{P_e} = \frac{F_{\text{кр}} \cdot V}{M_e \cdot \omega_e} = \frac{F_{\text{кр}} \cdot V}{(M_{K.\text{В}.1} \cdot \omega_{\text{к}1} + M_{K.\text{В}.1} \cdot \omega_{\text{к}1})/\eta_{TP}} = \frac{F_{\text{кр}} \cdot V \cdot \eta_{TP}}{\left(\frac{M_{\text{к.в.}1}}{(1-S_1)} + \frac{M_{\text{к.в.}2}}{(1-S_2)}\right)\frac{V}{r_{K0}}}} \quad (1.40)$$

$$= \frac{F_{\text{кр}} \cdot r_{K0} \cdot \eta_{TP}}{\frac{M_{\text{к.в.}1}}{(1-S_1)} + \frac{M_{\text{к.в.}2}}{(1-S_2)}}$$

По данному критерию можно судить о тяговой эффективности транспортных средств в диапазоне определенных скоростей движения. Удобством использования данного критерия является изменение его значений в диапазоне от 0…1. Причем, чем выше значение данного критерия, тем выше тяговая эффективность транспортного средства.

Однако, для того, чтобы сделать окончательный вывод о тяговой эффективности автомобилей коллективом исследователей НГТУ предложен интегральный критерий тяговой эффективности *П*, который определяется по выражению:

$$П = \int \eta dV \quad (1.41)$$

Геометрически данный критерий равен площади под кривой зависимости $\eta = f(V)$, поэтому является одним числом, и однозначно определяет: какое из сравниваемых транспортных средств имеет выше тяговую эффективность. Чем выше интегральный критерий *П*, тем выше тяговая эффективность транспортного средства.

1.8.2 Методика оценки тяговой эффективности транспортных средств при движении по снежному полотну пути

Исходными данными для реализации методики являются конструктивные данные по машине и физико-механическим свойствам грунта.

Опыт эксплуатации колесных транспортных средств на местности показывает, что в большинстве случаев движения машин по деформируемой опорной поверхности (в условиях снежной целины) сила тяги, реализуемая в контакте движителя с полотном пути, меньше силы тяги, которая может быть подведена к колесам машины (силы тяги по двигателю F_T). Упорная реакция грунта, реализуемая движителем при движении машины, устанавливается такой, чтобы преодолевать суммарное сопротивление движению, обеспечивался запас на силу тяги на крюке, и обеспечивалось ускорение движения машины. Роль автоматического регулятора принадлежит в данном случае буксованию [16]. Коэффициент буксования каждого колеса зависит от двух фазовых координат: действительной угловой скорости колеса и линейной скорости центра масс автомобиля. Следовательно, и упорная реакция грунта, реализуемая единичным пневмоколесным движителем, также является функцией двух переменных. Таким образом, для описания движения транспортного средства на шинах сверхнизкого давления по слабонесущей опорной поверхности с приемлемой точностью в качестве фазовых координат необходимо выбрать угловые скорости ведущих колес и линейную скорость центра масс и решить систему дифференциальных уравнений (1.38).

Предлагаемая методика оценки тяговой эффективности при движении колесных машин по снегу сводится к следующему алгоритму (рисунок 1.45). Задаются исходные данные – параметры машины: полная масса m_a, нагрузочная характеристика двигателя $T_e=f(w_e, \alpha)$, передаточные числа трансмиссии $u_{\text{тр}}$, коэффициент полезного действия трансмиссии $\boldsymbol{\eta}_{\text{тр}}$; параметры движителя: нормальная нагрузка на колесо R_z, радиус колеса r_k , ширина обода $B_{об}$, ширина профиля $B_{пр}$, высота профиля $H_п$, ширина протектора$b_{пр}$, коэффициент насыщенности протектора $k_н$,стрела дуги беговой дорожки $h_{бд}$,высота грунтозацепа $h_{гр}$, давление воздуха в шине $p_{\text{В}}$, коэффициент трения протектора по опорной поверхности φ_p; параметры снега: высота снежного покрова H, начальная плотность снега ρ_0, температура снега, влажность снега.

Далее вычисляются параметры контактного взаимодействия шин сверхнизкого давления со снежным полотном пути с учетом полученных данных о распределениях нормальных давлений под колесом. Определяется суммарная сила сопротивления движению. По заданным параметрам машины вычисляется крутящий момент на колесах ТС. Из совместного решения системы уравнений, описывающих динамику движения ТС, определяются коэффициент буксования и упорная реакция, реализуемая движителем. После чего, значения полученных параметров подставляются в формулу расчета показателя тяговой эффективности. По результатам расчета

строятся зависимости данного показателя от скорости движения ТС при подстановке различных конструктивных параметров пневмоколесного движителя, эксплуатационных факторов (внутреннего давления воздуха в шинах, вертикальной нагрузки на колесо) и физико-механических параметров грунта и производится оценка тяговой эффективности колесных машин в условиях снежной целины.

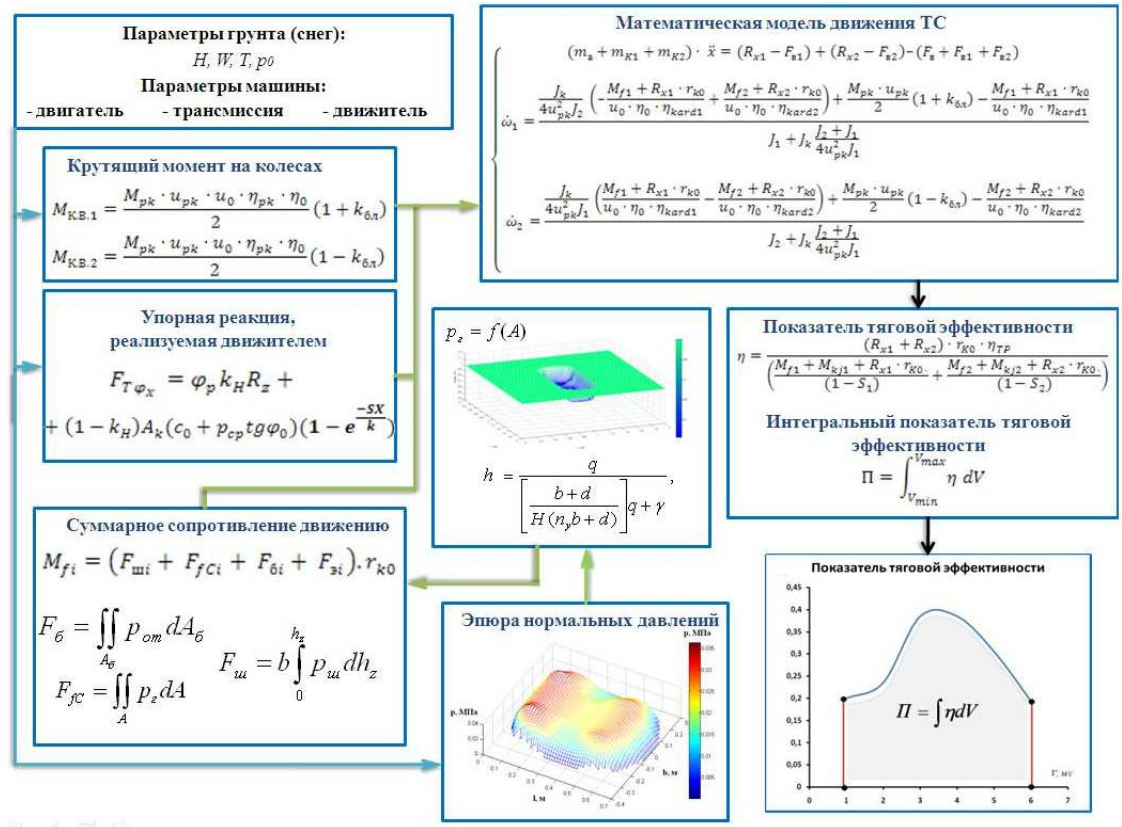


Рисунок 1.45 – Методика оценки тяговой эффективности транспортного средства

Учет реального характера распределения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью существенно повышает точность расчетной оценки тяговой эффективности колесных машин в условиях снежной целины.

Следует отметить, что предлагаемая методика оценки тяговой эффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях позволяет не только прогнозировать эффективность различных машин и проводить их сравнение, оценивать тяговые свойства машины при проектировании новых и модернизации существующих конструкций, но и позволяет определить влияние параметров машины на тяговую эффективность и наметить пути её повышения.

В настоящее время ведутся работы по созданию методики оценки энергетической эффективности колесных машин при движении по снежному полотну пути на базе представленной выше методики за счет учета показателей транспортной эффективности и топливной экономичности.

1.9 Исследование влияния конструктивных параметров на показатели энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления и обоснование путей повышения энергоэффективности

Эффективность эксплуатации ТС на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления во многом зависит от их конструктивного совершенства и технико-экономических показателей. К основным конструктивным параметрам, определяющим энергоэффективность, относятся: полный вес машины и распределение его по осям; мощность двигателя и конструкция трансмиссии; компоновочная схема; тип шины и ее конструктивные параметры (диаметр, высота и ширина профиля, размеры и рисунок протектора), внутреннее давление воздуха в шине; дорожный просвет.

Параметры движителя оказывают наибольшее влияние на эффективность транспортных средств при движении на местности. Специфика требований, предъявляемых к транспортным средствам на ШСНД, вытекает, прежде всего, из условий обеспечения высокой проходимости на грунтах с низкой несущей способностью, что ограничивает значение максимальных давлений от движителей на грунт. Исходя из этого, в первую очередь, необходимо определить грузоподъемность и полную массу ТС, параметры движителя и, соответственно, допустимые нагрузки на колесо, число колес (осей), после чего можно обосновывать основные компоновочные решения: габаритные размеры, тип трансмиссии и т.п.

Существенное влияние на энергоэффективность ВТС оказывает распределение массы по осям, так как от величины нормальных реакций, создаваемых осевой массой, зависят силы сопротивления качению и сцепления колес каждой оси транспортного средства. Минимальная сила сопротивления качению колес и максимальная сила их сцепления с опорной поверхностью обеспечиваются при равенстве нормальных реакций на колеса всех осей транспортного средства. Таким образом, в конструкции снегоболотоходов на ШСНД для достижения оптимального распределение веса по осям двигатель и агрегаты трансмиссии следует располагать в базе транспортных средств.

Диапазон предельных геометрических параметров пневмоколесного движителя ограничивается возможностями компоновки, производства и эксплуатации ТС. Определяющим является свободный радиус или диаметр колеса. Анализ применяемых в настоящее время на ТС пневмоколесных движителей сверхнизкого давления показал, что наиболее распространенными типоразмерами шин сверхнизкого давления являются шины диаметром от 1200-1350 мм до 1750 мм. Диапазон допускаемых нагрузок таких шин составляет соответственно от 6000-8000 Н до 15000-20000 Н. Ширина шин, как правило, составляет 500-750 мм [19]. Ориентируясь на эти показатели, можно выбирать движители для вновь создаваемых транспортных средств.

Повышение энергоэффективности колесных машин с увеличением диаметра шины объясняется увеличением длины контактной области и, соответственно, площади контакта. Вследствие этого несколько снижается проскальзывание контактной поверхности колеса относительно полотна пути и возрастает сцепление шины со снегом. При этом с увеличением площади контакта уменьшается осадка колеса в снег, что приводит к снижению сопротивления движению от смятия снежного покрова.

С ростом площади контакта, который обусловлен увеличением ширины шины, свободная сила тяги возрастает. Однако следует помнить, что увеличение площади контакта за счет ширины шины является менее эффективным средством повышения проходимости, нежели то же повышение площади за счет увеличения диаметра колеса. Это объясняется тем, что увеличение ширины шины приводит к образованию более широкой колеи и в случае, когда осадка колеса с разной шириной одинакова, в выигрыше оказывается более узкая шина.

Совершенствование конструкции пневмоколесного движителя должно идти в направлении создания бескамерных конструкций с бортовыми кольцами обрезиненными мягкой прослоечной резиной. С увеличением отношения *H/B* — значительно снижаются радиальная и окружная жесткости широкопрофильных шин и, соответственно, боковая устойчивость ТС. Поэтому шина должна быть низкопрофильной с отношением H/B=0,5-0,6 (если нет жестких требований к водоизмещению ТС).

Существенную влияние на энергоэффективность транспортных средств на ШСНД при движении по грунтам с низкой несущей способностью оказывают размеры, профиль и конструкция протектора. Тангенциальные контактные напряжения, которые обусловливают формирование тягового усилия, являются совокупностью контактных напряжений от сдвига снега по упорным поверхностям грунтозацепов и от трения выступов протектора о снег [3,4,23,24].

С ростом коэффициента насыщенности протектора уменьшается размер впадин между грунтозацепами и увеличивается площадь поверхности выступов протектора. Поэтому сила тяги от сдвигов снега с ростом коэффициента насыщенности протектора уменьшается (рисунок 1.46), а сила тяги от трения возрастает. Однако изменение силы тяги от сдвига носит более интенсивный характер, чем от трения. Поэтому для снега целесообразно уменьшать значение коэффициента насыщенности, т. е. подбирать шины с более крупным протектором. Эффективным средством повышения энергоэффективности транспортных средств на ШСНД является выбор протектора с открытым центром с грунтозацепами, расположенными ассиметрично по типу «косая елка» [19]. При этом высота рисунка протектора должна составлять не менее 25 мм. Желательно, чтобы грунтозацепы шины заходили на боковую поверхность, что дает возможность шине работать с необходимыми для движения по грунтам с низкой несущей способностью давлениями воздуха 0,007-0,01 МПа.

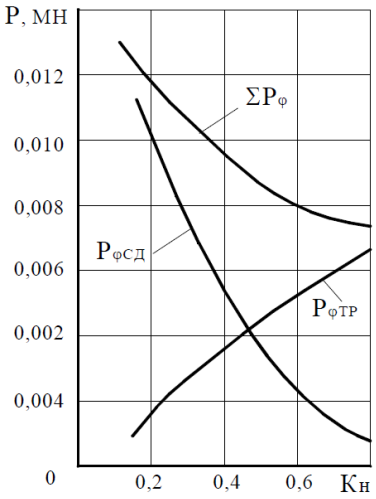


Рисунок 1.46 – Влияние коэффициента насыщенности протектора шины на силу тяги при движение по снегу (снег – 3) при толщине массива 0,5 м

Рисунок 1.47 – Зависимость силы сопротивления движению по снегу транспортного средства «Викинг»-2992 от давления воздуха в шине (расчетные данные)

Существенное влияние на показатели проходимости и энергоэффективности оказывает давление воздуха в шине. В результате расчетно-экспериментальных исследований установлено, что с уменьшением давления воздуха в шинах с 0,06 МПа до 0,012 МПа сила сопротивления движению для транспортного средства «Викинг»-2992 уменьшилась в 1,69 раза.

На рисунке 1.47 представлена теоретическая зависимость силы сопротивления движению по снегу транспортного средства «Викинг» -2992 от давления воздуха в шине.

Уменьшение сопротивления качению при пониженном давлении воздуха в шинах - это только часть эффекта, который получается при работе на слабонесущих грунтах. Другой важной частью эффекта при работе автомобиля на деформируемых грунтах является улучшение сцепных качеств шины с грунтом и рост тяговой реакции грунта.

Таким образом, для поддержания высокой степени подвижности необходимо, чтобы ВТС на шинах сверхнизкого давления были оборудованы системой централизованной подкачки воздуха, позволяющей требуемым образом распределять давления по колесам и иметь оптимальное распределение давлений в пятне контакта шин с опорной поверхностью в конкретных дорожных условиях. В результате проведенных исследований установлено, что внутреннее давление воздуха в шинах должно быть: на песке – 0,03-0,04 МПа, на снежной целине – 0,01-0,03 МПа и на заболоченных участках – 0,006-0,01 МПа.

Основными факторами, определяющими влияние трансмиссии на проходимость и энергоэффективность, как известно [3], являются степень использования сцепления колес автомобиля с грунтом и затраты мощности на буксование. Основное значение при оценке возможности полного использования сцепления колес с грунтом и затрат мощности на буксование

колес имеет характер связи между колесами, определяемой схемой трансмиссии и конструкцией дифференциальных механизмов. На автомобилях повышенной проходимости с мостовой схемой трансмиссии применяются простой шестеренчатый (симметричный) конический дифференциал с принудительной блокировкой, самоблокирующиеся дифференциалы с повышенным внутренним трением, дифференциал с механизмами свободного хода, гидравлические дифференциальные механизмы, электронные системы обеспечения полной реализации тягово-сцепных свойств автомобиля [3,6,15,37-39].

Простой (шестеренчатый) дифференциал имеет незначительный коэффициент блокировки [3,6,15,37]. Если силы сцепления левого и правого колес с опорной поверхностью одинаковы как при прямолинейном движении, так и в условиях поворота, то данный механизм обеспечивает наилучшие показатели энергоэффективности. При неравных силах сцепления левого и правого колес такой дифференциал не обеспечивает возможности полного использования сцепных свойств опорной поверхности, в результате чего снижается проходимость машины. Простой дифференциал с принудительной блокировкой колес обеспечивает полное использование сцепных свойств колеса с опорной поверхностью. Вместе с тем, при движении машины с блокированным дифференциалом в условиях поворота нарушается соответствие между угловой и линейной скоростями колес, внутреннее колесо движется с пробуксовкой, что приводит к снижению проходимости и производительности использования машины.

Самоблокирующие дифференциалы с повышенным внутренним трением распределяют моменты между правым и левым колесами не поровну, поэтому имеют коэффициент блокировки значительно больше единицы [15]. Они обладают некоторой автоматичностью действия. Дифференциал автоматически блокируется при отношении моментов на колесах меньше, чем коэффициент блокировки. В случае равенства отношения моментов коэффициенту блокировки, дифференциал разблокируется и дает возможность колесам вращаться с разными угловыми скоростями [15]. При увеличении коэффициента блокировки силы сцепления колес с опорной поверхностью увеличиваются при прямолинейном движении, но вместе с тем повышаются и затраты мощности в условиях поворота.

Дифференциал с механизмом свободного хода обеспечивает автоматическое отключение забегающей полуоси и при прямолинейном движении обеспечивает максимальное использование сил сцепления колеса с опорной поверхностью. При криволинейном движений, когда сила тяги создается только на внутренних колесах, существенным образом ухудшается управляемость машины.

Электронные управляемые системы способны более полно реализовать тягово-сцепные возможности машины. К ним относятся дифференциалы с устройствами для автоматической блокировки или автоматически блокируемый дифференциал. В целом, наиболее полно тягово-

сцепные возможности машины при движении в тяжелых дорожных условиях обеспечивают системы полного тягового контроля. К недостаткам таких систем стоит отнести их сложность и высокую стоимость [38,39].

На энергоэффективность машин при работе на местности существенным образом оказывает влияние способ связи между мостами (тип межосевого привода). Тип межосевого привода не оказывает влияния на энергоэффективность в том случае, когда нормальные реакции на все колеса автомобиля одинаковые и одинаковые коэффициенты сопротивления качению и сцепления колес с опорной поверхностью. В действительных условиях движения полноприводного автомобиля по деформируемым поверхностям эти условия выполняются редко.

Для транспортных средств на ШСНД, как уже отмечалось, наиболее благоприятным является равномерное распределение массы по ведущим осям. В то же время моменты, подводимые к колесам каждой из осей, должны распределяться неравномерно. При движении по уплотняющимся грунтам крутящий момент, подводимый к колесам передней оси, прокладывающим более глубокую колею, должен быть больше, чем на колесах последующих осей. Если автомобиль движется по сухому песку, когда свойства материала под колесами всех осей остаются неизменными, момент по осям должен распределиться равномерно. Преодоление заболоченных участков местности требует подведения большого момента к колесам задней оси. При этом следует иметь в виду, что наименьшее сопротивление качению колес обеспечивается при их работе в свободном режиме.

Дифференциальный привод распределяет крутящий момент по осям равномерно, поэтому при движении по уплотняемому грунту момент, подводимый к передним колесам, недостаточен для обеспечения свободного режима их качения, а на заболоченном участке задние колеса не могут работать в свободном режиме. И в том и в другом случае сопротивление качению колес возрастает.

Блокированный межосевой привод распределяет моменты между осями в требуемом соотношении, в результате чего уменьшается сопротивление качению колес и возрастает запас силы тяги.

При повороте автомобиля на деформируемой опорной поверхности сопротивление качению возрастает при любом типе привода из-за несовпадения следов передних и задних колес. При блокированном приводе, кроме того, происходит перераспределение моментов между осями.

Привод с муфтами свободного хода имеет тягово-сцепные характеристики, промежуточные между характеристиками блокированного и дифференциального приводов. В случае движения автомобиля на опорных поверхностях, участки которых имеют значительные различия в величинах коэффициента сцепления, а также в условиях, когда происходят изменения величин нормальных реакций, действующих на колесах осей, блокированный привод и привод с муфтами

свободного хода обеспечивают автомобилю практически одинаковые тягово-сцепные свойства, которые выше, чем у автомобиля с дифференциальным межосевым приводом. Для таких условий движения необходимо предусмотреть блокировку межосевых дифференциалов.

1.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Теоретические разработки, методика расчетов, результаты экспериментальных исследований, технические предложения, практические рекомендации повышения энергоэффектиности транспортных средств на шинах сверхнизкого давления внедрены:

1) ООО «НИРФИ» при разработке модификации вездеходов-амфибий «Тритон».

В целях повышения энергоэффективности и поддержания высокой степени подвижности при движении на различных опорных поверхностях для вездеходов-амфибий «Тритон» рекомендуется на серийные транспортные средства устанавливать систему централизованной подкачки шин воздухом, позволяющую требуемым образом распределять давления по колесам и иметь оптимальное распределение давлений в пятне контакта шин с опорной поверхностью в конкретных дорожных условиях.

2) ООО «Атон-Импульс» группы компаний «КОМ» при разработке модификаций вездеходов-амфибий «Викинг».

2.1) Проведенные экспериментально-теоретические исследования показали, что в целях повышения проходимости транспортного средства по снежным поверхностям и поверхностям с низкой несущей способностью рекомендуется изменить шины с марки «Трэкол» 1300х600-533 на шины «Арктиктранс» 1300х700-24”.

2.2) Проведенные экспериментально-теоретические исследования показали, что в целях повышения энергоэффективности транспортного средства необходимо провести замену бензинового двигателя ЗМЗ-2130 на дизельный, например, Peugeot DV6TED4, который имеет несколько большие значения крутящего момента, достигаемые на меньших оборотах, и в целом при лучших технических характеристиках имеет меньшие массово-габаритные параметры.

2.3) Проведенные экспериментально-теоретические исследования показали, что в целях повышения энергоэффективности транспортного средства необходимо изменить передаточные числа низших ступеней трансмиссии, поскольку у существующего варианта машины не хватает тяговых свойств для преодоления сопротивления движения по снегу даже при небольших радиусах поворота.

2.4) С целью повышения энергоэффективности и плавности хода транспортного средства рекомендуется пересмотреть компоновку трансмиссии транспортного средства и исключить из трансмиссии колесные редуктора.

2.5) Для повышения проходимости транспортного средства на опорных поверхностях с низкой несущей способностью рекомендуется уменьшить полную массу транспортного средства не менее чем на 400 кг.

3) Результаты данного исследования рекомендуется использовать в учебном процессе при подготовке инженеров по специальности 190201 и магистров по направлению 190100 «Наземные транспортные системы» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ им. Р.Е. Алексеева в курсах «Спец. главы теории автомобиля», «Теория вездеходных машин», «САПР автомобиля и трактора», «Конструирование и расчет автомобиля», «Теория автоматических систем автотракторной техники».

1.11 Обобщение и оценка результатов исследований

В рамках выполнения НИР были получены значимые научные результаты, позволяющие предоставить организациям (ООО «КОМ», ООО «НИРФИ) новые и эффективные методы и средства для проведения исследований. Все поставленные задачи в рамках данной НИР выполнены успешно и на высоком техническом уровне:

1. В работе произведена систематизация сведений по конструкции транспортных средств, имеющих шины сверхнизкого давления, предназначенных для эксплуатации на опорных поверхностях с низкой несущей способностью, на основе литературных и патентных источников.

2. Проведены экспериментальные исследования и представлены методики определения физико-механических параметров снега: связности, угла внутреннего трения, коэффициента жесткости, плотности снега.

3. Получены новые зависимости для описания физико-механических свойств снега, которые позволяют на качественно новом уровне описывать физико-математические свойства снега в математических моделях движения транспортных средств и процессе взаимодействия движителей со снегом, более точно определять затраты энергии на движение и оценивать энергоэффективность движителей.

4. Разработана методика экспериментального определения распределения нормальных давлений в контакте колес транспортных средств с опорной поверхностью. Получен закон распределения нормальных давлений в зоне взаимодействия пневмоколесного движителя сверхнизкого давления с опорной поверхностью.

5.Разработана имитационная модель качения одиночного пневмоколесного движителя сверхнизкого давления со снежным полотном пути в программном комплексе MATLAB/Simulink. Разработанная модель позволяет оценить характер и количественные показатели процесса взаимодействия эластичных колес транспортного средства с деформируемой опорной поверхностью в зависимости от конструктивных параметров пневмоколесного движителя,

эксплуатационных факторов (внутреннего давления воздуха в шинах, вертикальной нагрузки на колесо) и физико-механических параметров снега.

6. Разработана математическая модель движения двухосного полноприводного транспортно средства по бездорожью. Приведенная система уравнений является достаточной для описания движения транспортного средства на шинах сверхнизкого давления по снежному полотну пути с приемлемой точностью и анализа факторов, влияющих на энергоэффективность колесного транспортного средства.

7. Предложен интегральный критерий оценки тяговой эффективности транспортных машин с колесным движителем, представляющий собой площадь под кривой зависимости тяговой эффективности от скорости.

8. Разработана методика оценки энергоэффективности транспортных средств на шинах сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, использующая предложенный критерий эффективности.

9. Проведен анализ влияния параметров движителя и трансмиссии на показатели энергоэффективности транспортных средств на ШСНД при движении по слабонесущим грунтам. Намечены и обоснованы пути повышения энергоэффективности.

2 Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования

В разделе 2 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Волгоградского государственного технического университета (ВолгГТУ) – Дыгало В.Г., к.т.н., доцента кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей».

Цель работы – исследование эксплуатационных свойств (управляемости и устойчивости) автобуса среднего класса на основе результатов имитационного моделирования условий движения (смены полосы движения и вхождения в поворот), регламентированных требованиями нормативных документов.

Область применения – разработанная виртуальная модель исследуемого транспортного средства, а также подходы при оценке эксплуатационных свойств методом имитационного моделирования могут быть использованы на этапах проектирования и доводки специалистами автопредприятий, научно-исследовательских центров и лабораторий.

Значимость работы – разработка новых виртуальных моделей транспортных средств, а также проработка подходов имитационного моделирования являются важными этапами в проведении расчетно-экспериментальных исследований, направленных на повышение активной безопасности автотранспортных средств.

Прогнозируемые предположения о развитии объекта исследования – разработанная модель автобуса среднего класса может быть использована для оценки эксплуатационных свойств семейства автобусов, определения возможных способов совершенствования их конструкций, оценки влияния определенных конструктивных изменений на управляемость и устойчивость.

Следует отметить, что данная поисковая научно-исследовательская работа является продолжением совместных научных работ молодых ученых НГТУ и ВолгГТУ, начатых в 2010 г. и реализованных в рамках проекта "Разработка инновационных технологий и методов управления наземными транспортными средствами, повышения их энергоэффективности и безопасности", темы "Исследование эксплуатационных свойств автотранспортных средств методами имитационного моделирования движения в различных дорожных условиях" (Государственный контракт № П460 от 13 мая 2010 г. - Федеральная целевая программ «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.»).

2.1 Анализ нормативных документов, регламентирующих требования управляемости и устойчивости автобусов

Первоочередным нормативным документом является технический регламент [40]. Он устанавливает требования к безопасности колесных транспортных средств при их выпуске в обращение на территории Российской Федерации и их эксплуатации независимо от места их изготовления в целях защиты жизни и здоровья граждан, охраны окружающей среды, защиты имущества физических и юридических лиц, государственного или муниципального имущества и предупреждения действий, вводящих в заблуждение приобретателей колесных транспортных средств.

Более подробно методика проведения комплекса сертификационных испытаний, в отношении свойств управляемости и устойчивости описана в ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания» [41].

Требования по управляемости и устойчивости описаны в данном документе, в котором сформулированы методики проведения испытаний для оценки статической и динамической устойчивости и управляемости автотранспортных средств по результатам дорожных и стендовых испытаний. Объектами испытания являются транспортные средства категорий *M*, *N* и O_3.

Наиболее значимыми испытаниями с точки зрения имитационного моделирования и оценки исследуемых эксплуатационных свойств являются: «поворот» и «переставка» (смена полосы движения).

ГОСТ содержит следующие технические требования, касающиеся дорожных испытаний:

- Максимальную скорость автотранспортного средства (АТС) при выполнении маневра (далее — скорость маневра $V_м$) определяют как среднее арифметическое значение скоростей трех заездов с наибольшей скоростью, при которой не было выхода за пределы разметки или отрыва одного из колес АТС от поверхности дороги.
- Значения $V_м$, полученные при испытаниях, не должны быть ниже нормативных значений $V_м$.
- При значении $V_м$ для испытуемого АТС ниже нормативного значения $V_м$ более 10 % эксплуатация на дорогах общего пользования не допускается.

Испытание «поворот» проводят с целью определения показателей, характеризующих управляемость и устойчивость АТС в критических режимах движения при движении по криволинейной траектории (криволинейному коридору) с определенными параметрами (радиусом) – рисунок 2.1.

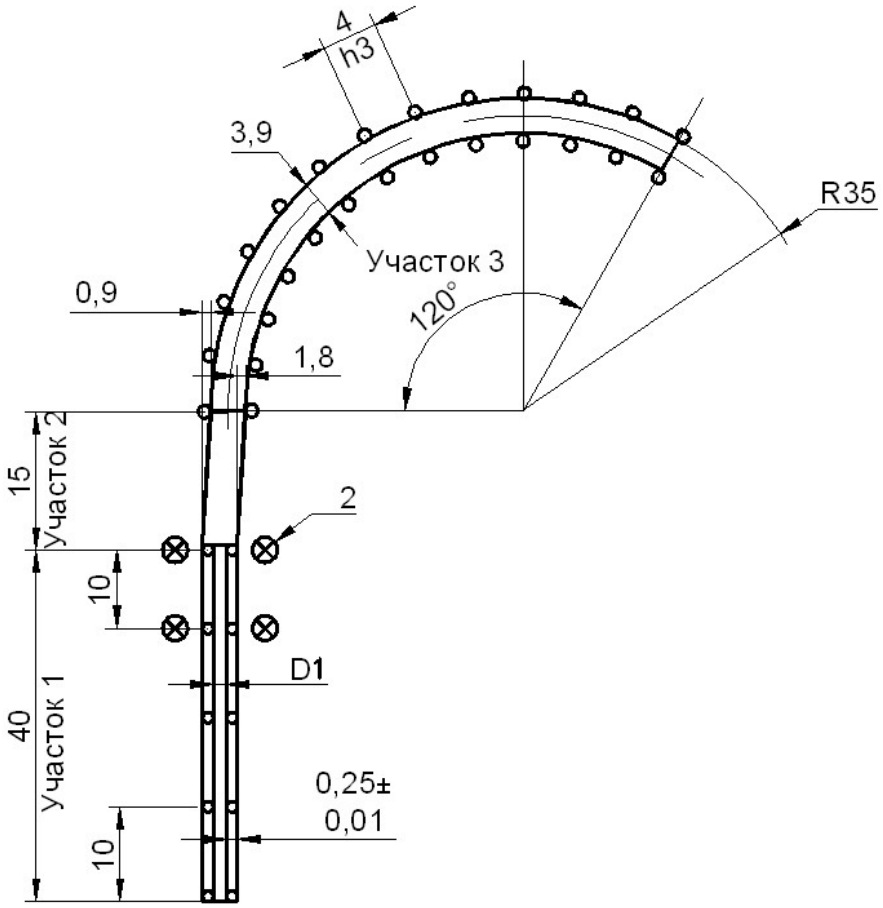


Рисунок 2.1 — Разметка участка испытаний «поворот $R_П$ = 35 м»
1 - вертикальные ограничители разметки коридоров движения на участках 1, 2 и 3; 2 - датчики измерения скорости; h_1 - шаг установки вертикальных ограничителей на участке 1; h_3 - шаг установки вертикальных ограничителей на участке 3; D_1 - ширина коридора на участке 1; D_3 - ширина коридора на участке 3

В данной работе рассматривается автобус среднего класса, аналогом которого является автобус ПАЗ-320402-03. Для данного АТС значение D_1 = 2,9м.

Перед входом в поворот АТС вводят в режим равномерного прямолинейного движения. Передачу в коробке передач выбирают наивысшую, обеспечивающую устойчивую работу двигателя. Положение рук водителя на рулевом колесе не регламентируют. При пересечении передними колесами АТС границы между участками 1 и 2 размеченного коридора водитель быстро снимает ногу с педали газа и начинает поворачивать рулевое колесо вправо для выполнения маневра. Положение всех остальных органов управления должно оставаться постоянным.

Внешний наблюдатель отмечает отрывы колес от дороги, выходы АТС за пределы коридора и информирует о них водителя.

Все заезды подразделяют на предварительные и зачетные.

Предварительные заезды проводят без регистрации измеряемых параметров для определения диапазона начальных скоростей зачетных заездов. Начальные скорости предварительных заездов выбирают такими, при которых не происходит снижения показателей управляемости и устойчивости. Это условие обеспечивается значениями скоростей, равными 60% от $V_м$ для АТС соответствующих категорий. Заканчивают заезды на скорости, при которой начинает проявляться ухудшение свойств управляемости и устойчивости.

Начальную скорость зачетных заездов принимают на 10% ниже скорости окончания предварительных заездов. В последующих заездах скорость увеличивают с интервалом 1—2 км/ч, причем с увеличением скорости этот интервал должен уменьшаться.

При появлении в заезде отрыва колеса от дороги или выходе АТС за боковые границы коридора заезд повторяют с прежней скоростью. Если явление не повторяется, скорость увеличивают. Если в трех заездах на одной скорости происходит отрыв колеса от дороги или выход за пределы коридора, то испытания заканчивают. В случае отсутствия явлений, ограничивающих скорость выполнения маневра, испытания заканчивают при скорости АТС, на 5% превышающей нормативное значение $V_м$. В процессе испытаний регистрируют скорость $V_м$ АТС на участке 1 и отмечают заезды, в которых происходит отрыв колес от поверхности дороги или выход их за пределы размеченного коридора. Дополнительно регистрируют угол поворота рулевого колеса, позволяющего определить максимальный угол поворота рулевого колеса, момент начала маневра, наличие заноса, сноса или ошибки водителя. Форма графика записи и величина углов поворота руля позволяют судить о наличии сноса или заноса в заезде, о чем делают запись в протоколе. Результатом испытаний «поворот $R_п$ = 35 м» является средняя скорость маневров $V_м$.

Согласно ГОСТ Р 52302-2004 условия проведения испытания «переставка $S_п$ = 20М» следующие:

- Испытание «переставка $S_п$ = 20 м» предназначено для определения максимальной скорости маневра при смене полосы движения на ограниченном участке пути.
- Испытания проводят на участке 2 (рисунок 2.2), имеющем длину $S_п$ = 20 м.
- Прочие условия (требования) проведения испытания «переставка» аналогичны условиям испытания «поворот».

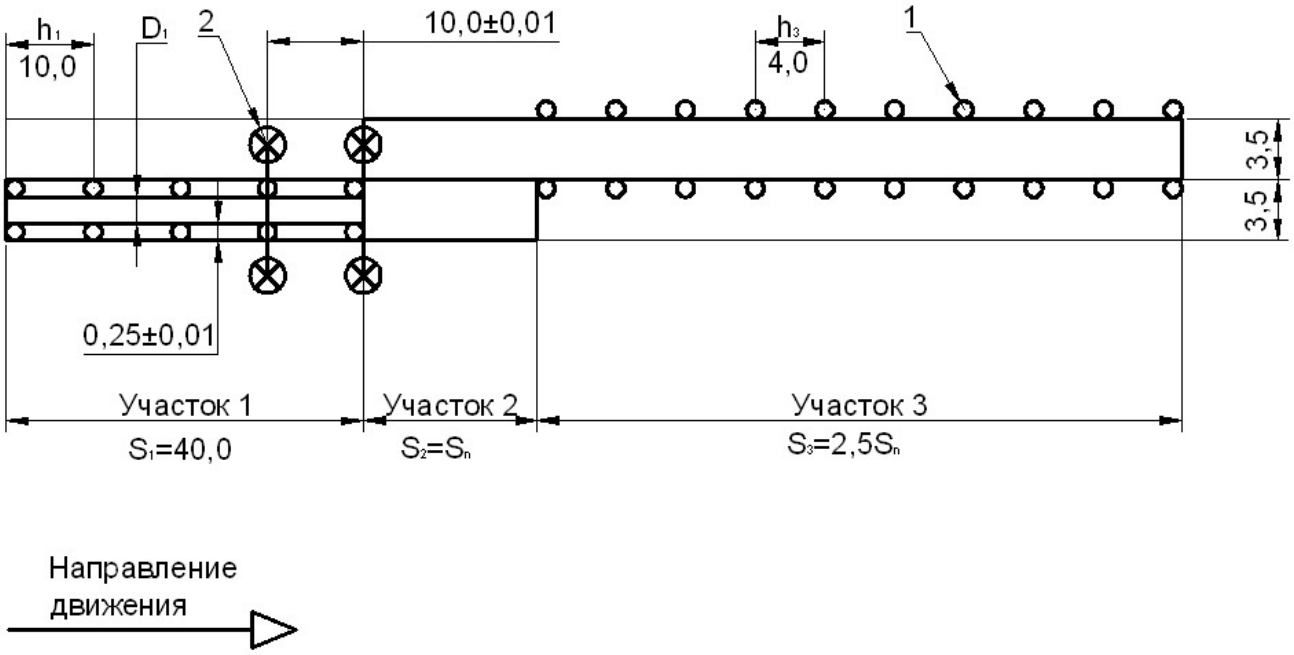


Рисунок 2.2 — Разметка участка испытаний «переставка $R_П$ = 20м»

На основе анализа представленного нормативного документа в последующих подразделах отчета будут сымитированы действия водителя автобуса среднего класса, соответствующие действиям испытателей при сертификационных заездах, а также выполнена оценка эксплуатационных свойств ТС в соответствии с обозначенными критериями.

2.2 Разработка методики проведения имитационного моделирования движения автобуса в различных дорожных условиях

На рисунке 2.3 показана блок-схема методики проведения имитационного моделирования движения автобуса, предполагающей выполнение как расчетных, так и экспериментальных исследований. Как уже отмечалось выше, для исследуемого объекта в качестве аналога среди автобусов российского производства был выбран автобус ПАЗ 320402-03. На первом этапе выполняется ввод информации по исследуемому объекту в компьютер с целью создания виртуальной модели движения автобуса. Исходная информация делиться на следующие параметры:

- создания виртуального полигона;
- управляющего воздействия и имитирующие водителя;
- транспортного средства.

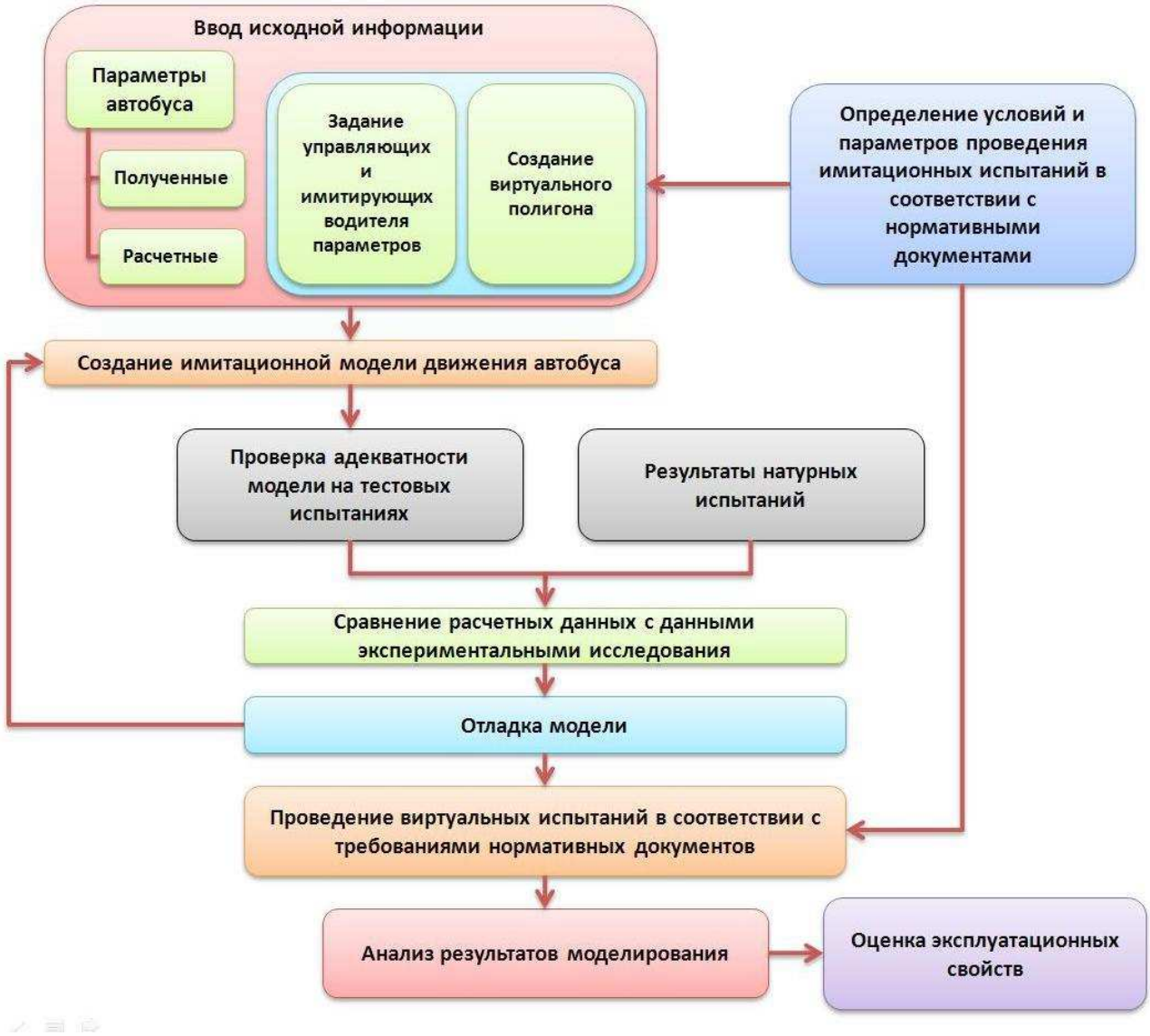


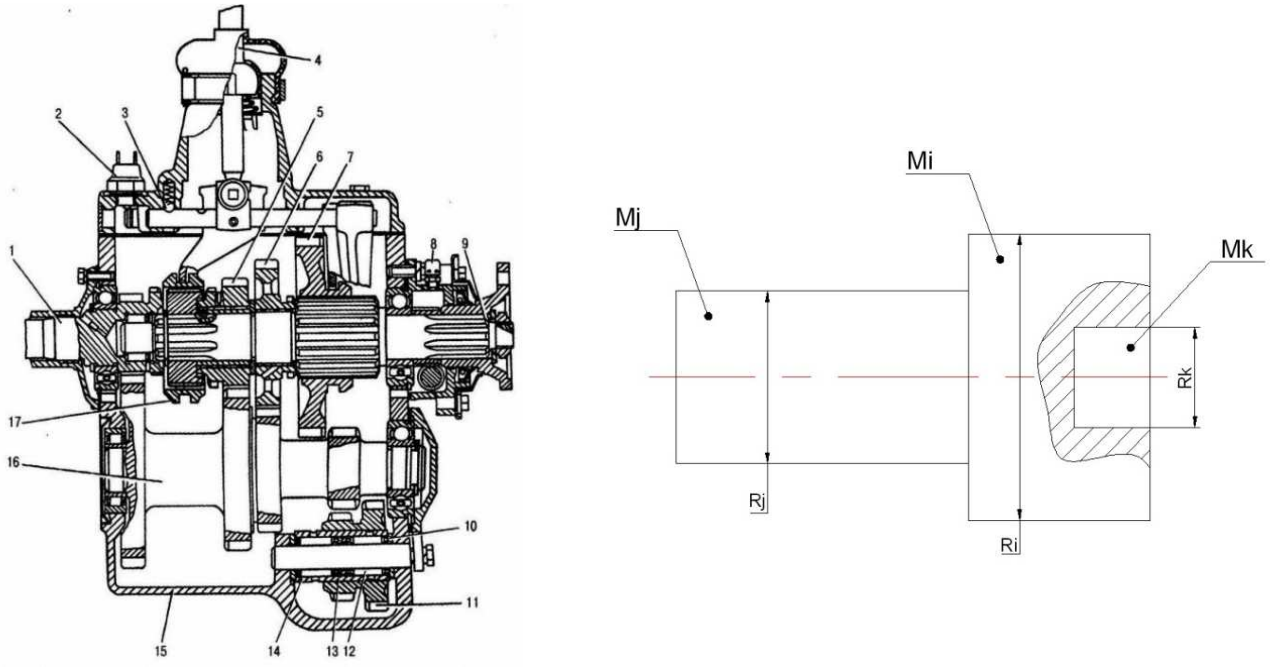
Рисунок 2.3 — Методика имитационного моделирования движения автобуса

Последнюю группу параметров в свою очередь можно разделить на две подгруппы: получаемые от конструкторского отдела автобусного завода и рассчитанные в соответствии с чертежами. Примером может послужить расчет моментов инерции валов коробки переменных передач, основываясь на данные чертежей этого агрегата и его элементов, рисунок 2.4.

Поскольку валы и шестерни КПП в упрощенном виде представляют собой набор простейших геометрических тел, то, основываясь на формулы расчета моментов инерции этих тел (2.1), имеется возможность рассчитать моменты инерции всех валов совместно с шестернями с погрешностью менее 5%, при использовании поправочных коэффициентов для зубчатых элементов. Ниже в качестве примера приведена одна из формул для расчета моментов инерции цилиндрических тел,

где i – количество зубчатых элементов, j и k – количество внешних и внутренних цилиндрических элементов соответственно

$$J = \sum \propto_i \cdot \frac{1}{2} \cdot m_i \cdot {r_i}^2 + \sum \frac{1}{2} \cdot m_j \cdot {r_j}^2 - \sum \frac{1}{2} \cdot m_k \cdot {r_k}^2 . \quad (2.1)$$



а) б)

Рисунок 2.4 — Коробка переменных передач и первичный вал

В ходе анализа требований нормативных документов определяются условия и параметры проведения имитационных испытаний, учитываемые при задании параметров управляющего воздействия и характеристик, имитирующих водителя, а также при создании виртуального полигона.

После создания имитационной модели выполняются тестовые виртуальные испытания, по результатам которых оценивается поведение ТС и определяются параметры движения, характеризующие поведение автомобиля: скорости, ускорения и др.

По результатам сравнения расчетных данных с данными экспериментальных исследований принимается решение об адекватности модели автобуса и при необходимости выполняется корректировка модели посредством уточнения характеристик и зависимостей, описывающих параметры ТС и условия работы отдельных агрегатов.

После установления адекватности расчетной модели становится возможным проведение виртуальных испытаний в соответствии с требованиями нормативных документов. Далее осуществляется обработка и анализ полученных результатов, по итогам которых, делается заключение в отношении эксплуатационных свойств автобуса.

2.3 Разработка имитационной модели автобуса и виртуального полигона

При моделировании движении транспортных средств используют различные пакеты, такие как ADAMS [42, 43], MathLab/Simulink [44 - 46] и др. В качестве программного комплекса для проведения исследований в данной работе был выбран многофункциональный комплекс *SDK-Simulation*, позволяющий создать адекватную и реалистичную модель движения автобуса.

Следует отметить, что создание имитационной модели движения автобуса в данном программном комплексе можно разделить на несколько основных этапов:

- Задание параметров транспортного средства;
- Задание параметров окружающей среды;
- Задание параметров управляющего воздействия;
- Задание параметров виртуального водителя.

Параметры транспортного средства (ТС) можно разделить на определенные подблоки. В каждом из подблоков задаются характерные для ТС данные, которые заносятся в редактор параметров ТС. В таблице 2.1 представлены технические характеристики, закладываемые в программу для исследуемого автобуса.

Таблица 2.1 Параметры автобуса

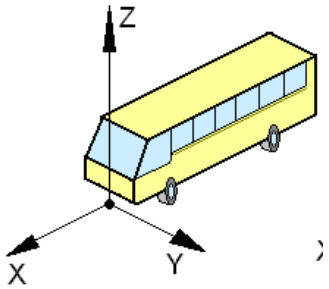
№	Параметр	Размерность	Примечание	Значение
1.	Полная масса ТС	кг		8640
2.	Снаряженная масса ТС	кг		5580
3.	Координаты центра масс - При снаряженной массе - При полной массе	м	 Схема расположения системы координат ТС	• X=3,3; Y=0,04; Z=0,62. • X=3,8; Y=0,04; Z=0,76.
4.	Распределение массы по осям: - При снаряженной массе - При полной массе	кг		• пер. 2640 / зад. 2940 • пер. 3100/ зад. 5540
5.	Масса подрессоренной части	кг		4200

Таблица 2.1 Параметры автобуса (продолжение)

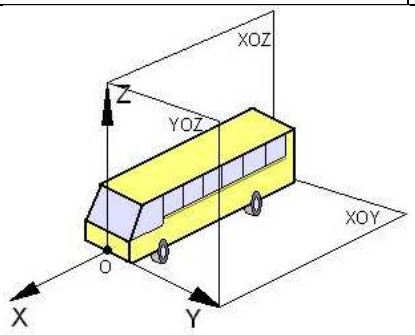
№	Параметр	Размерность	Примечание	Значение
6.	Координаты центра масс подрессоренной части X,Y и Z	м		X=3,2; Y=0,04; Z=0,82.
7.	Коэффициент аэродинамического сопротивления (Cw)			0,65
8.	Площади проекций ТС и формы проекций на плоскости XOY, YOZ и XOZ	$м^2$	 Схема плоскостей проекций	XOZ=18,2; YOZ=6,24; XOY=18,2
9.	КПД трансмиссии	%		0,95
10.	Максимальный крутящий момент двигателя	Н*м		550
11.	Максимальная мощность двигателя	кВт		136
12.	Обороты холостого хода двигателя	об/мин		600-800
13.	Максимальные обороты двигателя	об/мин		2850
14.	Обороты двигателя при макс. моменте	об/мин		1700
15.	Обороты двигателя при макс. мощности	об/мин		2500
16.	Максимальный передаваемый сцеплением крутящий момент	Н*м		935
17.	Число передач КПП			5
18.	Передаточные отношение соответствующих передач КПП			5,72; 2,94; 1,61; 1,00; 0,76
19.	Передаточное отношение задней передачи КПП			5,24
20.	Передаточное отношение главной пары			4,55
21.	Тип передней подвески			Зависимая, рессорная

Таблица 2.1 Параметры автобуса (продолжение)

№	Параметр	Размерность	Примечание	Значение
22.	Тип задней подвески			Зависимая, рессорно-пневматическая: направляющий аппарат – рессоры,упругие элементы – рессоры и пневмоподушки
23.	Колея ТС - передней оси - задней оси	м		1,940 1,690
24.	Пружинная (рессорная) база	м	расстояние между упругими элементами, расположенных на одной оси	1,015
25.	Амортизаторная база	м	расстояние между осями амортизаторов, расположенных на одной оси	0,36 на кузове над задним мостом
26.	Жесткость стабилизатора поперечной устоичивости задней подвески	Н/м		425540
27.	Угол развала колес	град	Одного колеса	1
28.	Угол схождение колес	град		0,7±30”
29.	Продольный угол наклона шкворня	град		3,5
30.	Поперечный угол наклона шкворня	град		8±30”
31.	Неподрессоренная масса - передней оси - задней оси	кг		 440 650
32.	Масса колеса - переднего - заднего сдвоенного	кг	Без шины	 31 62
33.	Масса балки передней оси	кг	Без колес	216
34.	Масса ведущего моста	кг	Без колес	319,7
35.	Линейный размер буфера в свободном состоянии	м		0,064
36.	Линейный размер буфера в сжатом состоянии	м		0,05
37.	Диаметр колеса	м	Посадочный диаметр по шине 19.5’	0.495

Таблица 2.1 Параметры автобуса (продолжение)

№	Параметр	Размерность	Примечание	Значение
38.	Давление срабатывания тормозного механизма - переднего - заднего	бар		 0,5 0,5
39.	Давление запаздывания	бар		0,2
40.	Толщина тормозных накладок	мм	максимальная	18,5
41.	Размерность и характеристика шин	мм	Радиус шины в свободном состоянии Радиус шины под нагрузкой (снаряженной, полной) Ширина шины	426,5 393 245
42.	Жесткость упругих элементов - передней подвески - задней подвески	Н/м		 126400 161700
43.	Деформации упругих элементов передней подвески - при снаряженной массе - при полной массе	мм		 10 12
44.	Деформации упругих элементов задней подвески - при снаряженной массе - при полной массе	мм		 9 17
45.	Начальное нагружение пружины или рессоры	Н		14700
46.	Давление воздуха в рабочей тормозной системе	бар		8,1±0,2
47.	Характеристика демпфирования амортизатора при ходе отбоя		Клапанный режим Дроссельный режим	4022±392 1668±294
48.	Характеристика демпфирования амортизатора при ходе сжатия			1226±245 785±196
49.	Максимальный угол поворота рулевого колеса в левую сторону	град	2.8 оборота	1008
50.	Максимальный угол поворота рулевого колеса в правую сторону	град	2,4 оборота	864
51.	Передаточное отношение рулевого механизма	град/град		23,55

Указанные параметры были выбраны в соответствии с технической документацией на автобус-аналог ПАЗ 320402-03 либо получены расчетным путем на основе сведений, предоставленных специалистами ОАО «Павловский автобусный завод».

После ввода характеристик ТС, настраивается визуальное отображение автобуса в виртуальной среде. Для этого используется редактор *Design*, находящийся в блоке параметров ТС. Здесь задаются такие параметры как: тип кузова, геометрические размеры основных элементов ТС, их реальные размеры, масштабные коэффициенты и размещение в пространстве данных элементов. Данная настройка позволяет получить при моделировании вид автомобиля максимально приближенный к реальному его виду. На рисунке 2.5 представлена созданная модель автобуса в двух режимах: в каркасном и общем.

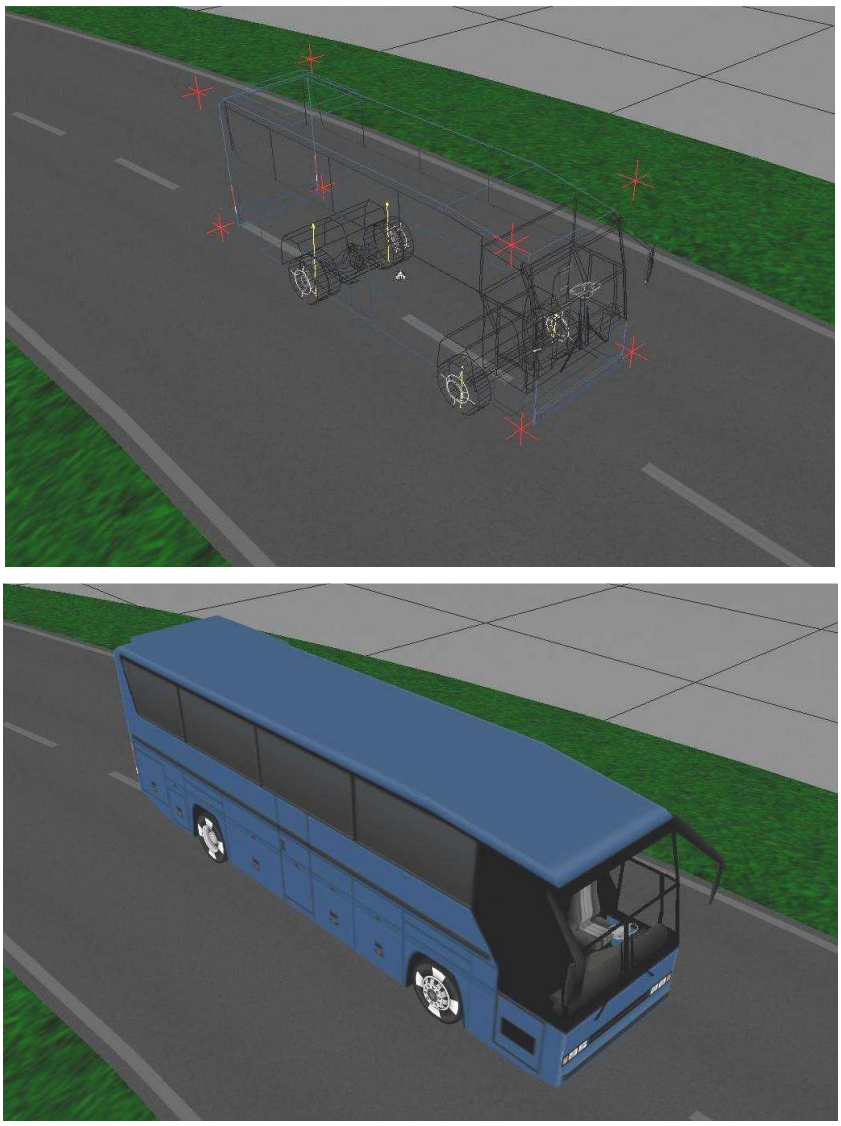


Рисунок 2.5 – Каркасный и общий вид модели автобуса ПАЗ

Следующим этапом в реализации имитационной модели движения автобуса является создание виртуального полигона (рисунок 2.6), необходимого для имитации условий проведения сертификационных испытаний, а также для проведения комплекса различных исследований.

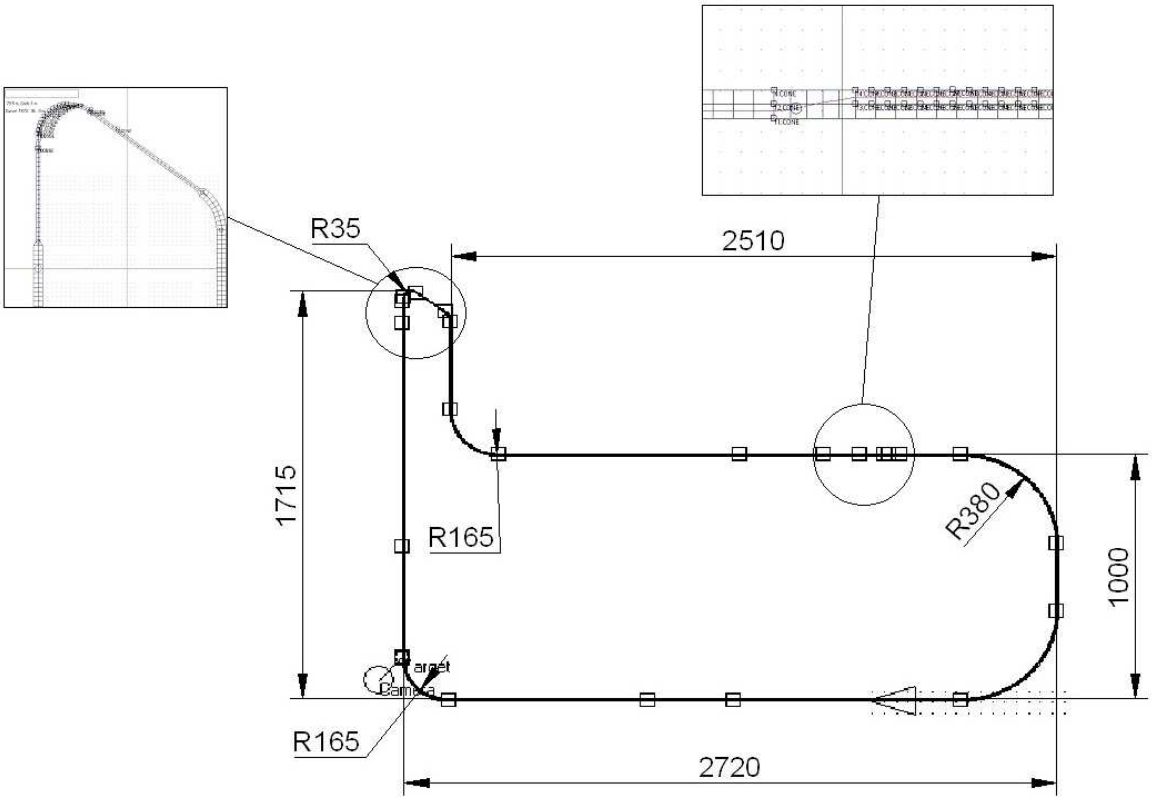
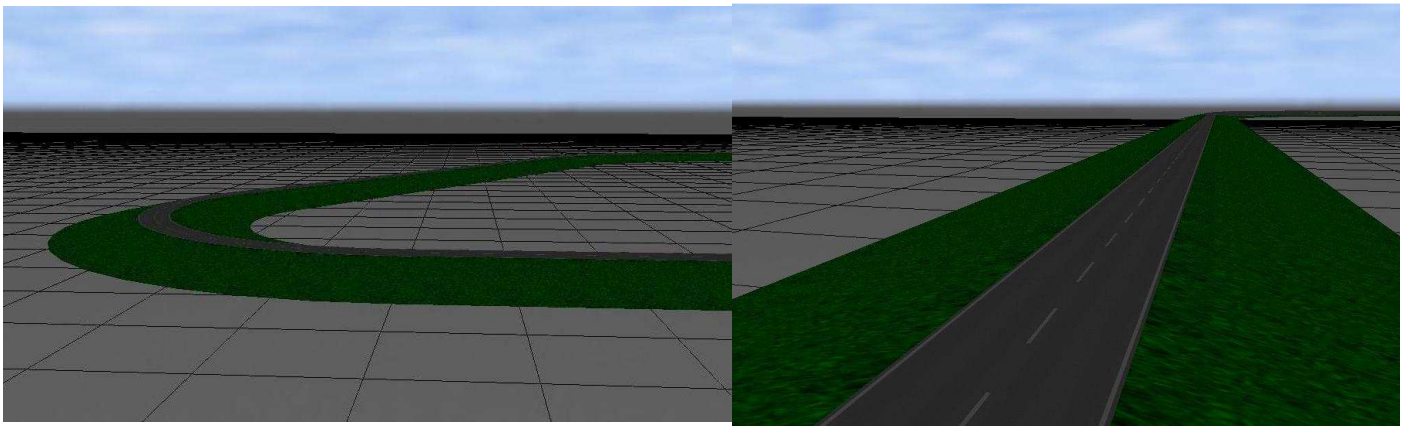


Рисунок 2.6 – Виртуальный полигон

Виртуальный полигон представляет собой набор определенных участков, соответствующих конкретным испытаниям: поворот и переставка (рисунок 2.7).



а) б)

Рисунок 2.7 – Визуализация участков испытаний: а) «поворот», б) «переставка»

В программе полигон задается в редакторе окружающей среды набором отдельных сегментов, с определенными свойствами и параметрами. В качестве примера рассмотрим создание одного из участков (сегмент №4) испытания «поворот» (согласно требованиям нормативных документов) в редакторе дорожного полотна, показанного на рисунке 2.8. Параметры, описывающие данный сегмент, представлены в таблицы 2.2.

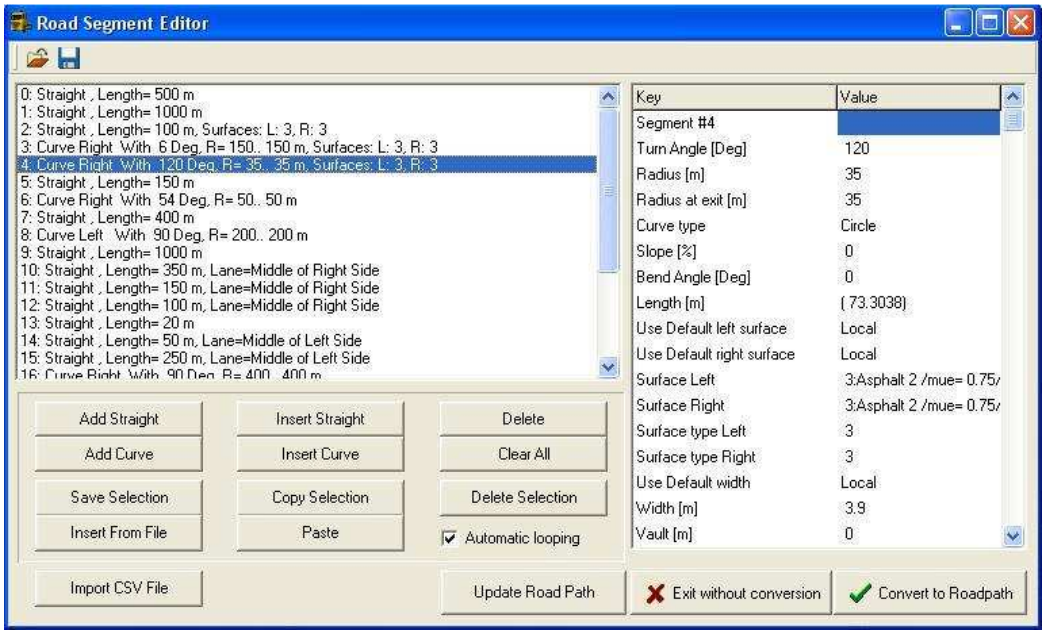


Рисунок 2.8 – Редактор дорожного полотна

Таблица 2.2 Параметры участка дорожного полотна

Параметр	Размерность	Значение
Угол поворота дороги	град	120
Радиус поворота	м	35
Радиус поворота на выходе	м	35
Тип поворота	-	окружность
Подъем	%	0
Угол косогора	град	0
Длина участка	м	73,3038
Покрытие левой части дорожного полотна	-	Асфальт, φ = 0,75
Покрытие правой части дорожного полотна	-	Асфальт, φ = 0,75
Ширина дорожного полотна, м	м	3,9
Смещение одной из полос	м	0

Так же следует отметить некоторые особенности:

- В таблице приведена лишь основная часть параметров, необходимых для формирования конкретного участка дорожного полотна.
- Существует так же возможность задания ряда параметров, необходимых для различных других исследований.
- Длина участка в случаи криволинейной траектории вычисляется автоматически.

Далее задается траектория движения ТС, которая по умолчанию располагается посередине участка, что удовлетворяет условиям испытания «поворот». Для испытания «переставка» необходима корректировка траектории в соответствии с условиями нормативных документов.

Стартовая точка начала движения устанавливается на участке виртуального полигона с расчетом набора автобусом необходимой скорости к началу совершения маневра. Дальнейшим шагом является установка дорожных объектов (конусов) в соответствии с требованиями нормативных документов. После завершения создания виртуальной модели автобуса и виртуального полигона следует задать параметры управляющего воздействия в соответствующем редакторе, изображенном на рисунке 2.9.

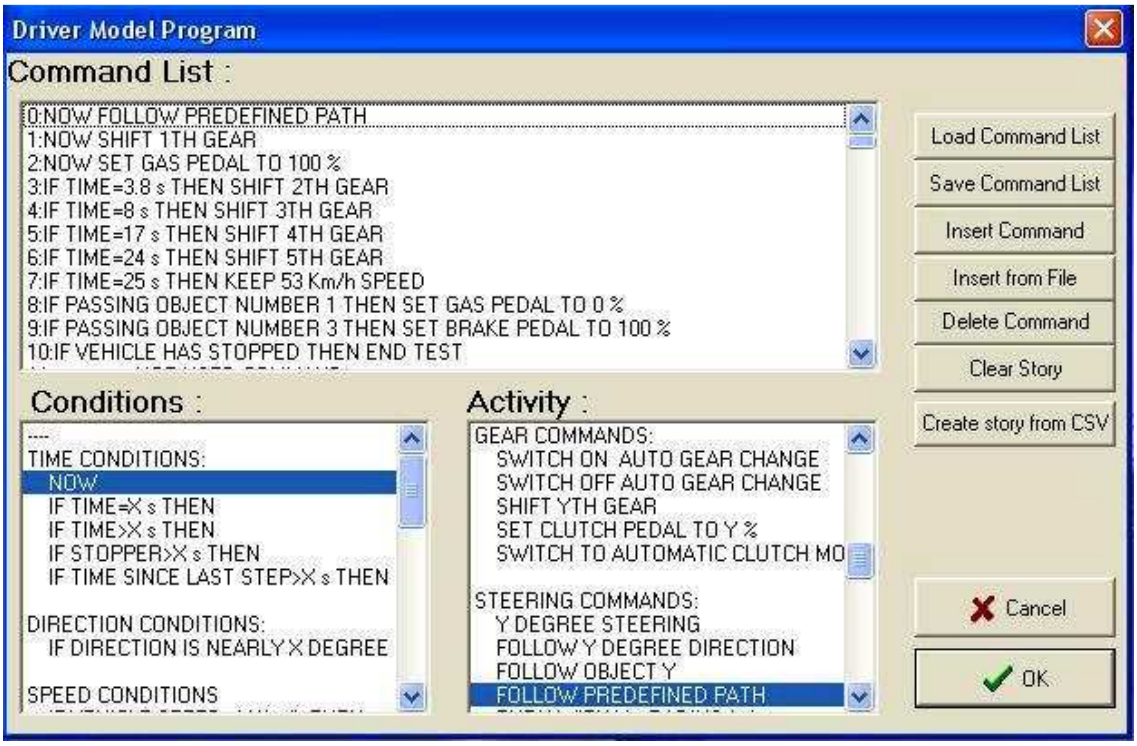


Рисунок 2.9 – Редактор управляющего воздействия

Для испытаний «поворот» и «переставка» набор управляющих воздействий выглядит следующим образом:

1. следовать заданному пути;
2. включить первую передачу в КПП;
3. установить педаль газа на 100 %;
4. если время равно 3,2 сек., то включить вторую передачу в КПП;
5. если время равно 7 сек., то включить третью передачу в КПП;
6. если время равно 15 сек., то включить четвертую передачу в КПП;
7. если время равно 22 сек., то включить пятую передачу в КПП;
8. если время равно 25 сек., то удерживать постоянную скорость равную 55 км/ч (для испытания «переставка» - 58 км/ч);
9. если автомобиль пересекает дорожный объект номер 1, то установить педаль газа на 0% (т.е. прекратить подачу топлива);
10. если автомобиль пересекает дорожный объект номер 2, то установить педаль тормоза на 100%;
11. когда автомобиль остановится закончить испытание.

Завершающим этапом создания имитационной модели движения автобуса является ввод параметров виртуального водителя (рисунок 2.10).

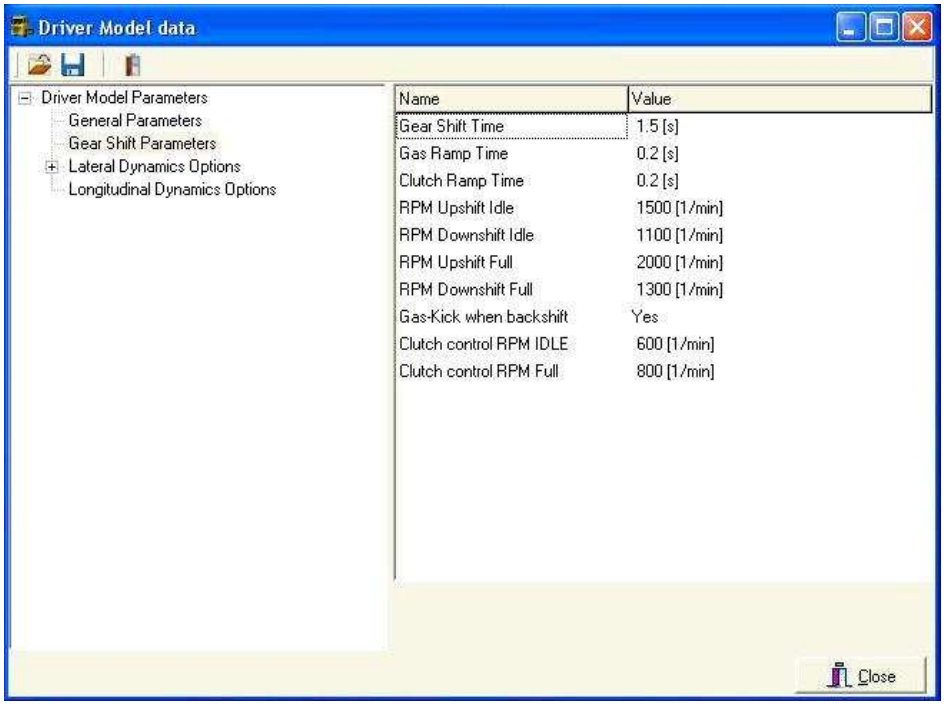


Рисунок 2.10 – Редактор параметров виртуального водителя

2.4 Исследование поведения модели на примере тестовых задач

Для проверки работоспособности и предварительной оценки адекватности поведения имитационной модели были выполнены тестовые испытания. В качестве тестового испытания была проведена имитация испытания «поперечная статическая устойчивость».

Показателем поперечной статической устойчивости, характеризующим склонность ТС к опрокидыванию, является угол статической устойчивости $\alpha_{с.у}$, при котором происходит отрыв всех колес одной стороны ТС. Величина угла $\alpha_{с.у}$ статической устойчивости ТС, полученная в результате испытаний, должна быть не менее нормативного значения $\alpha_{н}$.

С целью определения угла $\alpha_{с.у}$ статической устойчивости виртуальной модели автобуса был создан протяженный виртуальный участок дороги с постепенно меняющимся углом косогора. Степень изменения угла в зависимости от расстояния показана на рисунке 2.11.

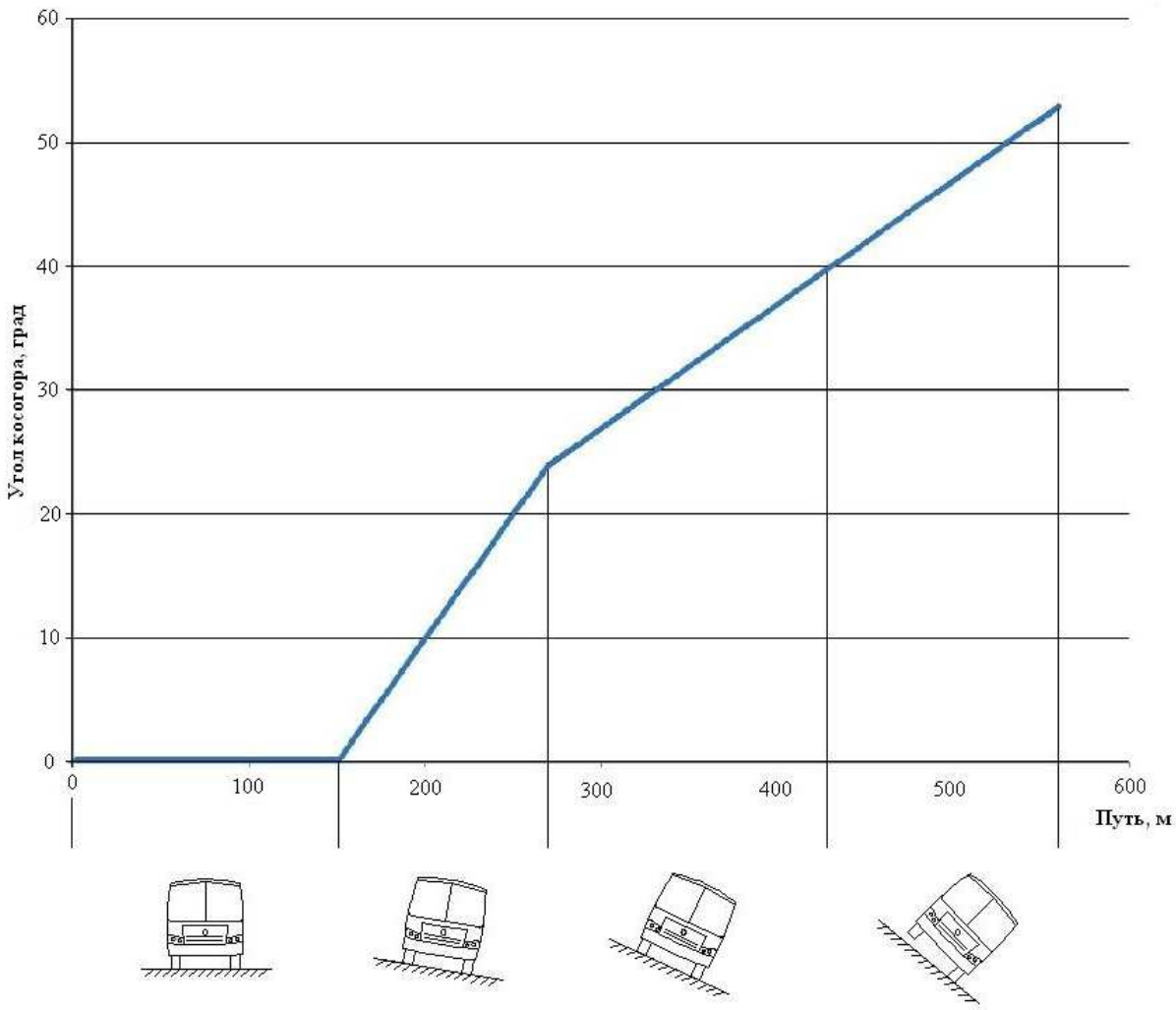


Рисунок 2.11 – Зависимость угла косогора от пути

Методика моделирования условий опрокидывания автобуса, эквивалентных условиям реальных испытаний по оценке статической устойчивости, заключается в следующей последовательности действий. Испытуемый автобус устанавливают на дорожное полотно таким образом, чтобы его продольная ось была параллельна дороге. Управляемые колеса ТС должны находиться в положении, соответствующем прямолинейному движению. Далее автобус с малой скоростью на первой передаче должен двигаться по протяженному участку дороги с меняющимся углом косогора до момента отрыва сначала одного, а затем и всех колес одной стороны. Момент отрыва в данном случае определяется уже не визуально, а по величине нормальных реакций на колесах. Главным отличием используемого подхода от реальных условий проведения испытаний является то, что модель автобуса приводится в движение, в то время как при реальных испытаниях ТС находится в неподвижном состоянии и устанавливается на специальной поворотной плите. Тем не менее, в виду того, что скорость движения модели автобуса относительно мала, а значение коэффициента сцепления колес с дорогой задано относительно высоким (скольжение модели автобуса поперек полотна пути не возможно), то моделируемые условия следует признать эквивалентными реальным условиям проведения испытаний.

На рисунке 2.12 изображено движение автобуса по заданному участку, где наглядно показано распределение нормальных реакций, и момент отрыва всех колес одной стороны.

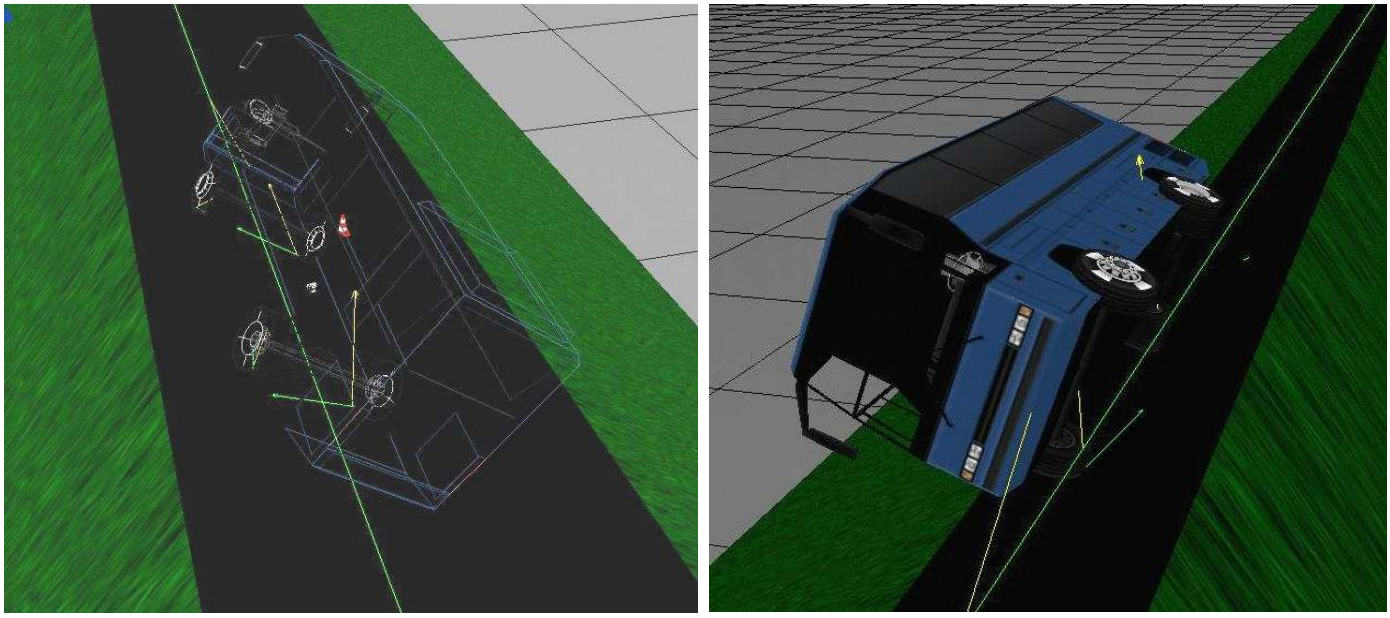


Рисунок 2.12 – Движение автобуса ПАЗ по заданному участку

Для получения более достоверных результатов принимаются несколько допущений:

1) Поскольку перемещение автобуса в поперечном направлении не допускается, было принято решение использовать возможности "виртуального мира" и задать коэффициент сцепления равным 2,что позволяет избежать скольжения автобуса в данном направлении.
2) Для того чтобы произошел отрыв всех колес одной стороны необходимо использовать принудительную блокировку трансмиссии автобуса, что в данном случае никак не отразиться на положение центра масс ТС.
3) Целесообразно повысить передаточное отношение первой передачи в 3 раза, что обеспечивает высокую плавность движения, низкую скорость и меньшую инерционную составляющую движения.

На рисунке 2.13 представлен график зависимости нормальных реакций колес автобуса от пройденного пути. Анализ данной зависимости позволяет определить момент отрыва всех колес одной стороны автобуса, что будет соответствовать нулевым значениям нормальных реакций соответствующих колес, а также установить значение пройденного пути. Величина последнего значения предоставляет возможность, пользуясь зависимостью показанной на рисунке 2.11, определить угол статической устойчивости. Схема нумерации колес автобуса в программном комплексе изображена на рисунке 2.14.

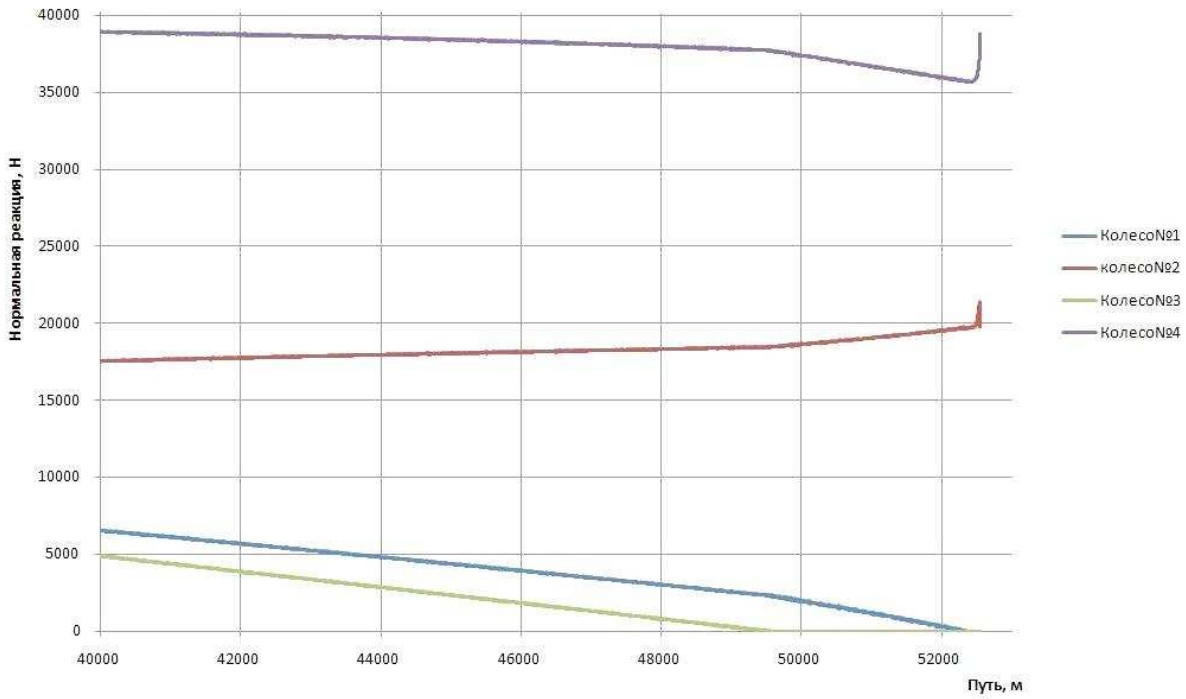


Рисунок 2.13 – Зависимость нормальных реакций колес от пройденного пути

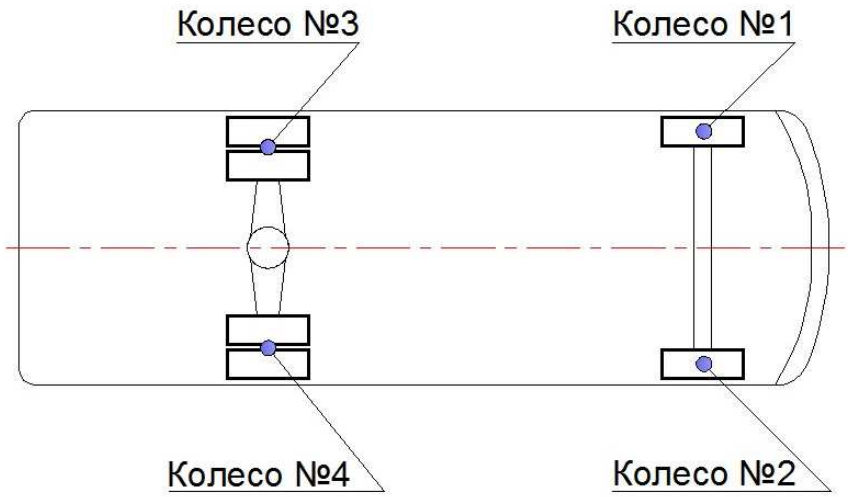


Рисунок 2.14 – Принятая схема нумерации колес модели автобуса (вид сверху)

Пройденный путь модели до опрокидывания составил 522,5 м, что соответствует углу наклона полотна пути 51°.

Сравнительный анализ результатов сертификационных испытаний с данными имитационного моделирования представлен в таблице 2.3. Видно, что расхождение значений составляет 13,3%, что обусловлено вышеотмеченными допущениями, принятыми в модели. Таким образом, модель автобуса, разработанная в пакете *SDK Simulation* показывает относительно адекватные результаты.

Таблица 2.3 Сравнение результатов математического и имитационного моделирования

	Угол статической устойчивости, град
Сертификационные испытания	45
Имитационное моделирование	51
Расхождение, %	13,3

2.5 Оценка управляемости и устойчивости автобуса методом имитационного моделирования

На основе разработанного виртуального полигона (рисунок 2.6) и модели автобуса были выполнены имитационные испытания, соответствующие сертификационным испытаниям «поворот» и «переставка». Результаты визуальной оценки испытания «поворот» и «переставка» представлены на рисунке 2.15 и 2.16.

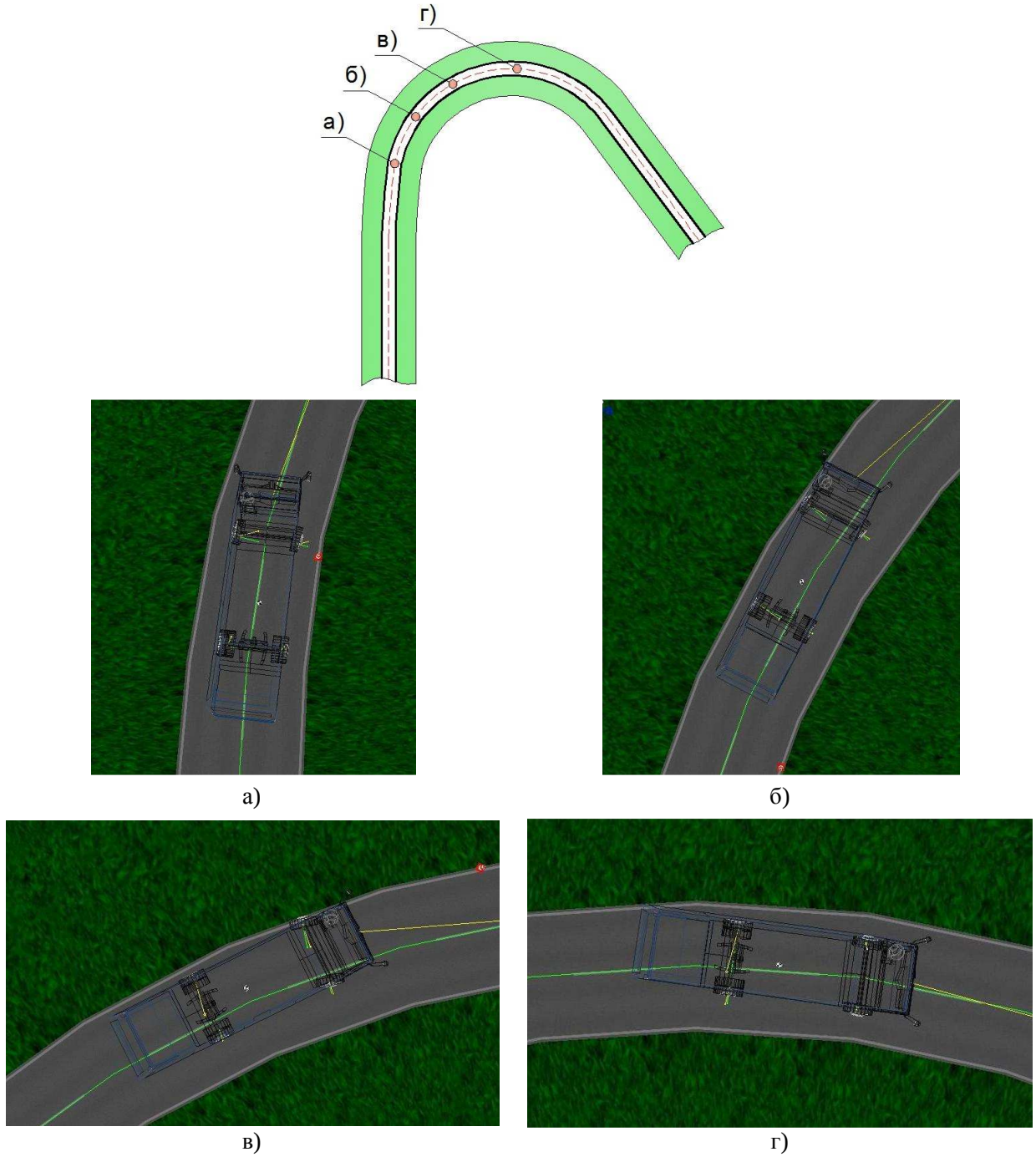
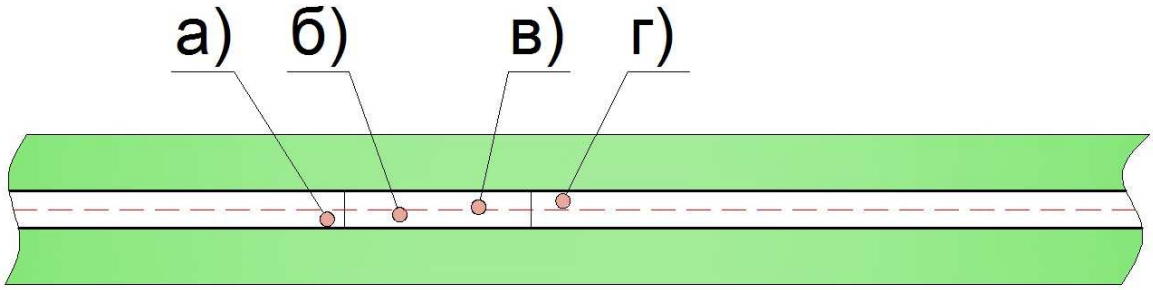
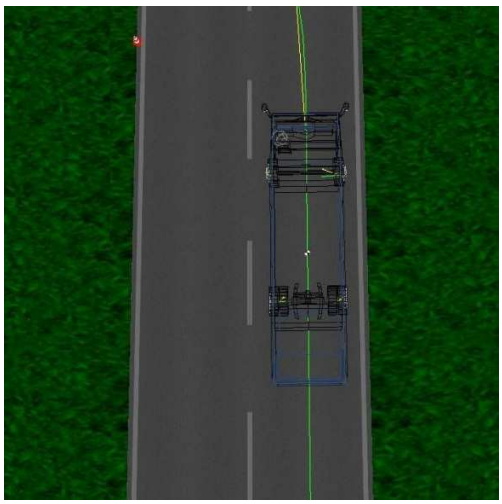
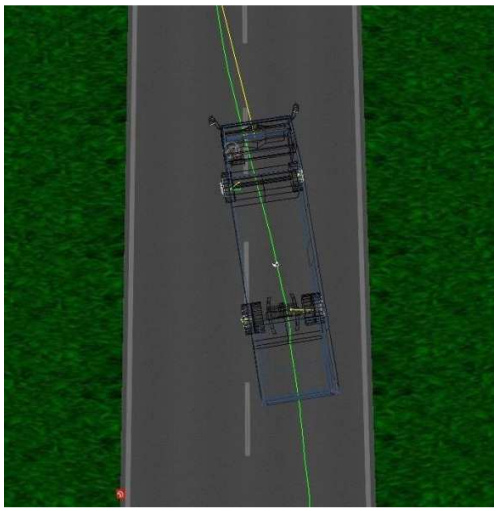


Рисунок 2.15 – Испытание «поворот»

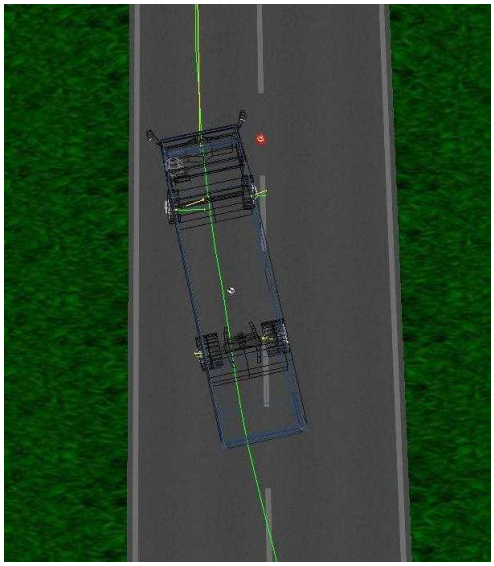




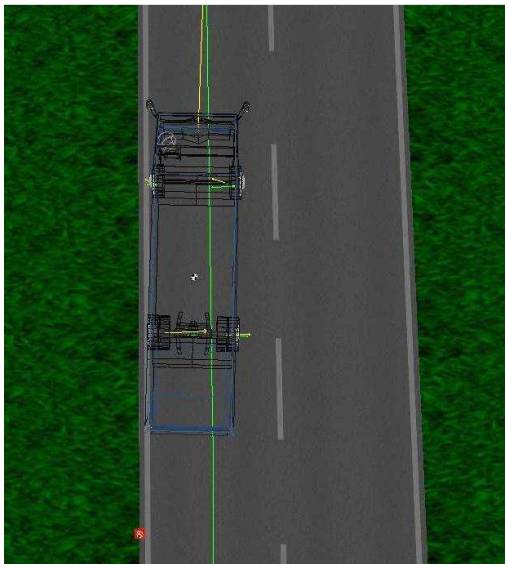
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.16 – Испытание «переставка»

Для более точной оценки возникновения отрыва хотя бы одного из колес в ходе виртуальных испытаний были проанализированы графики изменения нормальных реакций на колесах на участке выполнения маневра для испытаний «поворот» и «переставка» (рисунки 2.17 и 2.18).

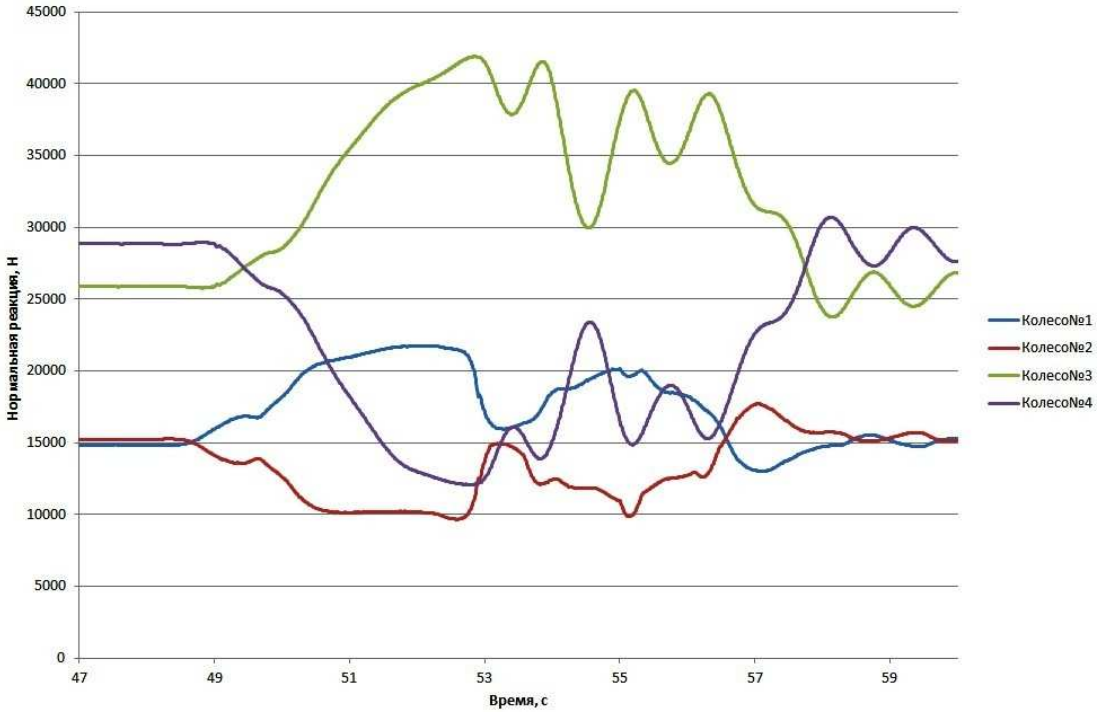


Рисунок 2.17 – Распределение нормальных реакций во время испытания «поворот»

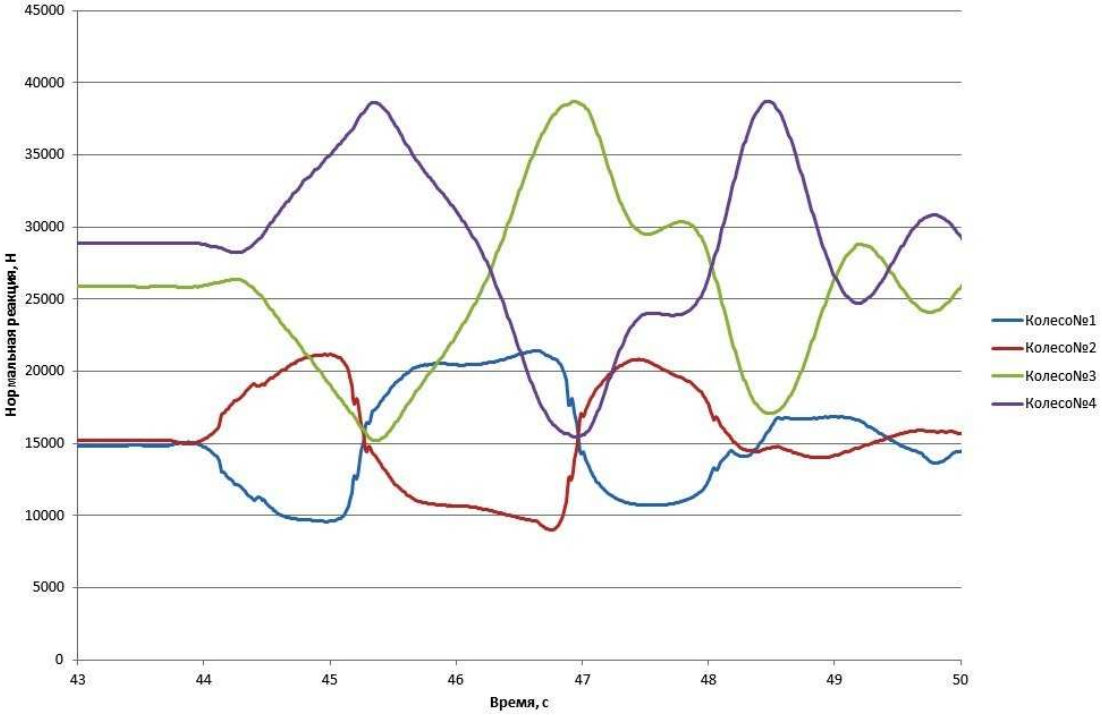


Рисунок 2.18 – Распределение нормальных реакций во время испытания «переставка»

Нумерация колес, нормальные реакции которых изображены на графиках, соответствует рисунку 2.14. Результаты, представленные графиках, позволяют констатировать факт отсутствия отрыва хотя бы одного из колес во время испытаний, поскольку не одна из величин не имеет нулевого значения.

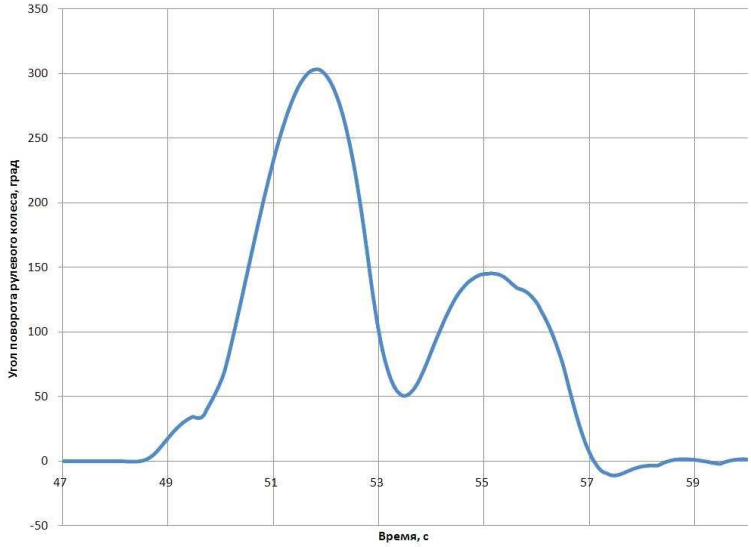


Рисунок 2.19 – Зависимость угла поворота рулевого колеса от времени при испытании «поворот»

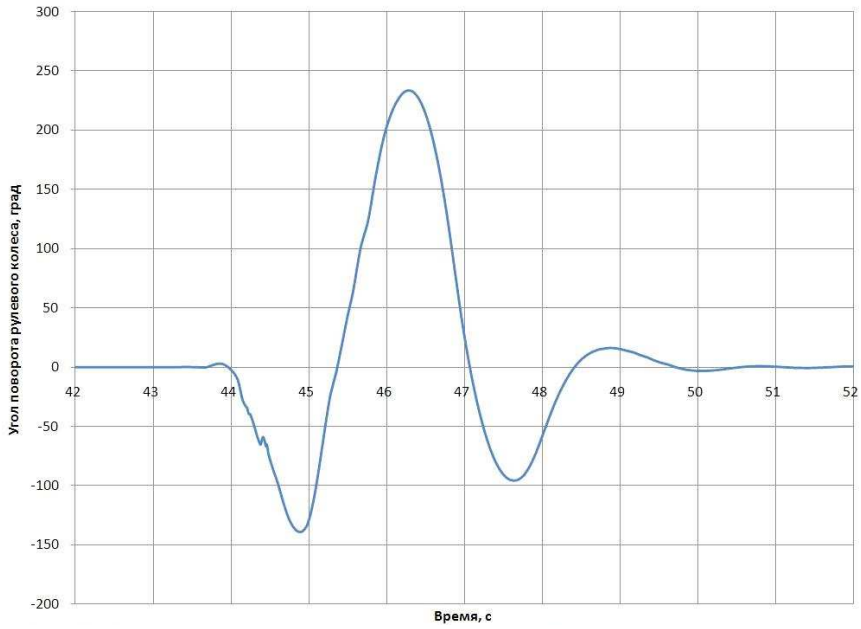


Рисунок 2.20 – Зависимость угла поворота рулевого колеса от времени при испытании «переставка»

Характер изменения закономерности, представленной на рисунке 2.19, подтверждает возникновение сноса передней оси во время испытания, о чем наглядно свидетельствует возрастание значений угла поворота рулевого колеса на интервале от 53,5 до 55 с., что обусловлено стремлением автобуса вернуться на заданную траекторию.

Анализ зависимости, изображенной на рисунке 2.20, показал, что наиболее интересным является второй цикл изменения угла поворота рулевого колеса (интервал с 47 до 50 с.), поскольку наличие данного цикла свидетельствует об удержании автобуса на траектории путем подруливания.

С целью исследования свойств устойчивости и управляемости модели автобуса среднего класса было рассмотрено поведение модели в условиях движения на скорости выше критической для каждого типа рассматриваемых испытаний.

Моделирование испытания «поворот»

С ростом скорости вхождения в поворот более выраженно проявляется недостаточная поворачиваемость модели автобуса, что наглядно демонстрирует увеличение поперечного и продольного скольжения управляемых колес (рисунок 2.19 и 2.20). Наглядная демонстрация сноса передней оси автобуса в результате возникшей недостаточной поворачиваемости изображена на рисунке 2.21.

Снос передней оси автобуса и возникновение недостаточной поворачиваемости модели вызвано следующими факторами: высокая скорость совершения маневра; неравномерное (неодинаковое) распределение масс по осям автобуса.

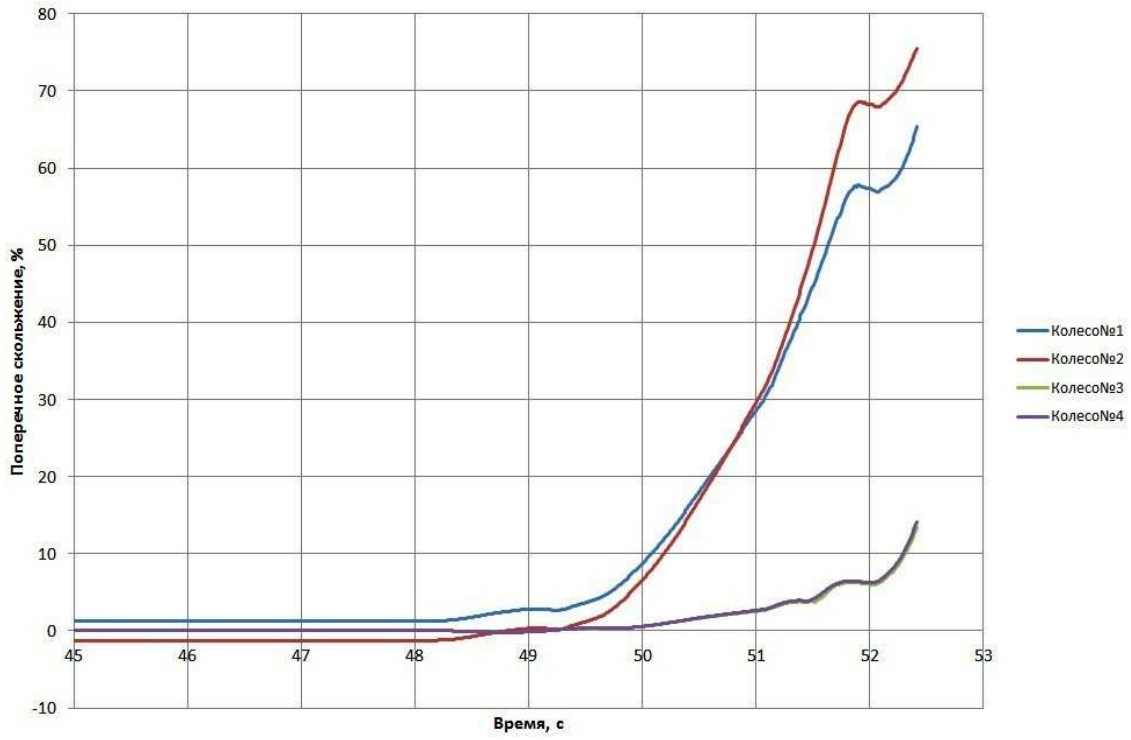


Рисунок 2.19 – Графики зависимостей поперечного скольжения колес модели от времени

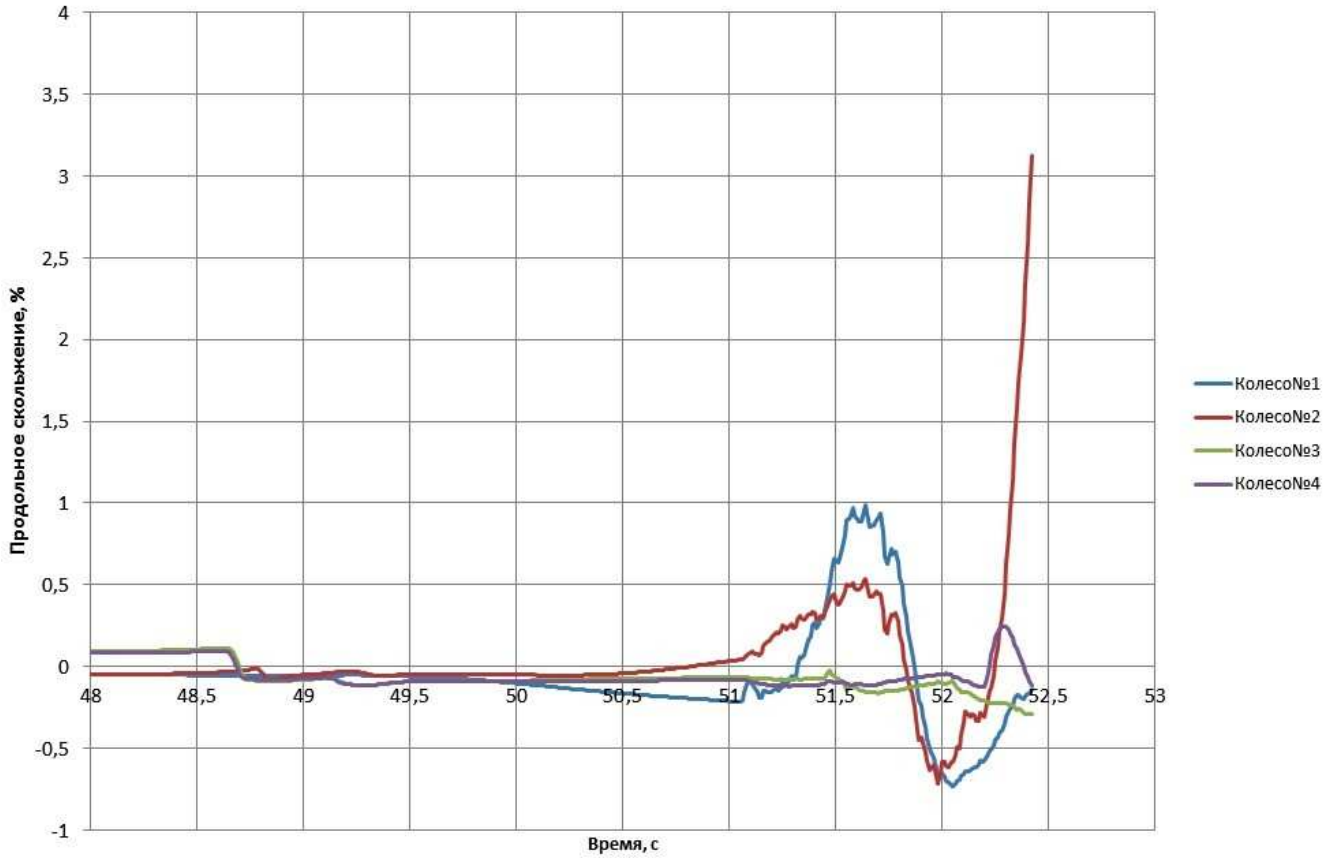


Рисунок 2.20 – Графики зависимостей продольного скольжения колес модели от времени

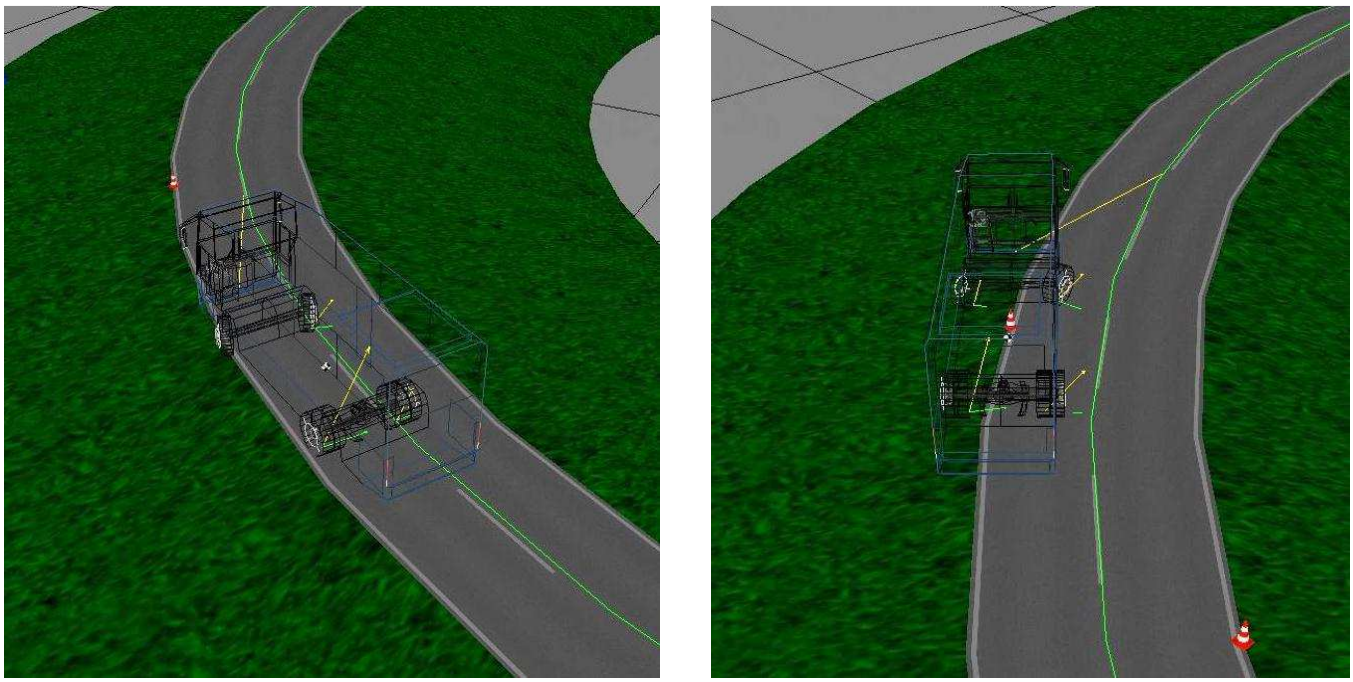


Рисунок 2.21 – Фрагменты моделирования вхождения автобуса в поворот

Моделирование испытания «переставка»

При повышении скорости выполнения маневра «переставка» сначала происходит боковое смещение передней оси, а затем и задней оси, о чем свидетельствует форма кривых графиков изменения продольного, менее выраженного, и поперечного, более выраженного, скольжений колес модели автобуса (рисунки 2.22 и 2.23).

Результаты, представленные на графиках, визуально отображены на рисунке 2.24, где отчетливо видны снос передней (2.24а) и задней (2.24б) осей.

Для оценки управляемости и устойчивости автобуса методами имитационного моделирования были проведены следующие исследования: влияние положения центра масс автобуса на критическую скорость выполнения испытания «поворот» и «переставка». Суть исследований заключается в изменении величины отношения расстояния центра масс от передней оси к базе автобуса и выявлении максимального значения критической скорости выполнения соответствующих маневров.

Результаты исследований по испытанию «поворот» представлены в таблице 2.4 и на рисунке 2.25. Результаты исследований по испытанию «переставка» представлены в таблице 2.5 и на рисунке 2.26.

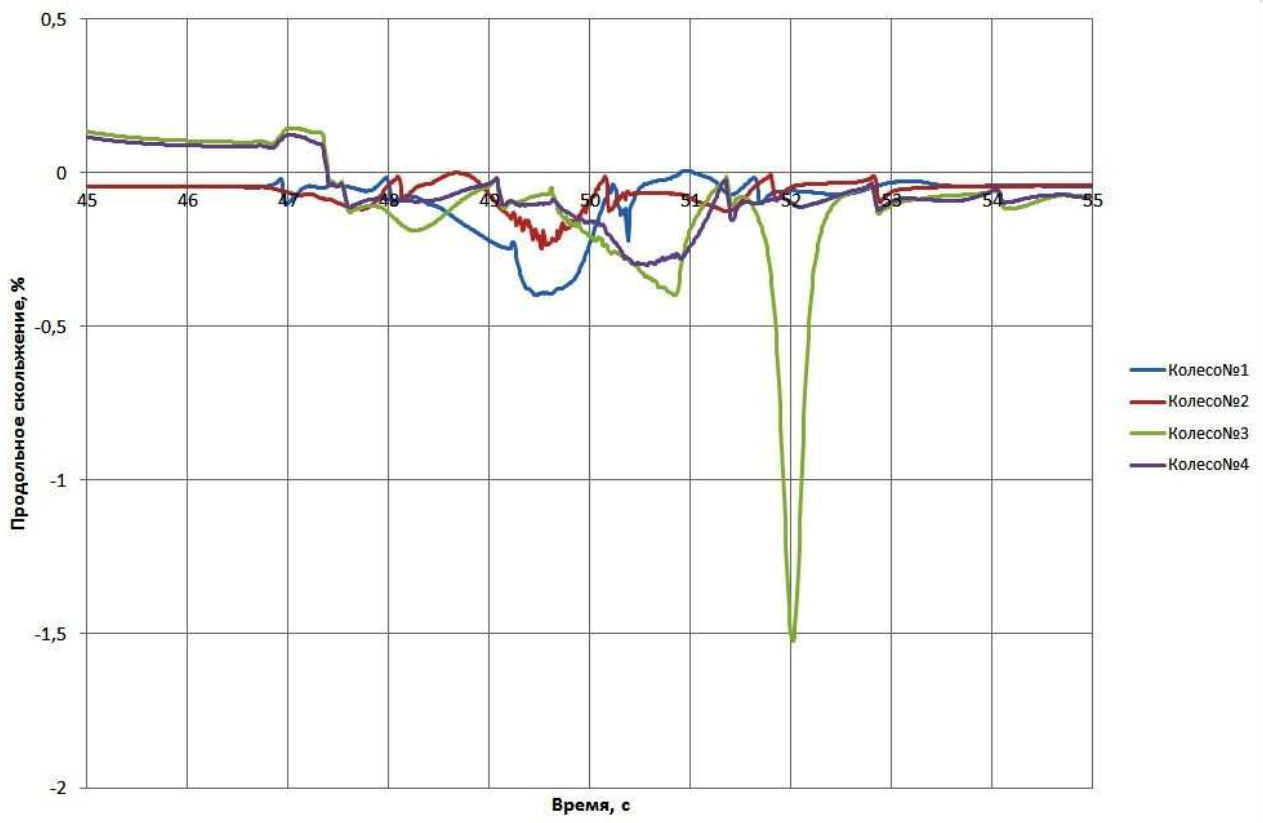


Рисунок 2.22 – Графики зависимостей продольного скольжения колес модели от времени

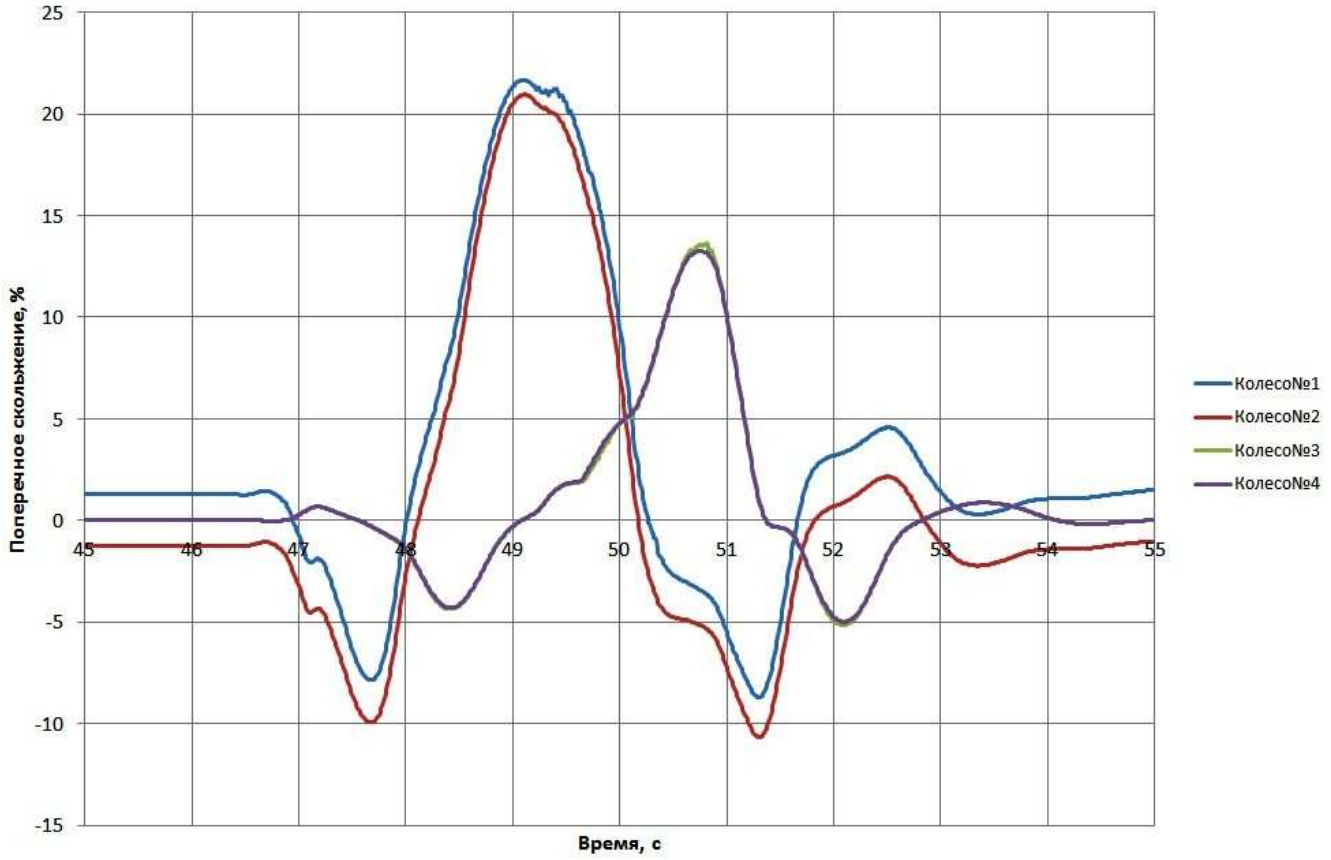
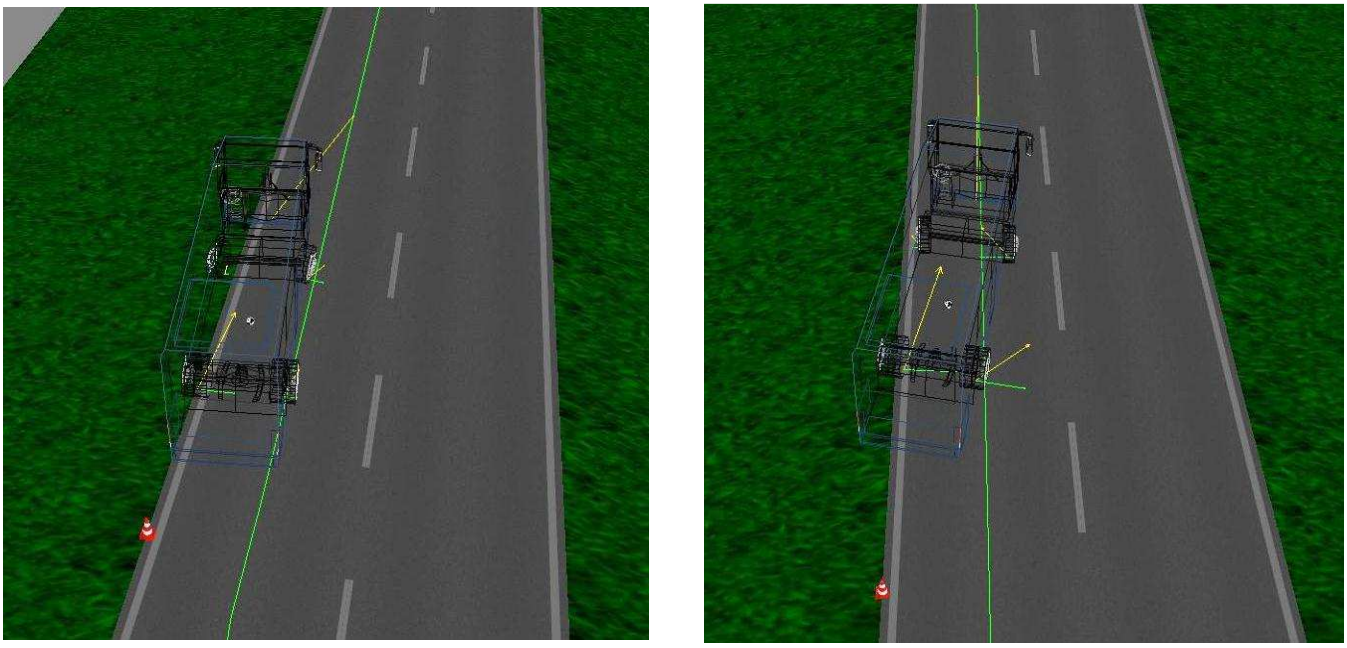


Рисунок 2.23 – Графики зависимостей поперечного скольжения колес модели от времени



а) б)

Рисунок 2.24 – Выход за пределы испытательного коридора

Таблица 2.4 Результаты исследований для испытания «поворот»

№ заезда	*a*	*a/L*	*x*	*V*кр	Примечание (при превышении *V*кр)
1	0,95	0,25	-2,26	55,8	наблюдается отрыв заднего колеса
2	1,44	0,378947	-2,75	58	незначительный снос и отрыв колеса
3	1,9	0,5	-3,21	56	снос передней оси
4	2,44	0,642105	-3,78	53,5	снос передней оси
5	2,85	0,75	-4,16	49,5	значительный снос передней оси

Примечание: *a* – расстояние от центра масс до передней оси, м; *L* – база автобуса, м; *x* – координата расположения центра масса модели по оси *X*, задаваемая в программе, м; *V*кр – критическая скорость выполнения маневра.

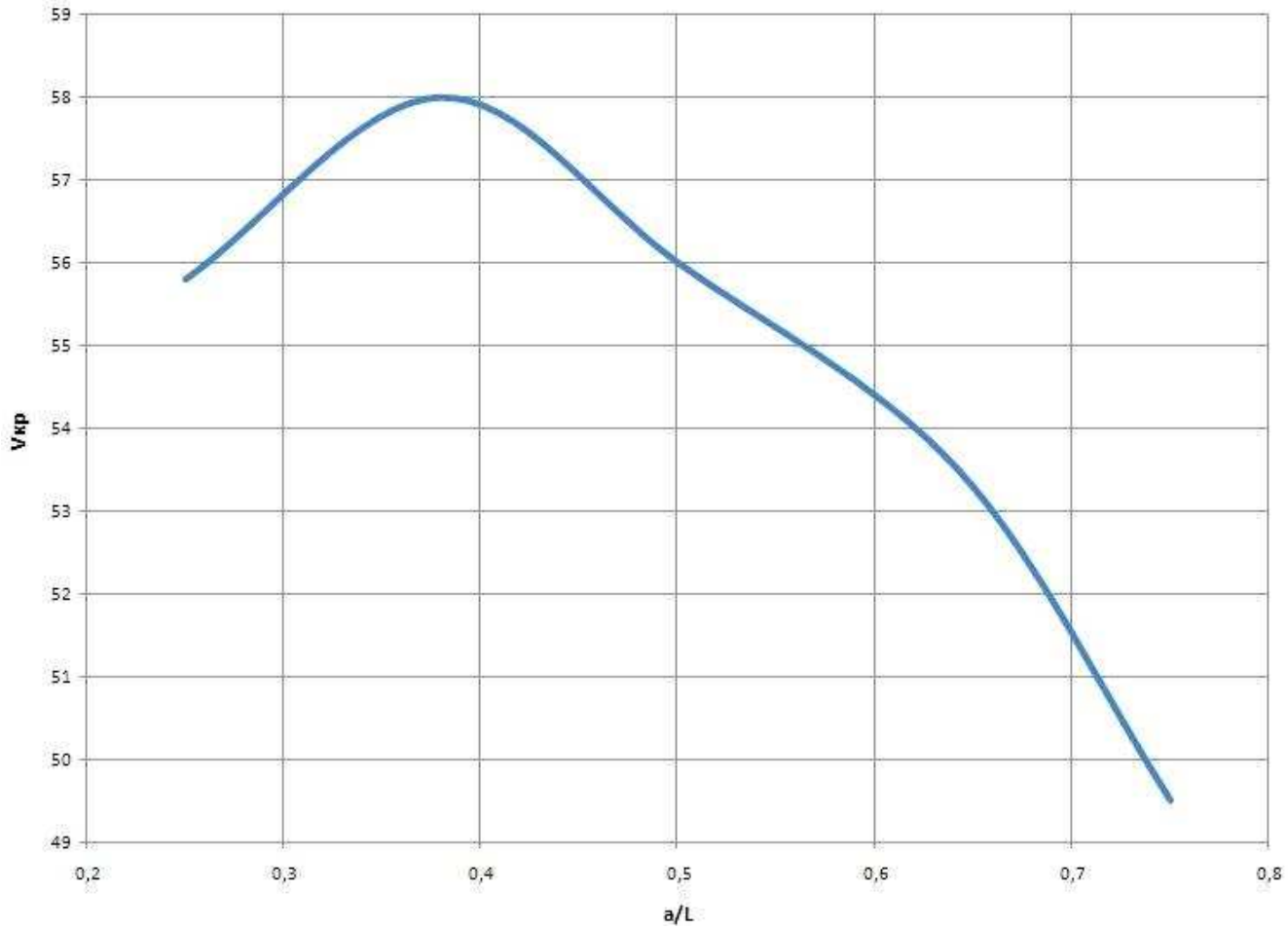


Рисунок 2.25 – График зависимости критической скорости вхождения в поворот от отношения *a/L*

Таблица 2.5 Результаты исследований для испытания «переставка»

Испытание	*a*	*a/L*	*x*	*V*кр	Примечание (при превышении *V*кр)
1	0,95	0,25	-2,26	43	значительный снос задней оси
2	1,44	0,378947	-2,75	48	снос задней оси
3	1,9	0,5	-3,21	63	незначительный снос задней оси
4	2,44	0,642105	-3,78	56	снос передней оси
5	2,85	0,75	-4,16	46	значительный снос передней оси

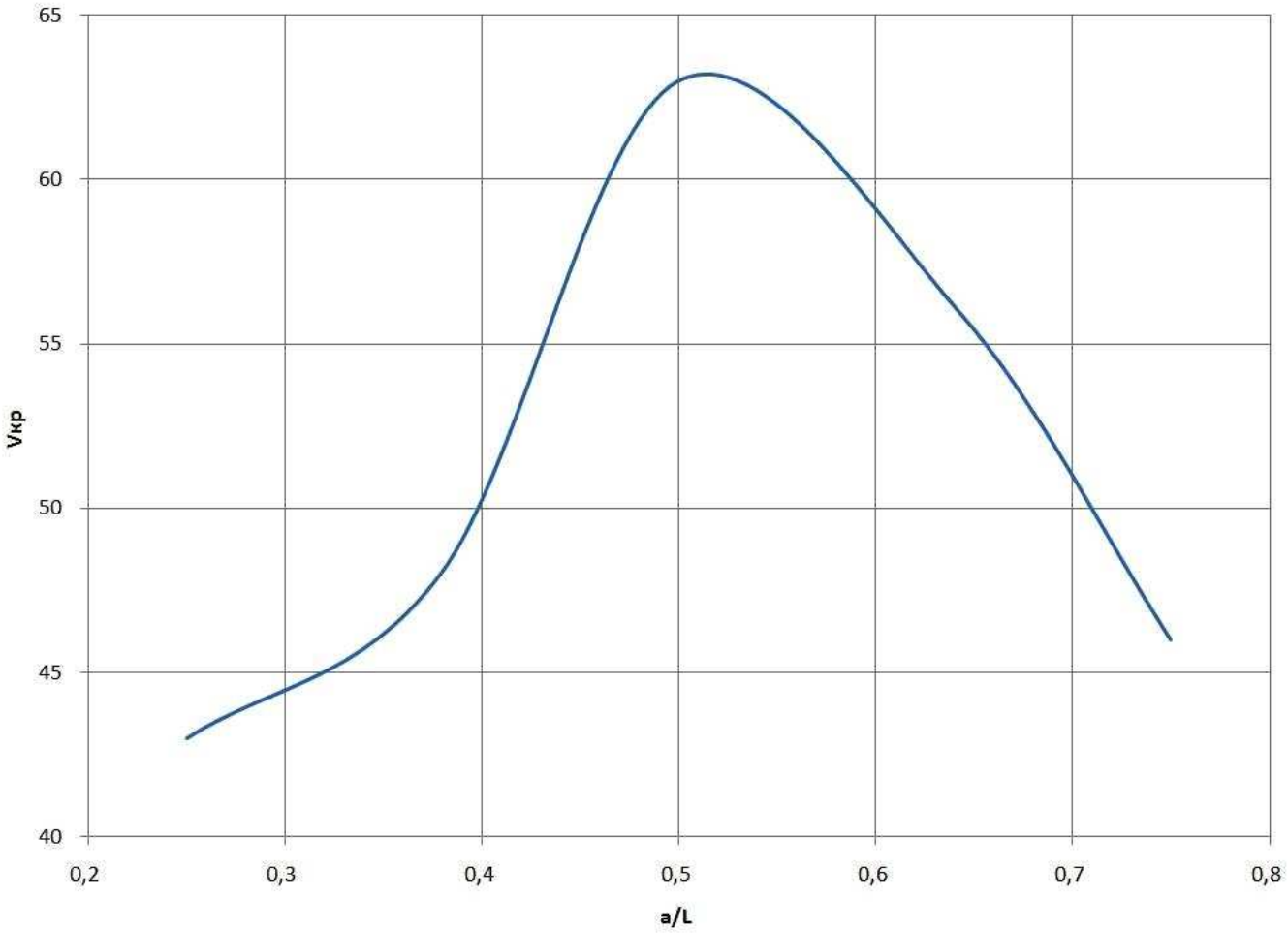


Рисунок 2.26 – График зависимости критической скорости переставки от отношения *a/L*

Анализ результатов проведенных исследований показал: для испытания «поворот» оптимальным соотношением *a/L* является 0,38; для испытания «переставка» - 0,5.

Интересным является поиск оптимального соотношения a/L для рассматриваемой модели автобуса с точки зрения одновременного достижения наилучших показателей по управляемости и устойчивости. С этой целью рационально воспользоваться так называемым "методом свертки",

использование которого можно проиллюстрировать следующим примером: пусть имеются две целевые функции $F_1(X)$ и $F_2(X)$ одного управляемого параметра X. Предположим, что для каждой из них необходимо найти максимум и значимость каждой из них с точки зрения оптимизации выходных параметров конструкции равнозначна. В этом случае постановка задачи (поиск максимума целевой функции F), в общем виде сводится к следующей:

$$max\ F(X) = \lambda_1 \cdot F_1(X) + \lambda_2 \cdot F_2(X)\ , \qquad (2.2)$$

где: λ_1 и λ_2 - весовые коэффициенты.

В том случае, если значимость целевых функций в процессе оптимизации одинакова, весовые коэффициенты равны. Допустим, $\lambda_1 = \lambda_2 = 0{,}5$. Графическая интерпретация решения данной задачи представлена на рисунке 2.27.

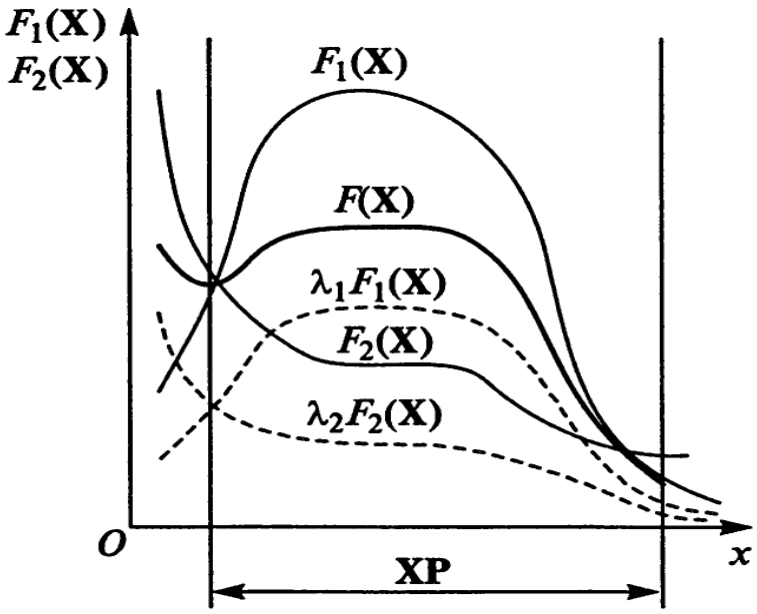


Рисунок 2.27 - Графическая интерпретация метода свертки

Следует иметь в виду, что на практике решение задач проектирования таких сложных объектов, как автомобиль (в частности, автобус), связано с нахождением экстремумов целевых функций значительно большего количества управляемых параметров и столь простая графическая интерпретация метода невозможна. Тем не менее, для поставленной задачи, на основе графиков рисунков 2.26 и 2.25 и значений таблиц 2.4 и 2.5, возможен поиск оптимального соотношения a/L, при котором модель автобуса будет иметь наилучшую управляемости как при входе в поворот, так и при смене полосы движения. На рисунке 2.28 показаны соответствующие графики, а также график изменения целевой функции $F(X)$, где $F = V_{кр}$ - критическая скорость совершения маневра, $X = a/L$.

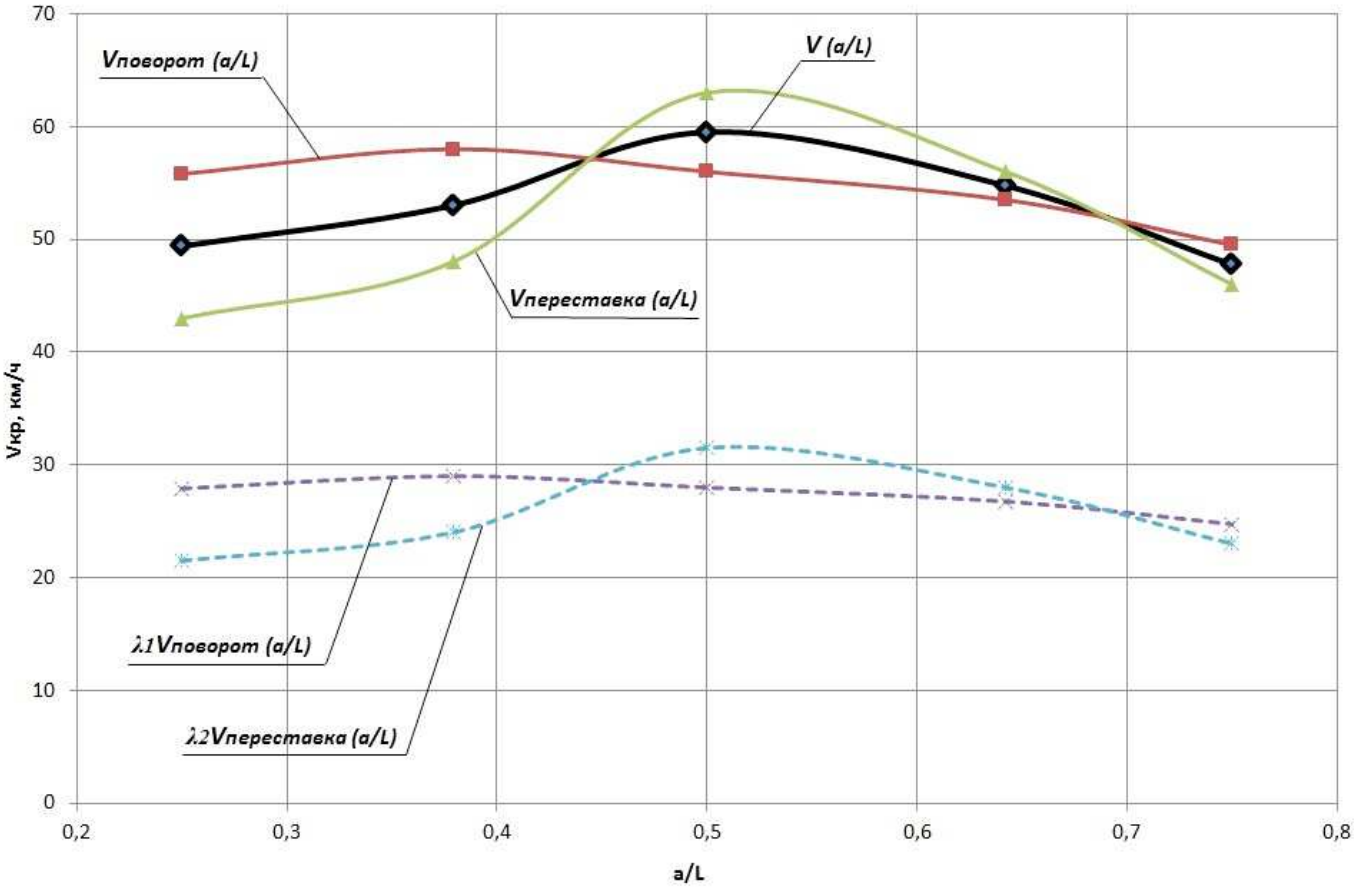


Рисунок 2.28 - График изменения целевой функции $V_{кр}$ (a/L), полученный по методу свертки, при одинаковых весовых коэффициентах $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,5$

Видно, что для рассматриваемой модели автобуса оптимальным является соотношение $a/L = 0,5$. Из графиков также видно, что при значении $a/L < 0,5$, смещение положения центра тяжести к передней оси сопровождается лучшими показателями по входу в поворот, но худшими по переставке. Одновременно с этим, при $a/L > 0,5$, смещение положения центра к задней оси одинаково сказывается на управляемости и устойчивости как при в ходе в поворот, так и при переставке.

Следует также отметить, что у выбранного автобуса-аналога ПАЗ-320402-03 соотношение a/L при снаряженной массе составляет 0,52; при полной 0,64. Исходя из полученных результатов имитационного моделирования можно заключить, что при снаряженной массе показатели автобуса по переставке близки к оптимальным. Однако, при полной массе, автобус будет иметь худшие показатели движения как в условиях смены полосы движения (переставки),так и при входе в поворот.

2.6 Сопоставление результатов моделирования с данными дорожных испытаний

Результаты моделирования движения модели автобуса среднего класса в условиях сертификационных испытаний показаны в таблице 2.6, где также представлены аналогичные сведения о автобусе-аналоге ПАЗ-320402-03, который полностью отвечает требованиям ГОСТ Р 52302-2004.

Таблица 2.6 Результаты моделирования и данные по дорожным испытаниям

Тип маневра	Данные имитационного моделирования ($\varphi = 0,8$)	Данные дорожных испытаний ПАЗ-320402-03
	при полной массе	при полной массе
«Поворот» - скорость маневра, км/ч	53,5	> 56
«Переставка» - скорость маневра, км/ч	56	> 63

Сравнительный анализ результатов показывает, что виртуальная модель автобуса позволяет получить схожие с данными натурных испытаний результаты, расхождение составляет для испытания «поворот» 4,5% , для испытания «переставка» 11,1%. Данное расхождение является вполне приемлемым, однако существует необходимость в проведении дополнительных исследовательских работ с целью установления возможных способов повышения точности компьютерного моделирования.

2.7 Разработка практических рекомендаций по совершенствованию конструкции автобуса с целью улучшения его управляемости и устойчивости

На основе полученных результатов, можно рекомендовать следующие мероприятия, направленные на улучшение управляемости и устойчивости автобусов среднего класса:

- стремиться к смещению центра масс автобуса от задней оси к положению центра масс, соответствующему a/L=0,5;
- использовать стабилизаторы поперечной устойчивости с более высокими показателями жесткости;
- использовать упругие элементы подвески, имеющие нелинейные упругие характеристики;
- использовать функциональные возможности систем активной безопасности, в частности системы электронного контроля устойчивости (ЭКУ);
- стремиться к снижению высоты положения центра масс автобуса.

2.8 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Результаты НИР имеют важное практическое значение для конструкторских отделов автопредприятий, занимающихся производством автобусов среднего класса, в частности, для специалистов ОАО "Павловский автобусный завод" Группы ГАЗ. Выполненные исследования, разработанная методика и результаты имитационного моделирования могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки различных модификаций автобусов с целью выбора оптимальных конструктивных параметров и повышения активной безопасности автобусов.

Результаты НИР могут быть использованы в образовательном процессе, в частности, методика проведения виртуального моделирования и подходы в оценке эксплуатационных свойств транспортных средств по результатам имитационного моделирования могут быть внедрены:

- в курсах базовых образовательных программ подготовки бакалавров по направлению "Наземные транспортные системы": "Испытание автомобилей" и "САПР в автомобилестроении";
- в курсах базовых образовательных программ подготовки магистров по направлению "Наземные транспортные системы": "Компьютерные технологии в науке и производстве", "Методы научных исследований".

2.9 Обобщение и оценка результатов исследования

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Разработана виртуальная модель автобуса среднего класса, учитывающая основные конструктивные параметры транспортного средства, влияющие на его управляемость и устойчивость;
2. Сравнительный анализ данных натурных испытаний по оценке статической устойчивости автобуса с результатами имитационного моделирования показал хорошую сходимость результатов (в пределах 14%);
3. Сравнительный анализ результатов моделирования с данными дорожных сертификационных испытаний показал, что виртуальная модель автобуса позволяет получить схожие с данными натурных испытаний результаты (для испытания «поворот» расхождение составляет 4,5% , для испытания «переставка» - 11,1%). Данные расхождения являются вполне приемлемыми, однако существует необходимость в проведении дополнительных исследовательских работ с

целью установления возможных способов повышения точности компьютерного моделирования.

4. Хорошая сходимость результатов моделирования с данными натурных испытаний позволяет говорить о достаточной достоверности модели ее реальному прототипу (автобусу ПАЗ 320402-03) и о возможности ее использования для исследования свойств управляемости и устойчивости автобусов среднего класса;
5. Проведены исследования по поиску оптимального соотношения *a/L*, характеризующего развесовку транспортного средства, при котором модель автобуса будет иметь наилучшие показатели управляемости и устойчивости как при входе в поворот, так и при смене полосы движения. Для исследуемого класса автобусов соотношение составляет $a/L = 0{,}5$;
6. Установлено, что при значениях $a/L < 0{,}5$ (при смещении положения центра тяжести к передней оси) достигаются лучшие показатели по входу в поворот, но худшие по переставке. Одновременно с этим, большее значение соотношения $a/L > 0{,}5$ (при смещении положения центра тяжести к задней оси) одинаково сказывается на управляемости и устойчивости как при в ходе в поворот, так и при переставке;
7. Предложены способы повышения устойчивости и улучшения управляемости автобусов среднего класса, среди которых можно выделить: смещение центра масс автобуса от задней оси к положению центра масс, соответствующему a/L=0,5; использование стабилизаторов поперечной устойчивости с более высокими показателями жесткости; использование упругих элементов подвески, имеющих нелинейные характеристики; использование функциональных возможностей систем активной безопасности, в частности систем электронного контроля устойчивости (ЭКУ); снижение высоты положения центра масс автобуса.

3 Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student

3.1 Анализ аналогов болидов, соответствующих классу Formula Student SAE

«Formula Student» – это международный проект, организованный Обществом Автомобильных Инженеров (SAE). Единственный чемпионат мира среди технических ВУЗов, задачей которого является создание, конструирование и изготовление гоночного автомобиля силами студентов.

Рисунок 3.1 – Международный чемпионат Formula Student

Рисунок 3.2 – Болиды серии Formula Student

В проекте участвуют студенты ВУЗов со всего мира. Перед каждой командой стоит задача построить гоночный автомобиль класса «Формула» в течение одного года, в строгом соответствии с регламентом, в котором прописано буквально все (от толщины труб рамы до максимально допустимых перегрузок при фронтальном ударе). Есть много возможностей для реализации идей – разработка подвески, трансмиссии, модернизация двигателя, коробки передач и всех остальных систем. На соревнованиях проводится серия динамических (торможение, разгон, гонка на выносливость) и статических (устойчивость, шумность) тестов, презентация команды, защита отчета о стоимости и т.д., по сумме баллов за которые и определяется победитель.

Для реализации инженерных знаний и способностей, Formula Student (рисунок 3.1) предлагает 4 различных класса в серии, подразумевающих различные стадии разработок.

Первый класс (class 1) включает в себя полностью готовые и способные участвовать в испытаниях машины, построенные согласно регламенту FSAE.

Первый класс – серия 200 (class 1-series 200) является дальнейшим развитием первого класса, т.е. включает в себя усовершенствование машин первого года согласно регламенту.

Второй класс (class 2) создан для тех команд, которые находятся в промежуточной стадии между проектом и готовой машиной: минимальное требование для участия – готовое шасси. Очки назначаются за конструкцию, презентацию и отчет о стоимости. Машины, находящиеся в стадии, более близкой к завершению, награждаются большим количеством очков.

Третий класс (class 3) является базовым для участия и подразумевает проект и некоторые готовые детали. Для развития команд запрещается участие в этом классе больше одного года без участия в первом или втором классах.

Рисунок 3.3 – Болид класса «Формула Студент»

Рисунок 3.4 – Болид класса «Мини Баха»

Рисунок 3.5 – Болид класса Formula Student Electric

Рисунок 3.6 – Болид класса «Формула Гибрид»

Для целей соревнования имеется легенда, что производственная фирма пригласила команды, чтобы произвести автомобиль-прототип для предварительного исследования и оценки. Предполагаемый коммерческий рынок – непрофессиональные гонки, выходной автокросс, заезды с ускорением или гоночный спринт. Поэтому, автомобиль должен иметь очень высокие характеристики в части ускорения, торможения и управляемости. Также, автомобиль должен быть

недорогой в производстве, легкий в обслуживании и достаточно простой. Кроме того, конкурентоспособность автомобиля увеличивается за счет таких параметров, как эстетика, комфорт и использование общедоступных запчастей и комплектующих. Производственная фирма планирует производить 1000 автомобилей ежегодно по стоимости ниже 25 000 $. Задание команде – проектирование и изготовление автомобиля-прототипа, который лучше всего соответствует этим целям. Каждый проект сравнивается и оценивается с другими соревнующимися проектами, чтобы определить лучший автомобиль. Само соревнование состоит из двух основных частей – серий статических и динамических испытаний. Участники всех четырех категорий соревнуются в статических испытаниях, в то время как динамические тесты предназначены только для полностью комплектных транспортных средств "на ходу", то есть для автомобилей, участвующих в категориях 1 и 1-Серия 200.

«Формула Гибрид» (Formula Hybrid) (рисунок 3.6)– это перспективный класс, в котором студенты, используя знания современной электроники и электротехники, создают принципиально новую комбинированную энергетическую структуру автомобиля, повышая его топливную экономичность и технические характеристики.

Основной упор в классе Mini Baja (рисунок 3.4)делается на конструкцию шасси, и каждая из команд, проектируя и изготавливая свой автомобиль, использует идентичный двигатель 10 л.с. B&S без возможности изменять его настройки. Класс постоянно развивается, и появляются этапы с возможностью реализовывать абсолютно новые технические идеи.

Данную серию проектов активно поддерживают такие гиганты автомобильной и электротехнической индустрии, как GM, BMW, Ford, Audi, Daimler Chrysler, YAMAHA, EDAG, VW, Mahle, DEKRA, Continental, SolidWorks, Ansys, BOSCH и многие другие. Данная серия проектов является фактически высокоэффективной «кузницей» компетентных кадров – и это поняли все ведущие компании мира.

В России на 2011 год в проекте участвует пять команд: Команды в России:

1. Московский автодорожный институт (МАДИ);

2. Московский автомеханический институт;

3. Тольяттинский государственный университет;

4. Нижегородский государственный технической университет;

5. Ярославский государственный технический университет;

Флагманом и первооткрывателем данной серии успешно стал МАДИ. В 2006 году команда SEG-MADI (Student’s Engineering Group - MADI) успешно выступила на этапе Чемпионата мира Formula Student Germany, проходившего на гоночной трассе «Формулы-1» Хоккенхайм-ринг при поддержке таких гигантов автомобилестроения, как BOSCH, VW, BMW, Mahle, Brunel, DEKRA, Continental, SolidWorks и многих других. Всего за год российские студенты без всяческого

давления со стороны преподавателей спроектировали и построили небольшой гоночный автомобиль с мотоциклетным двигателем YAMAHA.

Второй командой, построившей болид по проекту Formula Student стала команда MAMI. В 2008 году команда впервые представила свой болид Iguana Evo 2008, основные технические характеристики которого представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Технические характеристики автомобиля Iguana Evo 2008

Конструкция	Трубчатая пространственная рама
Материал	Сталь 30ХГСА
Длина, мм	2500
Ширина, мм	1500
Высота, мм	1150
Колесная база, мм	1600
Колея (Пер.), мм	1300
Колея (Задн.), мм	1150
Вес с 68кг водителем (Пер.)	122
Вес с 68кг водителем (Задн.)	182
Подвеска	Двойные А-образные горизонтально-ориентированные рычаги.
Резина (Пер./Задн.)	205/60 R13, Hoosier R25A / 235/60 R13, Hoosier R25A
Диски (Пер./Задн.)	5.5Jx13, Кованные, ВСМПО
Двигатель	Honda CBR600F4i
Диаметр циллиндра	67
Ход поршня	43
Количество цилиндров	4
Рабочий объем	599
Степень сжатия	12:1
Топливная система	Распределенный впрыск, Denso
Тип топлива	Аи – 98
Обороты макс. Мощности, об/мин	9000
Обороты макс. Момента, об/мин	7000
Тип привода	Цепь
Дифференциал	Повышенного трения
Система охлаждения	Радиатор, термостат, автоматический электрический вентилятор
Тормозная система	Перфорированные тормозные диски (внешний диаметр 230 мм).

Вторым болидом команды явился гоночный автомобиль Iguana Evo 2009 (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Технические характеристики автомобиля Iguana Evo 2009

Конструкция	Трубчатая пространственная рама
Материал	Сталь 30 ХГСА(внешний диам. от 20 до 30 мм)
Длина, мм	2607
Ширина, мм	1316
Высота , мм	1099
Колесная база, мм	1575
Колея (Пер.), мм	1146
Колея (Задн.), мм	1117
Вес с 68кг водителем (Пер.)	160
Вес с 68кг водителем (Задн.)	160
Подвеска	Двойные А-образные рычаги. Моношоковая конструкция подвески спереди.
Резина (Пер./Задн.)	205/510 R13, Continental
Диски (Пер./Задн.)	7Jx13, Кованные, ВСМПО
Двигатель	Honda CBR600F6
Диаметр циллиндра	67
Ход поршня	43
Кол-во циллиндров	4
Рабочий объем	599
Степень сжатия	12:1
Топливная система	Распределенный впрыск, Denso
Тип топлива	Аи – 98
Обороты макс. мощности, об/мин	9000
Обороты макс. момента, об/мин	7000
Тип привода	Цепь
Дифференциал	Повышенного трения, Quaife
Система охлаждения	Радиатор, термостат, автоматический электрический вентилятор
Тормозная система	Перфорированные тормозные диски Honda CBR F600 (внешний диаметр 220 мм)
Электроника	Электро-пневматическая система переключения передачи, ЭБУ Power Commander, Ignition module

Команда Тольяттинского государственного университета SPC Formula TSU была создана в декабре 2008 года. Основной состав группы состоял из студентов 4 курса инженерных специальностей и студентов дизайнеров. Первый болид команды – Sprint 01 (рисунок 3.7) создан первым составом команды в сентябре 2009. С первым болидом команда приняла участие в Pre-event Formula Student Russia 2008,где показала лучший результат по презентации проекта. Участники первого состава посетили Formula Student SAE в Италии в качестве гостей, где получили необходимый опыт.

Рисунок 3.7 – Болид Sprint01M (2009)

Таблица 3.3 – Технические характеристики болида команды ТГУ Sprint 02

Конструкция болида	стальная рама, стеклопластиковые панели кузова
Разгон до 100 км/ч, с	4,0
Максимальная скорость, км/ч	210
Двигатель	HONDA CBR 600 F4 (рядный 4-х цилиндровый)
Рабочий объём двигателя, $см^3$	600
Трансмиссия:	Секвентальная, 6-ступенчатая
Подвеска	А-образные рычаги, гидравлические амортизаторы
Тормозная система	Двухконтурная, с раздельным приводом на передние задние колеса
Колеса	Колесные диски - 15x7 PCD 4/98/38 Шины – 195/50 R15
Рулевое управление:	реечное
Снаряжённая масса, кг	310
База, мм	1750

3.2 Изучение документации, регламентирующей условия проведения соревнований

Сообществом автомобильных инженеров (SAE) разработан строгий регламент соревнований [48], в рамках которого команды проектируют и изготавливают автомобиль. С целью проявления творческих способностей участников проекта, в регламенте практически не ограничивается дизайн болида. Однако, техническая сторона ограничена множеством довольно строгих требований. Соответствие автомобиля данному регламенту проверяется при проведении технического осмотра и ряда статических и динамических тестов. Команды, не прошедшие эти проверки, к дальнейшему участию в соревнованиях не допускаются.

Основными документами, регламентирующими работу по проектированию и созданию болида, являются:

1) официальные правила «Formula Student competition Rules», ежегодно претерпевающие изменения, дополняемые новыми более серьезными требованиями;
2) ежегодный справочник соревнований «Formula Student competition Event Handbook», регламентирующий требования к участию и выступления на чемпионате;
3) ежегодный журнал каждого этапа соревнований «Formula Student Programme Magazine»

3.3 Анализ эксплуатационных требований, предъявляемых к болидам класса Formula Student

3.3.1 Требования правил «Formula Student competition Rules»

Согласно официальным правилам «Formula Student competition Rules» к болиду предъявляются требования, указанные в таблице 3.4.

Таблица 3.4. Перечень технических требований регламента [48]

Пункт №	Требования регламента	Примечания
I. Конфигурация ТС		
1.	Транспортное средство с открытыми колесами и кабиной водителя (в стиле формулы) с четырьмя колесами, не находящимися на одной линии.	
2.	Колесная база не менее 1525мм. Колесная база замеряется между центрами контакта передних и задних колес с опорной поверхностью.	
3.	Разница между передней и задней колеями не превышает 25%.	
4.	Все элементы, подверженные техническому осмотру, ясно и наглядно представляются техническим инспекторам. Технический осмотр проводится без использования использование таких инструментов, как эндоскопы или зеркала. Доступность осмотра может быть осуществлена передвижными или быстросъемными панелями кузова.	
5.	Материалы для несущей конструкции. 1) Использование легированной стали не подразумевает использование более тонкостенных сечений, чем при использовании сталей обыкновенного качества. 2) Использование труб с указанным наружным диаметром большей толщины или с указанной толщиной большего диаметра допускается и не возбраняется. Трубы круглого сечения из обычной или легированной стали (минимум 0.1% углерода) со следующими минимальными размерами:	

<table>
<tr><td></td><td>Наименование узла</td><td>Наружный диаметр × толщина стенки, мм</td></tr>
<tr><td></td><td>Главный и передний обода, крепления ремней безопасности.</td><td>25.4 x 2.4
25.0 x 2.50</td></tr>
<tr><td></td><td>Боковые балки (бампера), передняя перегородка, крепления ободьев, крепления ограничителей ремней безопасности.</td><td>25.4 x 1.65
25.0 x 1.75
25.4 x 1.60
Также могут быть использованы трубы прямоугольного сечения:
25.4 x 25.4 x 1.25
25.0 x 25.0 x 1.25
26.0 x 26.0 x 1.2</td></tr>
<tr><td></td><td>Поддерживающие элементы передней перегородки и главного обруча.</td><td>25.4 x 1.25
25.0 x 1.5
26.0 x 1.2</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">Использование алюминия, титана и композитных материалов:</td></tr>
<tr><td></td><td>Наименование узла</td><td>толщина стенки, мм</td></tr>
<tr><td></td><td>Главный и передний обода, крепления ремней безопасности.</td><td>2.0</td></tr>
<tr><td></td><td>Боковые балки, передняя перегородка, крепления ободьев, крепления ограничителей ремней безопасности, поддерживающие элементы передней перегородки.</td><td>1.2</td></tr>
<tr><td>6.</td><td colspan="2">Голова водителя и руки не соприкасаются с опорной поверхностью при любом опрокидывании транспортного средства.</td></tr>
<tr><td>7.</td><td colspan="2">Когда манекен 95%-го мужчины или любой участник команды сидит в нормальном положении с фиксацией положения туловища водителя, соблюдаются следующие требования:
1) Расстояние до прямой линии, проведенной от вершины главного обода до вершины переднего обода не менее 50.8 мм.
2) Расстояние до прямой линии, проведенной от вершины главного обода до нижнего конца поддерживающих балок главного обода, если они крепятся позади, не менее 50.8 мм.
Характеристики манекена 95%-го мужчины:
1) Сидение установлено в крайнее положение, наиболее удаленное от рулевого колеса.
2) Нижний 200 мм круг располагается по касательной к месту соединения спинки и подушки сидения.
3) Средний 200 мм круг, представляющий лопатки, располагается по касательной к спинке сидения.
4) Верхний 300 мм круг располагается не далее 25.4 мм от подголовника.</td></tr>
<tr><td colspan="3">II. Место под домкрат</td></tr>
<tr><td>1.</td><td colspan="2">Удерживает вес автомобиля и привлекает внимание работников трассы с домкратами.</td></tr>
<tr><td>2.</td><td colspan="2">Находится в самой задней части автомобиля.</td></tr>
<tr><td>3.</td><td colspan="2">Визуально обнаруживается с расстояния 1 м позади автомобиля.</td></tr>
<tr><td>4.</td><td colspan="2">Обозначено оранжевым цветом.</td></tr>
<tr><td>5.</td><td colspan="2">Ориентировано горизонтально и перпендикулярно оси автомобиля.</td></tr>
</table>

6.	Изготовлено из алюминиевой или стальной трубы круглого сечения диаметром 25 – 29 мм.
7.	Длина минимум 300 мм.
8.	Открытое вокруг нижних 180 градусов его окружности на минимальную длину 280 мм.
9.	Расстояние от нижней точки трубки до земли минимум 75 мм.
10.	При расстоянии между нижней точкой трубки и землей, равном 200 мм, колеса не касаются земли. Амортизаторы полностью разжаты.
III. Двигатель	
1.	Четырехтактный поршневой с рабочим объемом не более 610 $см^3$. При техническом осмотре проводится измерение двигателя. Первоначальное измерение проводится внешне с точностью до 1%. Средство измерения устанавливается соосно свечному отверстию и имеет размеры 381 мм в длину и 30 мм в диаметре.
2.	Изменения в пределах регламента.
3.	Объем составляет не более 610 $см^3$, весь поступающий воздух проходит через единственный ограничитель.
4.	Запрещается использование гибридных двигателей, использующих бортовые аккумуляторы.
5.	Наличие бортового стартера
IV. Система подачи топлива	
1.	Запрещается использование пластикового топливопровода между топливным баком и двигателем.
2.	Резиновый топливопровод или шланг должен быть армированным либо в металлической оплетке.
3.	Использование хомутов, специально предназначенных для топливопроводов. 1) Хомут полностью обхватывает шланг (на 360 °), имеет гайку и болт для затяжки, его кромки закруглены. 2) Не одобряется использование червячных хомутов.
4.	Топливопроводы надежно крепятся к транспортному средству и/или двигателю.
5.	Защита топливопроводов от возможных воздействий неисправных элементов вращающегося оборудования и от повреждения при столкновении.
6.	Топливная рампа надежно крепится к блоку цилиндров двигателя, головке блока, или впускному коллектору кронштейнами и механическим крепежом.
7.	Впускной коллектор надежно крепится к блоку цилиндров двигателя или к головке блока кронштейнами и механическим крепежом.
8.	Наличие корпуса дросселя или карбюратора.
9.	Дроссель имеет механический привод, то есть через тросик или систему тяг.
10.	Обеспечение плавности работы тросика или тяг дросселя.
11.	Наличие в системе привода дросселя как минимум двух пружин возврата.
12.	Тросики дросселя располагаются не менее чем в 50.8 мм от любого элемента системы выпуска и от потока выхлопных газов.
13.	Наличие ограничителя хода педали акселератора
14.	Наличие ограничителя подачи воздуха со следующими размерами: - 20 мм при использовании бензинового топлива;

	- 19 мм при использовании топлива Е-85 (85% этанола и 15% бензина).
15.	Запрещается использование любых устройств, регулирующих работу двигателя, находящихся между ограничителем и двигателем.
16.	Запрещается гибкость или подвижность круглого сечения ограничителя.
17.	Все части воздушной и топливной систем лежат в пределах поверхности, определенной вершиной трубчатого каркаса и внешним краем четырех шин.
18.	Любая часть системы забора воздуха, расположенная ниже 350 мм над уровнем земли ограждается от боковых столкновений и ударов сзади.
19.	Позволяется использование турбокомпрессоров или нагнетателей. Команда должна составить соответствующее заявление.
20.	Допускается использование интеркулера для охлаждения поступающего воздуха.
V. Система выпуска отработавших газов	
1.	Наличие глушителя шума.
2.	Отверстие выхлопной трубы располагается таким образом, что водитель не подвергается воздействию отработавших газов при любой скорости движения автомобиля.
3.	Выхлопные трубы не выходят более чем на 45 см за заднюю ось и располагаются не выше 60 см над уровнем земли.
4.	Наличие защиты любых элементов системы выпуска, выступающих за пределы рамы перед главным ободом.
5.	Максимальный уровень шума не превышает 110 дБ
VI. Система охлаждения	
1.	Использование только простой воды.
VII. Система уплотнений	
1.	Двигатель и трансмиссия закрыты для предотвращения утечек жидкостей и газов.
2.	Наличие отдельных емкостей, сохраняющих жидкости при возможных утечках из любых отверстий картера, системы охлаждения или системы смазки двигателя.
3.	Наличие у любой емкости системы охлаждения шланга с минимальным внутренним диаметром 3 мм, уходящего вниз до уровня нижней части рамы.
4.	Соединение любых каналов смазки двигателя или каналов вентиляции картера, направленных к системе впуска, производится до ограничителя системы впуска.
VIII. Трансмиссия и привод	
1.	Допускается использование любой трансмиссии и привода.
IX. Защита привода	
1.	Выставленные наружу высокоскоростные элементы, такие как шкивы, гидротрансформаторы, муфты, ременные передачи и диски сцепления, оснащаются защитными щитками.
2.	Запрещаются защитные щитки для цепей или ремней изготовленные из перфорированного материала.
3.	Защитные щитки для цепей изготавливаются из стали, минимальной толщиной 2.66 мм и шириной, в 3 раза большей ширины цепи.
4.	Защитные щитки для ремней изготавливаются из 3мм алюминиевого сплава 6061-Т6, с минимальной шириной, равной 1.7 ширины ремня.

5.	Защитные щитки устанавливаются таким образом, чтобы оставаться по бокам цепи или ремня при любых условиях.
X. Подвеска	
1.	Обеспечение амортизации обеих осей автомобиля.
2.	Минимальный ход колеса составляет 50.8 мм (25.4 мм в каждую сторону).
3.	Обеспечение видимости всех элементов подвески при техническом осмотре.
4.	Обеспечение клиренса, достаточного для предотвращения касания поверхности дороги любой части автомобиля (кроме шин) во время прохождения любых участков трассы. При полной массе ТС статический клиренс составляет не менее 25.4 мм.
XI. Колеса и шины	
1.	Минимальный диаметр колес автомобиля D=203.2 мм (8 дюймов).
2.	Наличие в любой системе установки колеса, использующей единственную стопорную гайку, устройства, удерживающего колесо и гайку, при ослаблении последней.
3.	Возможно использование двух типов шин: - сухие – допускается любой размер и тип шин. Разрешаются шины, как с протектором, так и без него; - дождевые – допускается любой размер и тип протектора. Минимальная высота протектора составляет 2.4 мм. Категорически запрещается ручное сокращение, проточка канавок или модификация шин командами.
4.	В пределах одного набора шины не могут отличаться по составу или размеру. Запрещается изменение типа или размера шин после начала статической оценки. Подогрев шин не допускается.
XII. Тормозная система	
1.	Воздействие на все четыре колеса и управление единственной педалью. Проверяется при динамических тестах.
2.	Два независимых гидропривода. Обеспечение запаса тормозной жидкости для каждого контура.
3.	Разрешается использование тормозного механизма, действующего на дифференциал с повышенным внутренним трением.
4.	Запрещаются тормозные системы с механическим приводом.
5.	Запрещаются использование небронированных пластмассовых трубок.
6.	Обеспечение защиты тормозной системы от разброса элементов привода двигателя при неисправности и от незначительных столкновений.
7.	Элементы тормозной системы не должны выступать за нижний профиль рамы (при виде сбоку). Имеются в виду части тормозной системы, установленные на подрессоренной части автомобиля.
8.	Наличие аварийного выключателя двигателя, который отключает зажигание и прекращает питание любых электрических топливных насосов
9.	Наличие красного тормозного сигнала минимальной мощностью 15 ватт. При использовании светодиодов сигнал должен быть ясно видим при очень ярком солнечном свете. Устанавливается между осью колес и уровнем плеч водителя по вертикали и приблизительно на средней линии транспортного средства по горизонтали.
XIII. Рулевое управление	
1.	Минимум два управляемых колеса.

2.	Наличие ограничителей, предотвращающих рулевые приводы от заклинивания и препятствующие контакту шин с элементами подвески, рамы и корпуса.
3.	Допустимый люфт системы управления составляет не более 7˚. Измеряется на рулевом колесе.
4.	Задние управляемые колеса разрешаются только при условии, что угол поворота задних колес механически ограничен и составляет ± 3˚ от прямолинейного положения.
5.	Механическая связь рулевого колеса с передними колесами.
6.	Использование быстросъемной ступицы рулевого колеса. Водитель должен иметь возможность быстро отсоединить рулевое колесо из нормального положения с надетыми на руки перчатками.
7.	Непрерывный периметр рулевого колеса, по форме близкий к кругу или овалу. Допускается наличие прямых секций. Запрещаются вогнутые секции и формы руля в виде “Н”, “8”, или с вырезом.
8.	Обеспечение защиты вала рулевого управления и рулевой рейки от контакта с ногами водителя, который может привести к травме.
XIV. Электрооборудование	
1.	Наличие двух главных выключателей питания. Оба выключателя должны глушить двигатель.
2.	Нанесение международного обозначения в непосредственной близости от каждого выключателя. Обозначение представляет собой красную молнию на фоне голубого треугольника с белой окантовкой.
3.	Внешний выключатель: - размещается справа от водителя на уровне плеч в непосредственной близости от главного обода и имеет свободный доступ с внешней стороны автомобиля; - отключает питание всех электрических цепей, включая аккумулятор, генератор, фары, топливные насосы, зажигание и электрические системы управления; - весь аккумуляторный ток проходит через этот выключатель; - поворотного типа и прямого действия, т.е. не может действовать через реле.
4.	Внутренний выключатель: - располагается так, чтобы обеспечить водителю быстрый и легкий доступ в аварийной ситуации или в случае паники; - располагается рядом с рулевым колесом, без препятствий на пути к нему в виде различных частей болида. Желательно, чтобы он был размещен с той же стороны, что и рычаг переключения передач; - может действовать через реле.
5.	Четкое обозначение положения «отключено» выключателя.
6.	Надежное крепление к раме всех аккумуляторов.
7.	Любой аккумулятор с жидким наполнителем, находящийся в отделении водителя, заключается в токонепроводящий водонепроницаемый контейнер.
8.	Изоляция плюсовой клеммы аккумулятора от контакта с частями автомобиля и от возможного контакта с другими автомобилями.

3.3.2 Статические и динамические испытания болида

Статические тесты

До принятия участия в любом из динамических тестов, автомобили сначала проходят все стадии процесса технического осмотра и контроля безопасности (ТО и КБ). Эта процедура подтверждает, что они соответствуют правилам. Кроме визуальной экспертизы автомобиля, процесс также включает в себя испытание тормозов, испытание на шумность и испытание на угол опрокидывания. Полные условия ТО и КБ содержатся в правилах SAE и Формулы Студент, и будут изданы в Руководстве Мероприятия, предоставляемом всем участникам соревнований. Неизбежно то, что не все автомобили проходят этот процесс с первой попытки, поэтому некоторые доработки и изменения иногда становятся необходимыми непосредственно во время мероприятия. Для увеличения шансов прохождения ТО и КБ, и таким образом получения возможности прохождения динамических тестов, необходимо обратить особое внимание на все положения правил и руководства по безопасности.

Список основных требований, выполнение которых проверяется судьями ТО и КБ:

• Сварка. Шасси это главный узел транспортного средства и поэтому должно быть изготовлено по самым высоким стандартам. Сварка низкого качества не позволит пройти ТО и КБ.

• Противопожарные перегородки. В автомобиле должен быть невоспламеняемый барьер (брандмауэр) между водителем и любым предметом, который мог бы воспламениться или травмировать его, этот барьер должен простираться выше водительской головы. Воздухозаборники должны быть помещены достаточно далеко от пилота на случай обратной вспышки.

• Ремни безопасности. Ремни должны быть закреплены в соответствии с инструкциями их изготовителей, и подходить как для самого высокого, так и для самого низкого пилота. Лента ремня безопасности не должна опираться на кромку сидения пилота.

• Крепления колес. На ступице колеса должна быть центральная опора, удерживающая вес транспортного средства, в то время как болты крепления колеса просто прижимают диск к фланцу ступицы. Отсутствие центральной опоры вынуждает болты нести все силы, увеличивая вероятность отрыва колес. Все болты и гайки колес должны использовать систему принудительной блокировки.

• Тормоза. Штоки главного тормозного цилиндра и крепления суппорта должны быть принудительно заблокированы в завернутом положении. Бачки тормозной жидкости не должны находиться в отсеке пилота, а также около каких-либо горячих поверхностей.

• Управление. Система управления должна работать легко и свободно. Угол, образованный рулевыми тягами и рулевой сошкой не должен превышать 180'. Рулевая рейка и рулевые тяги должны находиться в положении, максимально близком к прямой линии. Для предотвращения

попадания грязи в зубья, рулевая рейка должна быть оснащена пыльниками, закрепленными на обоих ее концах, либо обращена зубьями вниз. Стяжные болты, крепящие рулевую колонку к рейке, должны быть достаточно длинными, чтобы входить минимум на 2/3 отверстия в рейке. Запрещается использование самонарезных винтов.

• Подвеска. Если пружины установлены в отделении пилота, должна быть обеспечена защита, предотвращающая травму пилота подвижными частями или летящими предметами. Сферические шарниры должны иметь высокое качество, необходимое для выдерживания нагрузки и приложенных усилий, и работать в пределах разрешенных параметров изготовителя. Шарниры не должны работать на излом.

Из соображений безопасности и для избежания дорогостоящих и комплексных неисправностей, важно предусмотреть возможность систематической и качественной проверки всех основных гаек, болтов, зажимов шлангов, электрических соединителей и т.д. перед каждым динамическим тестом. В этом отношении будет очень полезно иметь технологическую карту.

1. Тест на торможение. Тормозная система будет динамически проверена и должна продемонстрировать способность захвата всех четырех колес и остановки транспортного средства на прямой линии в конце ускорения.

2. Тест на устойчивость. Колея и центр тяжести автомобиля должны быть подобраны таким образом, чтобы в сумме обеспечить достаточную устойчивость к опрокидыванию. Устойчивость к опрокидыванию будет оценена на наклонном стенде по принципу теста «прошел/не прошел». Транспортное средство не должно опрокидываться при наклоне под углом 60° к горизонту в любом направлении, что соответствует 1.7 G. Тест на устойчивость будет проводиться с самым высоким пилотом команды, сидящем в положении вождения.

3. Тест на шумность. Измерения производится с помощью микрофона, размещенного на расстоянии 0.5 м от края выпускной трубы под углом 45° к горизонтальной плоскости (между выпускной трубой и микрофоном не должно быть никаких препятствий). Тест будет проводиться на нейтральной передаче при оборотах двигателя, определенных ниже. Если присутствует более одной выпускной трубы, тест будет повторен для каждой из них.

Автомобиль должен без проблем набирать и поддерживать обороты двигателя, на которых проводится тест. Если система выпуска имеет подвижный регулятор настроек или систему дросселя, тест должен быть пройден на всех положениях. Эти устройства должны быть доступны организаторам и свободно ими регулироваться.

Обороты двигателя соответствуют средней скорости движения поршня 914.4 м/мин для автомобильных и мотоциклетных двигателей и 731.5 м/мин для промышленных двигателей (мощностью не более 5 л.с. на 100 $см^3$). Рассчитанное число оборотов округляется до ближайших 500 об/мин.

Максимальный уровень шума не должен превышать 110 дБ.

Динамические тесты

1. Тест на ускорение. Цель теста на ускорение состоит в измерении максимальной приемистости двигателя транспортного средства. Для этого замеряется полное время, необходимое для прохождения расстояния 75м при старте с места на плоской поверхности. Тест предназначен для того, чтобы сосредоточиться на уровне подготовки и приемистости двигателя автомобиля и на конструктивных характеристиках подвески – ее способности обеспечить максимальный контакт шины с поверхностью дороги.

2. Тест слалом "восьмерка". В этом тесте, вероятно, самые близкие условия к "идеализированному" рабочему режиму. Целями теста слалома является оценка максимальной способности движения транспортного средства в повороте, измерением полного времени, необходимого для того, чтобы закончить один левый круг и один правый. Тест предназначен для того, чтобы сосредоточиться на подвеске транспортных средств, его конструктивных характеристиках и способностях настройки подвески для максимального бокового сцепления, при минимизации влияния человеческого фактора во время маневров. Объективность теста достигается за счет засечки времени только "вторых", установившихся кругов при проезде каждой из петель восьмерки (рисунок 3.8).

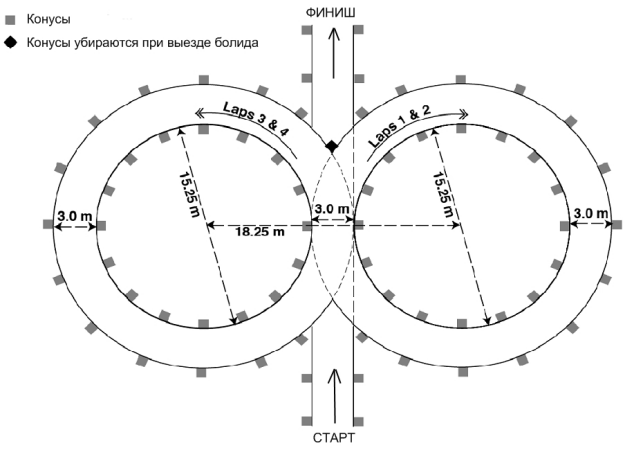


Рисунок 3.8 – Схема площадки для теста «восьмерка».

3. Тест спринт. Данный тест предназначен для проверки маневренности автомобиля и качества управления на сложной трассе без помех в виде соревнующихся автомобилей. Трасса спринта объединяет особенности характеристик ускорения, торможения, и движения на повороте в один тест.

4. Тест на выносливость и топливную экономичность. Цель данного объединенного теста состоит в проверке выносливости транспортных средств и определения их топливной экономичности. Двойственность теста может вести к компромиссам, поскольку расстояние необходимо пройти из расчета расхода в 26л/100км, чтобы избежать штрафа. Планировка трассы и ее длина в 22км позволяют проверить выносливость транспортных средств. Есть также принудительный пит-стоп, включающий замену пилота и быстрый старт, при котором проверяется способность команды максимально быстро произвести изменения в положении педалей, сидения и т.д.

3.4 Анализ категорий условий эксплуатации.

Техническое обслуживание – это комплекс операций по: поддерживанию автомобиля в работоспособном состоянии и надлежащем внешнем виде; обеспечению надежности и экономичности работы, безопасности движения, защите окружающей среды; уменьшению интенсивности ухудшения параметров технического состояния; предупреждению отказов и неисправностей, а также выявлению их с целью своевременного устранения.

Техническое обслуживание является профилактическим мероприятием, проводимым принудительно в плановом порядке, как правило, без разборки и снятия с автомобиля агрегатов, узлов, деталей [47].

Техническое обслуживание автомобиля состоит из большого числа технологических операций, которые по своему назначению, характеру, условиям выполнения, применяемому оборудованию, инструменту и квалификации исполнительского состава объединяются в определенные группы работ: уборочно-моечные; контрольно-диагностические; крепежные; смазочные; заправочные; регулировочные; электротехнические; смазочно-очистительные.

По периодичности, перечню и трудоемкости выполняемых работ техническое обслуживание подразделяется на следующие виды: ежедневное (ЕО), первое (ТО-1), второе (ТО-2) и сезонное (СО).

Работы по техническому обслуживанию автомобиля необходимо проводить с определенной периодичностью. Периодичность ТО – это нормативная наработка (в километрах пробега или часах работы) между двумя последовательно проводимыми однородными работами или видами ТО (так называемый «межсервисный пробег» автомобиля).

Периодичность проведения ТО автомобиля зависит от категории условий его эксплуатации и от природно-климатических условий.

Категория условий эксплуатации, в свою очередь, зависит трех от параметров: группы дороги (Д), типа рельефа местности (Р), а также условий движения.

Различают следующие группы дорог:

Д1 – капитальные цементобетонные монолитные, железобетонные или армобетонные сборные, асфальтобетонные, мостовые из брусчатки и мозаики на бетонном основании;

Д2 – из битумоминеральных смесей (асфальт), в том числе со щебнем и гравием, из холодного асфальтобетона;

Д3 – из щебеня, гравия и песка, обработанных вяжущими добавками, из дегтебетона;

Д4 – из булыжника, колотого камня, малопрочных каменных материалов, в том числе обработанных вяжущими добавками;

Д5 – естественные грунтовые дороги, деревянные настилы.

Типы рельефов местности, где расположена автомобильная дорога, определяются высотой над уровнем моря:

Р1 – равнинный (до 200м);

Р2 – слабо холмистый (от 200 до 300м);

Р3 – холмистый (от 300 до 1000м);

Р4 – гористый (от 1000 до 2000м);

Р5 – горный (более 2000м).

Категория условий эксплуатации (таблица 3.5) определяется по следующей таблице и зависит от условий движения, группы дорог и рельефа местности.

Таблица 3.5 – Категории условий эксплуатации

Условия движения	Рельеф местности	Группы дорог				
		Д1	Д2	Д3	Д4	Д5
За пределами пригородной зоны	Р1	I	II			IV
	Р2					
	Р3					
	Р4					
	Р5					
В малых городах менее 100 тысяч человек и в пригородной зоне	Р1	II				V
	Р2		III			
	Р3					
	Р4					
	Р5					
В больших городах более 100 тысяч человек	Р1					
	Р2					
	Р3					
	Р4			IV		
	Р5					

3.5 Анализ климатических условий

Природно-климатические условия эксплуатации автомобилей характеризуются температурой окружающего воздуха ($t_{о.в.}$), влажностью воздуха, запыленностью воздуха, интенсивностью атмосферных осадков, ветровой нагрузкой, солнечной радиацией, сезонными колебаниями условий эксплуатации, агрессивностью окружающей среды и высотой над уровнем моря. Классификация климатических районов представлена в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Классификация климатических районов

Климатический район	Средняя $t_{о.в.}$, ˚С		Среднее значение относительной влажности воздуха
	январь	июль	
очень холодный	-50…-30	2…18	–
холодный	-50…-30	2…25	–
умеренно холодный	-30…-15	8…25	–
умеренный	-15…-8	8…25	менее 80
умеренно-влажный	-15…-10	10…20	более 80
умеренно-теплый	-8…-4	16…25	менее 70
умеренно-теплый влажный	-8…-4	16…25	более 70
теплый влажный	0…4	20…25	более 70
жаркий сухой	-15…-4	25…30	менее 40
очень жаркий	-4…+4	более 30	менее 20

Периодичность проведения ТО автомобиля назначается заводом-изготовителем для стандартных условий эксплуатации (I категория, умеренный климат). При эксплуатации автомобиля в условиях, отличающихся от стандартных, производится корректирование периодичности по следующей формуле:

Lто = L^0то*k1* k3,

где Lто – скорректированное значение наработки до ТО, км; L^0то – начальное значение наработки до ТО, установленное заводом-изготовителем, км; k1 – коэффициент, учитывающий категорию условий эксплуатации (определяется по таблице 3.7); k3 – коэффициент, учитывающий природно-климатические условия (определяется по таблице 3.8).

Таблица 3.7 – Значение коэффициента k1 в зависимости от условий эксплуатации

Категория условий эксплуатации	I	II	III	IV	V
Значение k1	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6

Таблица 3.8 – Значение коэффициента $k3$ в зависимости климата

Климатический район	Значение $k3$
умеренный	1.0
умеренно-теплый, умеренно-теплый влажный, теплый влажный	1.0
жаркий сухой, очень жаркий	0.9
умеренно холодный	0.9
холодный	0.9
очень холодный	0.8

Эксплуатация болида серии Formula Student осуществляется при следующих условиях:

Группа дороги: Д1.

Тип рельефа местности: Р1.

Категория условий эксплуатации III определяется по таблице 3.7, при этом, выбраны условия движения в больших городах более 100 тысяч человек, как наиболее близкие к условиям движения болида.

Таким образом, коэффициенты корректирования периодичности проведения ТО равны: $k1 = 0.8$; $k3 = 1.0$.

Поскольку производство болида осуществляется с использованием узлов от разных стандартных транспортных средств, значение L^0то для каждого узла будет различным. В ходе производства будут использованы узлы от следующих ТС: мотоцикл Honda CBR600RR, а/м ВАЗ-1111 «ОКА», а/м ВАЗ-2107, а/м ВАЗ-2108, а/м ВАЗ-2110. Условия эксплуатации спортивного мотоцикла Honda CBR600RR наиболее близки к условиям эксплуатации болида, а его значения L^0то1=1000 км и L^0то2=6000 км являются минимальными по сравнению с другими перечисленными ТС, поэтому мы возьмем именно эти значения L^0то1 и L^0то2 для нашего болида. С условиями корректирования периодичности ТО значения будут равны:

Lто1= L^0то1 * $k1$* $k3$ = 1000*0.8*1.0 = 800 км;

Lто2 = L^0то2*$k1$* $k3$ = 6000*0.8*1.0 = 4800 км.

3.6 Оценка эксплуатационных свойств систем активной безопасности

3.6.1 Расчет надежности элементов рулевого управления

Рулевое управление служит для изменения направления движения автомобиля путем поворота управляемых колес. Оно состоит из рулевого механизма и рулевого привода. Рулевой механизм преобразует вращение рулевого колеса в поступательное перемещение тяг привода, вызывающее поворот управляемых колес. При этом усилие, передаваемое водителем, от рулевого колеса к поворачиваемым колесам, возрастает во много раз.

В качестве рулевого механизма для разрабатываемого болида была выбрана рулевая рейка автомобиля ВАЗ-2108. Это оптимальный вариант с точки зрения надежности, простоты конструкции, наличия в торгово-розничной сети и соотношения цена/качество.

В таблице 3.9 показаны преимущества и недостатки реечного рулевого управления.

Таблица 3.9 – Преимущества и недостатки реечного управления.

Преимущества	Недостатки
1. Простота конструкции.	1. Повышенная чувствительность к ударам вследствие малого трения.
2. Малые затраты на изготовление.	2. Повышенная нагрузка от усилий со стороны боковых тяг.
3. Легкость хода благодаря высокому КПД.	3. Ограниченная длина боковых тяг (при их шарнирном креплении к концам зубчатой рейки).
4. Автоматическое устранение зазоров между зубчатой рейкой и шестерней, а также равномерное собственное демпфирование.	4. Зависимость угла поворота колес от хода зубчатой рейки.
5. Возможность шарнирного крепления боковых поперечных тяг непосредственно к зубчатой рейке.	5. Повышенные усилия во всем рулевом управления при слишком коротких рычагах рулевой трапеции.
6. Малый объем, необходимый для установки в автомобиль.	6. Уменьшение передаточного числа при увеличении угла поворота колес.
7. Отсутствие маятникового рычага (включая и его опоры) и средней тяги.	7. Невозможность применения этого рулевого управления в автомобиле с зависимой подвеской передних колес.

Оценка надежности

Для оценки надежности рулевого управления, разобьем систему на составные части (рисунок 3.9).

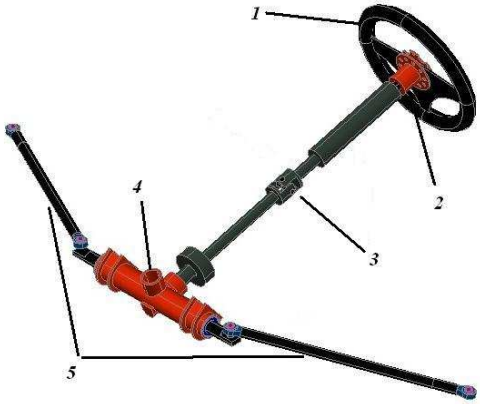


Рисунок 3.9 – Схема рулевого управления болида: 1 – рулевое колесо; 2 – ступица руля; 3 – рулевая колонка; 4 – рулевая рейка; 5 – рулевые тяги.

Для анализа приведем возможные неисправности элементов системы (таблица 3.10)

Таблица 3.10 – Перечень возможных неисправностей рулевого управления и способы их устранения.

Признаки неисправности	Причина неисправности	Способы устранения
Увеличенный свободный ход рулевого колеса	Увеличенный зазор в шарнирных соединениях наконечников тяг	Замена наконечников тяг новыми
	Люфт в шлицевых соединениях вилок карданных шарниров промежуточного вала	Затяжка стяжных болтов вилок и замена поврежденных деталей новыми
	Ослабление болтов крепления рулевой рейки	Затяжка крепежных соединений
	Износ зубьев шестерни и/или рейки	Замена изношенных деталей новыми
	Ослабление гаек крепления поворотных рычагов	Затяжка гаек
Стуки или шум в рулевом управлении	Ослабление болтов крепления рулевой рейки	Затяжка болтов
	Ослабление стяжных болтов вилок карданных шарниров	Затяжка болтов
	Увеличенный зазор между рейкой и направляющей втулкой	Замена изношенной втулки на новую
	Ослабление крепления рулевой колонки	Затяжка крепежных соединений
	Увеличенный зазор в шарнирных соединениях наконечников тяг	Замена наконечников тяг новыми
	Ослабление гаек крепления поворотных рычагов	Затяжка гаек
Тугое вращение рулевого колеса	Повреждение опорной втулки или упора рейки	Замена поврежденных деталей новыми, смазка узла
	Повреждение деталей шаровых наконечников тяг	Замена поврежденных деталей новыми
	Деформация деталей рулевого привода	Замена деталей новыми
	Повреждение подшипников рулевой колонки	Замена подшипников новыми
	Неправильная установка углов передних колес	Проверка и регулировка углов установки колес
	Отсутствие зазора между рейкой и упором при перемещении рейки от упора до упора (возможно после регулировки зазора при изношенной рейке)	Проведение замеров зазоров и при необходимости замена рейки новой

Назначим требуемый уровень надежности $P_{тр}=0.9$, такое значение требуемой надежности обусловлено тем, что система рулевого управления непосредственно отвечает за безопасность

пилота и других участников соревнований, к тому же автомобиль эксплуатируется в особо тяжелых условиях, отличающихся высокой нагрузкой на элементы данной системы.

Построим структурную схему надежности:

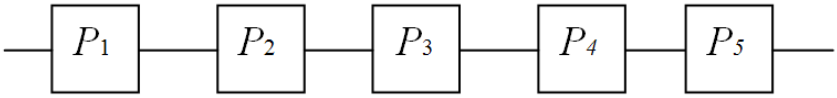


Рисунок 3.10 – Структурная схема надежности рулевого управления

На рисунке 3.10 использованы следующие обозначения: $P1$ – надежность рулевого колеса; $P2$ – надежность ступицы руля; $P3$ – надежность рулевой колонки; $P4$ – надежность рулевой рейки; $P5$ – надежность рулевых тяг.

Надежность такой системы будет равна: $P = P1 * P2 * P3 * P4 * P5$.

Рассчитаем требуемый уровень надежности для каждого элемента системы рулевого управления, исходя из заданного значения $P_{тр}$ для всей системы:

$P1 = P2 = P3 = P4 = P5 = P`_{тр} = \sqrt[5]{P_{тр}} = \sqrt[5]{0.9} = 0.9791$

При конструировании рулевого управления болида будут использованы следующие компоненты:

1. Рулевое колесо – стандартное изделие серийного производства.
2. Ступица руля – стандартное изделие серийного производства.
3. Рулевая колонка – стандартная от а/м ВАЗ-2110.
4. Рулевая рейка – модернизированная от а/м ВАЗ-2108.

Техническое описание рулевого механизма автомобиля ВАЗ-2108

Картер рулевого механизма – литой, из алюминиевого сплава. В нем на двух подшипниках установлена приводная косозубая шестерня, находящаяся в постоянном зацеплении с рейкой.

Правая часть рейки опирается на пластмассовую втулку в корпусе рулевого механизма, а зубчатая ее часть поджимается к приводной шестерне пружиной через упор, уплотненный в картере резиновым кольцом [60].

Модернизация рулевого управления автомобиля ВАЗ-2108

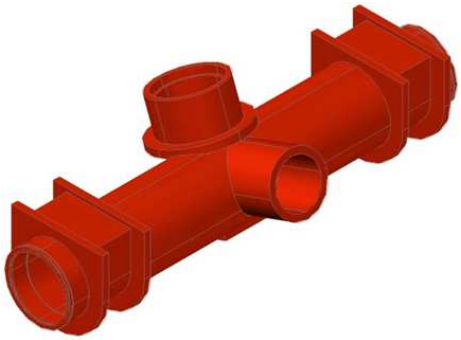
Под модернизацией подразумевается изменение конструкции для адаптации под болид. Модернизации подвергнутся следующие элементы:

- рулевая рейка: укорачивание рейки с левой стороны (по отношению к водителю) и наращивание с правой, формирование креплений рулевых тяг. Итоговая длина рейки составит 400 мм (против 425 мм изначально).

- корпус рулевой рейки: укорачивание корпуса с левой стороны. Итоговый размер составляет 270 мм (против 400 мм изначально).

Рисунок 3.11 – Штатная рулевая рейка ВАЗ-2108

а



б

Рисунок 3.12 – Модернизация рулевого механизма: а) модернизация рейки; б) модернизация корпуса рулевой рейки

Для определения надежности модернизируемых элементов, разобьем механизм рулевой рейки на корпус и рейку. Элементы соединены последовательно, поэтому их надежность составит:

P`корп. = $P$`рейки = $\sqrt{\text{P`тр}}$ = $\sqrt{0.9791}$ = 0.9895.

Рулевые тяги – изготовленные самостоятельно из стальных трубок длиной 400 мм с использованием шарнирных головок с наружной резьбой.

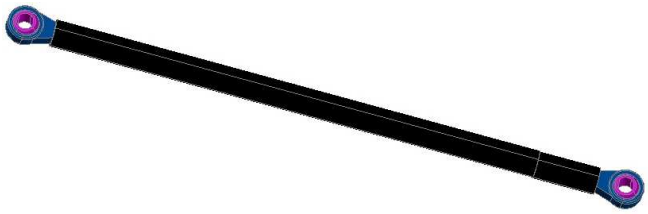


Рисунок 3.13 – Рулевая тяга

Для определения надежности элементов системы рулевых тяг, разобьем эту систему на 2 тяги и 4 шарнирных головки. Элементы соединены последовательно, поэтому их надежность составит:

P`тяги = $P$`головки = $\sqrt[6]{\text{P`тр}}$ = $\sqrt[6]{0.9791}$ = 0.9965.

Требуемый уровень надежности будет обеспечен путем выбора подходящего материала и размеров трубки, основанного на предварительном силовом расчете тяг, а также выбором соответствующих шарнирных головок.

Сведем полученные результаты в таблицу 11.

Таблица 3.11 – Значения требуемого уровня надежности элементов рулевого управления.

Элемент системы	Количество элементов в системе	Значение *P*тр
Рулевое колесо	1	0.9791
Ступица руля	1	0.9791
Рулевая колонка	1	0.9791
Корпус рулевой рейки	1	0.9895
Рулевая рейка	1	0.9895
Рулевая тяга	2	0.9965
Шарнирная головка	4	0.9965

3.6.2 Расчет надежности элементов тормозной системы

Тормозная система предназначена для снижения скорости движения автомобиля вплоть до полной остановки и обеспечения его неподвижности во время стоянки. Тормозная система должна обеспечивать: требуемую эффективность торможения; сохранение устойчивости движения автомобиля при торможении; сохранение стабильных тормозных свойств; высокую эксплуатационную надежность; удобство и легкость управления, определяемые усилием, прикладываемым к педали, и ходом педали. Тормозная система состоит из одного или нескольких тормозных механизмов и тормозного привода. В процессе торможения кинетическая энергия движущегося автомобиля преобразуется в теплоту, которая рассеивается в окружающей среде.

Оценка надежности тормозной системы

Для оценки надежности тормозной системы, разобьем систему на следующие составные части [58]:

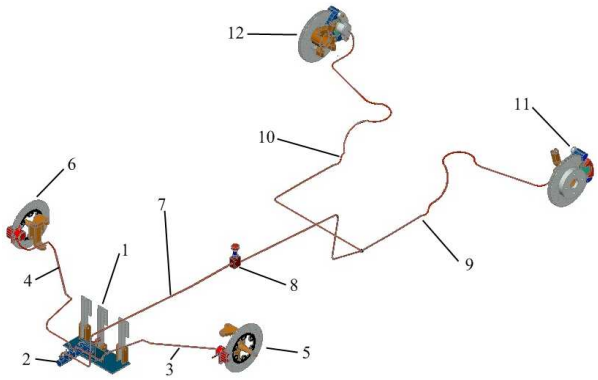


Рисунок 3.14 – Схема тормозной системы болида

Тормозная система болида в соответствии с рисунком состоит из следующих компонентов: 1 – педальный узел; 2 – главный тормозной цилиндр (ГТЦ); 3 – тормозной привод передний левый; 4 – тормозной привод передний правый; 5 – тормозной механизм передний левый; 6 – тормозной механизм передний правый; 7 – тормозной привод задний; 8 – регулятор тормозного усилия; 9 – тормозной привод задний левый; 10 – тормозной привод задний правый; 11 – тормозной механизм задний левый; 12 – тормозной механизм задний правый

Для анализа приведем возможные неисправности элементов системы:

Таблица 3.12 – Перечень возможных неисправностей тормозной системы и способы их устранения

Признаки неисправности	Причина неисправности	Способы устранения
Увеличенный рабочий ход педали тормоза	Утечка тормозной жидкости из колесных цилиндров.	Замена вышедших из строя деталей колесных цилиндров новыми, промывка и просушка колодки и дисков, прокачка системы гидропривода
	Воздух в тормозной системе.	Прокачка системы
	Повреждение резиновых уплотнительных колец в главном тормозном цилиндре	Замена колец новыми
	Повреждение резиновых шлангов гидропривода тормозов	Замена шлангов новыми
	Повышенное биение тормозного диска	Шлифовка диска; замена диска новым
	Утечка жидкости через уплотнительные кольца толкателя регулятора давления	Замена уплотнительных колец новыми
Недостаточная эффективность торможения	Замасливание накладок колодок тормозных механизмов	Промывка и просушка колодок
	Заклинивание поршней в колесных цилиндрах	Устранение причины заклинивания, замена поврежденных деталей новыми
	Полный износ накладок тормозных колодок	Замена тормозных колодок новыми
	Неправильная регулировка регулятора давления	Регулировка привода регулятора давления
	Потеря герметичности одного из контуров (сопровождается частичным провалом педали тормоза)	Замена поврежденных деталей

Таблица 3.12 – Перечень возможных неисправностей тормозной системы и способы их устранения (продолжение)

Неполное растормаживание всех колес	Отсутствует свободный ход педали тормоза	Регулировка свободного хода педали
	Разбухание резиновых уплотнителей главного цилиндра вследствие попадания в жидкость бензина, минеральных масел и т. п.	Тщательная промывка всей системы тормозной жидкостью, замена резиновых деталей, прокачка системы гидропривода
	Заклинивание поршня главного цилиндра	Проверка и при необходимости замена главного цилиндра
Притормаживание одного колеса при отпущенной педали	Заедание поршня в колесном цилиндре вследствие загрязнения или коррозии корпуса цилиндра	Разборка цилиндра, очистка и промывка деталей, замена поврежденных деталей новыми, прокачка системы
	Разбухание уплотнительных колец колесного цилиндра из-за попадания в жидкость бензина, минеральных масел и т. п.	Замена колец новыми
	Нарушение положения суппорта относительно тормозного диска при ослаблении болтов крепления направляющей колодок к поворотному кулаку	Затяжка болтов крепления, при необходимости замена поврежденных деталей
Занос или увод автомобиля в сторону при торможении	Заклинивание поршня колесного цилиндра	Проверка и устранение заедания поршня в цилиндре
	Закупоривание какой-либо стальной трубки вследствие вмятины или засорения	Замена трубки новой или ее прочистка и прокачка системы
	Загрязнение или замасливание дисков и накладок	Очистка деталей тормозных механизмов
	Неправильная регулировка привода регулятора давления	Регулировка привода
	Неисправность регулятора давления	Ремонт или замена регулятора новым
	Не работает один из контуров тормозной системы (сопровождается ухудшением эффективности торможения и увеличенным ходом педали)	Замена поврежденных деталей новыми

Таблица 3.12 – Перечень возможных неисправностей тормозной системы и способы их устранения (продолжение)

Увеличенное усилие на педали тормоза при торможении	Разбухание уплотнителей цилиндров из-за попадания в жидкость бензина, минеральных масел и т. п.	Тщательная промывка всей системы, замена резиновых деталей новыми, прокачка системы
Шум или вибрация тормозов	Замасливание фрикционных накладок	Зачистка накладок металлической щеткой, применяя теплую воду с моющими средствами. Устранение причины попадания жидкости или смазки на тормозные колодки
	Износ накладок или включение в них инородных тел	Замена колодок новыми
	Чрезмерное биение тормозного диска или его неравномерный износ (ощущается по вибрации тормозной педали)	Шлифовка диска; замена диска новым

Назначим требуемый уровень надежности Pтр=0.9, такое значение требуемой надежности обусловлено тем, что тормозная система непосредственно отвечает за безопасность пилота и других участников соревнований, к тому же автомобиль эксплуатируется в особо тяжелых условиях, отличающихся высокой нагрузкой на элементы данной системы.

Структурная схема надежности представлена на рисунке 3.15.

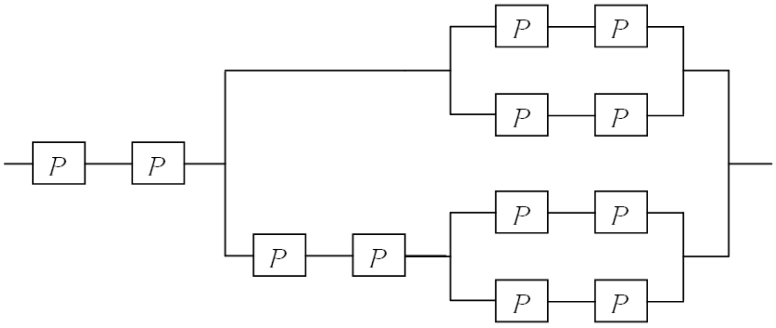


Рисунок 3.15 – Структурная схема надежности тормозной системы

В соответствии с рисунком 3.15 структурная схема надежности представляет собой совокупность составляющих: P1 – надежность педального узла; P2 – надежность ГТЦ; P3 – надежность тормозного привода переднего левого; P4 – надежность тормозного привода переднего правого; P5 – надежность тормозного механизма переднего левого; P6 – надежность

тормозного механизма переднего правого; *P*7 – надежность тормозного привода заднего; *P*8 – надежность регулятора тормозного усилия; *P*9 – надежность тормозного привода заднего левого; *P*10 – надежность тормозного привода заднего правого; *P*11 – надежность тормозного механизма заднего левого; *P*12 – надежность тормозного механизма заднего правого.

Полученные результаты сведены в таблицу 3.13.

Таблица 3.13. Значения требуемого уровня надежности элементов тормозной системы

Элемент системы	Количество элементов в системе	Значение *P*тр
Педаль тормоза	1	0.9826
Кронштейн крепления педального узла	1	0.9826
Главный тормозной цилиндр	1	0.9655
Топливный шланг	5	0.9338
Регулятор тормозного усилия	1	0.9338
Тормозной механизм передний	2	0.7544
Тормозной механизм задний	2	0.9024

Одним из способов повышения надежности является профилактика возможных отказов путем проведения своевременного технического обслуживания (ТО) автомобиля.

3.7 Оценка эксплуатационных свойств элементов подвески и рулевого управления

Подвеска определяет показатели таких эксплуатационных свойств как устойчивость, управляемость, а также влияет на величину скорости движения [49-51]. Рационально спроектированная подвеска позволит расширить возможности болида.

Оптимальным типом для болида команды FS Amigo (НГТУ) стала подвеска на двойных поперечных рычагах. В качестве направляющих элементов данная подвеска имеет верхние и нижние рычаги в виде треугольника и трапеции, соответственно.

В спроектированной подвеске верхние и нижние рычаги закреплены шарнирно с рамой и ступицей. Подбор взаимного расположения верхнего и нижнего рычагов обеспечил требуемые значения изменения ширины колеи

Расчет сил, действующих в подвеске болида на двойных поперечных рычагах

Если определены размеры подвески на двойных поперечных рычагах, размер шин и масса приходящаяся на ось, то в первую очередь необходимо рассчитать жесткость пружин по формуле:

$$C = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}, \quad (3.1)$$

где C – жёсткость пружины, $\frac{H}{мм}$; G – модуль сдвига, $\frac{H}{мм^2}$; d – диаметр поперечного сечения витка пружины, мм; D – внешний диаметр пружины, мм; n – число витков пружины.

Определяем силу, действующую на пружину при статическом положении автомобиля. Далее, используя эту силу, передаточное отношение коромысла можно определить деформацию пружины. Сила, действующая на пружину, может быть определена двумя способами: расчетным и графическим. Графический метод является более быстрым и при выборе крупного масштаба сил (в 10 мм не менее 100 Н) достаточно точным. Основой такого метода решения является раздельное построение схемы подвески и треугольников сил.

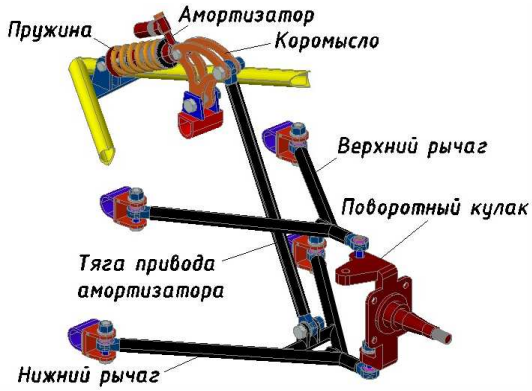


Рисунок 3.16 – Основные элементы передней подвески болида

В выбранной силовой схеме воздействие на пружину и амортизатор идет от нижнего рычага через тягу и коромысло (рисунок 3.16). При этом будет известна линия действия нормальной силы T, а так же линия действия силы F_A, передаваемой через верхний рычаг, которую получают, соединяя точки A и C (рисунок 3.17). Закономерно условие, в соответствии с которым линии действия всех сил должны сходится в одной точке. Они позволяют определить линию действия силы F_B, нагружающей нижнее шарнирное соединение. В треугольнике сил можно с помощью силы T и F_A графически определить значение силы F_B. Сила T учитываемая в данном случае, образуется из половины веса приходящегося на переднюю ось.

Добавлено примечание ([z1]):

Сила F_B в нижней опоре направлена вниз, т. е. имеет направление, обозначенное знаком минус. В соответствии с условием, что в каждой точке $\Sigma F = 0$, сила F_B, действует под тем же углом, направлена вверх и поэтому является положительной. С помощью силы F_B и F_D, которая совместно действует на оба внутренних шарнира рычага, так же в соответствии с условием, сто линии действия сил должны сходится в одной точке, можно найти силу действующую на тягу F_K.

Далее определяем образующийся в точке соединения тяги и коромысла момент. Момент M_1 возникает на плече L_1 образованным осью вращения коромысла и линией действия силы F_K. Для определения величины силы действующей на пружину $F_{ПР}$ разделим полученный момент M_1 на плечо L_2 образованное осью вращения коромысла и линией действия силы $F_{ПР}$, в свою очередь получаемую точками крепления амортизатора к раме и коромыслу.

Получив силу $F_{ПР}$ можем определить статический и динамический прогиб пружины по формуле:

$$\Delta cm = \frac{Fпп}{C}, \quad (3.2)$$

Определив статический или динамический прогиб пружины, зная ход штока амортизатора рассчитываем статический или динамический ход подвески.

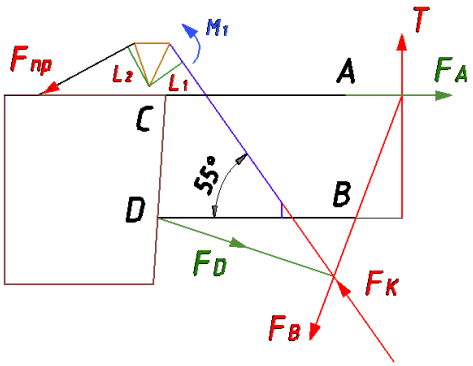


Рисунок 3.17 – Схема сил, действующих в передней подвеске болида

Расчёт статического положения передней подвески

Полная масса болида M = 340 кг

Масса (вес), приходящийся на переднюю ось 156,4 кг (1532,72 Н)

Масса (вес), приходящийся на одно колесо 78,2 кг (Т = 766,36)

Определяем жесткость пружины:

Таблица 3.14 – Геометрические размеры пружины

Длина пружины, мм	Внешний диаметр пружины, мм	Диаметр поперечного сечения витка пружины, мм	Число витков	Модуль сдвига для стали, $\frac{H}{мм^2}$	Критическая длина пружины, мм
130	45	8	7	82000	56

Жесткость пружины определяется следующим образом:

$$C = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{82000 \cdot 8^4}{8 \cdot 45^3 \cdot 7} = 65{,}818 \frac{H}{мм}$$

Таблица 3.15 – Геометрические параметры амортизатора

Длина амортизатора l, мм	Диаметр цилиндра амортизатора dам, мм	Ход штока амортизатора lшт, мм
190	24	50

Строим треугольник сил, образованный силами Т и F_A, в масштабе в 10мм 100 Н (Рисунок 3.18).

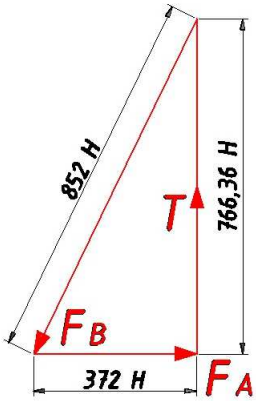


Рисунок 3.18 – Треугольник, образованный силами Т, F_A и F_B

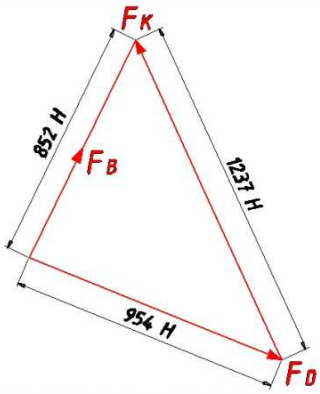


Рис. 3.19 – Треугольник образованный силами F_B, F_D и F_K

Получаем силу F_B = 818,73 Н.

Далее строим треугольник сил, образованный силами F_B и F_D.

Получаем силу F_K = 1237 Н.

4, Определяем силу $F_{пр}$, действующую на пружину:

Плечо L_1 = 0,075 м;

Плечо L_2 = 0,075 м;

$$Fnp = \frac{Fк \cdot L1}{L2} = \frac{1237 \cdot 0{,}075}{0{,}075} = 1237 H$$

Найдем статический прогиб пружины Δст:

$$\Delta cm = \frac{\text{Fпр}}{\text{C}} = \frac{1237}{65{,}818} = 19 мм$$

Определим статическое положение штока амортизатора при полной массе болида, вычитая из хода штока амортизатора в свободном состоянии статический прогиб пружины:

$$lcm = lшт - \Delta cm = 50 - 19 = 31 мм$$

Таким образом, можно сделать вывод, что полученная длина штока 30,53 в статическом положении и полной массе болида будет являться ходом сжатия подвески, а длинна в 19,47 будет ходом отбоя подвески.

Расчет коромысла проводился аналогичным методом, но при полном ходе сжатия и возрастании силы Т в два раза. Сила Т будет возрастать при вхождении болида в поворот различного радиуса при максимальных скоростях движения в них.

Расчет напряжений и деформаций в программном комплексе MSC.NASTRAN на примере нижнего рычага передней подвески

На первом этапе необходимо создать геометрическую модель рассматриваемой конструкции. Геометрическая модель была разработана в пакете компьютерного трехмерного моделирования AutoCAD и сохранена в формате .dwg, затем конвертирована в формат .step для последующего открытия в программе MSC.NASTRAN [52].

Далее следует задание свойств материала и размер элементов на которые будет разбита геометрическая модель рычага.

Материал рычагов подвески - сталь 45 (предел текучести: σ_T = 360 МПа).

Конечно-элементная модель рычага подвески должна быть закреплена в узлах крепления к раме в соответствие с реальным расположением.

Перед заданием нагрузки на рычаг необходимо произвести анализ имитируемого режима нагружения.

После выполнения расчета программой есть возможность просмотреть поученные результаты по напряжениям и деформациям.

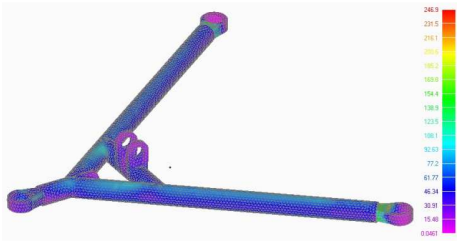


Рисунок 3.20 – Данные по напряжениям

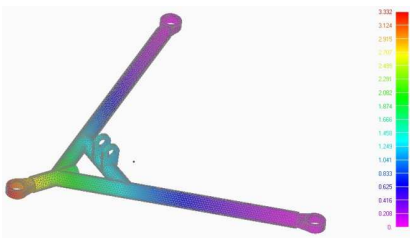


Рисунок 3.21 – Данные по деформациям

Для пластичных материалов в качестве предельного напряжения берется предел текучести, т.к. это явление недопустимо в машиностроении.

Зная предельные напряжения, можно определить величину допустимых напряжений по следующему выражению [53-56]:

$$[\sigma] = \frac{\sigma m}{n}, \qquad (3.3)$$

где [σ] – допустимые напряжения; n - коэффициент запаса прочности (n = 1,5 ÷ 2).

$$[\sigma] = \frac{\sigma m}{n} = \frac{360}{1,5} = 240\ МПа$$

В рычаге рассчитанные напряжения составляют 246,9 МПа, что устраивает по пределу текучести и коэффициенту запаса прочности равному 1,5.

Таблица 3.16 – Напряжения, возникающие в рычагах подвески, МПа

	Режим нагруженя		
Рычаг	Торможение	Поворот	Торможение в повороте
Верхний рычаг передней подвески	143	73,34	163,1
Нижний рычаг передней подвески	229	246,9	246,9
Верхний рычаг задней подвески	72,59	49,76	97,52
Нижний рычаг задней подвески	226,5	237,7	234,4

Таблица 3.17 – Деформации, возникающие в рычагах подвески, мм

	Режим нагружения		
Рычаг	Торможение	Поворот	Торможение в повороте
Верхний рычаг передней подвески	0,123	0,0152	0,123
Нижний рычаг передней подвески	3,193	3,43	3,43
Верхний рычаг задней подвески	0,173	0,126	0,173
Нижний рычаг задней подвески	4,566	4,537	4,534

На рисунке 3.22 представлена схема регулировки амортизатора

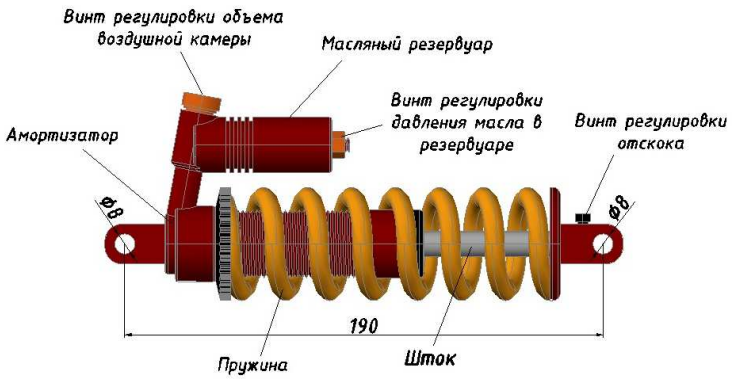


Рисунок 3.22 – Схема регулировки амортизатора

Таблица 3.18 – Регулировки амортизатора

Параметр регулировки	Способ регулировки
Жесткость пружины	Осуществляется с помощью регулировочной резьбовой шайбы
Изменение объема воздушной камеры	Осуществляется винтом на масляном резервуаре. При работе амортизатора масло движется из основной камеры в резервуар, чем меньше препятствий на пути движения масла, тем линейно и плавно будет работать амортизатор. При полностью откученном винте, амортизатор будет работать линейно при сжатии и отбое. При полностью закрученном винте работа амортизатора будет более жесткой.
Давление масла в бачке	Давление в бачке должно находится а пределах от 8,5 до 13,6 атмосфер. Регулировка осуществляется согласно указателям на регулировочном винте и резервуаре, при совпадении отметок с соответствующих давлений. При высоком давлении работа амортизатора станет более жесткой и может привести к разрушению масляного резервуара и повышенной нагрузке на сальники и шток.
Отскок	Один из важнейших параметров подвески, требует настройки под конкретные условия езды. Что бы правильно настроить отскок необходимо выкрутить винт в крайнее положение соответствующее быстрому срабатыванию амортизатора. Необходимо замедлить отскок на столько, что бы после срабатывания, подвеска немедленно возвращалась в исходное положение.

Техническое обслуживание шарнирных головок

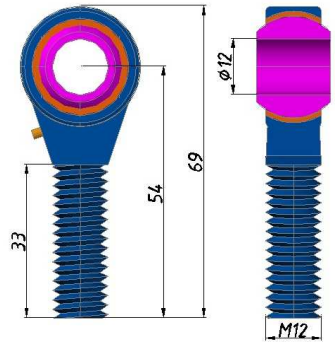


Рисунок 3.23 – Геометрические параметры шарнирной головки

Поверхность скольжения шарнирных наконечников смазываемого типа поставляются без предварительно заложенной смазки. Перед установкой необходимо смазать надлежащим образом. Осуществляется через смазочный ниппель. Эксплуатация таких головок без смазки ведет к ускоренному износу поверхностей скольжения и заклиниванию.

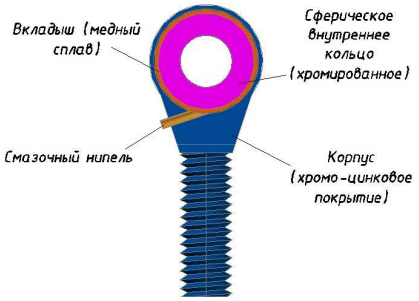


Рисунок 3.24 – Схема разреза шарнирной головки

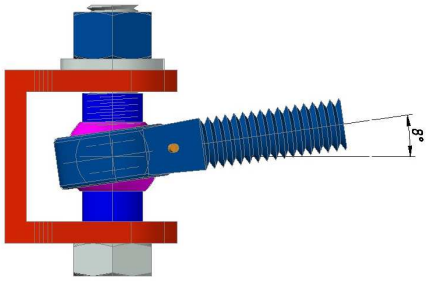


Рисунок 3.25 – Угол поворота шарнирной головки при максимальном ходе подвески

Максимально допустимая при эксплуатации температура в паре трения смазываемых головок составляет +180° С.

Допустимый угол поворота зависит от установочной конструкции, и для данной шарнирной головки составляет 13 градусов. При максимальном ходе передней и задней подвески угол поворота шарнирной головки составляет 8 градусов.

Таблица 3.19 – Смазочные материалы для шарнирных головок

Наименование	Рабочие температуры, ° С	Температура каплепадения, °С	Преимущества
Литол 24	от -40 до 120	185	Универсальная смазка применяется в узлах трения автомобилей
ЛСЦ - 15	от -40 до 130	185	Смазывание узлов трения, работающих при средних и высоких температурах
ШРБ - 4	от -40 до 130	230	Смазывание шарниров подвески, наконечников рулевых тяг рулевого управления легкового автомобиля
OKS 4100 MoS_2	от -40 до 120	180	Для шарниров подвески с очень большими или резко возрастающими нагрузками
OKS 424	от -40 до 120	240	Синтетическая высокотемпературная смазка, применяется при высоких температурах в паре трения в сочетании с коррозионным влиянием атмосферы

3.8 Оценка эксплуатационных свойств ДВС с учетом требований регламента

Согласно регламенту Formula Student для оценки эксплуатационных свойств ДВС производится тяговый расчет.

Для расчета используются данные, занесенные в таблицу 3.20.

Таблица 3.20 – Исходные данные для тягового расчета

Полная масса автомобиля, кг	350
Колесная формула (задние колеса – ведущие)	4×2
КПД трансмиссии	0,9
Максимальная скорость, км/ч	200
коэффициент лобового сопротивления автомобиля C_x	0,3
плотность воздуха $\rho_в$, кг/м^3	1,225
площадь миделева сечения автомобиля $A_в$, м^2	0,05
Частота вращения при максимальной мощности, об/мин	13500
Коэффициент подкапотных потерь	0,95
Коэффициент сопротивления качению при малых скоростях	0,012
Максимальный крутящий момент, нм	66
Посадочный диаметр колеса, мм	330.2
Высота профиля шины, мм	100
Ширина профиля шины,	195
Максимальная мощность двигателя, кВт	88,1
Передаточное число главной передачи	1.82

Выбираем шины 195/50 R15:

Δш = 0,5 – коэффициент формы профиля шины,

Вш = 195 мм – ширина профиля шины.

d = 15” = 0,254·15 = 0,381 м – посадочный диаметр колеса

$r_{ст}$ = 0,381 + 0.5·0,2·0,85 = 0,25 м – статический радиус колеса

r_k = 0,25·1,04 = 0,26 м – радиус качения колеса

$r_{ст} = r_д$ = 0,25 м – статический и динамический радиусы

Найдем величину W – фактор обтекаемости

W = 0,5·Cx·$\rho_в$·$A_в$ = 0,5·0,3·1,225·0,05= 0,009 н·с^2/м^2

kω = 1,2 kт = 1,06

$$a = \frac{1{,}06 \cdot 1{,}2 \cdot (2-1{,}2)-1}{1{,}5 \cdot (2-1{,}2)-1} = 0{,}44 \qquad b = -\frac{2 \cdot 1{,}2 \cdot (1{,}06-1)}{1{,}2 \cdot (2-1{,}2)-1} = 3{,}6 \qquad c = \frac{-1{,}2^2 \cdot (1{,}06-1)}{1{,}2 \cdot (2-1{,}2)-1} = 2{,}16$$

$$Тер = \frac{Pemax}{\omega ер} = \frac{Pemax}{n_e \max} \cdot 9550 = \frac{88{,}1}{13500} \cdot 9550 = 62{,}3 \text{ Нм}$$

Для построения ВСХ необходимо произвести пересчет угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя в скорость автомобиля

$$Va=\frac{\omega_e r_k}{U_{ki}U_0} \qquad (1.4)$$

где U_{ki} – передаточное число i-й ступени КПП; U_o–передаточное число главной передачи.

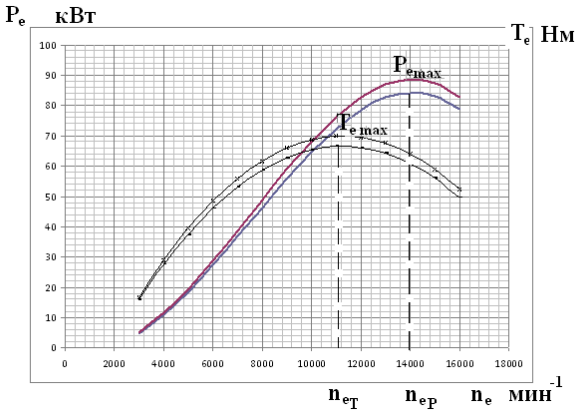


Рисунок 3.26 – График внешней скоростной характеристики автомобиля

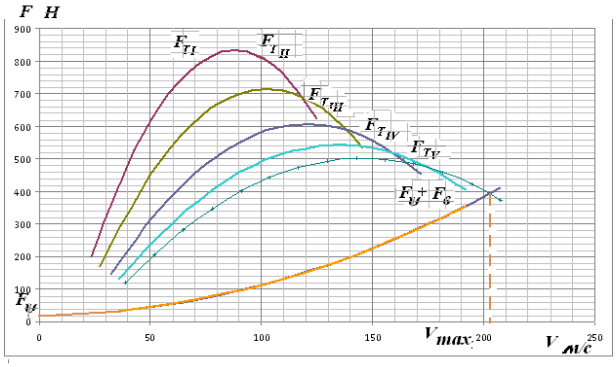


Рисунок 3.27 – Силовой баланс автомобиля

3.9 Оценка эксплуатационных свойств элементов трансмиссии

При выборе трансмиссии для болида учитывались такие параметры как: эксплуатационные характеристики, надежность и простота изготовления. В роли трансмиссии рассматривали два типа трансмиссий: карданную и цепную. Взяв во внимание предстоящее изготовление одного экземпляра трансмиссии, цепная передача – оптимальное решение для болида. Цепная передача уступает в надежности карданным передачам, но этот факт теряет свою значимость в связи с высокой ремонтопригодностью первой.

3.10 Создание технологических карт технического обслуживания болида

Для проведения планово-предупредительных работ, проводимых на болиде класса Formula Student, целесообразно использовать таблицу периодичностей ТО с указанием проводимых работ [57]. В условных обозначениях: П – проверка (контрольно-диагностические работы), при необходимости регулировка, смазка, замена, очистка; С – смазочные работы; З – замена.

Таблица 3.21 – Периодичность технического обслуживания болида

Объекты воздействия работ по ТО	Наработка автомобиля, тыс. км						
	0.8	4.8	9.6	14.4	19.2	24	28.8
Рама	П	П	П	П	П	П	П
Корпус	П	П	П	П	П	П	П
Топливопроводы			П		П		П
Функционирование дроссельной заслонки			П		П		П
Обороты холостого хода	П	П	П	П	П	П	П
Экономайзер принудительного Х.Х.			П		П		П
Топливный фильтр		З	З	З	З	З	З
Воздушный фильтр				З		З	
Масляный фильтр	З		З		З		З
Свечи зажигания	П каждые 9600 км; З каждые 19200 км						
Зазор клапанов					П		
Моторное масло	З		З		З		З
Система охлаждения			П		П		П
Охлаждающая жидкость*			П		П		П
Приводная цепь	П, С каждые 800 км						
Направляющая приводной цепи			П		П		П
Масло в дифференциале	З				З		
Сцепление	П	П	П	П	П	П	П
Тормозная система	П		П		П		П
Тормозная жидкость*		П	П	З	П	П	З
Износ тормозных накладок		П	П	П	П	П	П
Регулятор тормозных усилий			П		П		П
Подвеска			П		П		П
Углы установки колес	П	П	П	П	П	П	П
Дисбаланс колес		П	П	П	П	П	П
Шины			П		П		П
Люфт рулевого колеса		П	П	П	П	П	П
Свободный ход педалей управления	П	П	П	П	П	П	П
Аварийный выключатель двигателя, выключатели питания	П		П		П		П
Приборная панель, стоп-сигнал			П		П		П
Крепежные соединения	П		П		П		П
Герметичность трубок и шлангов	П	П	П	П	П	П	П
Герметичность уплотнений узлов и агрегатов	П		П		П		П

* - замена после двух лет, независимо от пробега.

Таблица 3.22 – Перечень эксплуатационных и расходных материалов

Материал	Наименование
Эксплуатационные материалы	
Топливо	Неэтилированный бензин с октановым числом 95, определенным по исследовательскому методу
Моторное масло	SAE 10W-30 Honda «STROKE MOTORCYCLE OIL», MOTUL 5100 4T 10W30
Трансмиссионное масло (диф-л)	ТАД-17И, CASTROL EPX90
Смазка цепи	Motul Chain Lube Road, Chain Lube FL, УссА
Смазка шарнирных головок	Литол24, Циатим-201, ШРБ-4, OKS 4100 MoS2
Смазка ступиц колес	Смазка жировая 1:13, Литол24, TOTAL MULTIS COMPLEX S2A (MULTIPLEX S2A)
Масло картера рулевого механизма	ТАД-17И, CASTROL EPX90
Тормозная жидкость	Роса, ДОТ-4
Охлаждающая жидкость	Вода дистиллированная
Расходные материалы	
Тормозные колодки	Honda, либо ВАЗ-2108 и ВАЗ-1111 «ОКА»
Воздушный фильтр пониженного сопротивления	PIPERCROSS C7010V
Свечи зажигания	NGK-IMR9C-9HES, DENSO-VUH27D
Приводная цепь	DID 525HV, RK525ROZ6
Масляный фильтр	Honda, Hiflofiltro
АКБ	YUASA- YTZ10S, NITRO- YTX9-BS
Шины	Pirelli- P2500, Michelin Pilot Exalto PE2

Основные данные для регулировки и контроля

Для удобства обслуживания болида, составим таблицу, в которой будут указаны основные данные для регулировки и контроля, а также заправочные емкости.

Таблица 3.23 – Основные данные для регулировки и контроля, заправочные емкости болида

Характеристика	Значение
Степень сжатия	12.2
Люфт рулевого колеса	Не более 7°

Таблица 3.23 – Основные данные для регулировки и контроля, заправочные емкости болида (продолжение)

Зазор впускного клапана	0.20 мм
Зазор выпускного клапана	0.28 мм
Развал колес	30`±20`
Схождение колес	2±1 мм
Продольный наклон оси поворота	3°±30`
Обороты Х.Х.	1400±100 об/мин
Прогиб приводной цепи	30÷40 мм
Свободный ход педали акселератора	2÷4 мм
Свободный ход педали тормоза	3÷5 мм
Свободный ход педали сцепления	10÷12 мм
Клиренс	Не менее 25.4 мм
Толщина тормозной накладки	Не менее 2.0 мм
Толщина тормозного диска:	
вентилируемого тормозного диска а/м ВАЗ-2108	Не менее 17.8 мм
тормозного диска а/м ВАЗ-1111 «ОКА»	Не менее 7.8 мм
тормозного диска мотоцикла Honda	Не менее 2.8 мм
Высота протектора	Не менее 2.4 мм
Давление в шинах	190 кПА
Зазор между электродами свечей	0.6÷0.8 мм
Мощность генератора при 5000 об/мин	0.342 кВт
Заправочные емкости	
Топливный бак	10 л
Моторное масло:	
после замены масла	2.7 л
после замены масла и масляного фильтра	2.8 л
после разборки двигателя	3.5 л
Система охлаждения	5.1 л

3.11 Разработка алгоритма выбора рациональных параметров гоночного болида

В рамках данного исследования разработан алгоритм выбора рациональных параметров гоночного болида. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 3.28.

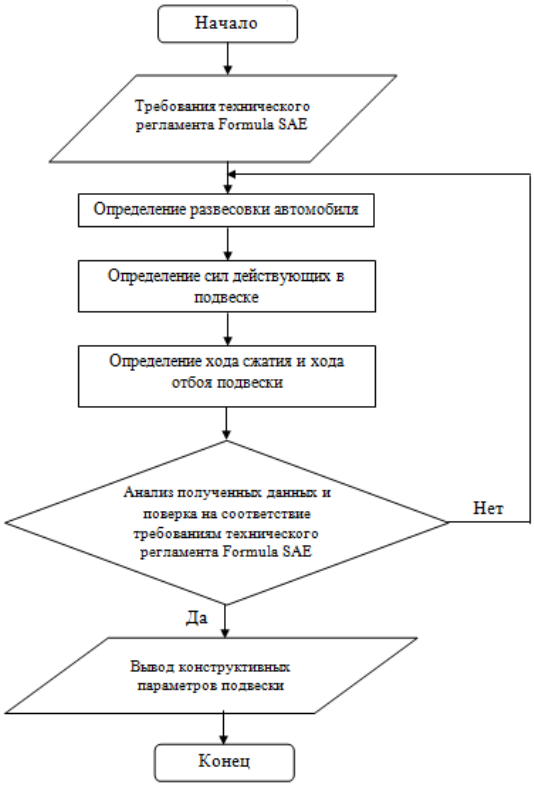


Рисунок 3.28 – Блок-схема алгоритма выбора рациональных параметров гоночного болида

3.12 Разработка практических рекомендаций по достижению требуемых эксплуатационных свойств гоночного болида

Рекомендации по повышению прочности каркаса безопасности гоночного болида

Следующие рекомендации основаны на проведенном расчете прочности и жесткости каркаса безопасности, стержневой и подробной конечно-элементной модели в программных комплексах LS-DYNA и NASTRAN.

1. Усилить переднюю секцию каркаса гоночного автомобиля с помощью крестообразных элементов.

2. Усилить среднюю боковую секцию каркаса автомобиля двумя диагональными элементами.

3. Усилить задней секции каркаса, боковой части, в месте расположения двигателя двумя диагональными элементами длиной 620мм и 320 мм.

Рекомендации по возможным настройкам и изменению характеристик подвески гоночного болида

1. Снижение неподрессоренной массы путем применения легкосплавных металлов или композитных материалов.

2. Необходимые настройки амортизаторов: регулировка объема воздушной камеры; регулировка давления масла в резервуаре; регулировка хода отбоя.

3. Изменение углов установки управляемых колес.

Рекомендации по возможным настройкам и изменению характеристик тормозной системы гоночного болида

1. Изменение передаточного числа органа управления.

2. Изменение диаметра поршня главного тормозного цилиндра.

3. Установка вентилируемых тормозных дисков.

*Рекомендации по возможным настройкам и изменению характеристик двигателя болида*Изменение длинны впускных патрубков

2. Изменение геометрии впускной системы

3. Настройка электронного блока управления

4. Применение моторных масел с оптимальными эксплуатационными свойствами

5. Изменение формы кулачков распределительного вала

3.13 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Результаты научно-исследовательской работы могут быть применены как в образовательном процессе, так и при коммерциализации проекта, то есть при производстве гоночных болидов малыми партиями.

Рассматривая назначение проекта, как образовательного, в качестве конечного продукта предлагается подготовка высококвалифицированных специалистов в области машиностроения.

В частности в российских вузах в проектах заняты студенты и молодые специалисты различных направлений подготовки: в области машиностроения, в области электроники, химии, экологии, менеджмента и инноваций. Перспективы развития проекта – организация СКБ и привлечение большего числа студентов к научной деятельности.

Вторым направлением реализации проекта является создание малых предприятий, позволяющих проектировать и выпускать гоночные автомобили класса Formula Student. В задачи предприятий входит написание подробного бизнес-плана на выпуск серии автомобилей, проектирование и создание опытных образцов, поиск инвесторов. В преимуществах проекта – использование современных ресурсосберегающих технологий производства, высокая надежность и безопасность конструкции и производства, короткие сроки реализации проекта.

3.14 Обобщение и оценка результатов исследования

1. В ходе проведенной исследовательской работы проведен обзор отечественных аналогов разработок команд, участвующих в проекте Formula Student.
2. Проведен анализ технического регламента FSAE соревнований класса Формула Студент. В регламенте приводятся требования относительно систем болида, выполнение которых контролируется с помощью серии статических и динамических тестов, общее описание которых также приводится в данной работе.
3. Рассчитана требуемая надежность рулевого управления и тормозной системы. На повышение уровня надежности этих и других систем болида напрямую влияет профилактика возможных отказов путем проведения своевременного технического обслуживания автомобиля.
4. Проведена оценка тягово-скоростных качества болида класса Formula Student. Проведена оценка надежности, расчет элементов подвески болида Formula Student. При проектировании подвески болида был применен расчетный метод, позволяющий на стадии создания виртуальной модели задать все необходимые и требуемые эксплуатационные свойства. Показано применение новых программных пакетов рассчитывающих напряжения и деформации, позволяющих задавать исследуемые материалы, моделировать необходимые режимы нагружения.
5. Предложен алгоритм выбора рациональных параметров гоночного болида
6. Определены перечень работ, выполняемых при каждом виде ТО болида, периодичность проведения ТО с учетом ее корректирования по условиям эксплуатации автомобиля.

4 Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения

В разделе 4 отражены результаты работ, выполненные специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из ЗАО «Комбарко» (г. Москва).

Основой энергетики сегодняшнего дня являются топливные запасы угля, нефти и газа, которые удовлетворяют примерно девяносто процентов энергетических потребностей человечества. Энергия, полученная от этих источников, в виде жидкого или газообразного топлива, а также все больше в виде электроэнергии, используется, в том числе и для автотранспорта. Несколько десятилетий назад, прежде всего в Европе, начался массовый перевод автомобилей не дизельные двигатели. Более экономичные, и считавшиеся в то время более экологичными, дизели стали массово устанавливаться не только на магистральные тягачи, но и на малолитражки.

К сегодняшнему дню с ужесточением требований по экологии преимущества дизелей в этой сфере минимизировались. Искровые ДВС по сравнению ними имеют существенно меньшую первоначальную стоимость, в полтора раза более высокую литровую мощность, низкую удельную массу, существенно меньший шум и относительно простые системы нейтрализации. Вслед за эпохой тотальной «дизелизации» в мире начинается процесс возврата к искровым двигателям, только питающихся теперь не бензином, а природным газом. Ужесточение требований по токсичности и шумности все больше обнажает присущие дизелям недостатки и позволяет ярче проявиться достоинствам газовых двигателей. Газовые двигатели, в свою очередь, гарантируют дополнительный выигрыш, как по экономичности, так и по токсичности отработавших газов. В целом рабочий процесс газового и бензинового двигателя протекает схоже. Различия, и не малые, будут достигнуты, прежде всего, на переходных и непрогретых режимах, где агрегатное состояние газового топлива становится принципиальным.

На сегодня перспективными альтернативами для автомобилей с поршневыми двигателями считаются электрические гибриды или даже чистые электромобили. На самом деле многократное преобразование энергии из одной формы в другую сопровождается значительными потерями. В электрических гибридах таких преобразований на каждом цикле совершается несколько. Весь комплекс потерь повторяется при обратной передаче энергии от аккумуляторов к колесам. В результате суммарный КПД передачи энергии туда-обратно не превышает 40%.

Что может кардинально повысить экономичность искрового мотора, так это независимое управление газораспределением. Известно, что на поле рабочих режимов типичного автомобильного ДВС есть зоны достаточно высокой экономичности, которые находятся в области больших нагрузок. В то же время значительную часть своего времени двигатель проводит в зонах малых нагрузок или даже чистого холостого хода. Эффективность процессов здесь минимальная, что и обеспечивает в целом невысокую экономичность традиционного искрового ДВС в

городском режиме. Несомненно, на режимах малых нагрузок и холостого хода необходимо концентрировать усилия по применению независимого привода.

По оценкам специалистов, внедрение независимого привода клапанов в конструкцию автомобильных двигателей с искровым зажиганием позволит снизить средний расход топлива на 20...25% за счет оптимизации фаз газораспределения, снижения насосных потерь и отключения части цилиндров на малых нагрузках. И если дизели при современных уровнях эффективности считаются серьезными конкурентами гибридам, то в конечном итоге у искровых ДВС с гибкой системой управления газораспределением появляется возможность достигнуть суммарной эффективности на уровне гибридных силовых установок с электроприводом.

Для решения этой задачи необходимо организовать управляемый привод клапанами газораспределения с малым энергопотреблением. Снижение расхода топлива двигателем, которое может дать гибкое управление газораспределением, не должно нивелироваться дополнительными затратами энергии на привод клапанов. Такие разработки независимого привода клапанов ДВС ведутся уже более пятидесяти лет, и за это время из большого разнообразия конструктивных схем выделилось два класса, которые отвечают предъявляемым к приводу требованиям в наибольшей мере: электромагнитный и электрогидравлический привод. Представители компаний многократно анонсировали серийный выпуск электромагнитного привода клапанов, но каждый раз сроки переносились. В любом случае, к концу 2010 года независимый привод клапанов еще не вышел из стадии опытных разработок.

Совместное применение электромеханического привода клапанов и системы питания природным газом позволит коммерческим транспортным средствам с традиционной трансмиссией приблизиться по экономическим и экологическим показателям к гибридным автомобилям. Стоимость сопутствующих изменений в конструкции двигателя и системы питания значительно меньше стоимости агрегатов гибридных силовых установок (электромашин и тяговых аккумуляторных батарей). Повышение экономичности газового ДВС за счет специализированной конструкции и гибкого привода газораспределения позволит снять основную проблему сегодняшнего дня – малый пробег автомобиля на одной заправке. Результат проведенной работы даст существенный вклад в общую программу действий по продвижению независимого привода клапанов.

4.1 Анализ публикаций по теме исследования

В первом десятилетии XXI века дизельный двигатель, приводящий в движение значительную часть легкового автопарка и практически весь коммерческий транспорт полной массой выше 2,5 т, стал плохо соответствовать экологическим потребностям. Процесс сгорания в дизельных двигателях не позволяет простыми средствами снизить содержание токсичных веществ в отработавших газах до приемлемого уровня. Дизельные двигатели, соответствующие экологическим требованиям *Euro*4 и выше, обзавелись сложными, громоздкими, дорогими и

капризными системами нейтрализации отработавших газов. Основная часть дизельных двигателей в ближайшем будущем будет выпускаться с системой мочевинной нейтрализации окислов азота, которая удорожает эксплуатацию автомобиля и при этом теряет работоспособность в холодное время года. Повышенную шумность дизельных двигателей удается победить лишь такими дорогостоящими способами как многостадийный аккумуляторный впрыск и капсулирование двигателя в шумопоглощающий кожух. Борьба за снижение выбросов сернистых соединений с отработавшими газами привела к тому, что серу, жизненно необходимую для смазки деталей топливной аппаратуры высокого давления, теперь приходится удалять из топлива и заменять специальными смазывающими присадками. Усложнение процесса производства дизельного топлива повышает его себестоимость.

Ужесточение требований по токсичности и шумности все больше обнажает присущие дизелям недостатки и позволяет ярче проявиться достоинствам газовых двигателей. Доля автомобилей с газовыми двигателями непрерывно растет как в структуре российского, так и мирового автопарка. По данным Национальной газомоторной ассоциации, численность российского автопарка на газовом топливе удвоилась за последние 4 года и в марте 2010 года составила 100 тыс. единиц. К числу основных причин такого интереса относится возможность сокращения загрязнения воздуха, долгосрочное наличие, а также местные экономические выгоды от использования газа вместо бензина и дизельного топлива.

4.1.1 Топлива для газобаллонных автомобилей

Горючие газы, применяемые в качестве топлива для транспортных газобаллонных установок, должны образовывать смеси с воздухом, имеющие большую теплотворность (для достижения высоких мощностей двигателей), иметь высокую теплоту сгорания (для повышения экономичности и запаса хода) при незначительном весе и габаритах баллонов. Для обеспечения последнего условия газы на борту автомобилей должны храниться с максимальной плотностью. Это достигается сжатием их до высоких давлений или переводом в жидкое состояние. Перевод в жидкое состояние возможен для любого газа, но для некоторых это достигается относительно невысоким сжатием, а для других возможно только после глубокого охлаждения. К числу первых, легко сжижаемых газов, относятся хорошо известные пропан C_3H_8 и бутан C_4H_{10}. Другой известный газ – природный, основу которого составляет метан CH_4 – сжижается только при температурах ниже минус 82^0, а чтобы давление было около атмосферного, ниже минус 160^0. Поэтому пока хранить природный газ на борту автомобилей приходится в сжатом до высокого давления состоянии. Отсюда деление горючих газов на два основных класса – сжиженные (СНГ) и сжатые, «компримированные» (КПГ).

В баллоне со сжиженным газом жидкая фаза занимает лишь часть объема. Над свободной поверхностью жидкой фазой находится паровая фаза, занимающая весь оставшийся объем. На границе раздела двух сред происходит постоянное взаимное превращение – пар конденсируется в

жидкость, а жидкость испаряется в пар – так, что баланс сохраняется. Давление насыщенных паров зависит от сорта газа и от его температуры (рис.4.1). Давление тем больше, чем выше температура газа и меньше его молекулярная масса. Смеси газов занимают промежуточное положение относительно исходных компонентов.

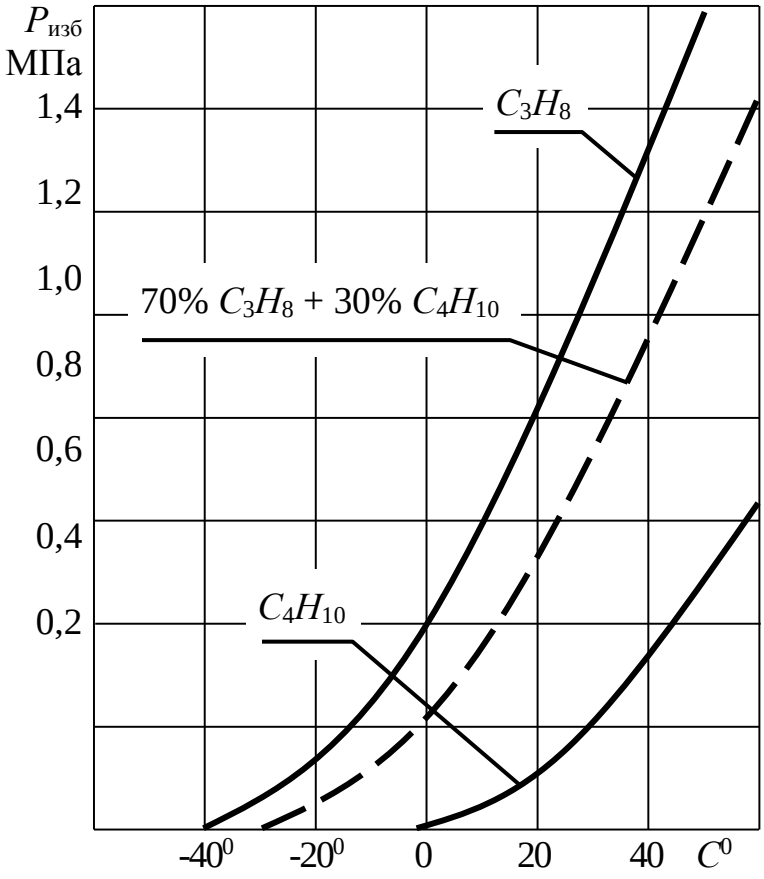


Рисунок 4.1 – Зависимость давления насыщенных паров некоторых углеводородов от температуры

Видно, что предельное рабочее давление для СНГ 1,6 МПа достигается только у чистого пропана при температуре 45^0С. Избыточное давление равное нулю пропан имеет при – 42^0С, а бутан уже при +0,5^0С. При таких температурах подача газа из баллона невозможна. Чтобы избежать чрезмерных величин давления в жаркую погоду и не допустить падения давления ниже минимального при низких температурах, желательно, чтобы состав пропан-бутанового газа соответствовал времени года и климатическим условиям. В летнее время или в районах с жарким климатом можно пользоваться смесью, состоящей из 70…80% бутана и 20…30% пропана. Зимой, особенно в северных районах, в смеси должен преобладать пропан.

При наполнении баллонов сжиженным газом принято оставлять объем паровой подушки около 15%. Это гарантирует даже при постановке полностью заправленного автомобиля на длительную стоянку исключения условий, способных привести к разрыву баллона.

СНГ не имеют цвета и запаха, поэтому к ним для гарантированного обнаружения примешивают небольшие количества специальных сильно пахнущих веществ – одорантов. В

качестве последних используют в основном метил- и этилмеркаптан (*RHS*). Запах этилмеркаптана ощущается даже при содержании 0,2 г в 1000 м^3 воздуха. В определенных концентрациях меркаптаны безвредны для организма человека и не разрушают материалы, применяемые в системах питания.

Природные газы состоят в основном из метана (82…98%) По сети газопроводов природный газ поступает к компрессорным станциям (АГНКС) где сжимается до высоких давлений (до 35 МПа). Высокое давление, под которым газы находятся в баллонах, не переводит их в жидкое состояние, и в баллоне КПГ имеют плотность, определяемую давлением, температурой и количеством газа в баллоне. По мере расходования давление газа в баллоне понижается, что дает возможность по изменению давления судить о количестве газа.

Метан, составляющий основу природного газа, имеет наименьшее содержание углерода на единицу теплотворной способности среди всех видов углеводородного топлива. Поэтому в процессе сгорания природного газа выделяется на 30% меньше углекислого газа, чем при использовании бензина или дизельного топлива, что в свете общемировой борьбы за снижение выбросов парниковых газов особенно важно.

4.1.2 Свойства газовых моторных топлив

К основным параметрам горючих газов, применяемых в качестве моторного топлива, относят низшую теплоту сгорания газа (теплотворность), теплоту сгорания газовоздушной смеси и детонационную стойкость.

При полном сгорании углеводородных топлив нормальными продуктами сгорания являются углекислый газ CO_2 и вода H_2O. Вода выходит из двигателя в виде пара, унося с собой теплоту конденсации, которая выделится уже в атмосфере. Под низшей теплотой сгорания газа H_u [МДж/кг] или [МДж/м^3] понимается количество тепла, выделившееся при сгорании одного килограмма или кубического метра газа за вычетом теплоты конденсации. Как сжиженные, так и сжатые газы имеют теплотворность выше, чем у бензина. Однако в цилиндрах двигателя сгорает смесь газа с воздухом. Количество энергии, выделившейся при сгорании смеси, определяется теплотой сгорания газовоздушной смеси $H_{см}$ [МДж/м^3].

$$H_{см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{1 + \alpha \cdot L_0} \quad , \tag{4.1}$$

где H_u – низшая теплота сгорания газа, МДж/м^3; ΔH_u – потери тепла вследствие неполноты сгорания; α – коэффициент избытка воздуха; L_0 – стехиометрический коэффициент, м^3/м^3.

Детонационные качества СНГ и КПГ очень высоки. Газовые топлива обладают относительно простыми структурами молекул, поэтому имеют более высокие октановые числа по сравнению с жидкими топливами нефтяного происхождения. Напомним, что детонационная

стойкость является лимитирующим фактором для бензиновых двигателей по увеличению степени сжатия, а вместе с ней мощности и экономичности.

Свойства основных компонентов горючих газов сведены в таблицу 4.1. для сравнения в ней приведены параметры автомобильного бензина и водорода – газообразного топлива будущего.

Таблица 4.1 свойства основных компонентов топлив

	бензин	водород H_2	метан CH_4	пропан C_3H_8	бутан C_4H_{10}
плотность газа, кг/м^3	730 (жидк)	0,09	0,717	1,86	2,46
критическая температура, ^{0}C		–240	–82	96,8	125,9
критическое давление, МПа		1,3	4,6	4,2	3,6
температура кипения, ^{0}C	10…220	–252,8	–161,3	–42	+0,5
низшая теплотворность, МДж/кг	44,3	118	49,9	46,3	47,3
стехиометрический коэф. м^3/м^3	58,6	2,38	9,52	23,8	30,95
теплотворность смеси при α=1, МДж/м^3	3,59	3,05	3,25	3,48	3,52
октановое число (моторное)	85	70	110	96	90

В таблице приведена плотность для паровой фазы газов (кроме бензина), критическая температура, т.е. максимальная температура при которой возможен перевод газа в жидкое состояние, и критическое давление, как минимальное давление, соответствующее критической температуре. Под температурой кипения подразумевается температура, при которой газ переходит из жидкого в паровое состояние при атмосферном давлении [61].

4.1.3 Особенности газа как топлива для автомобильных двигателей

Главный козырь при переводе автомобиля на газ - экономический. Затраты на приобретение и монтаж оборудования при дальнейшей эксплуатации компенсируются разницей в затратах на бензин и газ. Если для конкретного автомобиля известна стоимость C оборудования, величина среднего эксплуатационного расхода бензина $Q_Б$, выраженная в литрах на сто километров пробега (л/100км), а также цена бензина $C_Б$ и цена газа $C_Г$ в руб./литр (для КПГ в руб/м^3), можно рассчитать через сколько километров пробега окупятся ваши первоначальные затраты:

$$L = \frac{C \cdot 100}{Q_Б (C_Б - K \cdot C_Г)} \ , \qquad (4.2)$$

В уравнении присутствует коэффициент K, показывающий во сколько раз расход газа больше расхода бензина $Q_Г = K \bullet Q_Б$. Теоретическое его значение 1,3 для СНГ и 0,9 для КПГ определяется различиями теплотворности топлива и их плотностями. В реальных двигателях величина K в значительной степени может быть скорректирована как в меньшую, (за счет повышенной эффективности работы двигателей на газе) так и в большую сторону (как правило, за счет неправильных регулировок).

Немаловажный аргумент в пользу газообразного топлива – износы двигателя при холодных пусках на бензине. Даже если карбюратор обеспечивает вам пуск с первой попытки, износ двигателя в зависимости от температуры эквивалентен пробегу автомобиля от нескольких километров до нескольких сотен километров! Происходит это из-за того, что бензин, затекая в цилиндры неиспаренным, смывает с его стенок масляную пленку, заставляя поршневую группу работать в условиях полусухого трения. Поступление же газа практически всегда происходит в паровой фазе, что, несомненно, способствует долговечности. Второй момент, тесно связанный с первым, продление сроков службы моторных масел. Отсутствие соединений серы в СНГ практически сводит на нет электроэрозионный износ трущихся деталей двигателя. При этом смазочное масло сохраняет рабочие свойства значительно дольше, чем при работе на бензине. Масло не разжижается ни самим бензином, ни продуктами его разложения, следовательно, смена масла и масляных фильтров в газовом двигателе может производиться реже. Из-за отсутствия агрессивных продуктов сгорания продлевается жизнь свечей и приемной трубы, корродирующих от контакта с отработавшими газами.

Рабочий процесс газового двигателя, в отличие от бензинового, характеризуется большей плавностью нарастания давления, а значит, снижением динамических нагрузок на детали. Независимо от того, какой именно газ вы используете, можно быть уверенным, что его октановое число на 15...20 пунктов выше, даже по сравнению с супербензином. Следовательно, такой режим, как детонация, полностью исключается, а значит, исключается вероятность поломки перемычек поршней, поршневых колец, размягчение и проплавление головок поршней, задиры цилиндров.

Однако перевод бензинового двигателя на СНГ сопровождается снижением его максимальной мощности на 6…10%, а на КПГ на 17…20%. Падение мощности происходит вследствие снижения теплотворности смеси, уменьшения коэффициента наполнения двигателя и коэффициента молекулярного изменения. Разница в теплотворности для смеси воздуха и СНГ примерно 3%, для КПГ – 11%. Еще около 1…2% теряется из-за уменьшения коэффициента молекулярного изменения. Это неизбежные потери.

В то же время характеристики двигателей при переводе на газ могут быть улучшены за счет полной реализации свойств газа, как моторного топлива. Для этого, конечно, необходимо выпускать специальные, чисто газовые модификации двигателей. Сегодня такие модификации выпускаются многими автопроизводителями.

*Citroen – C*3 *BiEnergy M*, *C*4 *Picasso*
Fiat – Doblo natural Power Van, Multipla
Opel – Combo CNG, Zafira B EcoM
Peugeot – Ranch 190*C BiPower* 1.4
VW – Caddy 2.0 *Ecofuel CNG (combi), Caddy Maxilife* 2.0 *Ecofuel*
Tata – Indica 1.4 *Bifuel Metano*.

4.1.4 Экологические качества газовых двигателей

Попытки кардинально решить проблемы токсичности транспортных средств пока не увенчались успехом. Использование спиртов, метилового и этилового, требует развитого специализированного производства. Постепенно крепнет мнение, что нас не спасет и водородная энергетика. Затраты энергии для производства водорода многократно превышают таковые для обеспечения традиционного жидкого топлива. Экономически целесообразными признаны только способы получения водорода или метанола из органического топлива. Например, способом каталитической конверсии метана.

А почему не использовать сам метан? По результатам, представленным *EcoTest* – независимым испытаниям легковых автомобилей на экологичность, проведенным крупнейшим автомобильным клубом *ADAC* в 2006 году [62] – лидером стал автомобиль, в котором соединены все известные технологии снижения выбросов – *TOYOTA PRIUS*. Он получил из максимальных девяноста баллов – 89. На наш взгляд интереснее участник «номер два», получивший 87 баллов. Это *VOLVO V70 BiFuel* (КПГ), относительно большой серийный бензиновый автомобиль дополненный системой питания природным газом (Рис. 4.2).

Основными токсичными веществами, определяющими загрязнение атмосферы городов, в отработавших газах транспортных средств являются: оксид углерода *CO*, окислы азота NO_x ($NO+NO_2$), углеводороды C_nH_m, кроме метана CH_4, присутствующего в атмосфере в естественных условиях, сажа – частицы углерода с адсорбированными на них токсическими веществами, биологически активные полициклические углеводороды, наиболее опасным из которых является бенз(а)пирен, способствующий возникновению раковых заболеваний.

На первый взгляд существенной разницы в выбросах токсичных компонентов между бензиновыми и газовыми двигателями быть не должно. Для примера на рисунке 4.3 представлены результаты замеров по трем компонентам *CO*, *CH* и NO_x для выборки в 38 автомобилей, причем как взятых в эксплуатации, так и после проведенных регулировок [63]. Заметим, что газовые автомобили проигрывают практически везде. Но главное это не то, что рабочий процесс отрегулированного искрового двигателя работающего на газе обеспечивает небольшое, но снижение выбросов основных токсичных компонентов. На горячем двигателе системы нейтрализации сумеют существенно минимизировать исходные выбросы.

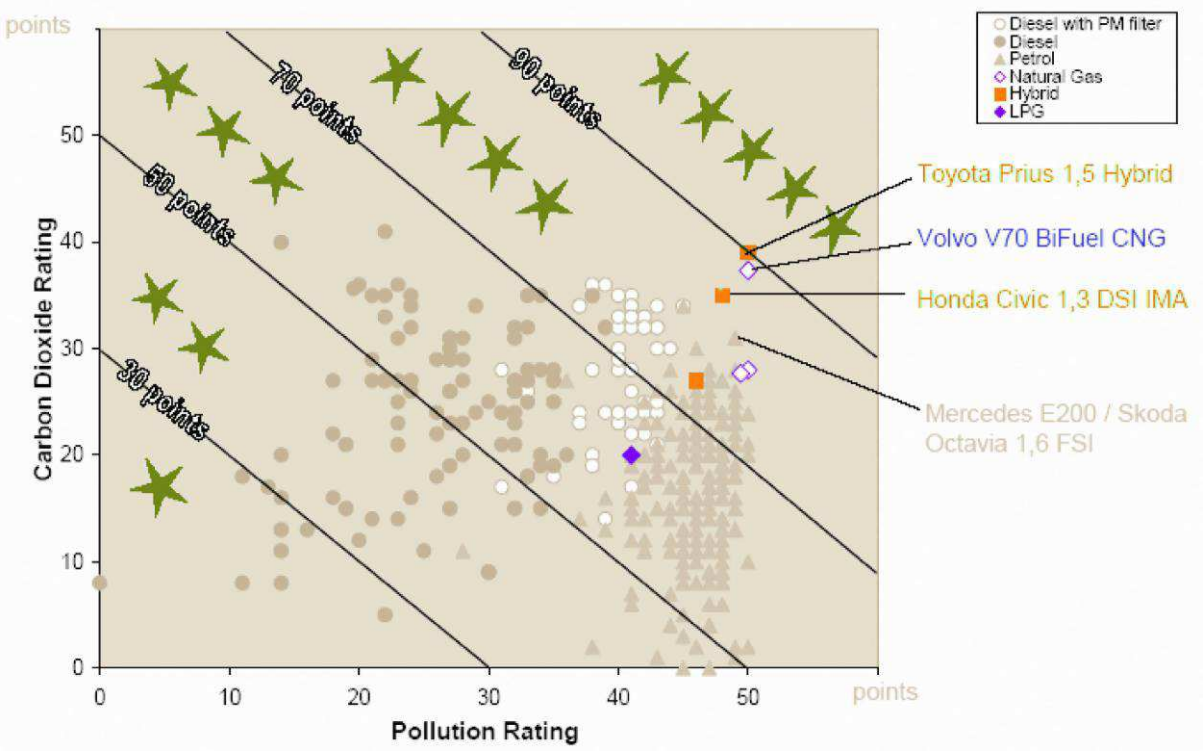


Рисунок – 4.2 Сводная диаграмма результатов испытаний EcoTest 2006 года.

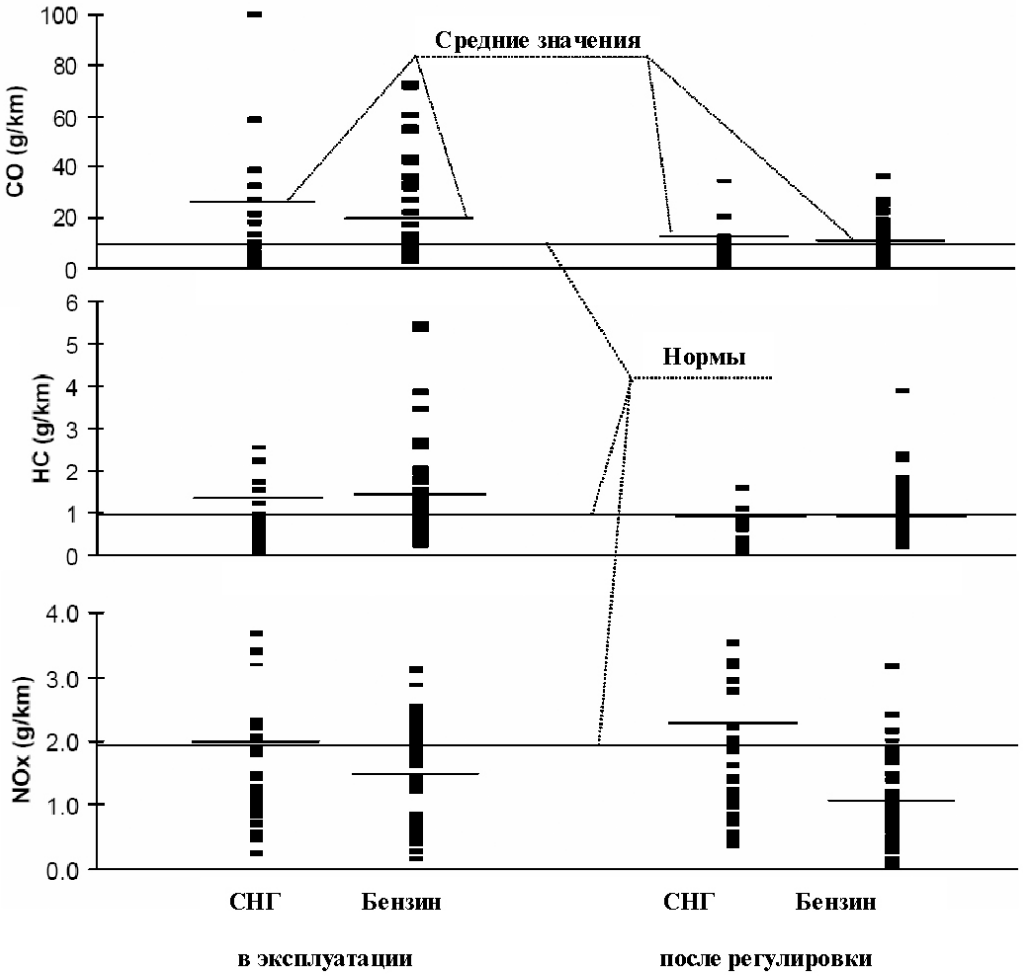


Рисунок – 4.3 Сравнение выбросов токсичных компонентов бензиновыми и газобаллонными автомобилями

Гораздо важнее, что при работе на непрогретых режимах, выбросы несгоревших углеводородов и окиси углерода у газовых ДВС несравнимо меньше, чем у сопоставимых бензиновых двигателей. Если в городе с двухмиллионным населением каждое зимнее морозное утро в виде несгоревших углеводородов выбрасывается в атмосферу примерно 70 тонн бензина, то для нашей страны с ее долгими зимами этот фактор нельзя сбрасывать со счетов.

Недавно Россия ввела в обращение нормы *EURO*4, что позволило снизить выбросы нормируемых веществ в отличие от *EURO*2 еще на 30%. Однако токсичность вредных веществ различна, и оценка только по отдельным из них, не всегда позволяет составить правильное представление об экологических качествах данного автомобиля. На фоне этого, выброс, например, полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) бензиновыми ДВС при отрицательных температурах окружающего воздуха увеличивается в 6…10 раз. Напомним, что бенз(а)пирен имеет удельную величину «степени вредности» – 10^8, а окись углерода по этой шкале – только 0,33. Поскольку количество ПАУ в продуктах сгорания прямо пропорционально содержанию в топливе ароматических углеводородов, использованием газов может быть осуществлено реальное и масштабное снижение токсичности.

Что касается выбросов углеводородов C_nH_m, то эти компоненты ОГ сами по себе не представляют значительной опасности для здоровья людей и окружающей среды. Предельная допустимая концентрация этих веществ в воздухе населенных мест исчисляется сотнями мг в $1м^3$, т.е. в 1000 раз выше, чем оксида углерода. Тем не менее, и Стандарты США, и Правила ЕЭК ООН ограничивают выбросы C_nH_m в атмосферу. Это связано с тем, что C_nH_m претерпевают в атмосфере превращения, приводящие к резкому увеличению их опасности для здоровья людей. Суть этих превращений состоит в фотохимическом окислении под воздействием ультрафиолетового облучения, которое может ускоряться в присутствии NO_2, так же являющегося компонентом выбросов двигателей внутреннего сгорания. Именно продукты этих окислительных реакций образуют так называемый "смог" - ядовитую дымку, висящей над многими городами мира, особенно там, где имеет место интенсивное ультрафиолетовое облучение.

"Антисмоговое" влияние газового топлива состоит не только в снижении абсолютного количества углеводородов, выбрасываемых в атмосферу с ОГ двигателя, но, главным образом, в составе углеводородных фракций. Как известно, в отработавших газах бензиновых двигателей эти вещества представлены как предельными, так и непредельными углеводородами. Наиболее подвержены фотоокислению непредельные углеводороды, как например этилен. Предельные углеводороды более стабильны, поскольку требуют для фотохимической реакции более жесткого (коротковолнового) облучения, причем с уменьшением длины молекулы углеводорода жесткость инициирующего облучения выше. Метан - самый стойкий к фотоокислению продукт, т.к. в спектре солнечного излучения составляющая, инициирующая окисление метана, имеет крайне малую интенсивность и практически не образует фотооксидантов. Поэтому, в ограничительных

стандартах некоторых стран углеводороды в автомобильных ОГ учитываются без метана. Таким образом, по признаку образованию "смога" газовый двигатель менее опасен, чем бензиновый, по крайней мере, в 15...20 раз.

Параллельно с уменьшением выбросов углеводородов следует помнить, что и расход топлива соответствующим образом уменьшается. При относительно коротких поездках зимой, когда прогрев двигателя осуществиться в полной мере не успевает, эксплуатационный расход топлива автомобилем, который начинает движение сразу после пуска на газе, увеличивается примерно на 20%. Для бензинового автомобиля в подобных условиях увеличение расхода составит 100…150%!

Здесь уместно затронуть еще один аспект, отражающий эксплуатацию современных автомобилей. Введем понятие «минимально безопасный пробег». Под ним будем понимать минимальное расстояние, которое можно проезжать на автомобиле при температурах окружающего воздуха около -15…-20°C без прогрева с последующей остановкой и выстуживанием. Если процедура повторяется регулярно, через несколько дней свечи зажигания забрасываются бензином и отложениями от неполного сгорания и отказывают при очередном пуске. Чтобы избежать подобной неприятности пробег должен быть больше некоторой величины, за время которой двигатель прогреется, или будут наблюдаться режимы с высокими нагрузками (температурами в цилиндре) очищающие свечи.

Для газовых двигателей требование по обогащению на прогреве снимается. Остается ограничение по прогреву корпуса газового редуктора, особенно для сжиженного газа, определяемого системой охлаждения. Анализируя поведение типичных автомобилей, можно заключить, что для бензинового – минимально безопасный пробег равен примерно три километра. Для газового – около восьмисот метров.

Само отношение к газовому топливу остается несколько предвзятым. В первую очередь это касается представлений о пожарной опасности газобаллонных АТС. Действующие нормативно-технические документы, определяющие требования к объектам хранения, технического обслуживания и ремонта газобаллонных автомобилей, содержат ряд противоречий, в частности, в отношении категорирования помещений с легковыми автомобилями, работающими на СНГ. При том, что по данным 2003г. в России вероятность пожара на газовом автомобиле равна $3 \cdot 10^{-4}$, в то время как на "жидкотопливном" – $8 \cdot 10^{-4}$ [64]. Сразу после монтажа ГБО автомобиль снимается с гарантийного обслуживания. А спрос на газ сохраняется иногда по очень интересным причинам, например, стойкого нежелания ездить на бензине и держать двигатель под постоянной угрозой аварии из-за того, что бензин или разбавлен или фальсифицирован.

4.2 Выбор и обоснование принятого направления исследований и способов решения поставленных задач

В современных бензиновых двигателях единственным исполнительным элементом с высоким уровнем быстродействия, точности дозирования топлива и обеспечения идентичности состава смеси по цилиндрам на всех режимах работы двигателя стали электромагнитные форсунки. Среди разработчиков газовых систем питания единства мнений, какой исполнительный орган выбрать, пока нет.

Вариант непрерывной подачи газа под давлением использует нерациональный подход – истечение газа под постоянным перепадом давлений через дозатор, изменяющий сечение пропорционально расходу воздуха. Число шагов дозатора, как правило, ограничено, и определяется конструкцией шагового мотора. Использование стандартных моторов предопределяет либо малое число шагов за весь ход, либо (при использовании понижающих редукторов) малую скорость перемещения. Действительно, при перепаде давлений ≈0,9 бар и требуемом расходе сжиженного газа ≈30 кг/ч расчетное максимальное сечение дозатора равно примерно 20 мм^2. При условии линейного изменения сечения дозатора от перемещения штока шагового мотора и числе шагов мотора 250, изменение расхода на один шаг составит примерно 0,1 кг/ч. Если на режиме холостого хода расход газа 0,8 кг/ч, то регулирование возможно с ошибкой не менее 12% !

Созданные на сегодня электромагнитные форсунки для подачи газа (особенно сжатого) не обеспечивают требуемых объемных цикловых подач, имеют большой ход якоря и, как следствие, малое быстродействие и высокие ударные нагрузки. Чаще подачу газа через электромагнитные форсунки можно встретить на относительно тихоходных двигателях. Время цикла в них больше, а, следовательно, можно увеличить времена открытия якоря форсунки, обеспечивая тем самым больший ход (читай больший расход). Встречаются варианты, когда стремление использовать ЭМФ приводит к ограничениям максимальной цикловой подачи исходя из того, что режим максимальной мощности в эксплуатации почти не используется. Видно, что слепое копирование бензиновых вариантов для газового топлива встречает серьезные ограничения.

Использование эжекционных смесителей на автомобильных двигателях сегодня считается анахронизмом. Противоречие возникает, прежде всего, из-за несоответствия обязательного электронного управления и самодиагностики, присутствующих на двигателе с одной стороны, и кажущейся примитивности механического смесителя. Кажущейся потому, что разработка рационального смесительного устройства требует решения сложных газодинамических задач. Первая из них – создание оптимальной базовой характеристики.

Известный термин «идеальная характеристика карбюратора» традиционно представлял собой зависимость состава смеси от нагрузки, обеспечивающую двигателю соответствие определенным критериям. Долгое время таким критерием была экономичность. Соответственно, характеристика представляла собой сложную линию, обеспечивающую на частичных нагрузках

экономичные (как правило, обедненные) смеси с обязательным переходом на мощностные (обогащенные) смеси на полных.

С появлением систем впрыска (пока без использования нейтрализаторов) термин изменился на «идеальная характеристика системы топливоподачи», но суть осталась прежней – основным критерием была экономичность (Рис. 4.4).

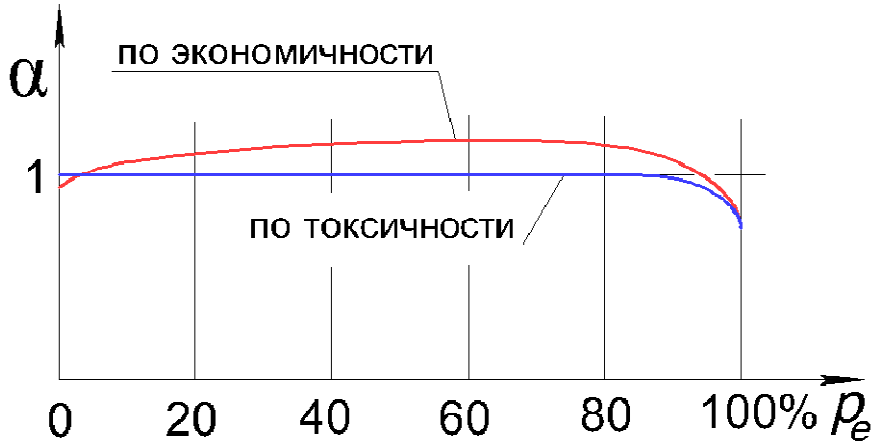


Рисунок 4.4 – «Идеальная» характеристика системы топливоподачи

Введение антитоксичных систем заставило видоизменить подходы к формированию расходных характеристик. Основным критерием стала токсичность, и «идеальная» характеристика топливоподачи приобрела вид ровной линии, т.е. состав смеси на всех нагрузках поддерживается стехиометрическим для наиболее эффективного преобразования токсичных веществ в нейтрализаторе. Обогащение на полных нагрузках сохраняется, но главным образом на высоких частотах вращения (зона I на рис. 4.5). В зоне II обогащение организуется, прежде всего, для снижения вероятности детонации. На участке между зонами I и II обогащение присутствует в очень малой степени.

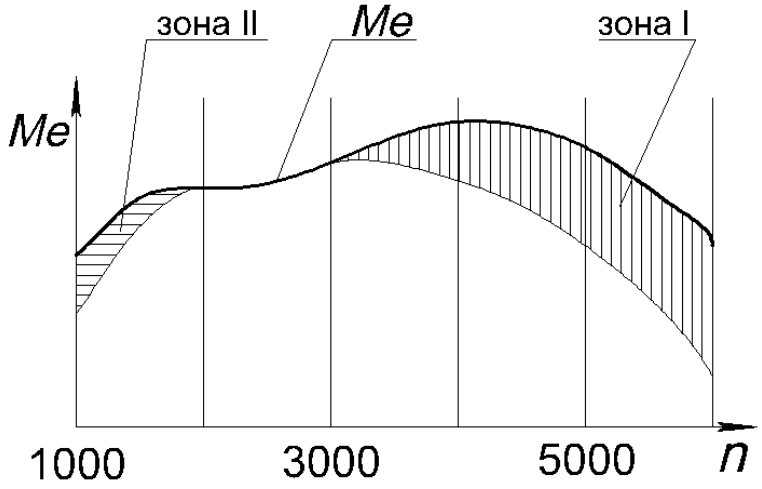


Рисунок 4.5 – Внешняя скоростная характеристика современного двигателя
и зоны типичного обогащения
зона I – зона обогащения для перехода на мощностные режимы;
зона II – зона обогащения для снижения вероятности детонации.

Лучшие механические системы топливоподачи могли реализовать реальные составы смеси относительно «идеальной характеристики по экономичности» с допусками ± 5%. Такая точность дает отклонение по экономичности примерно на три процента, что для систем без нейтрализаторов вполне достаточно. В то же время выпускались газовые смесители с совершенно разным протеканием базовых характеристик. Они изображены на рис. 4.6 несколько утрировано.

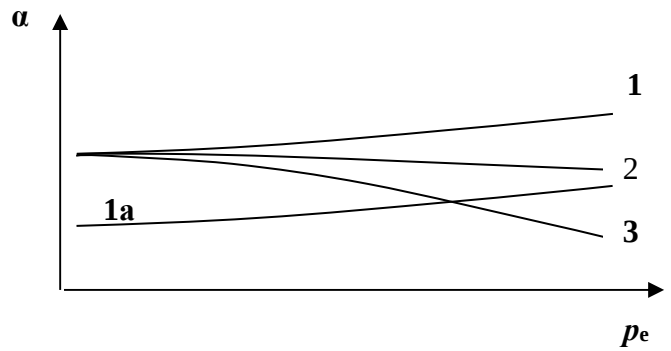


Рисунок 4.6 – Виды рабочих характеристик смесителей.

Возможности регулирования ограничивались только смещением всей характеристики «вверх-вниз». Например, для варианта номер 1, существовало два пути – или переобеднение на полных нагрузках и, соответственно, плохая динамика и угроза перегрева двигателя (линия 1), или нормальные (богатые) смеси на полных, но переобогащение на частичных и потеря экономичности (линия 1а). Смесителей с такими характеристиками выпускалось большинство, что формировало устоявшееся негативное отношение к газовому топливу как таковому.

Для выполнения «идеальной характеристики по токсичности» необходимы составы смеси отклоняющиеся от стехиометрии на 0,5…1,0%. Такую точность обеспечивают только электронные корректоры. Формально они могут скорректировать любую базовую характеристику. Однако с максимальной эффективностью будет обрабатываться «ровная» характеристика, т.е. с малой степенью изменения состава смеси от нагрузки (рис. 4.6, линия 2). При движении автомобиля режимы изменяются часто, и системе приходится постоянно корректировать смесь в широком диапазоне. Поскольку скорость регулирования конечная, при больших разбросах смеси (линия 1 или 3) процесс затягивается с преобладанием пере- или недорегулирования.

Очень важно, чтобы характеристика была не только «ровной», но и все-таки несколько обогащенной в зоне полных нагрузок. При резком открытии дросселя, когда рассчитывать на электронную коррекцию не приходится из-за скоротечности перехода, система окажется в зоне относительно богатых хорошо горящих смесей. Малейшее обеднение даже на несколько рабочих циклов может привести к затягиванию процесса горения до момента открытия выпускного клапана. Открытое пламя проникает в выпускной коллектор, и через имеющееся в соседнем цилиндре перекрытие клапанов – во впускной. Если последний заполнен готовой газовоздушной смесью, вся она взрывается с образованием ударной волны.

Сила взрыва определяется количеством смеси. Для систем с распределенным вводом газа через электромагнитные форсунки оно невелико. Объем газовоздушной смеси скопившейся в зоне около впускного клапана не может сформировать мощной ударной волны. А в случае центрального смесителя наоборот, количество смеси велико и возникающее давление существенно. От ударной волны разрушаются элементы впускного тракта – термоанемометры, резиновые патрубки, корпуса пластмассовых фильтров, пластмассовые впускные трубы… Проблема так называемых «хлопков» во многом предопределила отказ от центральных эжекционных смесителей.

Даже при применении электронной коррекции неблагоприятная характеристика проявит себя при резких изменениях нагрузки. При резких переходах смесь несколько рабочих циклов не успевает управляться электронными средствами. В большей степени это относится к системам, где электронное регулирование организовано с помощью шаговых моторов. При массовом применении систем второго поколения на них повсеместно устанавливался канал управления по положению дросселя. Делалось это отчасти из-за стремления решить и эту задачу. Параллельно достигается некоторое обогащение в зоне полных нагрузок, которое невозможно было бы организовать при использовании единственно сигнала с кислородного датчика.

Соответственно, можно считать целесообразным игнорирование электронной коррекции на полных нагрузках и ориентирование здесь только на гидравлические свойства самого смесителя. При этом можно исключить второй канал управления по положению дросселя, оставив кислородный датчик как единственный управляющий канал. Упрощается структура системы и способ подключения к бензиновому двигателю, что очень важно для современных ДВС. В то же время на систему управления, имеющую единственный сигнал, возлагаются повышенные требования по алгоритмам управления. То, что на бензиновом ДВС организуется при одновременном учете сигналов нескольких датчиков (расхода воздуха, частоты вращения, положения дросселя) – здесь должно быть организовано только по сигналу кислородного датчика.

Общая схема разработанной системы, служащей объектом исследования, включает в себя двухступенчатый газовый редуктор, подающий газ через дозатор переменного сечения в эжекционный смеситель, установленный на двигателе до дроссельной заслонки. Для систем, работающих на сжатом природном газе, перед газовым редуктором добавляется традиционный редуктор-стабилизатор, понижающий входное давление примерно до 1МПа.

Базовая характеристика смесителя организуется максимально близко к виду, представленном на рисунке 4.6 линией 3. Электронное корректирование расхода газа возлагается на дозатор. В качестве входного сигнала используется только релейный сигнал датчика кислорода.

4.3 Теоретический анализ существующих способов подачи газа в ДВС

Электронная коррекция всегда накладывается на некую базовую характеристику, предварительно задающую расход в зависимости от режима работы двигателя. Базовая характеристика обязана лежать максимально близко к оптимальной как из соображений простоты электронной коррекции, так и из соображений функционирования системы при отказах электроники или на режимах, где электроника не работоспособна.

Организация базовой характеристики является важнейшей задачей при создании системы топливоподачи. Ее организация при количественном регулировании нагрузки основана на подаче топлива в заданной пропорции от замеренного расхода воздуха. При наличии информации о расходе воздуха, полученной механическими или электронными средствами, управление топливом может осуществляться разными способами.

В соответствии с уравнениями газовой динамики, расход газа определяется, перепадом давлений на каком-либо дросселе, жиклере или участке и приведенной площадью сечения этого участка [65]. Соответственно, дозирование топлива может быть организовано перепадом давлений (разрежений) при постоянном сечении, или переменной площадью сечения при постоянном перепаде, или при использовании переменных значений и перепада давлений и сечений. Рассмотрим возможности систем, использующих разные способы газоподачи, в плане формирования базовой характеристики, и оценим их с точки зрения организации и коррекции основного закона газоподачи, а также равномерности распределения смеси по цилиндрам.

4.3.1. Системы подачи газа под избыточным давлением

Исторически появление систем подачи газа под избыточным давлением совпадает с широким внедрением на автомобилях электроники, в том числе электронноуправляемого впрыска бензина и трехкомпонентных нейтрализаторов отработавших газов. Использование электронного управления было вызвано необходимостью точного корректирования состава смеси, в том числе и на газе. В отличие от массовых тогда смесителей, ввод газа организовывался во впускную трубу с целью минимизации объемов готовой газовоздушной смеси. Исполнительными органами сначала служили достаточно изученные и надежные пневмомеханические узлы, и шаговые двигатели. Ввод газа при этом оставался, как и у смесителей непрерывным. В последующем были разработаны специальные электромагнитные форсунки для работы на газе, которые сейчас являются наиболее пропагандируемыми. С их помощью подача газа производится также во впускную трубу, но уже дискретно.

4.3.1.1 Системы непрерывной подачи газа

Системы с непрерывной подачей газа во впускную трубу в мировой практике выпускались относительно короткое время. Это так называемые системы третьего поколения и их можно рассматривать как промежуточное решение между смесителями и электромагнитными форсунками. Из известных конструкций такого типа рассмотрим варианты, разработанные фирмой *Lovato* и *Mazda*.

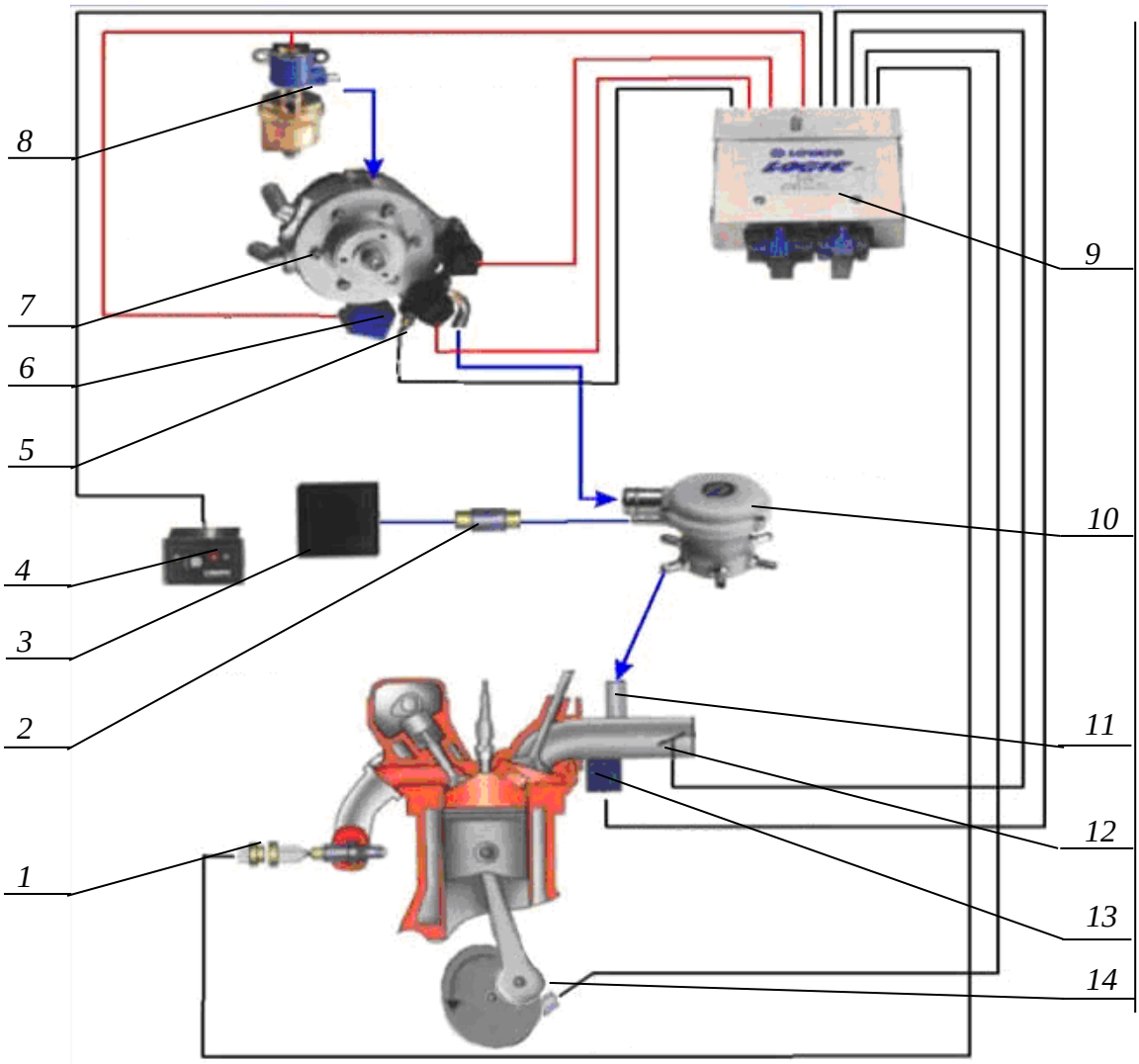


Рисунок 4.7 – Система непрерывной газоподачи *Lovato Logic:*

1 – λ-зонд; *2*– запорный клапан; *3*–фильтр; *4* – переключатель, индикатор уровня топлива; *5* – датчик температуры; *6* – клапан; *7* – редуктор-испаритель; *8* – магистральный клапан; *9* – микропроцессорный блок *Logic; 10* – распределитель газа; *11* – распылитель; *12* – датчик положения дроссельной заслонки; *13* – датчик давления воздуха; *14* – датчик частоты вращения коленчатого вала.

В большинстве случаев исполнительным элементом систем является конический клапан-дозатор, на который подается газ под давлением, чаще всего постоянным, обеспечивающим надкритическое течение. Расход газа регулируется шаговым мотором изменением проходного сечения исполнительного элемента ориентировочно в пределах от 0,5 мм^2 до 15 мм^2. После такого дозатора топливо поступает в распределитель газа, откуда по подводящим магистралям к распылителям, установленным в коленах вблизи впускных клапанов каждого из цилиндров.

Шаговый мотор выступает и как основной дозатор, задающий базовую характеристику, и как корректор состава смеси. На него же подается корректирующее воздействие от блока управления для обслуживания нейтрализатора по сигналу датчика кислорода.

Недостатком шагового двигателя при регулировании проходного сечения является дискретность его работы, зависящая от числа шагов. Наиболее часто встречающиеся шаговые двигатели имеют дискретность 250 шагов, а это означает, что изменение сечения может проходить только через 0,04 мм хода, что, естественно, недостаточно при стремлении к идеальным показателям по составу смеси и, соответственно, по токсичности. Изменение числа шагов в сторону увеличения скажется на быстродействии системы, что тоже недопустимо. С целью компенсации пониженной точности регулирования, в системе *Lovato* использован второй шаговый мотор, вносящий поправку в работу основного дозирующего элемента.

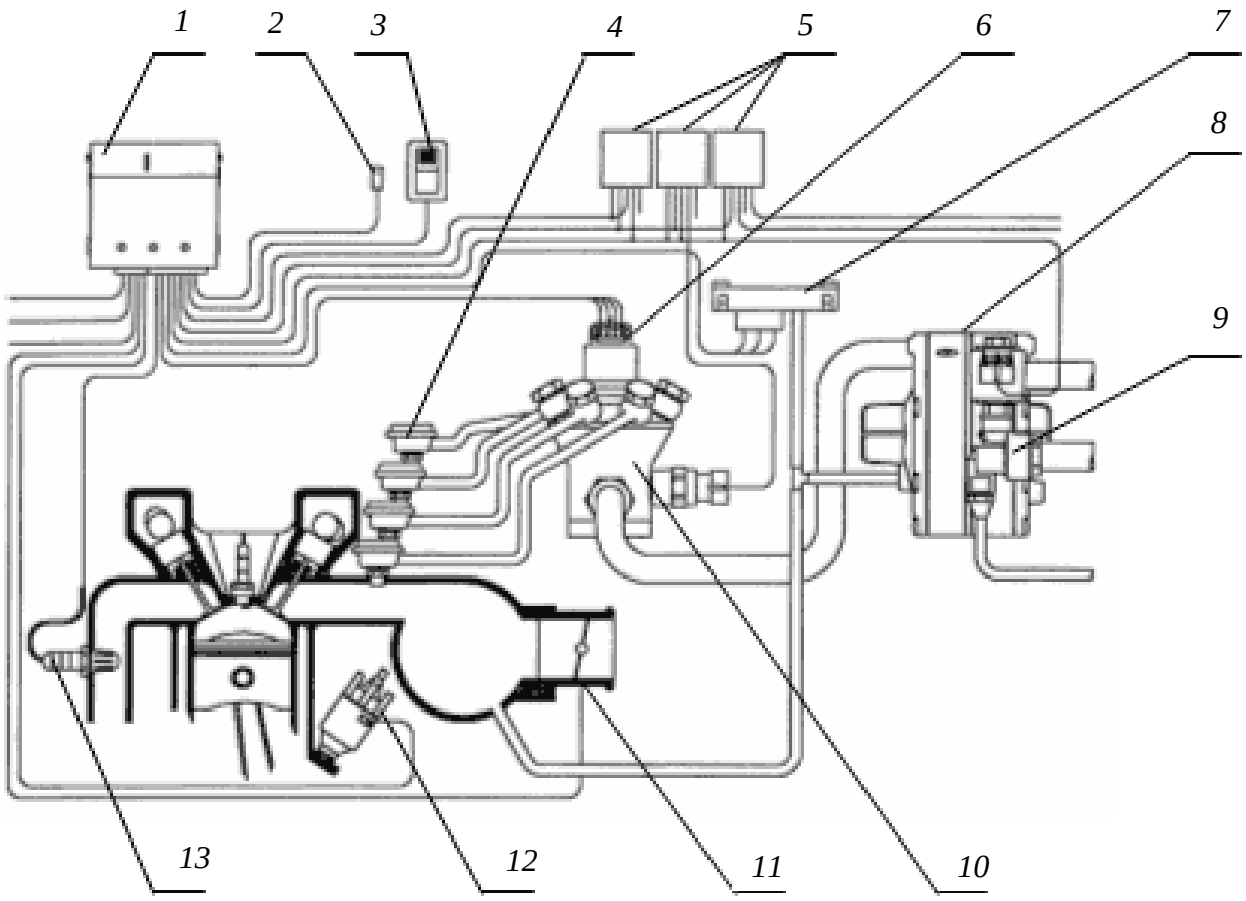


Рисунок 4.8 – Система непрерывной газоподачи *MEGA* фирмы *Mazda*:
1-ЭБУ; 2– диагностический разъем; *3*– переключатель вида топлива; *4*–распылители; *5*–реле; *6*–дозатор с шаговым приводом; *7*–датчик абсолютного давления; *8*–редуктор-регулятор; *9*–магистральный газовый клапан; *10*– дозатор-распределитель; *11*– датчик положения дросселя; *12*–датчик частоты вращения; 13– датчик кислорода.

В системе газоподачи фирмы *Mazda*, с той же целью компенсации пониженной точности регулирования использован вариант с переменным перепадом давлений на дозирующем сечении в зависимости от нагрузки двигателя. Перепад давлений на дозирующем сечении изменяется в зависимости от нагрузки газовым редуктором. Управляющим элементом является стандартный шаговый мотор на 250 шагов. На регулирование по давлению приходится часть диапазона

регулирования по нагрузке. Диапазон регулирования по частоте вращения и по оставшемуся диапазону нагрузки обеспечивается шаговым мотором. На него приходится большая кратность режимов, что требует от мотора и точности и быстродействия.

Характерной особенностью системы *MEGA* является распределение газа по цилиндрам через каналы в корпусе золотника без мембранных узлов. Этим обеспечивается отсутствие взаимного влияния каналов друг на друга и высокий уровень идентичности состава смеси. Однако технологические сложности при изготовлении дозирующих (сечение щели дозатора для каждого цилиндра 0,5х5 мм) и исполнительных элементов, а, следовательно, и стоимости, ограничивают применение такого рода систем.

4.3.1.2 Дискретные системы подачи газа

К дискретным системам относятся системы с электромагнитными форсунками, которые в бензиновых двигателях сегодняшнего дня стали идеальным исполнительным элементом с высоким уровнем быстродействия, точности дозирования топлива и обеспечения идентичности состава смеси по цилиндрам на всех режимах работы двигателя. Применение электронно-управляемых систем впрыска бензина с подачей топлива через электромагнитные форсунки (ЭМФ) позволяет контролировать текущий состав смеси в широких пределах с высокой точностью и практически мгновенно. Цикловой расход топлива через форсунку в зависимости от длительности ее открытого состояния изменяется в 4…5 раз. Срабатывание форсунки синхронизировано с процессами работы ДВС. Как правило, каждая форсунка срабатывает один раз за цикл работы соответствующего цилиндра (фазированный впрыск). Именно это свойство ЭМФ – возможность изменять расход топлива в широких пределах за время одного цикла – зачастую предопределяет путь большинства исследователей, стремящихся создать аналогичную газовую систему питания. На те же форсунки подается корректирующее воздействие по сигналам датчика кислорода. Длительность управляющего импульса становится чуть больше, если необходимо обогатить смесь, и меньше – если обеднить.

Достоинства этого варианта – относительная простота и в достаточной степени изученные алгоритмы управления (рис. 4.9). Серьезным препятствием реализации является необходимость в специальной электромагнитной форсунке для работы на газе. Количество топлива, подаваемого через форсунку, определяется только временем ее открытого состояния при постоянных значениях перепада давлений (Δp=3 бар для всех современных бензиновых систем) и проходного сечения канала форсунки. При максимальных частотах вращения ($n \approx 6000$ мин$^{-1}$) период открытия форсунки при фазированном впрыске составляет максимум 20 *ms*. За этот период должны осуществиться цикловая подача топлива и закрытие форсунки хотя бы на незначительное время. Цикловая подача необходимая для обеспечения работы двигателя рабочим объемом V_h = 2,5 дм^3 должна меняться от ≈30 мг/цикл на режиме холостого хода до ≈ 150 мг/цикл на режимах максимальной мощности. На эти условия и рассчитаны бензиновые форсунки.

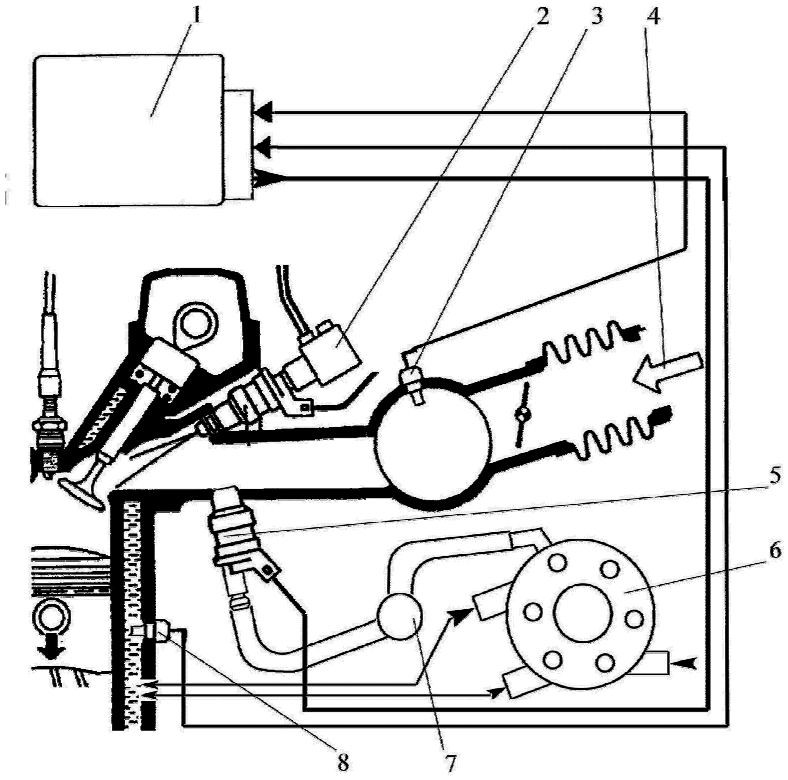


Рисунок 4.9 –Система газоподачи с электромагнитными форсунками

1 – электронный блок управления; *2* – штатные бензиновые форсунки; *3* – датчик давления; *4* – вход воздуха; *5* – газовые форсунки; *6* – газовый редуктор; *7* – распределитель; *8* – датчик температуры

Для газовых топлив массовый расход должен оставаться примерно в тех же пределах. Но плотность бензина составляет 740 кг/м^3, а газов: нефтяного сжиженного при давлении в 3 бара – 7 кг/ м^3; природного сжатого при давлении 5 бар – 3,5 кг/м^3, что соответственно в 100 и 200 раз меньше, чем у бензина. Следовательно, для обеспечения работы топливной системы необходимо в соответствующее количество раз или увеличивать проходное сечение форсунки и ее рабочий ход или изменять давление на входе. Однако резервы увеличения этих параметров ограничены и не могут довести систему до уровня бензинового аналога. Как правило, длительность управляющего импульса на газовой форсунке больше в определенное число раз соответствующей длительности импульса на бензине. При несколько меньшем быстродействии форсунок это позволяет обеспечивать требуемые расходы газа, но применимо только на двигателях относительно тихоходных, например, двигателях переоборудованных из дизелей.

Увеличение размеров и массы системы связаны с долговечностью и надежностью форсунки и с уровнем излучаемого шума. Это весьма критично при удовлетворении требований современных международных стандартов. Повышение перепада давлений однозначно ведет к уменьшению возможного пробега, т.к. в этом случае в газовом баллоне остается недоиспользуемое топливо, обеспечивающее необходимое давление для работоспособности системы (это справедливо для систем сжатого газа).

На двигателе, уже имеющем бензиновые форсунки, геометрически разместить комплект газовых форсунок сложно, и это вынуждает конструкторов прибегать к половинчатым решениям, типа того, который представлен на рис.4.10. Видно, что форсунки расположены отдельно, а на впускной трубе установлены небольшие распылители, соединенные с форсунками шлангами. Паразитный объем шлангов сводит на нет возможность резкого изменения цикловой дозы уже в следующем цикле.

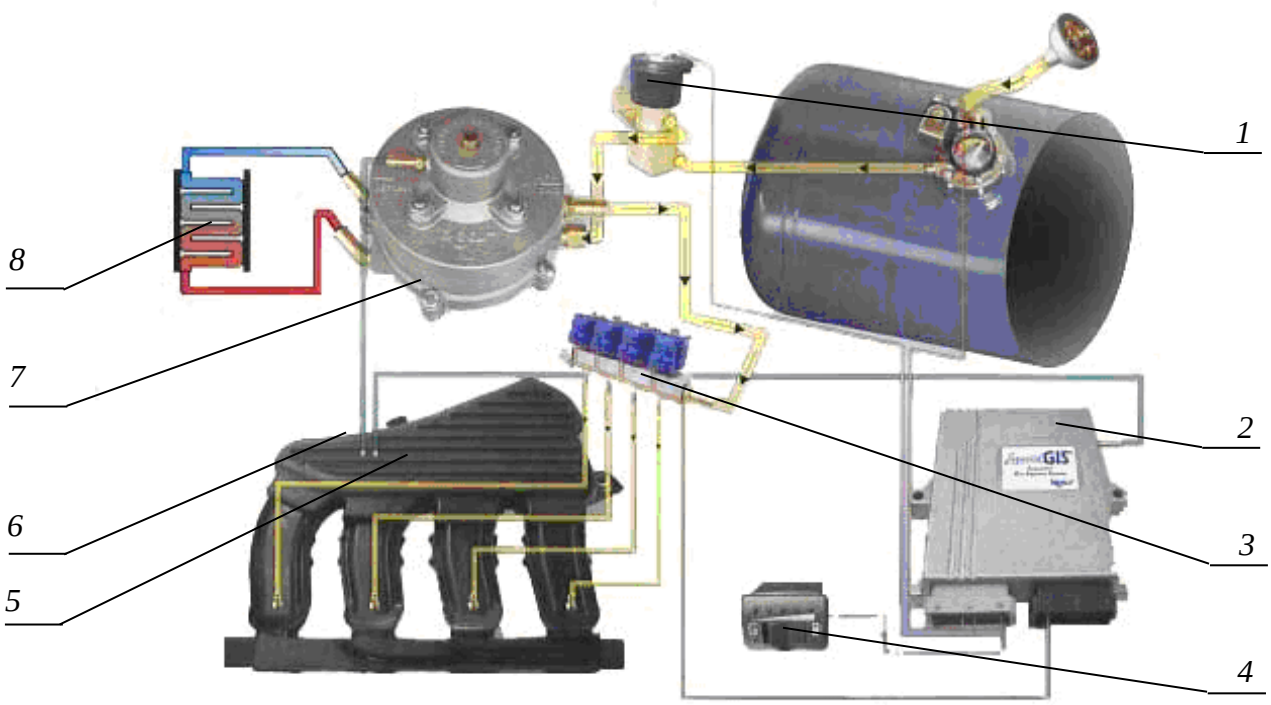


Рис.4.10 – Система газоподачи с электромагнитными форсунками фирмы *ROMANO*:
1 – газовый клапан; *2* – блок управления; *3*– рампа с газовыми форсунками; *4* – переключатель вида топлива; *5* – впускная труба с ресивером; 6 – отбор разрежения для редуктора; *7* - газовый редуктор; *8*– система охлаждения двигателя.

Таким образом, следует признать, что вариант использования дискретного дозирования газа с использованием ЭМФ технически пока не может быть реализован, по крайней мере, на двигателях рабочим объемом более 1,6 дм^3.

4.3.2 Системы газоподачи с эжекционным смесителем

Отличительной чертой и главным преимуществом системы газоподачи с эжекционным смесителем является простота конструкции. Основными элементами служат диффузор постоянного сечения в воздушном тракте, газовый жиклер постоянного сечения и редуктор-стабилизатор, призванный поддерживать постоянное давление газа перед жиклером. Схема такого смесителя полностью аналогична схеме элементарного бензинового карбюратора, где функцию поплавковой камеры выполняет редуктор, а главного топливного жиклера – газовый жиклер.

Переменной величиной, определяющей расход газа, служит разрежение в диффузоре $G_г = f(\Delta p_д)$. При условии, что давление в редукторе равно атмосферному $p_р = p_о$ такой смеситель

поддерживает состав смеси постоянным во всем диапазоне расходов, поэтому приближение к оптимальной характеристике при неизменном сечении жиклеров возможно только за счет соответствующего изменения перепада давлений в газовой магистрали. Такие способы корректирования широко использовались в эпоху двухкамерных карбюраторов (рис. 4.11).

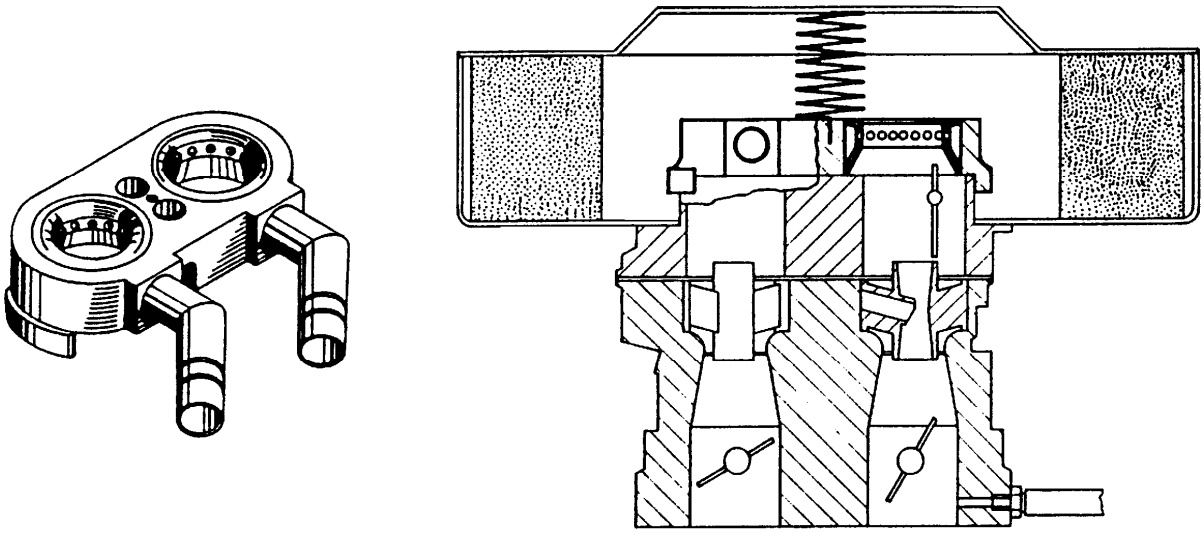


Рисунок 4.11 – Общий вид и схема двухкамерного газового смесителя

При появлении двигателей с распределенным впрыском бензина на первом этапе на них устанавливались перед дроссельной заслонкой эжекционные смесители такого же рода (рис. 4.12). Это так называемые системы газоподачи первого поколения. При отсутствии требований по токсичности такая схема работала на уровне карбюраторных систем. При грамотной организации проточной части эжекционный смеситель позволяет сформировать базовую характеристику регулирования достаточно близко к оптимальной, в пределах требований «карбюраторной» эпохи. С точки зрения возрастающих экологических требований возможности таких систем были крайне ограничены.

4.3.2.1 Эжекционные системы с электронным управлением

Внедрение трехкомпонентных нейтрализаторов фактически ликвидировало применение простых эжекционных смесителей. Стало необходимым вводить в них электронные дозаторы, способные корректировать состав смеси по сигналам кислородного датчика. Несомненно, такие системы не могут обеспечить всех преимуществ, свойственных системам, например, с электромагнитными форсунками. Однако их применение может оказаться полностью оправданным при переводе на иной экологический уровень давно используемых, проверенных, надежных двигателей. Особенно это актуально для стационарных установок, работающих на местных газовых топливах (газогенераторах), где существенное усложнение конструкции двигателя нецелесообразно.

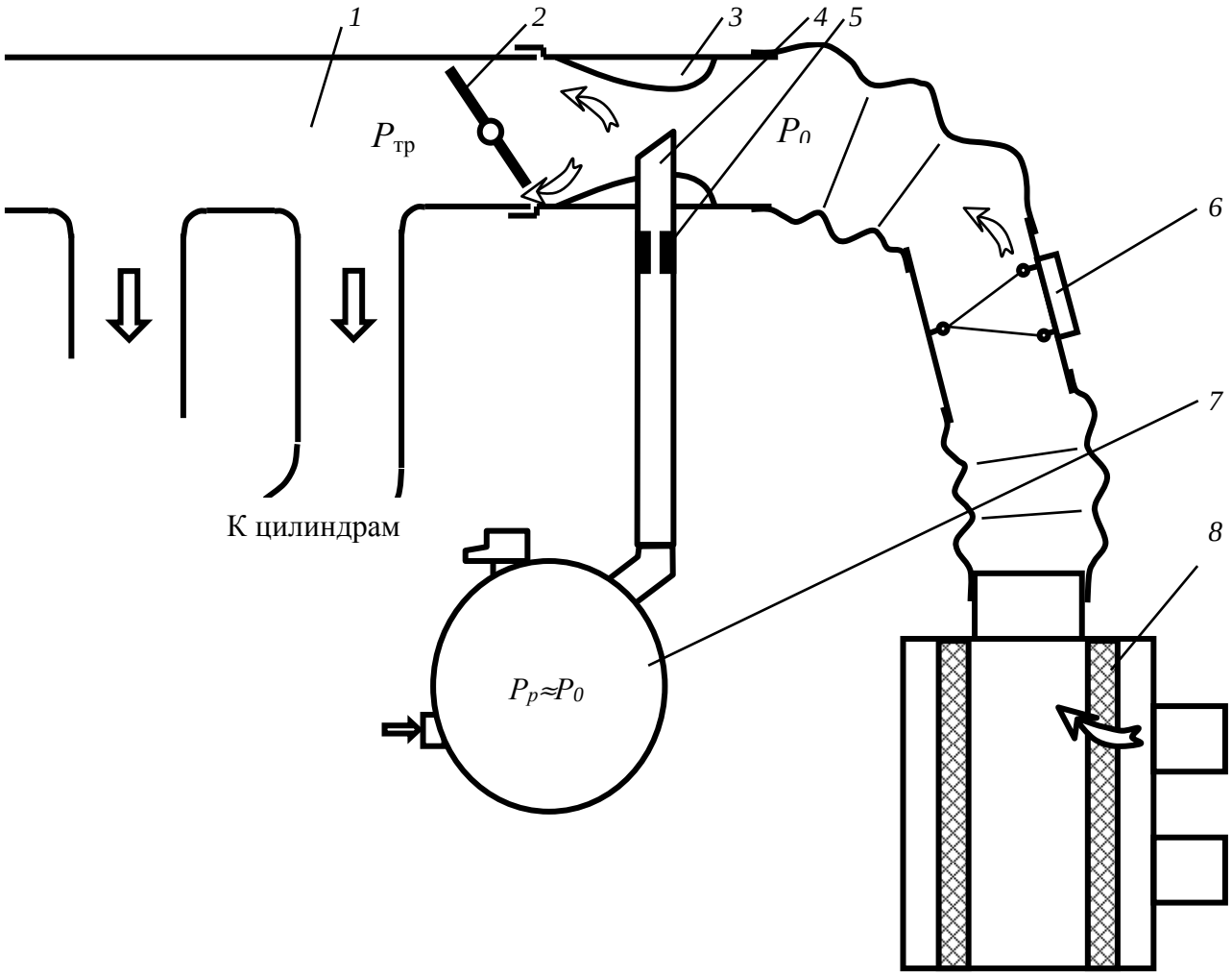


Рисунок 4.12 – Схема эжекционной системы газоподачи для двигателя с впрыском
1- впускная труба; *2*– дроссель; *3*– местное сужение (диффузор); *4*- распылитель газа; *5*- газовый жиклер; *6*- термоанемометр; *7*- газовый редуктор; *8*- воздушный фильтр

Введение всего комплекса датчиков, необходимых для полноценной электронной системы управления газоподачей (температуры жидкости, положения дросселя, расхода воздуха, давления и температуры топлива) сводит на нет все достоинства. Использование кислородного датчика для коррекции газоподачи может использоваться не только как средство функционирования нейтрализатора, а как способ автокоррекции параметров в эксплуатации.

Электронноуправляемый дозатор устанавливается в газовой магистрали перед смесителем вместо фиксированного газового жиклера и по сигналам от электронного блока управляет расходом газа, изменяя площадь дозирующего сечения. По такому принципу выполнялись системы практически всех мировых фирм – *Lovato, Landi Renzo, Vialle*.

Основным достоинством таких систем является возможность совместимости новых, электронно-управляемых систем со старыми, чисто механическими. При разработке новой системы можно оставить без изменения такие узлы, как редуктор, смеситель, запорные газовые и бензиновые клапаны. Однако полноценное функционирование системы становится чрезвычайно зависимым от базовой характеристики, определяемой, как и раньше, формой смесителя.

При грамотной организации проточной части базовая характеристика идет относительно близко к оптимальной, что позволяет относительно тихоходной электронной части «успевать» корректировать состав смеси. При неблагоприятных формах базовых характеристик (монотонное обеднение с ростом расхода воздуха, например) исполнительные органы не успевают проводить электронную коррекцию за малое время переходных процессов при резкой смене нагрузки.

Анализ трех возможных способов дозирования газа – дискретного с помощью ЭМФ, непрерывного под избыточным давлением или эжекционного – показывает, что все они способны с разной степенью точности обеспечивать базовые характеристики дозирования. Однако богатые возможности систем с ЭМФ могут быть снивелированы их высокой сложностью, малым ресурсом или необходимой точностью изготовления. Системы с непрерывной подачей газа под избыточным давлением могли бы занять достойное место в ряду газоподающих систем при условии, что будут исключены технологически прецизионные узлы и обеспечена должная равномерность состава смеси по отдельным цилиндрам. Простоте эжекционного смесителя сопутствуют высокие требования по организации базовой расходной характеристики, а возможные обратные вспышки смеси во впускном тракте накладывают особые условия на использование центральных смесителей на двигателях с разветвленной впускной системой больших объемов.

Второстепенных факторов, нарушающих работу систем, можно привести много. Одни из них более значимы, другие менее, некоторые будут подробнее рассмотрены ниже. В целом, следует заключить, что с дальнейшим ужесточением требований, предъявляемых к газовым двигателям, традиционным механическим эжекционным системам газоподачи в силу их низкой приспособляемости и гибкости придется уступить место электронноуправляемым. Это не исключает, однако, возможность использования в них тех же принципов дозирования. Введение электронного управления с установкой всех первичных датчиков возможно или оправдано не всегда. Часто вести регулирование приходится в условиях ограниченного набора сигналов, главным из которых становится сегодня сигнал кислородного датчика.

4.4 Выбор алгоритма управления составом газовоздушной смеси

Трехкомпонентные нейтрализаторы отработавших газов (ОГ) представляют собой химические реакторы, в которых происходит доокисление «горючих» компонентов (*CO* и *CH*) до нейтральных CO_2 и H_2O и восстановление окислов азота NO_x до чистого азота N_2. Для протекания окислительных реакций необходимо присутствие в ОГ свободного кислорода, для восстановительных реакций требуется наличие некоторого количества *CO*.

Учитывая противоречивость реакций проходящих в нейтрализаторе, эффективное протекание окислительных и восстановительных процессов может проходить только при определенном соотношении реагентов *CO*, *CH* и NO_x. Для этого состав топливовоздушной смеси, приготовляемой смесителем, должен находиться в узком «окне» около стехиометрического состава. Малейшие отклонения состава смеси от α=1 приведут к резкому снижению либо

окислительной, либо восстановительной функции нейтрализатора. При этом степень преобразования исходных компонентов, обычно составляющая около 95%, может резко снизиться либо по *CO* и *CH*, либо по NO_x (рис. 4.13)

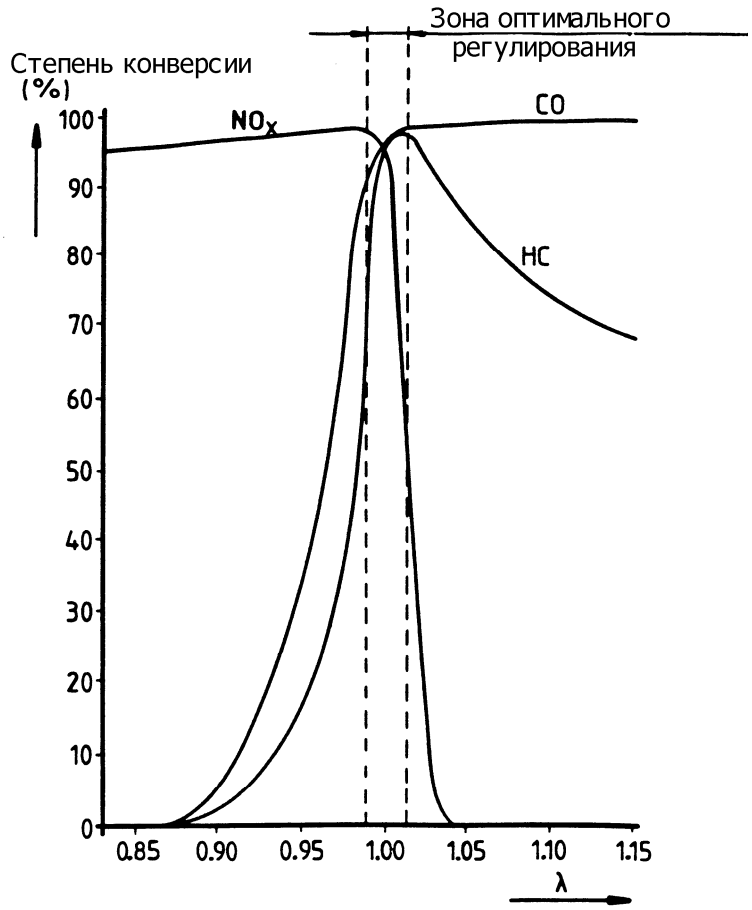


Рисунок 4.13 – Зависимость степени конверсии каталитическим нейтрализатором тройного действия от состава смеси

В этом заключается основное требование со стороны нейтрализатора к двигателю: состав смеси на всех режимах работы должен поддерживаться постоянным на уровне α=1. Использование трехкомпонентного нейтрализатора на двигателе, не выполняющем данное условие, не приведет к существенному снижению токсичности, но может привести к выходу нейтрализатора из строя.

Для слежения за текущим составом смеси используется специальный кислородный датчик (λ-зонд). Он устанавливается в выпускной системе и омывается отработавшими газами. Выходное напряжение на выводах кислородного датчика меняется в зависимости от наличия или отсутствия свободного кислорода в отработавших газах. Конструкция его такова, что при избытке топлива в смеси (при богатой смеси и практическом отсутствии кислорода в отработавших газах) напряжение на выводах составляет около 0,8 В. При недостатке топлива (при бедных смесях) напряжение падает до 0,1…0,2 В. Переход от высокого уровня к низкому происходит в узком

диапазоне составов смеси около α=1, т.е. при том составе, который необходим для максимально эффективной работы нейтрализатора (рис. 4.14).

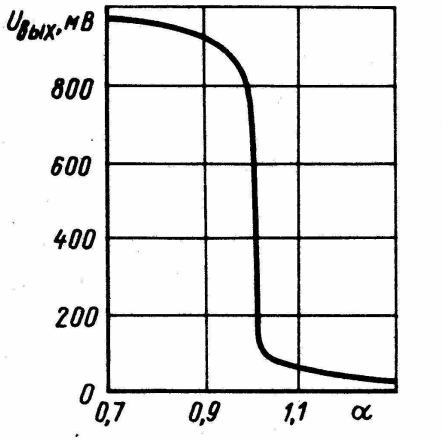


Рисунок 4.14 – Выходная характеристика циркониевого кислородного датчика.

При наличии сигнала от λ-зонда система "знает" текущий состав смеси и может корректировать его. Фактический состав смеси в результате колеблется около величины α=1, находясь максимально близко к ней, чем достигается эффективная работа нейтрализатора.

Если топливовоздушная смесь неоднородна (в одном цилиндре беднее чем в другом), то λ-зонд будет реагировать на появление кислорода в самом бедном цилиндре, вызывая смещение состава смеси во всех цилиндрах. Самый бедный будет иметь α=1, все остальные будут богаче (см. рис.4.15).

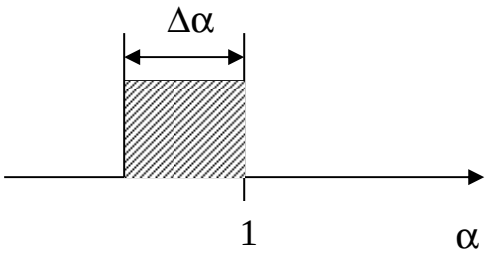


Рисунок 4.15 – Расположение поля неоднородных составов смеси при λ- регулировании

Подобное распределение приведет в целом к богатой смеси, почти не имеющей кислорода для окисления *CO* и *CH*, но прекрасно подходящей для восстановления окислов азота [67].

Этот вариант неоптимален. В силу низкого форсирования рабочего процесса выбросы окислов азота невелики. При этом очень велики выбросы несгоревших углеводородов *CH*. Следовательно, подготовка ОГ для нейтрализатора должна быть сделана, прежде всего, из соображений максимального преобразования углеводородов.

Решить проблему можно только двумя способами: максимально выровняв состав смеси по цилиндрам (сделав поле разбросов узким) или искусственно «сместив» это поле в сторону бедных смесей (рис 4.16).

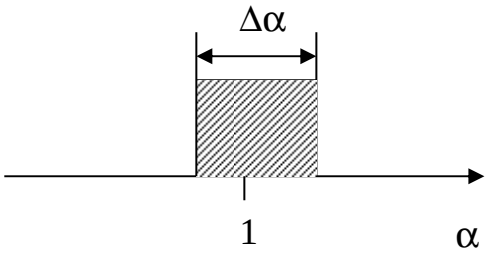


Рисунок 4.16 – Оптимальное расположение поля неоднородных составов смеси при λ- регулировании.

Однородность топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя благоприятно скажется не только на токсичности, но и однозначно повысит мощность и экономичность двигателя за счет снижения потерь, связанных с неполнотой сгорания. Смещение поля составов смеси определит соотношение токсичных компонентов и чистого воздуха в объеме отработавших газов и позволит средний состав смеси разместить в оптимальной точке.

4.5 Проведение сравнительных экспериментальных исследований

Экспериментальные работы по исследованию свойств газовых топлив проводились в лаборатории кафедры «Энергетические установки и тепловые двигатели» Нижегородского государственного технического университета на двигателе ВАЗ 21114. Испытательный стенд *SAK* 670 оборудован электрическим тормозом и необходимым минимумом контрольной аппаратуры. Предварительно были тщательно выверены системы двигателя для организации максимально одинаковых условий для эксперимента.

В качестве топлива использован сжиженный нефтяной газ, получаемый на АГНС города Н.Новгорода. Для оценки потенциальной возможности работать в дальнейшем на сжатом газе определен запас по проходным сечениям.

Массовый расход природного газа (метана) $G_м$ больше такового для сжиженного газа (пропана) $G_п$ во столько раз, во сколько его стехиометрический коэффициент $l_{0м}$ меньше такового для сжиженного газа $l_{0п}$.

$$\frac{G_м}{G_п} = \frac{l_{0п}}{l_{0м}} \quad . \tag{4.3}$$

Массовый расход газа при небольших перепадах давлений, типичных для участков после дозатора и в зоне распылителей, можно считать подчиняющейся упрощенной зависимости:

$$G = \mu F \sqrt{2\rho\Delta p} \quad , \tag{4.4}$$

где μ – коэффициент расхода; F – площадь проходного сечения; ρ – плотность газа; Δp – перепад давлений.

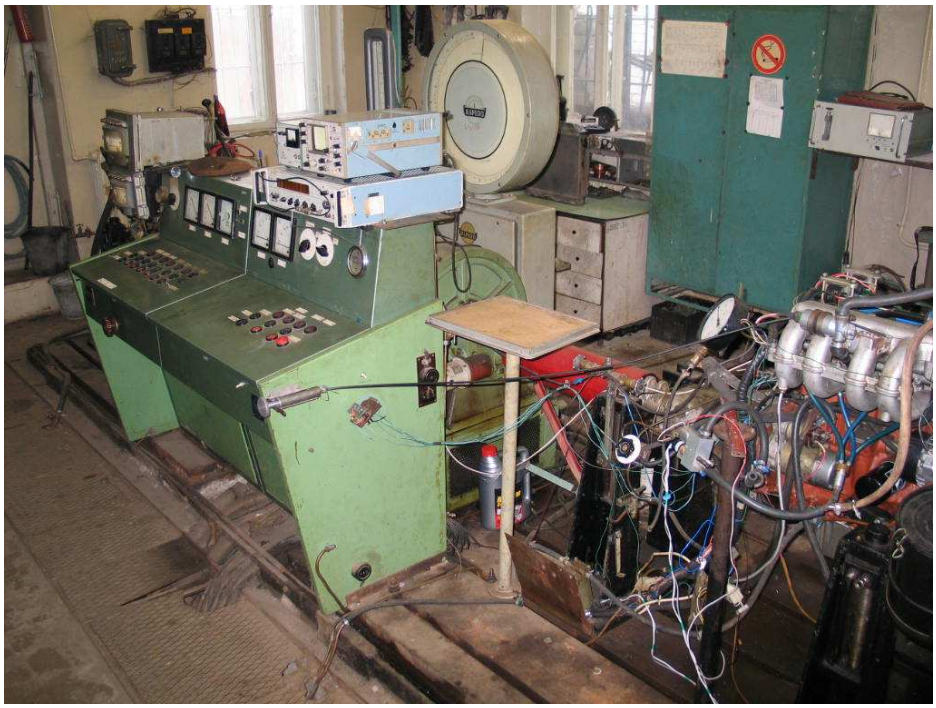


Рисунок 4.17 – Общий вид тормозной установки с двигателем ВАЗ 21114

В результате потребная площадь проходного сечения каналов и распылителей при одинаковых коэффициентах расхода и перепадах давлений для случая природного газа $F_М$ больше, чем для сжиженного $F_П$ в число раз:

$$\frac{F_м}{F_п} = \frac{l_{0п}}{l_{0м}} \sqrt{\frac{\rho_п}{\rho_м}} \quad , \tag{4.5}$$

что составляет примерно в 1,6 раза. На участках, где наблюдается закритический перепад, целесообразно проходные сечения оставить теми же, как и для сжиженного газа, а компенсировать расход за счет иного уровня давлений.

Система охлаждения по образцу прошлогодних испытаний была дополнительно оборудована регулятором давления жидкости, чтобы облегчить работу термостата и исключить перерегулирование по температуре. При первом пуске двигателя штатный датчик кислорода в отработавших газах был отключен. Это отключило систему самоадаптации блока управления по составу смеси и дало возможность вручную выставить уровень давления топлива.

4.5.1. Изыскания смесеобразующей части системы

Непременным условием повышения выходных показателей двигателя выступает организация высокой однородности смеси при равномерном распределении ее по отдельным цилиндрам. В настоящей работе не ставилась цель специального изучения вопросов смешения, однако опыт создания газосмесительных устройств в нашей стране и исследования других авторов [65, 66] позволяет выделить некоторые предпосылки к организации смесеобразующей части системы.

Во всех традиционных механических системах газоподачи с центральным смесителем горючая смесь образуется в газосмесительных устройствах за счет инжекции, молекулярной диффузии и турбулентного перемешивания пассивной газовой струи в спутном активном потоке воздуха. Такой способ внешнего смесеобразования не использует в полной мере всех свойств и состояний горючей смеси для получения еще большей однородности. Заметное увеличение удельных показателей работы двигателя достигается за счет развития сечений впускного тракта, подбора элементов для использования инерционных явлений в газовоздушных потоках, выбора рациональной конструкции каналов.

Оценка качества смешения и равномерности распределения смеси по цилиндрам проводилась с разным расположением точек ввода газа во впускную трубу двигателя ЗМЗ 4062. Расположение точек показано на рисунке 4.18. Подача газа проводилась также и с помощью разных распылителей, вворачиваемых в каналы. В одних случаях это были штуцера с цилиндрическим отверстием, в других штуцера удлинялись трубками так, чтобы выход газа осуществлялся примерно в центре канала, в-третьих – удлиненные штуцера имели несколько отверстий в разных направлениях.

Наилучшим способом сравнения вариантов является получение регулировочных характеристик по составу смеси для одного и того же режима, но с разным расположением точек ввода или разными способами ввода газа. Наиболее удобным в данном случае является способ получения регулировочных характеристик при постоянном расходе газа. В случае постоянства давления газа перед дозатором при закритическом истечении, расход газа зависит только от сечения дозатора, которое можно регулировать вручную. Одна из таких характеристик представлена на рисунке 4.19. Чем выше мощность, достигаемая при некотором составе смеси, и чем беднее эта смесь, тем лучше качество смешения и выше равенство распределения смеси.

Из представленной характеристики видно, что наилучшим вариантом по качеству смешения остается центральный смеситель (при условии, что он правильно спроектирован). Распределенный ввод газа проигрывает всегда. Главную роль играет здесь скорее не точка ввода, а способ ввода газа. Причина плохой равномерности при непрерывной подаче газа, даже в случае максимальной симметрии каналов разветвления, кроется в забросах смеси из канала впускной трубы через распылители в каналы газовые.

Количества газов, забрасываемых в разветвитель, сильно различаются от цилиндра к цилиндру в силу различий в моментах открытия клапанов, температурой газов и т.д. На рисунке 4.18 представлена индикаторная диаграмма, полученная на режиме холостого хода. На ней отмечены моменты открытия клапанов и видно, что в момент перекрытия давление в цилиндре много выше чем во впускной трубе. Происходит заброс остаточных газов из цилиндра на впуск, в том числе в каналы подачи газа. На следующем цикле эти газы вместе с чистым воздухом вновь попадают в цилиндр.

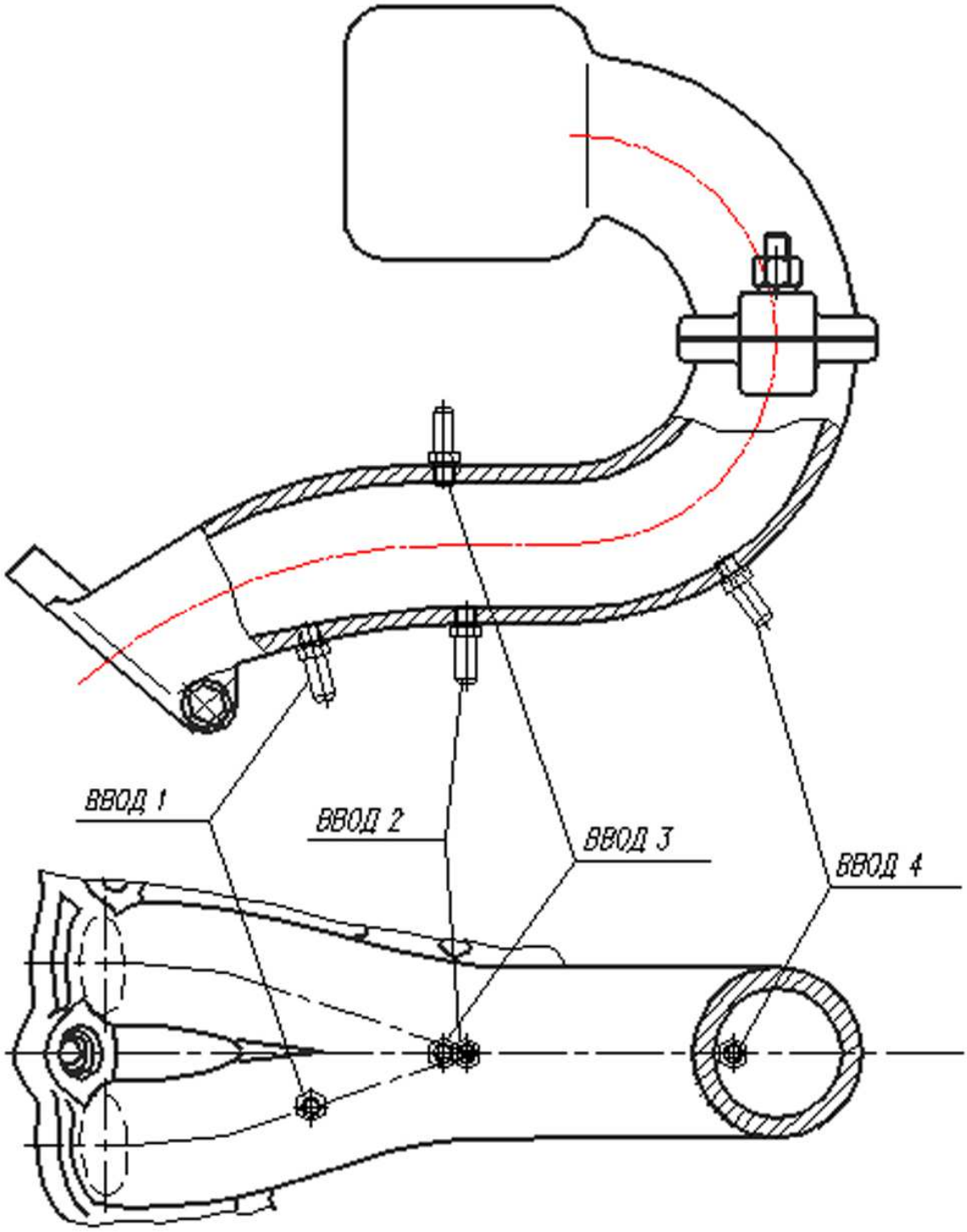


Рисунок 4.18 – Схема вариантов расположения распылителей на впускной трубе

Комплексный анализ позволил выработать подходы к организации распылителей, обеспечивающие высокое качество смешения за счет минимизации доли остаточных газов, забрасываемых в канал.

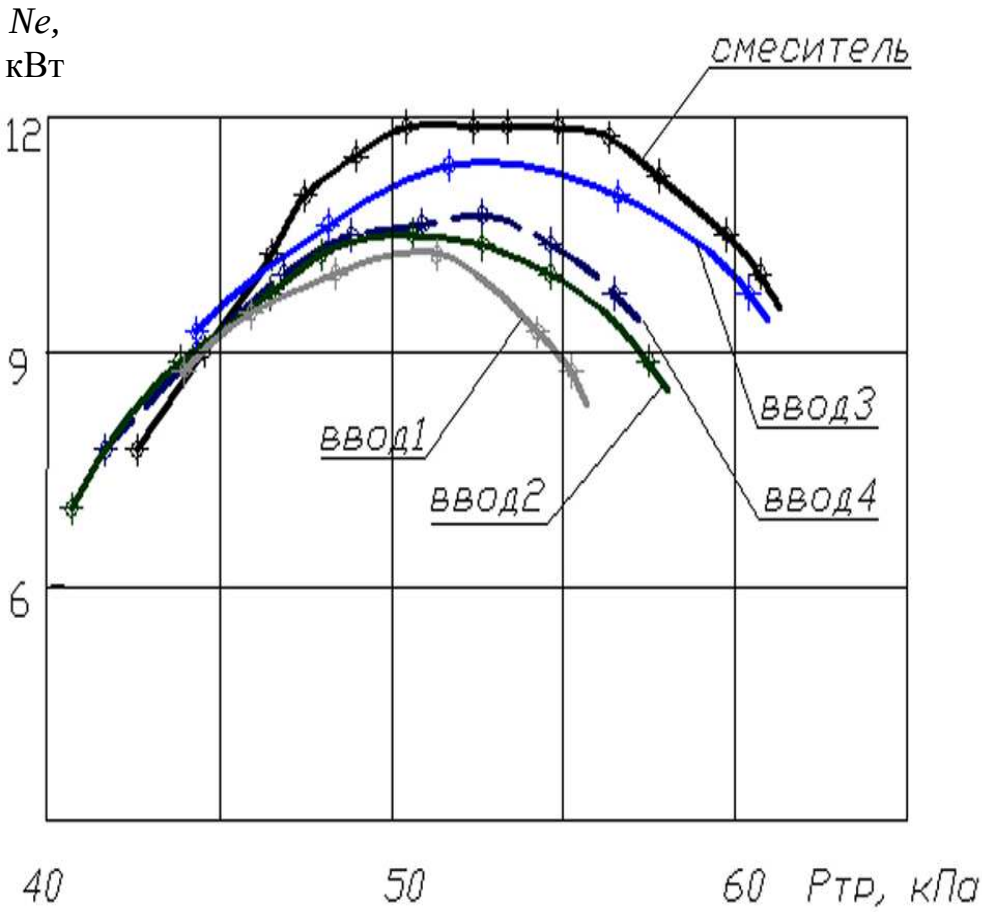


Рисунок 4.19 – Регулировочная характеристика по составу смеси при постоянном расходе газа, снятая для разных вариантов ввода газа:
$G_т$ – const, n=2500 мин$^{-1}$, УОЗ=34° п.к.в., точки ввода в соотв. с рис. 4.16, распылители с одним отверстием.

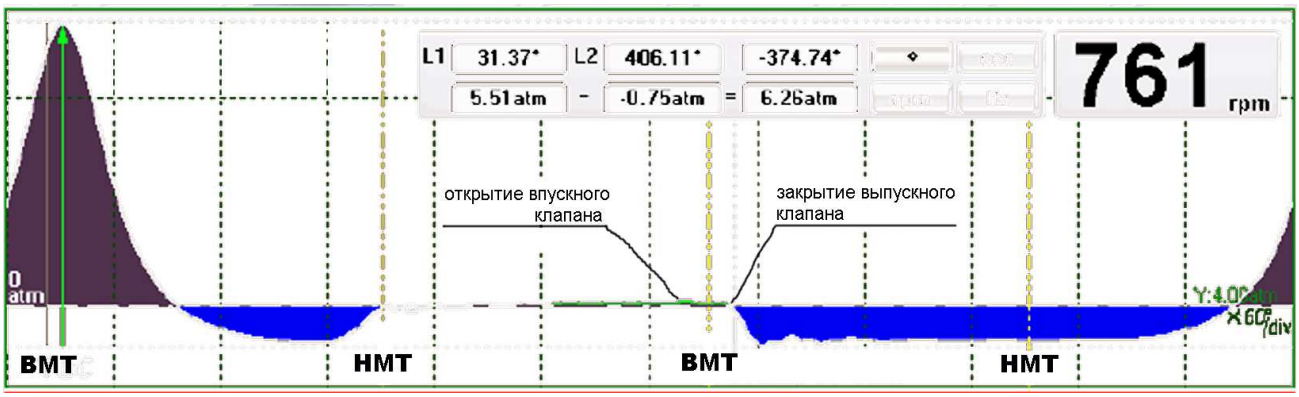


Рисунок 4.20 – Индикаторная диаграмма на режиме холостого хода.

Сравнительно полно оценить и качественную и количественную стороны процесса смешения можно методом анализа проб углеводородов, взятых из свежей смеси, отбираемой непосредственно на моторном стенде быстродействующими газоанализаторами. Однако в предыдущих работах, в частности В.Н. Половинкина, показано, что концентрация углеводородов в каналах впускного тракта обнаруживает четкую взаимосвязь с концентрациями окиси углерода (*CO*) в отводящих каналах выпускного трубопровода двигателя при работе по регулировочным характеристикам в зоне богатых смесей. Абсолютный уровень концентраций *CO* здесь не имеет значения, поскольку определяется регулировкой системы и в некоторых случаях сознательно изменяется для большей наглядности сравнения.

На рисунках 4.21 и 4.22 представлено сравнение разных способов ввода газа во впускную трубу по значениям концентрации *CO* в отдельных цилиндрах. По горизонтали отложен номер цилиндра, а по вертикали – абсолютное отклонение концентрации *CO* от среднего значения.

Чтобы подчеркнуть правильность выбранного направления, в сравнении участвует система распределенного впрыска сжиженного газа через электромагнитные форсунки «Фаворит». Четыре форсунки подают газ в штуцера, ввернутые в каналы впускной трубы, через шланги длиною 120 мм. Электронный блок управления формирует длительность импульса по результату анализа такового для бензиновых форсунок. Для представленного режима холостого хода (рис. 4.21) длительность составляла 5,2 мс, для нагрузочного режима (рис. 4.22) – 9,8 мс.

Конструкция электромагнитной форсунки предусматривает установку после собственно якоря, жиклера, размер которого подбирается по рекомендациям производителя в зависимости от рабочего объема двигателя. В нашем случае установлены жиклеры диаметром 2,5 мм. Полученные результаты по равномерности смеси (рис. 4.21 и 4.22) вызвали подозрение, что жиклеры имеют разброс по сечению – во всех случаях четвертый цилиндр самый бедный. Чтобы исключить подозрения жиклеры были переставлены местами. Результат практически не изменился. Следовательно, причина неидентичности цикловых доз кроется в самой электромагнитной части форсунки. Прежде всего – слишком большое время перелета якоря. Для типичных бензиновых форсунок время перелета 1,5…2,0 мс. и при минимальной длительности импульса впрыска около 4 мс погрешность, определяемая относительным временем перелета невелика. Для газовых форсунок время перелета якоря около 4мс, что делает влияние чрезвычайно существенным.

Распылители, исполнение которых в результате настоящих исследований было определено как самое удачное, имели одно отверстие, немного выступающее в канал и расположенное таким образом, чтобы снизить скорость потока. По сравнению с распылителями Фаворит они несомненно демонстрируют лучшую равномерность состава смеси.

Интересные результаты получены при работе на бензине. Равномерность здесь не идеальная, хуже, чем со смесителем или карбюратором. Проверка проводилась на двух одинаковых двигателях, что исключает погрешности конкретной конструкции.

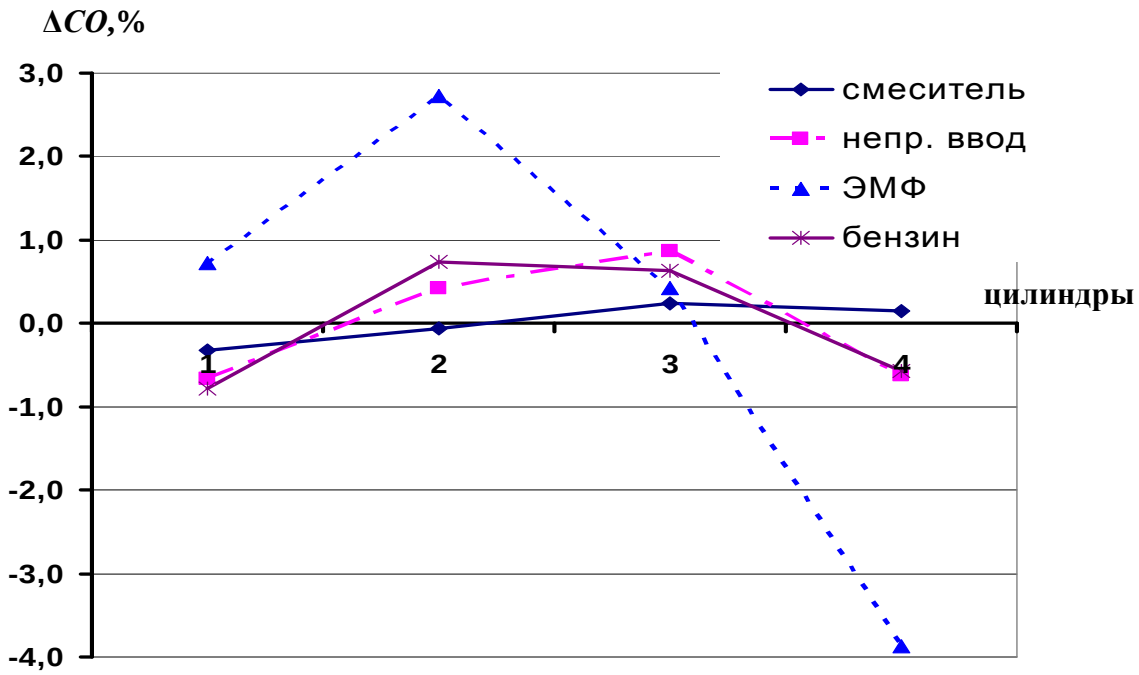


Рисунок 4.21 – Оценка распределения смеси и качества смешения по цилиндрам: ЗМЗ 4062, n=900 мин$^{-1}$, холостой ход, ввод №3

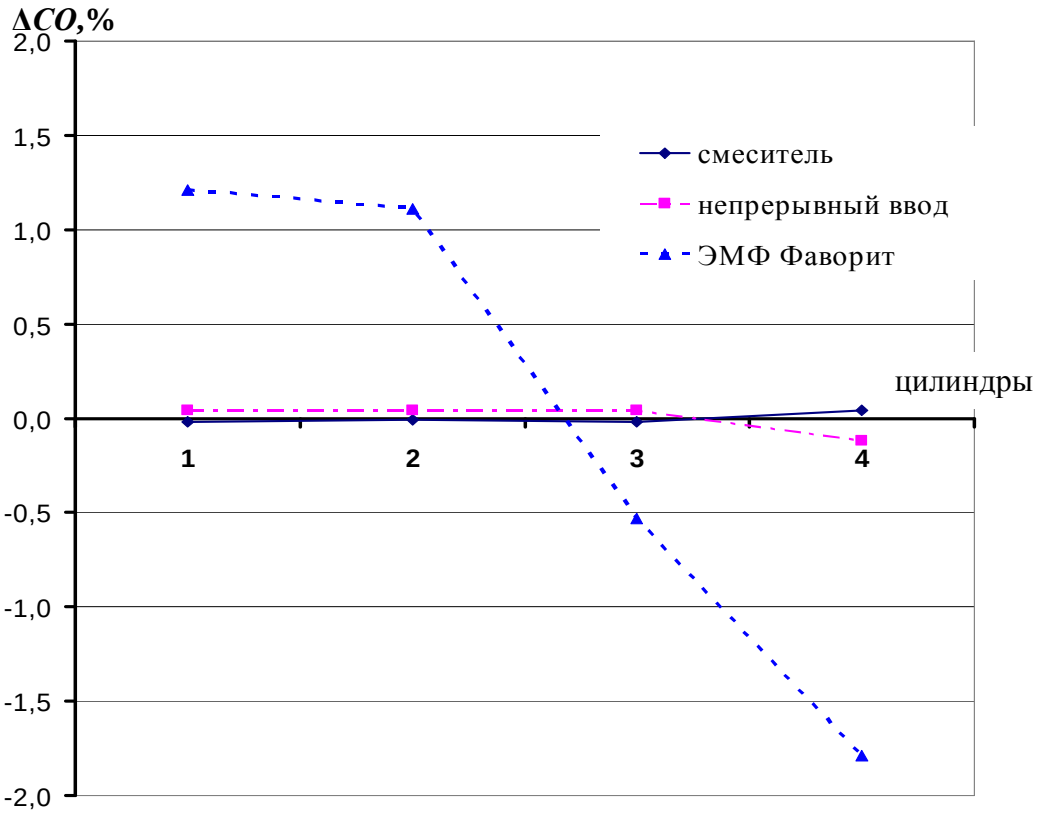


Рисунок 4.22 – Оценка распределения смеси и качества смешения по цилиндрам: ЗМЗ 4062, n=1500 мин$^{-1}$, N_e=15 кВт, ввод №3

4.6 Предложение и обоснование оптимальной системы подачи газа

По оценкам специалистов, внедрение независимого привода клапанов в конструкцию автомобильных двигателей с искровым зажиганием позволит снизить средний расход топлива на 20...25% за счет оптимизации фаз газораспределения, снижения насосных потерь и отключения части цилиндров на малых нагрузках.

На сегодня газовые топлива перестали рассматриваться как заменители бензина. Благоприятные физико-химические свойства горючих газов позволяют успешно решить ряд санитарно-гигиенических и технико-экономических задач. Примером тому служат выпускаемые известными автомобильными заводами модификации автомобилей (*Fiat Multipla, Opel Zafira, Ford Crown Victoria, Volkswagen Caddy*).

Сочетание независимого привода с питанием газом, несомненно, дает мощный синергетический эффект. Известно, что все бензиновые двигатели работают в «компромиссном» режиме для компенсации свойств жидкого топлива. Имеется в виду необходимое обогащение на непрогретых режимах, вызывающее значительное количество несгоревших углеводородов. Так по правилам ЕЭК ООН при испытаниях на токсичность ездовой цикл *ECE R*15 «проезжают» дважды. Первый раз при исходной температуре +20°C (тест тип 1), второй при -7°C (тест тип 6). Нормы на выбросы окиси углерода для бензинового автомобиля повышаются с 2,3 г/км в первом случае до 15 г/км во втором, а несгоревших углеводородов с 0,2 до 1,8 г/км. Автомобили, работающие на газе, от теста типа 6 освобождаются. Можно только предположить, что прирост был бы в пределах 20%. Второй момент – детонация. Для исключения этого опасного режима степени сжатия бензиновых двигателей относительно невысоки, либо на опасных режимах смесь искусственно обогащается, либо используются такие фазы газораспределения, чтобы уменьшить абсолютное количество заряда в цилиндре.

Применение независимого привода клапанов именно за счет максимального наполнения на режимах минимальных частот вращения может дать прирост момента не менее 20%, но при условии, что возникновение детонации будет исключено, например, использованием высокооктановых газов. Общее повышение степени сжатия до 12 единиц повысит эффективность всех режимов настолько, что отличия по термическому КПД газового и дизельного двигателей станут малозаметными. В целом это приведет к повышению экономичности газового автомобиля до уровня близкого к гибридам, при том, что затраты на такое «приближение» будут несопоставимо малы.

Чтобы продолжить данный подход при построении системы подачи газа в ней не должны быть использованы, ставшие уже традиционными, элементы, которые могли бы ограничить какие-либо из оговоренных особенностей. Имеются в виду электромагнитные форсунки для подачи газа.

Эжекционный газовый смеситель всегда отличался, прежде всего, простотой конструкции. При правильной организации потоков центральный смеситель обеспечивает высокое качество газовоздушной смеси, что не всегда гарантируется при распределенном вводе газа во впускную

трубу (системы третьего и четвертого поколения). Центральный смеситель, кроме того, допускает пуск и прогрев двигателя на газе даже при отрицательных температурах окружающего воздуха, причем, не требуя обогащения смеси, как бензин.

Среди недостатков газовых смесителей обычно выделяется большой объем готовой газовоздушной смеси, заполняющей впускную трубу двигателя. При случайном воспламенении такого количества смеси возникает ударная волна, разрушающая элементы впускного тракта. Однако воспламенения такого рода происходят только от переобеднения смеси, т.е. неправильного проектирования самого смесителя. Происходит это чаще при динамическом набросе нагрузки или разгоне двигателя на холостом ходу.

Нельзя утверждать, что результат применения современных подходов к управлению дискретными системами однозначно хуже. В силу пульсирующей картины движения воздуха по впускной трубе и геометрической отдаленности датчика массового расхода воздуха от впускного клапана блоку управления форсунками приходится вести расчет подачи топлива косвенно. По тем же причинам при центральном смесителе первые несколько циклов в цилиндры продолжает поступать готовая газовоздушная смесь, находящаяся в ресивере и впускной трубе. Далее при правильной организации базовой характеристики смесителя не образуется обедненных циклов, что ведет к однозначному и энергичному разгону.

А если принять во внимание все преимущества газового топлива, то экологический и экономический выигрыш обязательно окажется на его стороне. Усилия в развитии забытых систем следует направить на достижение большей точности статического регулирования смеси. Здесь целесообразно применять те же современные алгоритмы нечетких множеств и нейронных сетей, что постепенно внедряются в управление бензиновой топливоподачей.

4.7 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

1. Проведенные исследования позволили пусть и не с полноценным независимым приводом клапанов, проверить возможность использования классического эжекционного смесителя для питания искрового двигателя газовым топливом. Все результаты подтверждают, что применительно к газовым двигателям применение дискретного дозирования с помощью электромагнитных форсунок не является оптимальным.
2. Для использования смесителей в современных схемах газоподачи с электронным управлением необходимо, в первую очередь отработать гидравлическую характеристику смесителя так, чтобы по нагрузочной характеристике обеспечивалась «ровная» характеристика с гарантированным обогащением в зоне полных нагрузок.
3. Смеситель должен обеспечивать высокую однородность газовоздушной смеси. Это может быть достигнуто организацией проточной части внутреннего пространства смесителя. Газовые струи должны при выходе пронизывать весь воздушный поток равномерно и на всю

глубину. Общий объем внутреннего пространства не должен быть защемлен для прохода газа.

4. Электронная коррекция должна обеспечивать симметричное расположение поля составов смеси от всех цилиндров относительно стехиометрии. Это можно обеспечить, во-первых, общей однородностью смеси, выходящей из смесителя, а во-вторых, установкой λ-зонда в точке близкой от наиболее бедного цилиндра.
5. Все результаты использования эжекционных смесителей должны доводиться до студентов соответствующих специальностей, чтобы исключить одностороннюю подачу информации об электромагнитных форсунках, как единственном способе ввода топлива.

4.8 Обобщение и оценка результатов исследования

1. Обеспечить искровому ДВС возможность работать без дроссельной заслонки и приблизить его по эффективности на малых нагрузках к дизельному, можно использованием независимого привода клапанов газораспределения. Это позволит значительно уменьшить потери на газообмен, что в первую очередь снижает эффективность искровых двигателей на частичных нагрузках.
2. Для обеспечения рабочего процесса на различных режимах работы требуется система топливоподачи, удовлетворяющая жестким требованиям по экономичности и токсичности. Дополнительные преимущества в схеме с независимым приводом можно получить, используя в качестве топлива сжиженный или сжатый газ. Если для бензина системы топливоподачи уже устоялись, то для газов такого единства нет, и разработка системы газоподачи представляет собой отдельную задачу.
3. Были проведены исследования разных способов ввода газа в искровой двигатель. Проведенные исследования позволили пусть и не с полноценным независимым приводом клапанов проверить степень соответствия различных систем современным требованиям. Показано, что применение электромагнитных форсунок для ввода газообразного топлива не является оптимальным. Для реализации всех преимуществ газа как топлива целесообразно использовать классический газовый смеситель с электронным управлением. С его помощью можно реализовать все алгоритмы, необходимые для снижения токсичности, гарантировать динамичную и экономичную работу двигателя при минимальной стоимости компонентов.

5. Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением

5.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкции коробок передач и системах их управления

Наиболее массовое распространение в мире, как и в России, получили механические ступенчатые синхронизированные коробки передач с фрикционным сцеплением, обладающие такими положительными качествами, как малый вес и габариты, высокая надежность и ресурс, низкая стоимость, высокие топливно-экономические показатели, простота обслуживания и ремонта.

Исследованию конструкций, выбору основных параметров и систем управления механических коробок передач посвящено большое количество работ.

Исследования в области автоматизации управления ступенчатыми механическими автоматизированными коробками ведутся с конца 50-х годов и нашли отражения в работах С.А. Лаптева и О.Л. Левенстерна [68], В.И. Лапидуса и Ю.А. Хальфана [69], П. Хельда [70], А.П. Недялкова [71].

В 60-х годах прошлого столетия были начаты испытания автомобилей, оснащенных полностью автоматизированными системами управления, описанные в работах А.П. Недялкова [72-76], В.А. Петрова [85], Ю.К. Есеновского-Лашкова и Д.Г. Поляка [86], которые внесли значительный вклад в создание систем автоматического управления ступенчатых коробок передач. В работах А.П. Недялкова впервые рассмотрена специфика процесса синхронизации при использовании пневматического привода, которая заключалась в том, что выравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых элементов протекает при переменном синхронизирующем моменте.

Одной из наиболее значимых работ по коробкам передач середины прошлого века является монография И.И. Дымшица [97], в которой были систематизированы теоретические и экспериментальные сведения по классификации, конструкции, конструированию коробок передач и их испытаниям, проведенным в НАМИ и других организациях. Следует отметить, что изложенные И.И. Дымшицом методики расчетов до сих пор используются крупнейшими автомобильными заводами такими, например, как ООО «ОИЦ» Группы ГАЗ.

На основе выполненных работ в 1970 г. специалистами НАМИ на симпозиуме фирмы «Форд» был сделан доклад о создании полностью автоматического управления механическими коробками передач. В 70-х годах отрабатывались узлы и элементы управления: контролеры (кнопочного, веерного, шагового и схемы Н-Н типов), системы автоматического управления сцеплением различного типа, электромеханические центробежные автоматы переключения передач с неустойчивой характеристикой и т.д. Одновременно совершенствовались коробки передач – создавались новые конструкции малогабаритных энергоемких синхронизаторов и т.д.

Были разработаны и прошли эксплуатационные испытания автомобили МАЗ с 9-ти ступенчатой коробкой передач ЯМЗ-202 с автоматизированным управлением и т.д.

В работах И.С. Цитовича [98], А.И. Гришкевича [99], О.С. Руктешеля [99], и других ученых из Белоруссии, выполненные в это время, представлены отличные от специалистов НАМИ подходы к проектированию коробок передач и систем их управления.

В работе Г.А. Гаспарянца [100] рассмотрены автоматические системы управления трансмиссией, предложены новые законы управления.

В работе И.Н. Успенского [101] рассматриваются законы изменения передаточных отношений трансмиссии, изложены методы определения основных конструктивных параметров коробок передач, приведены детерминированные и вероятностные методы расчета зубчатых передач.

Начиная с 80-х годов, ведущие зарубежные автомобильные фирмы ведут весьма интенсивные автомобильные работы, связанных с решением проблемы автоматизации механических трансмиссий. В настоящее время выпускаются механические коробки передач «Цандрад Фабрик» (ZF, Германия), 12-ти и 18-ти ступенчатые модели «Astronic», фирмой «Вольво» (Швеция) – 12 ступенчатой модели «I-Shift», а также фирмой «Итон» (США) – 12 ступенчатой модели «Twin Splitter».

Алгоритмы работы системы автоматического управления являются «ноу-хау» компаний, поэтому не разглашаются. Объединяет в работе названные системы автоматического управления наличие так называемой «центральной синхронизации», т.е. синхронизации с помощью управления (подгазовки) двигателя и так называемого «двойного включения сцепления». Для успешной работы в автоматическом режиме (из-за повышенных нагрузок при переключении) в этих коробках передач синхронизаторы на низших ступенях основного редуктора заменены муфтами. Вышеназванные коробки передач разработаны специально под автоматическое управление и не допускают возможности работы с другими системами автоматизированного управления, например. механической с сервоусилителем, полуавтоматической и др. В этих случаях эти фирмы выпускают иные конструкции синхронизированных коробок передач.

Активные исследования по автоматизации управления механическими ступенчатыми трансмиссиями автомобилей проводились на кафедре «Автомобили» и в Проблемной НИЛ автомобилей БНТУ. За это время были выполнены работы по автоматизации трансмиссий таких автомобилей, как ЗИЛ-131 (5 ступеней, в том числе и в сцепке из двух автомобилей), МАЗ-54321 (9 ступеней), МАЗ-2000 «Перестройка» (автомобиль модульного типа, 12 ступеней), автобусов ЛиАЗ-42021 и ЛАЗ-4207 (с агрегатами КамАЗ, 5 ступеней), ВАЗ-21083 (5 ступеней) и была начата разработка системы управления трансмиссиями сцепкой в составе двух автомобилей МАЗ-2000 под управлением одним водителем.

В 80-х годах некоторые вопросы управления автоматизированным переключением передач решались с использованием дискретных элементов и малых интегральных схем, затем, с бурным развитием цифровой интегральной электроники, а в особенности микропроцессорной техники, разработка бортовых электронных систем управления автомобилей приняла качественно совершенно новый характер. Применение программных методов при построении управляющих блоков позволило выполнять обработку большого количества информационных сигналов и производить сложные вычисления в цифровом виде. Это дало возможность создавать компактные электронные блоки систем управления, в которых реализуются сложные разветвленные алгоритмы с обработкой больших объемов информации.

Системы автоматического переключения передач с электронными блоками управления, разработанные в БНТУ, прошли стендовые и дорожные испытания, а к 1986 году были созданы и начались дорожные испытания систем автоматизированного управления скоростью движения автомобилей МАЗ, КамАЗ и автобусов ЛАЗ с механическими ступенчатыми трансмиссиями с микропроцессорными блоками управления. Эти системы в процессе стендовых и дорожных испытаний совершенствовались вплоть до 1991 года.

В начале 90-х годов прошлого столетия в работе Ю.М. Захарика и О.С. Руктешеля [102] рассмотрены основные проблемы управления сцеплением, связанные с выбором закона управления сцеплением и обеспечения по заданному закону управления процессе трогания автопоезда с места. В данной работе было установлено, что наиболее перспективными для систем автоматического управления сцеплением большегрузных автопоездов являются исполнительные механизмы электропневматического типа из-за их низкой стоимости, простоты обслуживания, наличия на автопоездах источника давления сжатого воздуха и возможности использования серийных исполнительных пневмоцилиндров сцепления. Также в работе проведены исследования динамики электропневматического привода сцепления большегрузного автопоезда и влияние работы электропневмопривода сцепления на формирование динамических нагрузок в звеньях трансмиссии в процессе трогания автопоезда с места и на плавность разгона автопоезда.

В работе Чжан Фэнтун и А.Д. Черванева [103] рассмотрен выбор законов управления механической ступенчатой трансмиссией автомобиля с дизельным двигателем. В работе анализируются системы автоматического управления трансмиссией, разработанные в НАМИ, БГПА, ЯПИ, МАЗ, КамАЗ, а также разработанные ведущими зарубежными фирмами, такими как BOSCH, ISUZU, NISSAN.

В результате работы получены математическая модель двигателя с двухрежимным регулятором, новые математические модели движения автомобиля с дизельным двигателем и двухрежимным регулятором, исследованы процессы управления автоматической ступенчатой трансмиссией, разработана методика выбора законов управления механической ступенчатой

трансмиссией и определены законы переключения передач для автомобиля с дизельным двигателем и двух режимным регулятором.

В диссертации Данг Минь Чи [104] (научный руководитель д.т.н., проф. О.С. Руктешель) рассматривается оптимизация процесса управления двигателем при автоматическом переключении передач автомобиля. Данными исследователями предложено в качестве оптимизирующих параметров процесса управления двигателем темп срабатывания его исполнительных механизмов, что позволяет решать вопрос синтеза исполнительных механизмов различных типов.

В работах Л.А. Румянцева [105-107] предлагается создание полуавтоматических механических трансмиссий, получивших название «Экотранс». Данная трансмиссия выполнена по схеме «планетарный редуктор с автоматическим переключением – сцепление - ступенчатая коробка передач». В этой схеме редуктор расположен между двигателем и сцеплением. Это позволяет переключать его без разрыва потока мощности. Главное отличие трансмиссии "Экотранс" от обычных трансмиссий состоит в том, что в систему управления планетарным редуктором введены дополнительные сигналы от датчика направления переключения ступени и датчика выключения сцепления, подающего сигнал при полном выключении сцепления и сохраняющего этот сигнал до полного включения сцепления. Такое техническое решение удваивает, по сравнению с числом ступеней коробки передач, управляемой водителем, число передач трансмиссии. При этом благодаря автоматически переключаемому планетарному редуктору в эксплуатации сокращается и требуемое число переключений в коробке передач. Поэтому, Л.А. Румянцев считает, что это и есть экономичная и экологичная трансмиссия (Патент РФ № 2077997).

По своей сущности трансмиссия «Экотранс» – механический вариант диапазонной передачи. Но, она проще, компактнее и технологичнее, чем диапазонная гидропередача, в ней меньше потери мощности. Планетарная передача «Экотранс» лучше, чем гидротрансформатор, осуществляет деление между ступенями коробки передач в зоне, близкой к максимальной мощности двигателя; ее момент инерции в заблокированном состоянии в 1,5 раза меньше момента инерции гидротрансформатора ДГП-390 на режиме блокировки; при быстром переключении на понижающие ступени в коробке передач максимально возможные динамические нагрузки у нее на 60 % ниже, чем в ДГП, так как сцепление "Экотранс" имеет меньший коэффициент запаса. Недостатком данной трансмиссии является сложность выполнения сцепления и планетарного редуктора, расположенного перед сцеплением.

В работах Ю.К. Есеновского-Лашкого и Д.К. Поляка [88, 91, 93] рассматривается универсальная электровакуумная система автоматического управления сцеплением включающая электроуправляемые механизмы сервопереключения стандартных коробок передач,

обеспечивающие переключение передач без силового воздействия водителя на органы управления; сервомеханизм автоматического управления подачей топлива в процессе переключения передач, исключающий необходимость менять в этот период степень воздействия на привод подачи топлива.

В работах В.П. Тарасика и С.А. Рынкевича [108-110], рассматриваются тенденции развития трансмиссий гидромеханических трансмиссий. В статьях отмечается, что в автоматизации управления трансмиссиями наметилось новое направление – постепенное освоение интеллектуальных систем, которые уже делают «Бош» (Германия), «Тойота», «Нисан» (Япония), «Дженерал Моторс» (США) и другие. На ботовые компьютеры и микропроцессорные системы управления они помимо традиционных для этих устройств функций (управление, контроль, защита и диагностика) возлагают и дополнительные, облегчающие интеллектуальный труд оператора (принятие быстрых и правильных решений в сложной обстановке, мгновенное реагирование на любые изменения внешних воздействий, непрерывный анализ и оценка дорожных условий, прогнозирование и предотвращение экстремальных и непредвиденных ситуаций, выдача советов и рекомендаций по оптимальному управлению транспортным средством. В работах [108-110] большое внимание уделяется рассмотрению последовательности разработки интеллектуальных систем управления трансмиссией и синтеза их алгоритмов, при этом авторы выделяются четыре иерархических уровня.

В диссертации Д.Н. Гусакова [111] (научный руководитель д.т.н., проф. С.В. Бахмутов) представлена методика оптимизации законов управления автоматической трансмиссией полноприводного автомобиля по ряду эксплуатационных показателей, в качестве которых использовались показатели проходимости, устойчивости и управляемости.

В работах А.Е. Кроппа и других [112-118] рассмотрены методы создания бесступенчатых импульсных трансмиссий, приведены схемы силовых агрегатов с импульсным вариатором, законы автоматического управления трансмиссией.

В диссертации А.Н. Блохина [119] (научный руководитель к.т.н., проф. С.М. Кудрявцев) рассматривалась методика выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии, т.е. коробок передач и главной передачи, которая позволяет улучшить тягово-скоростные и топливно-экономические показатели и может использоваться при создании новых ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением.

Автоматизации управления агрегатами автомобилей посвящена монография О.И. Гируцкого, Ю.К. Есеновского-Лашкова, Д.Г. Поляка [120]. В ней обобщены данные литературных публикаций по различным автомобильным электронным системам управления, описаны отечественные оригинальные разработки систем аналогичного целевого назначения, подробно

рассмотрены вопросы автоматического управления сцеплением, гидромеханическими передачами и механическими трансмиссиями.

В настоящее время отечественное автомобилестроение продолжает использовать коробки передач с техническим уровнем 60-70-х годов устаревшими конструкторскими решениями таких основных узлов механических коробок передач как синхронизаторы, планетарные синхронизированные демультипликаторы, а также механизмы и системы управления, что в частности приводит к увеличенным внутренним потерям, завышенным габаритным и весовым показателям.

В 2003 г. коллективом НАМИ была разработана и изготовлена 16-ти ступенчатая коробка передач Т20S16 с полуавтоматическим электропневматическим управлением, главным идеологом который являлся к.т.н., старший научный сотрудник А.П. Недялков. По результатам данных исследований опубликовано ряд работ [77-84, 121-122]. Предлагаемое концептуальное отличие заключается в том, что коробка передач должна быть универсальной для любой системы управления и может выпускаться в любой из необходимых модификаций конструкций. Можно констатировать, что отработанного отечественного алгоритма автоматической системы управления многоступенчатой коробкой передач, реализованной в серийных агрегатах не существует. Новые конструкторские решения позволяют существенно упростить целый ряд узлов. повысить прочность и долговечность агрегата, при этом обеспечить за счет оптимальных схем управления и плотного ряда передаточных чисел резкое сокращение времени переключения передач, что позволит исключить демультипликатор в раздаточной коробке для автомобилей 4х4 и 6х6 проходимости, что существенно упростит экономические показатели автомобиля, а сочетании с автоматическим управлением позволит достигнуть наивысших эксплуатационных показателей в сравнении с иными типами трансмиссий.

Решение проблем в создании систем управления эффективных малогабаритных многоступенчатых коробок передач и поставленных задач стало возможным, благодаря разработке принципиально новых конструкторских решений, позволяющих резко снизить внутренние потери в коробках передач при одновременном упрощении их конструкций.

Опыт коллектива НАМИ по созданию автоматизированных автоматических трансмиссий на базе ступенчатых, механических, синхронизированных коробок передач в сочетании с микропроцессорными системами позволит реализовать алгоритмы автоматического управления многоступенчатых коробок передач, обеспечивающих высокие динамические и экономические показатели работы автомобиля в самых разнообразных условиях эксплуатации. Аналитические разработки и исследования позволят максимально ускорить процесс переключения передач, доведя его практически к переключению без разрыва потока мощности, что позволит существенно

расширить зону применения механических коробок передач, в том числе и для автомобилей «двойного назначения».

Заключение по разделу 5.1

Анализ работ посвященных тенденциям развития современных механических коробок передач позволит выделить следующие направления:

1. Увеличение плотности ряда передаточных чисел на всем диапазоне коробки передач, что, прежде всего, имеет место в коробках передач автомобилей большой и особо большой грузоподъемности. Уменьшение интервалов ступеней до оптимальных значений обеспечивает:

- лучшее использование мощности двигателя, что сказывается на повышении тяговых, разгонных и топливно-экономических показателей и, в конечном итоге, способствует повышению производительности автомобиля при тех же удельных мощностях;

- уменьшение работы буксования сцепления, синхронизаторов, а также уменьшение динамических нагрузок в трансмиссии, что в целом способствует повышению надежности и долговечности всех узлов и агрегатов трансмиссии;

-уменьшение времени переключения передач, что дополнительно способствует повышению разгонных качеств автомобиля и, следовательно, повышению его производительности.

Так, например, при уменьшении интервала ступеней с 1,8 до 1,35 средняя используемая мощность увеличивается на 8-13% при одновременном уменьшении работы буксования при переключении передач в 1,9 раза.

2. Увеличение диапазона передаточных чисел, определяющего предельные тяговые и скоростные показатели автомобиля, позволяет повышать тяговые качества автомобиля или автопоезда и одновременно уменьшать работу буксования сцепления, тем самым повысить надежность и долговечность его работы.

Увеличение диапазона передаточных чисел позволит лучше загрузить двигатель, снижая его оборотность, что позволяет улучшить топливную экономичность, уменьшить его шумность и одновременно повысить ресурс двигателя за счет снижения оборотов двигателя на 1 км пути. Увеличение диапазона трансмиссии даст особенно большой эффект при значительной по времени и пути работе транспортного средства с частичной нагрузкой на хорошем дорожном покрытии.

Сочетание широкого диапазона с плотным рядом передаточных чисел позволяет выбрать наиболее оптимальный режим загрузки двигателя и работает в зоне, близкой к минимальному расходу топлива.

На легковых автомобилях диапазон передаточных чисел вырос с 3,2-3,6 до 4,5-5,0 и с дальнейшим увеличением числа передач (которое будет доведено в ближайшие годы до 6)

диапазон возрастет до 5,5-6,0, что позволит существенно повысить максимальные скорости легковых автомобилей.

На грузовых автомобилях и автопоездах диапазон передаточных чисел за последние два десятилетия возрос с 7-8 до 10-17 при увеличении числа передач с 5 до 10-16, при этом имеется ярко выраженная тенденция к возрастанию применения многоступенчатых коробок передач.

3. Применение новых конструктивных схем коробок передач и, в первую очередь, многоступенчатых коробок передач, позволяющих при сравнительно малом числе шестерен, за счет установки дополнительных приводных пар перед основным редуктором или планетарных синхронизированных демультипликаторов, устанавливаемых за основным редуктором, либо за счет применения так называемых комбинированных схем, включающих в себя как передний делитель, так и задний планетарный демультипликатор, позволяющих обеспечить требуемое число передач.

Коробка передач, выполненная по комбинированной схеме, позволяет обеспечить минимальные весовые, габаритные показатели и иметь высокий к.п.д. Коробки передач, выполненные по этой схеме, производятся в Германии, Швеции, Франции, США, России.

Многоступенчатые коробки передач с задним планетарным синхронизированным демультипликатором обладают наибольшей несущей способностью, что и обеспечивает работу с крутящими моментами двигателей до 2700 Н.м и мощностью 500 кВт. Практически в настоящее время и в перспективе эта схема является единственной, позволяющей обеспечить широкий диапазон передаточных чисел - до 18.

4. Применение новых конструкций малогабаритных энергоемких муфтовых синхронизаторов, отличительной особенностью которых являются:

- увеличенная долговечность при одновременном уменьшении осевых размеров, что позволяет выполнить коробку передач в минимальных осевых габаритах;

- использование молибденированных конусов трения синхронизатора, что в 5-10 раз повышает долговечность работы по сравнению с лучшими марками латуни и бронзы;

- полная ремонтопригодность по каждой из деталей синхронизатора (зубчатый венец, муфта, блокирующее кольцо), что исключительно важно для эксплуатации. Производимые в России пальчиковые и обоймовые синхронизаторы, полностью неремонтопригодные по всем деталям, резко удорожают стоимость ремонта коробки передач и приводят к повышенному расходу металла;

- нечувствительность к крутильным колебаниям и динамическим нагрузкам, в то время как обоймовый и пальчиковый синхронизаторы резко снижают свою долговечность при наличии вышеуказанных факторов;

- применение двухконусных муфтовых синхронизаторов, двукратно повышающих несущую способность.

5. Тенденция установки шестерен на валах на игольчатых подшипниках в сепараторах, что позволяет существенно повысить скоростной режим работы коробки передач, а также улучшить центрирование шестерен на валах. Данное конструктивное решение в сочетании со смазкой под давлением, что особенно необходимо для высоконагруженных коробок передач, обеспечивает гарантированно надежную работу этого узла.

6. Все возрастающее применение автоматизированного управления сцеплением и переключением передач. Практически все известные фирмы, как, например, «Цанрад Фабрик», «Вольво», «Мерседес-Бенц», «Скания», «Рено», «Итон» и др. устанавливают в виде штатного или по требованию заказчика автоматизированное электропневматическое управление коробками передач. При этом, как правило, это управление в первую очередь предназначено для применения на многоступенчатых коробках передач. Применение автоматизированного управления обеспечивает:

- облегчение и упрощение управления;

- уменьшение в 1,5-2 раза времени переключения передач и, соответственно, улучшение разгонных качеств автомобиля;

- улучшение компоновочных возможностей автомобиля;

- повышение экономичности автомобиля за счет автоматического оптимального выбора момента переключения;

- значительное повышение ресурса работы синхронизаторов за счет уменьшения динамических нагрузок на конусах синхронизаторов.

7. Определилась тенденция резкого повышения крутящих моментов двигателей при одновременном значительном возрастании требований к коробкам передач по ресурсу. Буквально за 15-лет крутящие моменты двигателей на автопоездах и тяжелых самосвалах возросли с 1200-1400 Н.м до 1800-2700 Н.м, а требования по ресурсу для коробок передач автопоездов практически возросли на порядок: американские фирмы называют гарантийный пробег коробок передач в пределах 800-1200 тыс. миль. Получается фактически, что величина пробега, которая еще несколько лет назад рекламировалась как ресурс, теперь регламентируется в качестве гарантийного пробега. При этом необходимо учитывать тот факт, что величины крутящих моментов двигателей значительно возросли. Требование увеличения ресурса определяется экономической целесообразностью, так как выход из строя агрегата и обусловленная этим стоимость простоя автомобиля или автопоезда значительно превосходит затраты, связанные с созданием не просто надежного, а гарантированно надежного долговечного агрегата.

Создание таких агрегатов требует весьма большого объема экспериментальных работ, связанных с предельной оптимизацией каждого из элементов коробки передач.

Возрастающие требования по ресурсу трансмиссионных агрегатов для тяжелых автопоездов играют не последнюю роль и в экологическом плане, так как утилизация двух-трех агрегатов до списания автомобиля требует дополнительной затраты энергоресурсов.

Таким образом, как в плане ресурсосбережения, так и улучшения экологической обстановки и повышения производительности автотранспорта экономически целесообразно увеличивать ресурс агрегатов, предназначенный для грузовых автомобилей, автобусов и, особенно, для тяжелых автопоездов, которые имеют большие годовые пробеги.

5.2 Проведение патентных исследований по ГОСТ 15.011-96

Результаты патентных исследований по направлению «Трансмиссия автомобиля с мехатронной системой управления» представлены в отчете о патентных исследованиях.

5.3 Разработка общей методики проведения исследования

На данном этапе НИР проводятся следующие теоретические исследования, для реализации которых используются методы аналитической механики, численные методы решения систем нелинейных уравнений и разнообразные методы математического моделирования:

– разработка общих – принципов выбора передаточных чисел многоступенчатых коробок передач;

– разработка аналитического аппарата для расчета процессов синхронизации в коробках передач при переменном давлении в полости силового цилиндра;

– математическое моделирование процесса переключения передач с целью определения действительного интервала ступеней трансмиссии в зависимости от условий движения и кинематических параметров трансмиссии. Математическое моделирование переходных процессов при переключении передач;

– разработка оценочных критериев по изгибной и контактной напряженности передач;

– исследование с помощью оценочных критериев по изгибной и контактной напряженности многоступенчатых коробок передач с экстраполированием в параметры сравнительной долговечности коробки передач.

5.4 Разработка общих принципов выбора передаточных чисел многоступенчатых коробок передач

Большинство современных методик ориентированно на улучшение показателей определенного класса свойств, например, только тягово-скоростных или только топливной экономичности. Исходными данными для расчета по этим методикам являются: абсолютный скоростной диапазон – максимальная V_{amax} и минимально-устойчивая V_{amin} скорости движения автомобилей; максимальное дорожное сопротивление на первой ψ_{max} и высшей передачах $\psi_в$; относительный скоростной диапазон $D_v = V_{amax} / V_{amin}$; параметры внешней скоростной характеристики двигателя; снаряженная и полная масса автомобиля и ее распределение по осям; размер шин.

Для автомобилей выполненных по схеме сцепление – многоступенчатая коробка передач - раздаточная коробка – карданные передачи – главные передачи, первоначально определяется передаточное число главной передачи. Существуют два принципиальных подхода к выбору передаточного числа главной передачи, когда максимальная скорость автомобиля достигается на высшей передаче, и когда – на предшествующей, а высшая используется для уменьшения расхода топлива при движении ненагруженного автомобиля:

$$U_0 = 0{,}377 \cdot r_k \cdot n_{ev} / (U_k \cdot U_{рв} \cdot V_{amax}), \qquad (5.1)$$

где n_{ev} – обороты двигателя при максимальной скорости; U_k и U_p - кинематические передаточные числа соответственно высшей (предшествующей) передачи коробки передач и высшей передачи в раздаточной коробке.

Мощность двигателя P_{ev}, кВт, необходимая для движения автомобиля со скоростью V_{amax} определяется по формуле:

$$P_{ev} = \left(\psi_V \cdot G_a + 0{,}5 \cdot C_x \cdot \rho_в \cdot A_в \cdot V_{a\max}^2 / 3{,}6^2\right) \cdot \frac{V_{a\max}}{3{,}6 \cdot 10^3 \cdot \eta_{тр}}, \qquad (5.2)$$

где ψ_V – суммарный коэффициент дорожного сопротивления движению автомобиля со скоростью V_{amax}, км/ч.

Потребная мощность не должна быть больше эффективной, которую должен развить двигатель (с учетом затрат энергии на привод вспомогательных агрегатов). Выбор параметров механических многоступенчатых коробок передач начинается с определения кинематического передаточного числа первой передачи, вычисляемого по уравнению:

$$U_{k1} = \psi_{max} \cdot G_a \cdot r_д / (M_{emax} \cdot U_{рн} \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}), \qquad (5.3)$$

где $U_{рн}$ – кинематическое передаточное число раздаточной коробки на низшей передаче; $r_д$ – динамический радиус колеса.

Максимальная величина суммарного дорожного сопротивления принимается $\psi_{max} = 0{,}3 \ldots 0{,}5$.

Для грузовых автомобилей и тяговых машин U_{k1} определяют из условия полно использования силы сцепления ведущих колес дорогой

$$U_{k1\varphi} = \frac{\varphi_x \cdot m_{сц} \cdot g \cdot r_д}{M_{e\max} \cdot U_{рн} \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}}, \quad (5.4)$$

где φ_x – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой, φ_x = 0,6…0,8; $m_{сц}$ – сцепной вес автомобиля. Для полноприводного автомобиля $m_{сц} = m_a$, для автомобиля с задними ведущими колесами $m_{сц} = m_{R2}\, m_{a2}$, с передними колесами $m_{сц} = m_{R1}\, m_{a1}$. В этих выражениях m_{a1} и m_{a2} – часть полной массы автомобиля, приходящаяся соответственно на переднюю и заднюю ось; m_{R1} и m_{R2} – коэффициенты изменения нормальных реакций. При разгоне на низшей передаче в трансмиссии принимают m_{R1} = 0,8…0,9; m_{R2} = 1,1…1,3.

Условием отсутствия буксования колес служит неравенство $U_{трmax} < U_{тр\varphi}$.

Кинематическое передаточное число U_{k1V} машин, предназначенных для выполнения технологических операций (например, посадки рассады), находится из условия обеспечения ползучих скоростей порядка V_{amin} = 0,65…1,1 км/ч по уравнению:

$$U_{k1V} = \frac{0{,}377 \cdot r_к \cdot n_{e\min}}{V_{a\min}}, \quad (5.5)$$

где n_{emin} – минимально устойчивые рабочие обороты двигателя, об/мин.

Многоступенчатые коробки передач в настоящее время выполняются по комбинированным схемам, включающим базовую коробку передач и дополнительные коробки, которые могут устанавливаться как перед базовой коробкой передач, так и после нее.

Дополнительную коробку, которая устанавливается перед базовой коробкой, называют делителем, а, которая устанавливается после – демультипликатором.

Рассмотрим методы определения передаточных чисел промежуточных ступеней базовой коробки, а также передаточных чисел делителя и демультипликатора.

Определение передаточных чисел базовой коробки передач на промежуточных передачах U_{km} производится по одному из следующих методов:

1) геометрическому ряду;

2) гармоническому ряду;

3) арифметическому ряду.

В основу первого метода положено условие постоянство скоростного интервала двигателя ($\omega_{e1} - \omega_{e2}$), используемого при разгоне на различных передачах (рисунок 5.1). Соблюдение этого условия (пренебрегая снижением скорости при переключении) обеспечивает равенство скоростей движения в конце разгона на данной передаче и в начале на последующей.

Анализ указанного условия приводит к соотношениям:

$$\frac{U_{к1}}{U_{к2}} = \frac{U_{к2}}{U_{к3}} = ... = \frac{U_{к(m-1)}}{U_{кm}} = ... = \frac{U_{к(n-1)}}{U_{кn}} = \frac{\omega_{e2}}{\omega_{e1}} = q\,. \qquad (5.6)$$

Данный ряд представляет собой геометрическую прогрессию с показателем q. Уравнение для определения передаточного числа промежуточной передачи можно представить в общем виде:

$$U_{кm} = \frac{U_{к1}}{q^{m-1}}, \qquad (5.7)$$

где m – порядковый номер передачи.

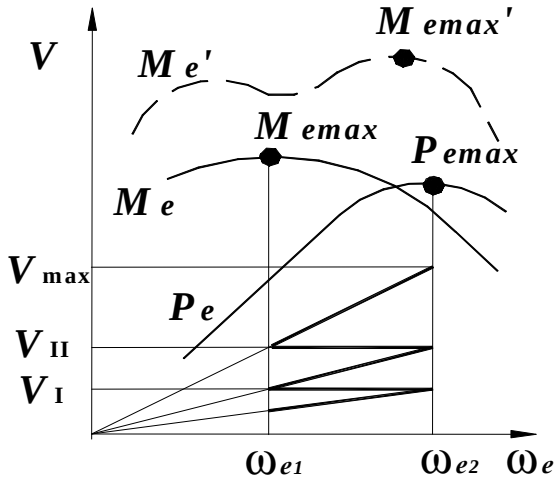


Рисунок 5.1 – Геометрический ряд передаточных чисел

Если известен относительный диапазон кинематических передаточных чисел $d = U_{к1} / U_{кn}$ и число ступеней n, то показатель q можно определить по уравнению:

$$q = \sqrt[n-1]{d}\,. \qquad (5.8)$$

где q – кинематический интервал передач базовой коробки (знаменатель прогрессии).

Тогда передаточное число промежуточной передачи можно записать:

$$U_{кm} = \sqrt[n-1]{U_{к1}^{\,n-m} U_{кn}^{\,m-1}} \text{ или } U_{кm} = \frac{U_{k1}}{\sqrt[n-1]{d^{\,m-1}}}\,. \qquad (5.9)$$

По параметрам d и q можно найти число ступеней: $n = 1 + \ln d / \ln q$. При этом величину n необходимо округлить до ближайшего целого числа.

На автомобилях, движущихся по дорогам с малым сопротивлением и при значительной удельной мощности двигателя, а также с учетом, что при переключении передач может произойти снижение скорости движения автомобиля, целесообразно сближать передаточные числа высших передач (лучшее использование мощность двигателя):

$U_{к1}/ U_{к2} \geq U_{к2}/ U_{к3} \geq U_{к1}/ U_{к2} \geq \ldots. \geq U_{кn-1}/ U_{кn}$, т.е.

$$U_{кт} = \gamma \sqrt[n-1]{U_{к1}^{\,n-m} U_{кп}^{\,m-1}} \text{ или } U_{кт} = \gamma \frac{U_{k1}}{\sqrt[n-1]{d^{\,m-1}}}, \qquad (5.10)$$

где $\gamma = 0{,}8\ldots0{,}9$ [48].

Э.И. Наркевич [123] считает, что плотность низших ступеней нужно принимать равной коэффициенту приспособляемости по частоте вращения, а плотность высших ступеней – из условия обеспечения работы двигателя в районе минимального удельного расхода топлива g_{emin}.

Однако в настоящее время достаточно много бензиновых и дизельных двигателей, у которых на внешней скоростной характеристики (ВСХ) момента можно выделить два явно выраженных экстремума, при чем второй, максимальный из них, может находится при оборотах, близких к оборотам при максимальной мощности (рисунок 5.2), поэтому коэффициент приспособляемости по частоте вращения становится чуть больше единицы, что существенно затрудняет выбор диапазона изменения угловых скоростей и плотности низших ступеней.

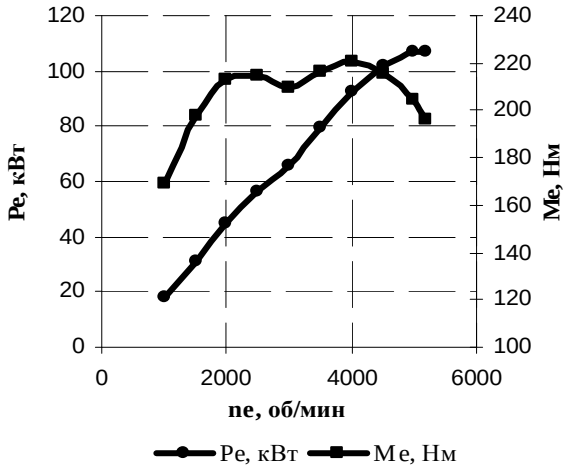


Рисунок 5.2 – ВСХ двигателя ЗМЗ-40522

В основу второго метода положено построение передаточных чисел промежуточных ступеней базовой коробки передач по гармоническому ряду, т.е. таким образом, чтобы интервалы максимальных скоростей V_{amaxi} автомобилей были бы одинаковыми при движении на соседних передачах (рисунок 5.3):

$$V_{amax2} - V_{amax1} = V_{amax3} - V_{amax4} = \ldots$$

После подстановки в это выражение зависимости $V_{amaxi} = f(U_{кт})$ и упрощений получим гармонический ряд:

$$\frac{1}{U_{к2}} - \frac{1}{U_{к1}} = \frac{1}{U_{к3}} - \frac{1}{U_{к2}} = \ldots = \frac{1}{U_{кп}} - \frac{1}{U_{к(n-1)}} = q = Const\,. \qquad (5.11)$$

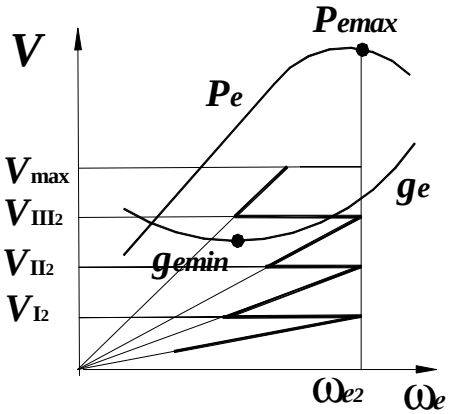


Рисунок 5.3 – Гармонический ряд передаточных чисел

Обобщенное уравнение для определения $U_{кm}$ по данному методу может быть представлено в виде:

$$U_{кm} = \frac{U_{k1} \cdot (n-1)}{d(m-1)+n-m}. \qquad (5.12)$$

Передаточные числа $U_{кm}$ подобранные по второму методу способствуют сужению на высших передачах скоростного диапазона работы двигателя. Это вызывает повышение средней эффективной мощности двигателя, используемой при разгоне автомобиля.

А.А. Токарев в работе [124] этот ряд передаточных чисел называет гиперболическим, поскольку он основан на законе изменения передаточных чисел идеальной (бесступенчатой) трансмиссии по равносторонней гиперболе.

В основу третьего метода, т.е. выбора передаточных чисел по арифметическому ряду положено условие равенства разности максимальных тяговых сил F_{Tmaxi} на соседних передачах:

$$F_{Tmax1} - F_{Tmax2} = F_{Tmax2} - F_{Tmax3} = \ldots$$

После замены $F_{Tmaxi} = f(U_{кm})$ и соответствующих преобразований получится:

$$U_{к1} - U_{к2} = U_{к2} - U_{к3} = \ldots = U_{к(n-1)} - U_{кn} = q = Const. \qquad (5.13)$$

Для удобства выполнения расчетов используют формулу:

$$U_{km} = U_{k1} \cdot \frac{d(n-m)+m-1}{d(n-1)}. \qquad (5.14)$$

При подборе по третьему методу скоростной диапазон двигателя на высших передачах будет расширяться, а средняя эффективная мощность во время разгона автомобиля уменьшаться.

В работе [125] на основе анализа показано, что на большей части европейский и японских автомобилей передаточные числа базовых коробок передач соответствуют гармоническому ряду. На ряде японских, немецких и итальянских автомобилей передаточные числа промежуточных передач представляют собой средние арифметические значения гармонического и

геометрического рядов. Результаты анализа, кроме того, свидетельствуют, что геометрический ряд передаточных чисел базовых коробок передач на европейских и японских автомобилях в чистой виде не применяется.

Демультипликаторы применяют при необходимости получения большого диапазона передаточных чисел коробки. Обычно диапазон передаточных чисел демультипликатора $d_{демул}$ шире диапазона базовой коробки передач:

$$d_{демул} = (k-1)\cdot q^{n}, \qquad (5.15)$$

где k – число ступеней демультипликатора, n – число передач базовой коробки.

Следует отметить, что по статистическим данным большинство демультипликаторов многоступенчатых коробок передач – двухступенчатые, имеющие высшую прямую передачу. Делители тоже двухступенчатые, но имеют низшую прямую передачу.

Диапазон передаточных чисел делителя связан с кинематическим интервалом передач базовой коробки и определяет кинематический интервал передач в делителе. Для двухступенчатого делителя:

$$d_{дел} = q_{дел} = \sqrt{q}\,. \qquad (5.16)$$

Заключение по разделу 5.4

1. Выбор передаточных чисел многоступенчатых коробок передач начинается с определения наибольших и наименьших значений, а также ее кинематического интервала передач базовой коробки, который может определяться по геометрического, гармоническому и арифметическому рядам.

2. На большей части европейский и японских автомобилей передаточные числа базовых коробок передач соответствуют гармоническому ряду, а геометрический ряд передаточных чисел базовых коробок передач в чистой виде не применяется. Передаточные числа по арифметическому ряду выбираются только для технологических машин.

3. Параметры делителя и демультипликатора определяются их числом ступеней, и кинематическим интервалом и числом передач базовой коробки.

5.5 Разработка аналитического аппарата для расчета процессов синхронизации в коробках передач при переменном давлении в полости силового цилиндра

Электропневматическое устройство обеспечивает полную автоматизацию работы сцепления и полуавтоматическое управление переключением передач, которое сводится к простой установке рычага контроллера в соответствующее положение. При использовании электропневматического дистанционного привода, кроме облегчения и упрощения управления автомобилем, получается существенный выигрыш в весе, так как устраняются тяги, шарниры и т. д., и расширяются компоновочные возможности автомобиля. Кроме того, благодаря уменьшению потери времени на переключение передач, улучшаются динамические показатели автомобиля. В связи с широким применением пневматических приводов в общем машиностроении теория и расчет их разработаны достаточно глубоко, и по этим вопросам имеется много литературы [126 - 131].

Вместе с тем ряд вопросов, связанных с исследованием процесса синхронизации при использовании пневматического привода, разработан недостаточно. Имеющаяся литература по данному вопросу подробно рассматривает процессы синхронизации, протекающие при постоянном моменте синхронизации [132-135]. Специфика процесса синхронизации при использовании пневматического привода заключается в том, что уравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых элементов протекает при переменном синхронизирующем моменте. В данной части работы делается попытка в некоторой степени восполнить этот пробел и вывести необходимые теоретические зависимости, позволяющие рассчитывать требуемые параметры

Процесс синхронизации при работе с пневматическим приводом (рисунок 5.4) в общем случае протекает при переменном давлении в пневматическом цилиндре и по времени и характеру работы включает в себя четыре этапа (рисунок 5.5):

1) от момента поступления воздуха в пневматический цилиндр до начала движения поршня (продолжительность этапа τ_1);

2) от начала движения поршня до соприкосновения конусов синхронизируемых элементов (продолжительность этапа τ_2);

3) от соприкосновения конусов синхронизируемых элементов до полного выравнивания угловых скоростей (продолжительность этапа τ_3);

4) от полного выравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов до включения зубчатой муфты.

Процесс синхронизации может происходить в трех зонах:

а) критического истечения воздуха;

б) подкритического истечения воздуха;

в) постоянного давления в пневматическом цилиндре.

В зависимости от параметров пневматического привода, коробки передач, момента сопротивления движению автомобиля и других факторов процесс синхронизации может закончиться в любой из этих трех зон.

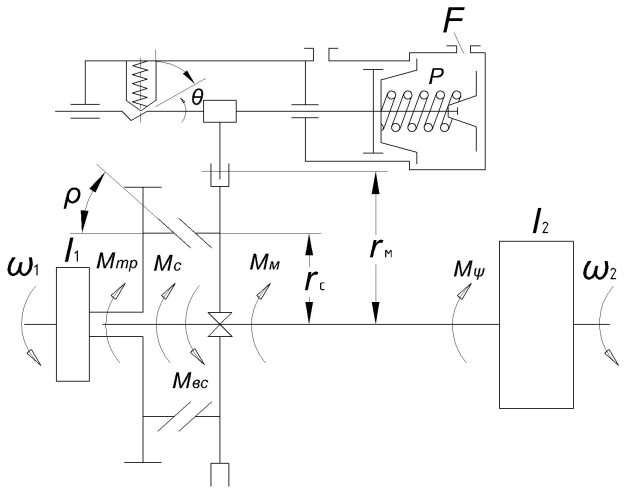


Рисунок 5.4 – Расчетная схема

Поставленная задача сводится к определению таких интересующих нас величин, как динамические нагрузки на конусах синхронизатора, времени синхронизации, работа буксования на конусах и вилке синхронизатора, а также работа, затраченная на разгон или замедление автомобиля за время синхронизации и других зависимостей. На рисунке 5.6 показана схема синхронизированной коробки передач с шестернями постоянного зацепления со всеми инерционными моментами элементов коробки и передаточными числами.

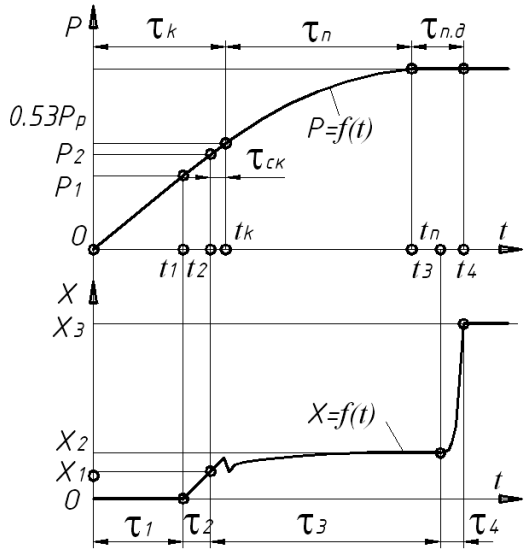


Рисунок 5.5 - Циклограмма процесса включения передачи при переменном давлении в пневматическом цилиндре: к – зона критического истечения; п – зона подкритического истечения; п.д – зона постоянного давления.

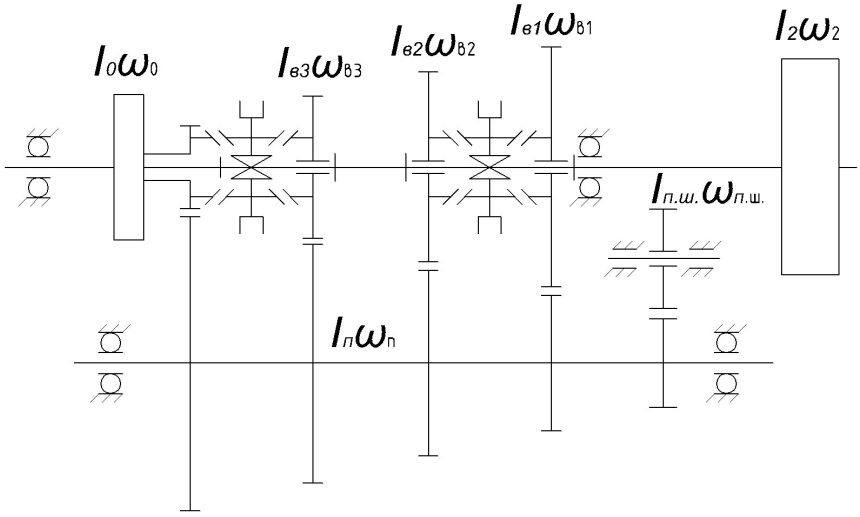


Рисунок 5.6 – Схема коробки передач с шестернями постоянного зацепления.

Введем условные обозначения и найдем значения действующих величин.

I_1 - момент инерции ведомого диска и ведущих частей коробки, приведенный к шестерне включаемой передачи, Н·м·с^2;

I_0 - момент инерции ведомого диска сцепления и первичного вала, Н·м·с^2;

$I_П$ - момент инерции промежуточного вала со всеми закрепленными на нем шестернями, Н·м·с^2;

$I_{П.Ш.}$ - момент инерции паразитной шестерни заднего хода, Н·м·с^2;

$I_{В1}, I_{В2}, I_{В3}$ - моменты инерции шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу коробки передач, Н·м·с^2;

ω_0 - угловая скорость первичного вала, 1/с;

$\omega_П$ - угловая скорость промежуточного вала, 1/с;

$\omega_{П.Ш.}$ - угловая скорость паразитной шестерни заднего хода, 1/с;

ω_1 - угловая скорость шестерни включаемой передачи, 1/с;

ω_2 - угловая скорость вторичного вала коробки передач, 1/с;

$\omega_{В1}, \omega_{В2}, \omega_{В3}$ - угловые скорости шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу, 1/с.

На основании равенства кинетических энергий, а также принимая во внимание, что

$$\frac{\omega_0}{\omega_{В1}} = i_{К1};\ \frac{\omega_0}{\omega_{В2}} = i_{К2};\ \frac{\omega_0}{\omega_{В3}} = i_{К3};\ \frac{\omega_0}{\omega_П} = i_П;\ \frac{\omega_0}{\omega_{П.Ш.}} = i_{П.Ш.},$$

можем записать:

$$I = I_0 + I_П \frac{1}{i_П^2} + I_{В1} \frac{1}{i_{К1}^2} + I_{В2} \frac{1}{i_{К2}^2} + I_{В3} \frac{1}{i_{К3}^2} + I_{П.Ш.} \frac{1}{i_{П.Ш.}^2},$$

где I - момент инерции ведущих частей коробки передач, приведенный к первичному валу.

Тогда инерционный момент ведущих частей коробки передач, приведенный к включаемой шестерне

$$I_1 = i_{K.П.}^2 \left(I_0 + \sum I_K \frac{1}{i_{к^2}} \right) = I i_{K.П.}^2, \tag{5.17}$$

где $I_к$ - момент инерции любого звена, связанного передаточным отношением $i_к$ с первичным валом;

$i_{K.П.}$ - передаточное число включаемой передачи.

Выражение, заключенное в скобки, является для данной конструкции коробки передач величиной постоянной и, следовательно, зная величину I, можно легко подсчитать момент инерции вращающихся масс шестерен, приведенный к включаемой шестерне.

I_2 - момент инерции автомобиля, а также вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части при выключенной передаче, приведенный к выходному валу коробки передач.

$$I_2 = \frac{G_M r_K^{\ 2}}{g i_0^2 \eta_{тр}} (1 + \xi), \tag{5.18}$$

где G_M - вес машины, Н;

g - ускорение силы тяжести, м/с;

ξ - коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс деталей трансмиссии и ходовой части (для автомобилей);

r_K - радиус качения колеса, м;

i_0 - передаточное число главной передачи;

$\eta_{тр}$ - механический к.п.д. трансмиссии.

M_ψ - момент сопротивления машины, приведенный к выходному валу коробки передач.

$$M_\psi = \frac{G_M r_K}{i_0 \eta_{тр}} \psi, \tag{5.19}$$

где ψ - коэффициент сопротивления дороги, учитывающий сопротивление качению и наклон дороги.

$$\psi = f_K \cos\varphi \pm \sin\varphi; \tag{5.20}$$

где f_K - коэффициент трения качения колеса;

φ - угол наклона профиля дороги.

$M_{тр}$ - момент трения ведущих частей коробки, приведенный к включаемой шестерне, вызванный потерями на разбрызгивание масла и трение в опорах, определяемый экспериментально.

$$M_{тр} = M_{тр1} i_{К.П.},$$

где $M_{тр1}$ - момент трения на первичном валу коробки передач.

M_M - момент трения вилки о муфту синхронизатора.

$$M_M = S \cdot r_M \cdot f \cdot p_c, \tag{5.21}$$

где S - рабочая площадь поршня пневмоцилиндра;

r_M - средний радиус поверхности трения муфты синхронизатора;

f - коэффициент трения скольжения вилки по муфте синхронизатора;

p_c - величина свободного давления, создающего осевую силу на вилке.

M_C - момент синхронизации (для конического синхронизатора).

$$M_C = \frac{r_c f}{\sin \rho} P_c, \tag{5.22}$$

где r_c - средний радиус конусов трения;

f - коэффициент трения скольжения конусов;

ρ - угол наклона конусов трения;

P_c - величина свободного усилия, создающего синхронизирующий момент.

$M_{В.С}$ - момент ведения в дисках сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи.

$$M_{В.С} = M_{В.С.1} i_{К.П.}, \tag{5.23}$$

где $M_{В.С1}$ - момент ведения сцепления на первичном валу коробки передач.

Процесс включения передачи может закончиться в любой из трех зон истечения. Для определения времени синхронизации и других величин необходимо найти зависимости для каждой зоны истечения, а также определить время действия каждой из зон.

Зависимость $p = f(t)$ при критическом истечении воздуха в постоянный объем:

$$t = \frac{0{,}086V(p - p_a)}{p_p \mu F \sqrt{T}} = \frac{0{,}086V}{p_p \mu F \sqrt{T}} p_И, \tag{5.24}$$

где p_p - давление в ресивере, из которого происходит истечение воздуха;

p - текущее давление в силовом цилиндре, н/м^2;

V - объем цилиндра, в который происходит истечение, м^3;

T - абсолютная температура воздуха, °К;

μ - коэффициент расхода;

F - сечение жиклера, через который происходит истечение воздуха, м^2.

p_a - начальное давление в рабочем цилиндре; в частном случае начальное давление в цилиндре может быть равно атмосферному;

$p_И$ - избыточное давление в пневматическом цилиндре.

При критическом истечении воздуха в пневматическом цилиндре [136] может устанавливаться давление в диапазоне:

$$p_a \le p \le 0{,}53 p_p .$$

Продолжительность критической зоны истечения $\tau_к$ найдем, если вместо p подставим его значение $0{,}53 p_p$, соответствующее концу критической зоны истечения. Тогда получим:

$$\tau_к = \frac{0{,}086V}{\mu F\sqrt{T}}\left(0{,}53 - \frac{p_a}{p_p}\right). \qquad (5.25)$$

Следовательно, текущее значение времени t при критическом истечении воздуха ограничено диапазоном $0 \le t \le \tau_к$.

С момента времени $t_к$ начинается зона подкритического истечения воздуха. В этом случае при заполнении постоянного объема уравнение изменения давления [136] имеет вид:

$$p = p_p\left(0{,}56 + 7{,}8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}t\right). \qquad (5.26)$$

В этом случае p может принимать значения в диапазоне:

$$0{,}56 p_p \le p \le p_p$$

Предельная погрешность при подсчетах по уравнению (5.26) не превышает 6%, что вполне допустимо, если при этом дополнительно учесть, что последнее позволяет получить простые зависимости, удобные для расчетов. Тогда избыточное давление, способное совершать работу,

$$p_и = p_p\left(0{,}56 + 7{,}8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}t\right) - p_a . \qquad (5.27)$$

Продолжительность подкритической зоны истечения $\tau_п$ найдется из уравнения (5.26) при подстановке в него $p = p_p$, то есть когда давление в цилиндре достигнет давления в ресивере

$$\tau_П = \frac{0{,}0564V}{\mu F\sqrt{T}}. \qquad (5.28)$$

Текущее значение времени в зоне подкритического истечения будет ограничено диапазоном $0 \le t \le \tau_П$.

После окончания подкритической зоны истечения процесс включения передачи (если он к этому моменту еще не закончится) будет происходить при постоянном давлении в пневматическом цилиндре p_p.

Текущее значение времени в зоне постоянного давления будет ограничено диапазоном $0 \le t \le \tau_{П.Д.}$, где $\tau_{П.Д.}$ - продолжительность зоны постоянного давления.

Используя расчетную схему, приведенную на рисунке 5.4, можно написать дифференциальное уравнение движения поршня для 1-го и 2-го этапов, имеющее вид

$$m\ddot{x} = p_И S - x(\gamma_1 + \gamma_2 tg\theta) - P_0 - Q_0 tg\theta - P_{тр}, \qquad (5.29)$$

где m - масса всех подвижных деталей, связанных с поршнем;

x - смещение поршня относительно начального положения;

γ_1 - жесткость пружины пневматического цилиндра;

γ_2 - жесткость пружины фиксатора;

θ - угол наклона лунки фиксатора;

P_0 - сила предварительного сжатия пружины пневматического цилиндра;

Q_0 - сила предварительного сжатия пружины фиксатора;

$P_{тр}$ - сила трения.

Представим силу трения, как сумму двух сил:

$$P_{тр} = P_{тр_0} + \alpha p_И S,$$

где $P_{тр_0}$ - постоянная сила трения;

$\alpha p_И S$ - сила трения, пропорциональная величине давления в пневматическом цилиндре;

α - коэффициент пропорциональности.

Так как приращение объема за счет перемещения поршня от начального положения до соприкосновения конусов в подавляющем большинстве коробок передач сравнительно невелико по отношению к начальному объему (практически перемещение поршня до соприкосновения конусов синхронизатора не превышает 3 мм), в первом приближении можно вполне допустить, что истечение происходит в постоянный объем.

Тогда для случая, когда соприкосновение конусов произойдет в зоне критического истечения, имеем:

$$m\ddot{x} = \frac{(1-\alpha)Sp_p\mu F\sqrt{T}}{0{,}086V}t - x(\gamma_1 + \gamma_2 tg\theta) - P_0 - Q_0 tg\theta - P_{тр_0}. \qquad (5.30)$$

1-й этап процесса включения передачи. Исходя из условия равенства активных сил, действующих на поршень, силам сопротивления в момент начала движения поршня ($x = 0\,;\, \dot{x} = 0$), можно из уравнения (5.30) найти время начала движения поршня

$$\tau_1 = \frac{0{,}086V(P_0 - Q_0 tg\theta + P_{mp0}}{(1-\alpha)Sp_p\mu F\sqrt{T}}. \tag{5.31}$$

Используя же уравнение (5.29) и подставляя в него значение силы трения и те же начальные условия ($x = 0\,;\, \dot{x} = 0$), можно найти величину давления p_1 в момент начала движения поршня:

$$p_1 = \frac{Q_0 tg\theta + P_0 + P_{mp0}}{S(1-\alpha)}. \tag{5.32}$$

2-й этап процесса включения передачи. Этот этап длится от начала движения поршня до соприкосновения конусов трения синхронизатора. Чтобы найти интересующие нас величины после начала движения поршня, необходимо решить дифференциальное уравнение (5.30) с учетом начальных условий, полученных в конце 1-го этапа, то есть при $t = \tau_1\,;\, x = 0\,;\, \dot{x} = 0$

С целью упрощения выкладок введем в уравнение (5.30) замену постоянных величин *a*, *b* и *c*.

$$a = \frac{11.63\cdot(1-\alpha)\cdot S\cdot p_p\cdot\mu\cdot F\cdot\sqrt{T}}{V}\ . \tag{5.33}$$

Коэффициент *a* (Н/с) характеризует приращение усилия в пневматическом цилиндре в единицу времени за счет истечения воздуха.

$$b = P_0 + Q_0 tg\theta + P_{mp0}\ . \tag{5.34}$$

Коэффициент *b* (Н) равен сумме всех постоянных сил сопротивления.

$$c = \gamma_1 + \gamma_2 tg\theta > 0\,. \tag{5.35}$$

Коэффициент *c* (Н/м) равен приведенной жесткости всех упругих элементов.

Используя введенные обозначения, получим неоднородное линейное дифференциальное уравнение

$$m\ddot{x} + cx = at - b\,. \tag{5.36}$$

Используя начальные условия ($t = \tau_1 = \frac{b}{a}\,;\, x = 0\,;\, \dot{x} = 0$), получим частное решение

$$x = \frac{a}{c}\left\{t - \frac{b}{a} - \sqrt{\frac{m}{c}}\sin\left[\sqrt{\frac{c}{m}}\right]\left(t - \frac{b}{a}\right)\right\}. \tag{5.37}$$

Расчеты показывают, что для реально выполненных конструкций коробок передач и механизмов управления, когда жесткость возвратной пружины и пружины фиксатора довольно существенна, третьим членом уравнения (5.37), благодаря малости коэффициента $\sqrt{\frac{m}{c}}$ можно

пренебречь. Ошибка в этом случае не будет превышать 6-8%. Тогда продолжительность двух этапов работы пневматического механизма будет выражаться следующей упрощенной зависимостью:

$$t_2 = \tau_1 + \tau_2 = \frac{b}{a} + \frac{x_1 c}{a}, \tag{5.38}$$

где x_1 – перемещение поршня за время t_2.

Так как при выводе уравнения (5.37) была использована зависимость изменения давления по времени для критической зоны истечения, то должно выполняться условие

$$\tau_1 + \tau_2 \le \tau_к . \tag{5.39}$$

Используя зависимость (5.37), найдем выражение для скорости поршня на втором этапе при критическом истечении

$$\dot{x} = \frac{a}{c}\left\{1 - \cos\left(\sqrt{\frac{c}{m}}\left(t - \frac{b}{a}\right)\right)\right\}. \tag{5.40}$$

Анализ уравнения (5.40) показывает, что скорость поршня изменяется от нуля до определенного максимального значения

$$\dot{x}_{\max} = 2\frac{a}{c}.$$

Так как угловая частота $\sqrt{\frac{c}{m}}$ довольно высока, то вполне допустимо (и это подтверждается экспериментально) взять среднюю скорость поршня

$$\dot{x}_k = \frac{a}{c}. \tag{5.41}$$

В том случае, когда условие (5.39) не выполняется, время может быть найдено как сумма времени критического истечения и части времени подкритической зоны истечения:

$$t_2 = \frac{V}{\mu F\sqrt{T}}\left(0.128\frac{p_2}{p_p} - 0.086\frac{p_a}{p_p} - 0.026\right), \tag{5.42}$$

где p_2 - величина давления, необходимая для преодоления всех сопротивлений к моменту соприкосновения конусов трения.

В этом случае величина p_2 может принимать значения в диапазоне

$$0{,}56\,p_p < p_2 < p_p$$

Тогда, аналогично уравнению (5.41), для случая подкритического истечения скорость поршня будет определяться уравнением

$$\dot{x}_k = \frac{a_1}{c}. \tag{5.43}$$

Значение a_1 определяется уравнением (5.59).

Таким образом, найдены начальные условия для расчета 3-го этапа, начинающегося от соприкосновения конусов трения синхронизатора. Для сравнения теоретических и экспериментальных данных на рисунке 5.7 приведена осциллограмма. Сравнительный анализ показывает, что разница в интервалах времени для 1-го и 2-го этапов, а также в значениях скорости поршня в момент соприкосновения конусов трения не превышает 10 – 40%, что подтверждает приемлемость принятых нами допущении при выводе расчетных зависимостей.

3-й этап процесса включения передачи. В реально выполненных конструкциях ступенчатых коробок передач при рассмотрении 3-го этапа процесса включения, мы имеем многомассовую колебательную систему (рисунок 5.6).

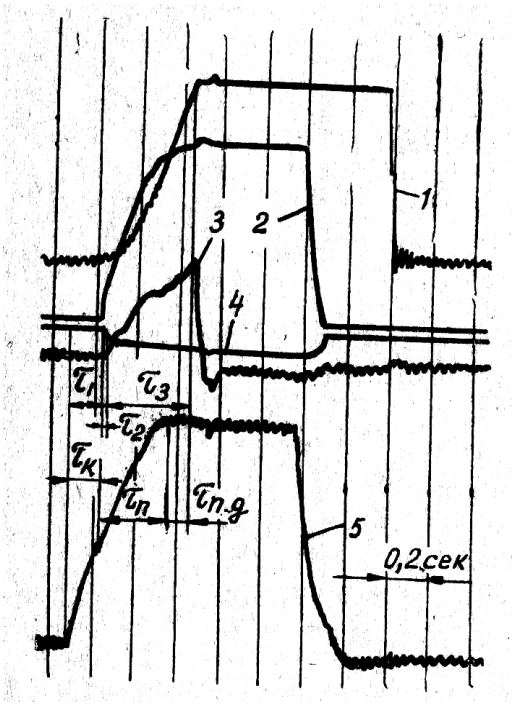


Рисунок 5.7 – Осциллограмма включения передачи:

1 – обороты первичного вала коробки передач; 2 – усилие на штоке пневматического механизма; 3 – момент синхронизации на вторичном валу коробки передач; 4 – ход поршня пневматического механизма; 5 – давление в пневматическом цилиндре

В качестве одного из вариантов расчетной схемы может рассматриваться двухмассовая колебательная система (рисунок 5.8), где первой массой *m* является собственно синхронизатор с осевой жесткостью c_1, связанные с ним подвижные детали, а второй массой *M* - детали, сидящие на вторичном валу, включая и сам вторичный вал с осевой жесткостью подшипника вторичного вала c_2.

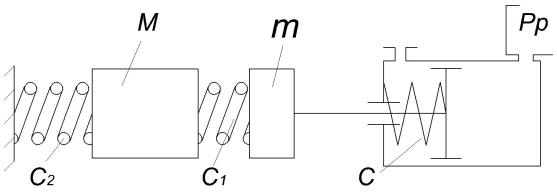


Рисунок 5.8 – Расчетная схема при двухмассовой колебательной системе

При включении прямой передачи второй массой *M* будет первичный вал со связанными с ним деталями и жесткостью c_2 подшипника первичного вала. Экспериментальные исследования, проведенные с коробками передач ЯМЗ-200 и ЗИЛ-130 показали, что осевая жесткость подшипников вторичного вала существенно меньше (в диапазоне реальных рабочих усилий указанных упругих элементов) жесткости синхронизаторов, в связи с чем колебательный характер системы после схождения конусов трения синхронизатора фактически определяется суммарной массой системы (*m*+*M*) и жесткостью подшипника вторичного вала c_2. Расчетная схема существенно упрощается, когда принимается во внимание сравнительно малый угол конуса синхронизатора, $\rho = 7 \div 8^0$, близкий к углу трения, что позволяет считать удар масс *m* и *M* абсолютно неупругим при определении конечной скорости системы и рассматривать в дальнейшем уже одномассовую колебательную систему с массой *m*+*M* и жесткостью c_2 (рисунок 5.9, *б*).

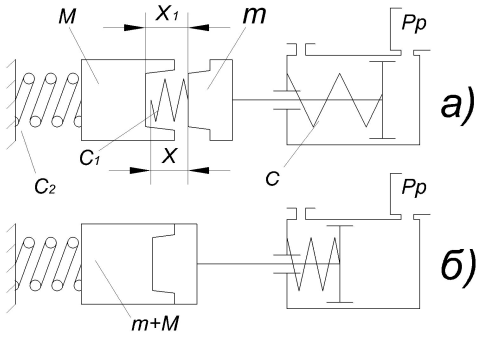


Рисунок 5.9 – Расчетная схема до схождения (*а*) и после схождения конусов трения (*б*).

Максимальное значение усилия $P_Д$, возникающего в процессе удара масс *m* и *M*, при критическом истечении в пневматический цилиндр определяется выражением:

$$P_Д = \frac{11{,}63 \cdot (1-\alpha) \cdot S \cdot p_p \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{(\gamma_1 - \gamma_2 \cdot tg\theta) \cdot V} \sqrt{\frac{m \cdot c_1}{1+f_1} \cdot \left(1 - \frac{m}{m+M}\right)}, \qquad (5.44)$$

или для зоны подкритического истечения:

$$P_Д = \frac{7{,}8(1-\alpha) S p_p \mu F \sqrt{T}}{(\gamma_1 - \gamma_2 tg\theta) V} \sqrt{\frac{m c_1}{1+f_1}\left(1 - \frac{m}{m+M}\right)}, \qquad (5.45)$$

Определяем время удара

$$\Delta t = 2 \cdot \frac{\sqrt{\frac{m}{c_1(1+f_1)} \cdot \left(1 - \frac{m}{m+M}\right)}}{1 + \frac{m}{m+M}}. \qquad (5.46)$$

Считая, что в дальнейшем после схождения конусов трения будет одномассовая колебательная система (рисунок 5.9) и, принимая в первом приближении, что трение пропорционально скорости перемещения поршня, для случая критического истечения, можно написать следующее дифференциальное уравнение:

$$M_П \cdot \ddot{x}_1 + \gamma \cdot \dot{x}_1 + (c + c_2) \cdot (x - x_1) = a \cdot t - b - c \cdot x_1, \qquad (5.47)$$

где $M_П = m + M$.

Вводя некоторые замены в уравнение (5.47), можно записать

$$\ddot{x} + v \cdot \dot{x} + u \cdot x = \frac{a \cdot t - b + c_2 \cdot x_1}{M_П}, \qquad (5.48)$$

где $v = \frac{\gamma}{M_П}$ и $u = \frac{c_2 + c}{M_П}$,

тогда общий интеграл уравнения будет

$$x = e^{-\frac{v}{2} \cdot t} (C_1 \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\beta \cdot t)) + \frac{a}{c_2 + c} \cdot \left(t - \frac{b - c_2 \cdot x_1}{a} - \frac{M_П \cdot v}{c_2 + c}\right), \qquad (5.49)$$

где

$$\beta = \sqrt{u - \frac{v^2}{4}} = \sqrt{\frac{c_2 + c}{M_П} - \frac{v^2}{4}}. \qquad (5.50)$$

Используя начальные условия, найдем значения коэффициентов C_1 и C_2:

$$C_1 = \frac{A \cdot \left(\beta \cdot \cos(\beta \cdot t_2) - \frac{v}{2} \sin(\beta \cdot t_2)\right) - B \cdot \sin(\beta \cdot t_2)}{\beta \cdot e^{-\frac{v}{2} \cdot t_2}};$$

$$C_2 = \frac{B \cdot \cos(\beta \cdot t_2) + A \cdot \left(\frac{v}{2} \cos(\beta \cdot t_2) - \beta \cdot \sin(\beta \cdot t_2)\right)}{\beta \cdot e^{-\frac{v}{2} \cdot t_2}},$$

где

$$A = x_1 - \frac{a}{c_2 + c}\left(t_2 - \frac{b - c_2 x_1}{a} - \frac{M_П v}{c_2 + c}\right),$$

или, подставляя значение $t_2 = \frac{b - c x_1}{a}$, получим:

$$A = \frac{a M_П v}{(c_2 + c)^2} \qquad (5.51)$$

и

$$B = \dot{x}_2 - \frac{a}{c + c_2} = a\left(\frac{m}{cM_П} - \frac{1}{c + c_2}\right). \tag{5.52}$$

Подставляя значение коэффициентов C_1 и C_2 в уравнение (5.49) и делая необходимые преобразования, получим частное решение

$$x = \frac{A\beta\cos\beta(t - t_2) + \left(B + A\frac{v}{2}\right)\sin\beta(t - t_2)}{Be^{\frac{v}{2}(t - t_2)}} + \frac{a}{c + c_2}\left(t - \frac{b - c_2 x_1}{a} - \frac{vM_П}{c + c_2}\right). \tag{5.53}$$

Для удобства пользования уравнение (5.49) можно представить в виде:

$$x = \frac{N}{e^{\frac{v}{2}\cdot(t - t_2)}} \cdot \sin\left[\beta \cdot (t - t_2) + \varphi_0\right] + \frac{a}{c + c_2} \cdot \left(t - \frac{b - c_2 \cdot x_1}{a} - \frac{v \cdot M_П}{c + c_2}\right), \tag{5.54}$$

где

$$N = \sqrt{A^2 + \left(\frac{B + A\frac{v}{2}}{\beta}\right)^2} \tag{5.55}$$

и

$$\varphi_0 = arctg\frac{A \cdot \beta}{B + A\frac{v}{2}}. \tag{5.56}$$

Для случая подкритической зоны истечения можно получить дифференциальное уравнение движения поршня следующего вида:

$$M_П \cdot \ddot{x} + \gamma \cdot \dot{x} + (c + c_2) \cdot (x - x_1) = S \cdot p_p \cdot (1 - \alpha)\left[0.56 + 7.8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}(t - t_2) - \frac{p_a}{p_p}\right] - (b + c \cdot x_1). \tag{5.57}$$

Это уравнение действительно при $t > t_2$. Преобразовав его, получим

$$\ddot{x} + v \cdot \dot{x} + u \cdot x = \frac{a_1 \cdot (t - t_2) + l - b + c_2 \cdot x_1}{M_П}, \tag{5.58}$$

где

$$a_1 = 7{,}8 \cdot \frac{S \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot p_p \cdot (1 - \alpha)}{V} \tag{5.59}$$

и

$$l = S \cdot (p_p \cdot 0.56 - p_a) \cdot (1 - \alpha). \tag{5.60}$$

Тогда, по аналогии с вышеприведенными выкладками, частное решение уравнения (5.57) будет иметь вид:

$$x = \frac{N_1}{e^{\frac{\nu}{2}(t-t_2)}} \sin\left[\beta(t-t_2)+\varphi_1\right] + \frac{a_1}{c+c_2}\cdot\left[(t-t_2)+\frac{l+c_2x_1-b}{a_1}-\frac{M_{П}\nu}{c_2+c}\right], \qquad (5.61)$$

где

$$N_1 = \sqrt{A_1^2 + \left(\frac{B_1 + A_1\frac{\nu}{2}}{\beta}\right)^2}\ , \qquad (5.62)$$

$$\varphi_1 = arctg\frac{A_1\beta}{B_1 + A_1\frac{\nu}{2}}\ , \qquad (5.63)$$

и для случая, если подкритическая зона истечения началась в момент соприкосновения конусов, получим:

$$A_1 = \frac{b + c\cdot x_1 - l}{c_2 + c} + \frac{a_1\cdot M_{П}\cdot\nu}{(c_2+c)^2}; \qquad (5.64)$$

$$B_1 = \frac{a\cdot m}{c\cdot M_{П}} + \frac{a_1}{c_2+c}. \qquad (5.65)$$

Представляет некоторый интерес определение силы, получаемой за счет чисто динамического эффекта, без учета приращения силы за счет второго члена уравнения (5.61) и сравнение ее с силой, получаемой за счет удара масс *m* и *M*. Указанное сравнение позволит быстро оценить оба случая с точки зрения максимального динамического усилия.

С этой целью возьмем первую производную от первого члена уравнения (5.61) и, приравняв ее нулю, найдем значение, соответствующее экстремальному значению функции

$$t_x = t - t_2 = \frac{arctg\frac{2\cdot\beta}{\nu} - \varphi_1}{\beta}. \qquad (5.66)$$

Тогда искомое максимальное усилие, без учета линейной части уравнения (5.61), будет равно

$$P_{Д1} = x_x\cdot(c_2+c) = \left[\frac{N_1}{e^{\frac{\nu}{2}\cdot t_x}}\cdot\sin(\beta\cdot t_x+\varphi_1)\right]\cdot(c_2+c). \qquad (5.67)$$

Имея экспериментальные данные, характеризующие затухание колебаний (например, значения амплитуд за полупериод колебания), можно по известной зависимости определить коэффициент затухания

$$\nu = \frac{2\cdot\lg\frac{H_1}{H_2}}{\lg e\frac{t_{П}}{2}}, \qquad (5.68)$$

где $\frac{t_П}{2}$ - полупериод колебания;

H_1 и H_2 - последовательные положительные и отрицательные значения амплитуд.

Для того чтобы иметь возможность рассчитать динамические нагрузки, возникающие на конусах синхронизатора, необходимо знать максимально допустимую величину давления в пневматическом механизме, определяемую конструктивными параметрами синхронизатора, пневматического привода и максимально допустимыми удельными давлениями для данной фрикционной пары материалов.

Определим вначале величину давления, необходимого для преодоления всех сопротивлений к моменту соприкосновения конусов трения. Для этого подставим в уравнение (5.24) значение $t = t_2$ и разрешим последнее относительно *p*:

$$p = p_2 = \frac{cx_1 + b}{S(1-\alpha)} + p_a . \qquad (5.69)$$

Далее, определим из условия предельно допустимых удельных давлений $\sigma_{\max}$ для данной фрикционной пары, а также параметров синхронизатора максимально допустимое свободное давление на конусах синхронизатора

$$p_c = \frac{Z \cdot \sigma_{\max}}{S \cdot (1-\alpha)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot h \cdot \sigma_{\max} \cdot \sin\rho}{S \cdot (1-\alpha)},$$

где Z – рабочая площадь конических поверхностей трения в направлении оси синхронизатора; h – рабочая ширина конической поверхности и кольца синхронизатора.

Тогда полное максимальное допустимое давление на входе в пневматический цилиндр будет

$$p_{p\max} = p_2 + p_c = \frac{c \cdot x_1 + b + 2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot h \cdot \sigma_{\max} \cdot \sin\rho}{S \cdot (1-\alpha)} + p_a . \qquad (5.70)$$

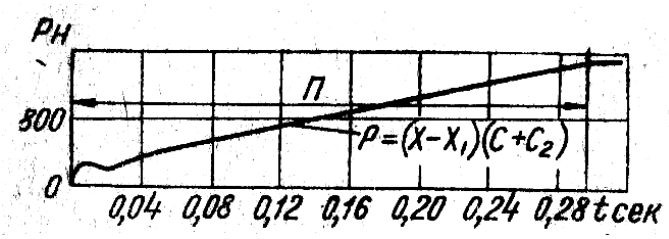


Рисунок 5.10 – Изменение усилия на конусах синхронизатора после соударения масс *m* и *M*: *П* - зона подкритического давления.

На рисунке 5.10 представлен график изменения усилия по времени, рассчитанного по уравнению (5.61). Весь процесс изменения усилия на синхронизаторе по времени представлен на рисунке 5.11.

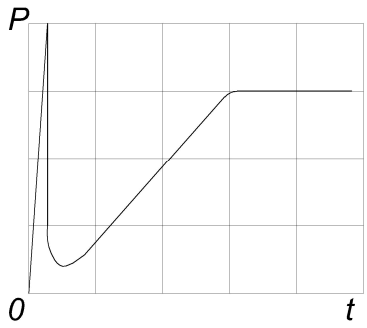


Рисунок 5.11 – Изменение усилия на конусах синхронизатора по времени

Так как угол конусов синхронизатора несколько больше угла трения, а также ввиду неравенства угловых скоростей синхронизируемых элементов, усилие, как это видно из рисунка 5.11, после достижения максимального значения начинает уменьшаться, а затем вновь возрастает благодаря увеличению давления. Для сравнения теоретических и экспериментальных данных на рисунке 5.12 приведена осциллограмма изменения усилия на обойме синхронизатора и штоке поршня по времени.

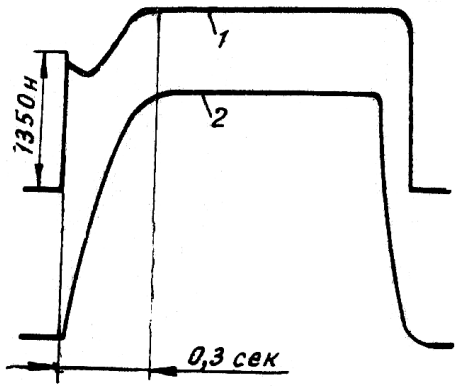


Рисунок 5.12 – Осциллограмма изменения усилий:

1 – на конусах синхронизатора: 2 – на штоке пневматического цилиндра

Вычисление момента синхронизации, используя зависимости (5.44) и (5.53) для критической зоны истечения и (5.45) и (5.61) для подкритической зоны, является довольно громоздким. Кроме этого, весьма большие трудности возникают при определении коэффициента затухания ν, так как действительная колебательная система является достаточно сложной.

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что вполне допустимо в первом приближении с целью упрощения расчетных зависимостей использовать только линейную часть уравнений (5.53) и (5.61) без учета первого члена уравнений. Вполне можно также пренебречь третьим слагаемым второго члена уравнений по его малости (ошибка в этом случае не будет превышать 3-5%). Для компенсации отброшенного первого члена уравнений можно ввести коэффициент, являющийся какой-то функцией $k_o = f(\dot{x}_1)$ скорости синхронизатора в момент соприкосновения конусов трения. При сравнительно небольших скоростях, когда $\dot{x}_1$ не превышает 0,2-0,3 м/с, динамические усилия относительно невелики. Тогда, принимая также во внимание

кратковременность действия динамической нагрузки, коэффициент динамичности $k_д$ при определении зависимости изменения момента синхронизации по времени $M_c = f(t)$ можно принять равным единице, так как момент трения на синхронизаторе не успевает возрасти (и это подтверждается экспериментальными исследованиями) до своей полной величины в связи с невозможностью при фактически действующих в этом случае предельных удельных давлениях быстрого выдавливания смазки между поверхностями трения.

На основании вышеприведенных рассуждений, после несложных выкладок получим следующую зависимость для момента синхронизации в зоне критического истечения:

$$M_{c.k.} = \frac{r_c \cdot f \cdot k_д}{\sin\rho}(x - x_1)\cdot(c + c_2) = \frac{r_c \cdot f \cdot k_д}{\sin\rho}(a \cdot t - b - c \cdot x_1). \tag{5.71}$$

Зная величину давления, уравновешивающую все силы сопротивления к моменту соприкосновения конусов трения (5.69) и используя зависимость (5.25), найдем время протекания момента синхронизации в зоне критического истечения (рисунок 5.5)

$$\tau_{c.k.} = \frac{0{,}086V}{\mu F\sqrt{T}}\left(0{,}53 - \frac{p_2}{p_p}\right). \tag{5.72}$$

Текущее значение времени в зоне критического истечения будет ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \tau_{c.к}. \tag{5.73}$$

Используя зависимость (5.33), получим следующее окончательное выражение для синхронизирующего момента в зоне критического истечения:

$$M_{c.k.} = \frac{11.63\cdot(1-\alpha)\cdot S \cdot p_p \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot f \cdot r_c \cdot k_д}{V \cdot \sin\rho}\cdot t = \frac{S \cdot f \cdot r_c \cdot k_д}{\sin\rho}\cdot p_c. \tag{5.74}$$

Аналогично рассуждая, после простейших выкладок можем написать зависимость момента синхронизации для зоны подкритического истечения, если процесс синхронизации начался в зоне критического истечения

$$M_{C.П.} = \frac{P_p \cdot S \cdot r_c \cdot f \cdot k_д \cdot (1-\alpha)}{\sin\rho}\cdot\left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_p} + 7{,}8\frac{\mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{V}\cdot t\right). \tag{5.75}$$

Время действия синхронизирующего момента в подкритической зоне истечения будет (рисунок 5.5) ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \tau_П. \tag{5.76}$$

Если процесс синхронизации начнется только в зоне подкритического истечения, то, как не трудно убедиться момент синхронизации будет определяться уравнением

$$M_{C.П.1} = \frac{7{,}8 \cdot p_p \cdot S \cdot r_c \cdot f \cdot k_д \cdot (1-\alpha)\cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{V \cdot \sin\rho}\cdot t. \tag{5.77}$$

Тогда, используя уравнения (5.25), (5.28) и (5.42), найдем предельно возможное в этом случае время синхронизации в зоне подкритического истечения

$$\tau_{с.п.} = \frac{0{,}128 \cdot \left(1 - \frac{p_2}{p_p}\right) \cdot V}{\mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}. \qquad (5.78)$$

Текущее значение времени в этом случае будет ограничено в диапазоне

$$0 \le t \le \tau_{с.п} \qquad (5.79)$$

Значение синхронизирующего момента для зоны постоянного давления будет выражаться зависимостью

$$M_{с.п.д} = \frac{S \cdot r_c \cdot f \cdot k_д \cdot (1-\alpha)}{\sin \rho} \cdot (p_1 - p_2). \qquad (5.80)$$

Время действия синхронизирующего момента в зоне постоянного давления будет (рисунок 5.5) ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \tau_{п.д}. \qquad (5.81)$$

Заключение по разделу 5.5

1. Выведенные теоретические зависимости позволяют увязать и рассчитать основные параметры пневматического привода (P_p, S, F, V и др.) в зависимости от параметров коробки передач ($I, M_{тр}, r_с, r_м, i_{кп}$ и др.), автомобиля ($C_м, i_0, r_к$ и др.) и условий сопротивления движению (ψ) при протекании процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр: а) критическом, б) подкритическом, в) при постоянном давлении.

2. Замена криволинейной зависимости давления в функции времени $P = f(t)$ для подкритической зоны истечения линейной зависимостью вполне допустима и дает практически удобные выражения связи, позволяющие получить простые расчетные зависимости.

5.6 Математическое моделирование процесса переключения передач с целью определения действительного интервала ступеней трансмиссии в зависимости от условий движения и кинематических параметров трансмиссии. Математическое моделирование переходных процессов при переключении передач

В действительных условиях работы автомобиля процесс переключения передач происходит во времени и связан в общем случае с изменением скорости автомобиля, что фактически приводит к значительному отличию величин действительного интервала оборотов ведущих частей трансмиссии от кинематического интервала, обусловленного только интервалом ступеней передаточных чисел. Особенно усугубляется влияние фактора времени переключения передач при значительных величинах суммарного дорожного сопротивления $\Psi = f \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha$, где f – коэффициент сопротивления качению, α – угол продольного уклона дороги [132]. Это характерно для работы в тяжелых дорожных условиях – гористой местности, карьерах, в условиях бездорожья и т.д., а также при переключении передач на высоких скоростях движения автомобиля. Действительный интервал оборотов ведущих частей трансмиссии представляет собой обобщенный параметр, обусловленный величиной кинематического интервала ступеней передаточных чисел и изменением скорости автомобиля за время переключения передач [137]. На графиках, представленных на рисунках 5.13 и 5.14, выражающих зависимость $N_e=f(v)$ качественно представлена картина изменения скорости и мощности двигателя за время переключения как на высшую, так и на низшую передачи при различных значениях коэффициента суммарного дорожного сопротивления Ψ. Из этих графиков видно, что величина используемой мощности двигателя в зависимости от характера и величины изменения скорости автомобиля после переключения передач может приобретать самые различные значения при постоянных кинематических параметрах коробки передач.

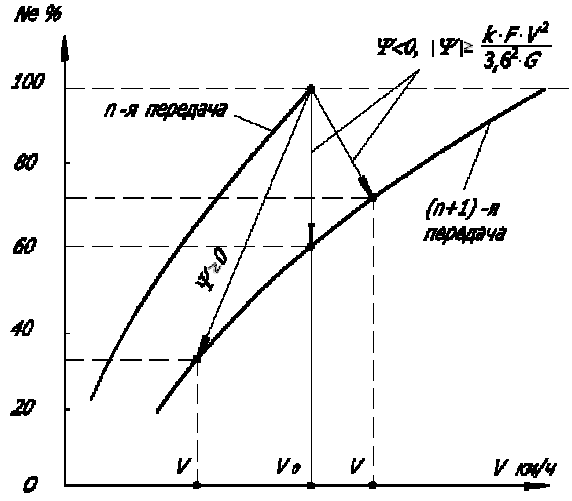


Рисунок 5.13 – График изменения скоростных и мощностных показателей автомобиля при переключении на высшую передачу для $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$

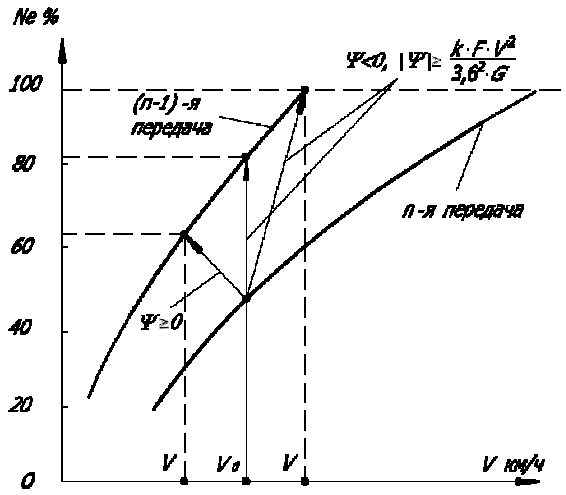


Рисунок 5.14 – График изменения скоростных и мощностных показателей автомобиля при переключении на низшую передачу для $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$.

Найдем аналитические зависимости для определения действительной величины интервала оборотов ведущих частей коробки передач, которая имеется в реальных дорожных условиях работы автомобиля. С этой целью, выражая скорость v_0 к моменту начала переключения передач и текущее значение скорости v через параметры трансмиссии для случая переключения на высшую передачу, получим

$$v_0 = \frac{\pi \cdot n_д \cdot r_k \cdot 3{,}6}{q \cdot i_{n+1} \cdot i_0 \cdot 30}, \; v = \frac{\pi \cdot n_д \cdot r_k \cdot 3{,}6}{\lambda \cdot i_{n+1} \cdot i_0 \cdot 30}, \tag{5.82}$$

где q – кинематический интервал оборотов, равный интервалу ступеней трансмиссии;

i_n – передаточное число текущей (низшей) передачи коробки;

i_{n+1} – передаточное число включаемой (высшей) передачи коробки;

λ– действительный интервал оборотов ведущих частей трансмиссии;

i_0 – постоянное передаточное число трансмиссии (главной передачи);

r_k – радиус качения колеса, м.;

$n_д$ – обороты двигателя, об/мин.

Тогда из равенства (5.82) можем найти величину действительного интервала оборотов, выраженную через начальную скорость, текущее значение скорости автомобиля и величину кинематического интервала. Для случая переключения на высшую передачу она будет равна

$$\lambda_в = \frac{v_0 \cdot q}{v}. \tag{5.83}$$

Для случая переключения на низшую передачу значения v_0 и v будут соответственно равны:

$$v_0 = \frac{\pi \cdot n_д \cdot r_k \cdot 3{,}6}{\frac{i_{n-1}}{q} \cdot i_0 \cdot 30}, \; v = \frac{\pi \cdot n_д \cdot r_k \cdot 3{,}6}{\frac{i_{n-1}}{\lambda} \cdot i_0 \cdot 30},$$

где i_{n-1} – передаточное число включаемой (низшей) передачи, а величина действительного интервала будет выражаться следующей зависимостью:

$$\lambda_н = \frac{v \cdot q}{v_0}. \tag{5.84}$$

С целью определения изменения скорости автомобиля за время переключения передач напишем дифференциальное уравнение движения автомобиля для случая $\Psi > 0$ (движение на подъеме) при отключенном двигателе:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{3{,}6 \cdot g}{(1+\xi) \cdot G}\left(G \cdot \Psi + \frac{k \cdot F \cdot v^2}{3{,}6^2}\right) \tag{5.85}$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с;

G – полный вес автомобиля, Н;

ξ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс деталей трансмиссии и ходовой части;

k – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с^2/м^4;

F – площадь Миделя, м^2.

Проинтегрировав это уравнение и используя начальные условия $v=v_o$ при $t=0$, получим:

$$t = \frac{1+\xi}{g \cdot \sqrt{\frac{\Psi \cdot k \cdot F}{G}}}\left(arctg\frac{v_0}{\sqrt{\frac{3{,}6^2 \cdot G \cdot \Psi}{k \cdot F}}} - arctg\frac{v}{\sqrt{\frac{3{,}6^2 \cdot G \cdot \Psi}{k \cdot F}}}\right). \tag{5.86}$$

Это уравнение применимо для случаев, когда $0 \le v \le v_0$.

Решая уравнение (5.86) относительно v и подставляя его значение в уравнение (5.83), получим выражение для определения действительного интервала оборотов, который имеем на автомобиле, работающем в реальных дорожных условиях, для случая переключения на высшую передачу:

$$\lambda_в = \frac{q}{\frac{3{,}6}{v_0}\sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}} \cdot tg\left[arctg\frac{v_0}{3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}} - \frac{g \cdot t \cdot \sqrt{\frac{\Psi \cdot k \cdot F}{G}}}{1+\xi}\right]} \tag{5.87}$$

а для случая переключения на низшую передачу величина интервала $\lambda_н$ будет выражаться следующей зависимостью:

$$\lambda_н = \frac{3{,}6 \cdot q}{v_0} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}} \cdot tg\left[arctg\frac{v_0}{3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}} - \frac{g \cdot t \cdot \sqrt{\frac{\Psi \cdot k \cdot F}{G}}}{1+\xi}\right] \tag{5.88}$$

или, введя замены

$$A = \frac{3{,}6}{v_0} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}} \text{ и } B = \frac{g \cdot \sqrt{\frac{\Psi \cdot k \cdot F}{G}}}{1+\xi}$$

получим:

$$\lambda_в = \frac{q}{A \cdot tg\left[arctg\left(\frac{1}{A}\right) - B \cdot t \right]};\ \lambda_н = q \cdot A \cdot tg\left[arctg\left(\frac{1}{A}\right) - B \cdot t \right].$$

Дифференциальное уравнение движения автомобиля для случая $\Psi < 0$ (движение на спуске) при отключенном двигателе имеет вид:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{3{,}6 \cdot g}{(1+\xi) \cdot G}\left(G \cdot \Psi - \frac{k \cdot F \cdot v^2}{3{,}6^2} \right)$$

Проинтегрировав это уравнение и используя начальные условия $v=v_0$ при $t=0$, получим:

$$t = \frac{1}{2 \cdot B}\left[\ln\left|\frac{v \cdot B + c}{v \cdot B - c}\right| - \ln\left|\frac{v_0 \cdot B + c}{v_0 \cdot B - c}\right| \right], \qquad (5.89)$$

где $c = \frac{\Psi \cdot g \cdot 3{,}6}{1+\xi}$.

Тогда, подставляя в уравнение (5.89) значение v из равенства (5.83), для случая переключения на высшую передачу получим следующую зависимость времени переключения от величины действительного интервала:

$$t = \frac{1}{2 \cdot B}\left[\ln\left|\frac{q \cdot v_0 \cdot B + \lambda_в \cdot c}{q \cdot v_0 \cdot B - \lambda_в \cdot c}\right| - \ln\left|\frac{v_0 \cdot B + c}{v_0 \cdot B - c}\right| \right]. \qquad (5.90)$$

Подставляя в уравнение (5.89) значение v для случая переключения на низшую передачу, получим следующую зависимость $\lambda_н = f(t)$ в неявной форме:

$$t = \frac{1}{2 \cdot B}\left[\ln\left|\frac{\lambda_н \cdot v_0 \cdot B + q \cdot c}{\lambda_н \cdot v_0 \cdot B - q \cdot c}\right| - \ln\left|\frac{v_0 \cdot B + c}{v_0 \cdot B - c}\right| \right]. \qquad (5.91)$$

Запишем дифференциальное уравнение движения для случая $\Psi=0$ (движение на спуске, когда $\alpha = -$ arctg f) при отключенном двигателе:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{3{,}6 \cdot g}{(1+\xi) \cdot G}\left(\frac{k \cdot F \cdot v^2}{3{,}6^2} \right) \qquad (5.92)$$

Проинтегрировав это уравнение и используя начальные условия $v=v_0$ при $t=0$, получим:

$$t = d \cdot \left(\frac{v_0 - v}{v_0 \cdot v} \right), \qquad (5.93)$$

где $d = \frac{3{,}6 \cdot \delta \cdot G}{g \cdot k \cdot F}$.

Подставляя в уравнение (5.93) значение v из равенства (5.83), для случая переключения на высшую передачу получим

$$t = d \cdot \left(\frac{\lambda_в - q}{v_0 \cdot q} \right),$$

откуда

$$\lambda_в = \frac{v_0 \cdot q}{d} \cdot t + q \qquad (5.94)$$

Подставляя в уравнение (5.94) значение v для случая переключения на низшую передачу из равенства (5.84), получим

$$t = d \cdot \left(\frac{q - \lambda_н}{v_0 \cdot \lambda_н} \right),$$

откуда

$$\lambda_н = \frac{d \cdot q}{v_0 \cdot t + d}. \qquad (5.95)$$

Проведем исследование полученных зависимостей $\lambda = f(t)$ для случая переключения на высшую передачу для значений Ψ как положительных, так и отрицательных. Для большей графической наглядности физического смысла происходящего явления время переключения передач по оси абсцисс (рисунок 5.15) будет откладываться в обе стороны от оси ординат.

Анализ уравнений (5.87) и (5.83) для случая $\Psi>0$ показывает, что

а) при $t=0$, $v=v_0$, $\lambda_в=q$;

т.е. при $v=v_0$ величина скорости остается постоянной, и действительный интервал оборотов в этом случае равен величине кинематического интервала.

б) при $t = t_1 = \frac{(1+\xi) \cdot arctg\left(\frac{v_0}{3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}} \right)}{g \cdot \sqrt{\frac{\Psi \cdot k \cdot F}{G}}}$, $v=0$, $\lambda_в \to \infty$.

Анализируя уравнения (5.90) и (5.83) для случая $\Psi<0$ находим:

а) при $t=0$, $v=v_0$, $\lambda_в = q$;

б) при $t \to \infty, v = v_1 = \frac{c}{B} = 3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}, \lambda_в = \lambda_1 = \frac{v_0 \cdot q}{3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}}$.

Величина λ_1 определяет нижнюю асимптоту кривой $\lambda_в=f(t)$ для $\Psi<0$.

Графическое изображение функциональных зависимостей величины действительного интервала оборотов от времени переключения передач для случая переключения с низшей на высшую и с высшей на низшую передачи при $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$ представлено на рисунке 5.15.

Кривая *ef* является функцией $\lambda_в = f(t)$ для значений $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$ для случая переключения на высшую передачу.

Участок *ek* кривой *ef* описывается уравнением (5.87) для значений $\Psi > 0$ и показывает изменение величины действительного интервала оборотов в функции времени при замедлении автомобиля на подъеме. Скорость автомобиля может находиться в этом случае в интервале $v_0 \geq v \geq 0$. Участок *kf* кривой *ef* описывается уравнением (5.90) для значений $\Psi < 0$ и показывает изменение величины действительного интервала оборотов в функции времени при разгоне автомобиля под уклон. Скорость автомобиля в этом случае может находиться в интервале $v_0 \leq v \leq v_1$.

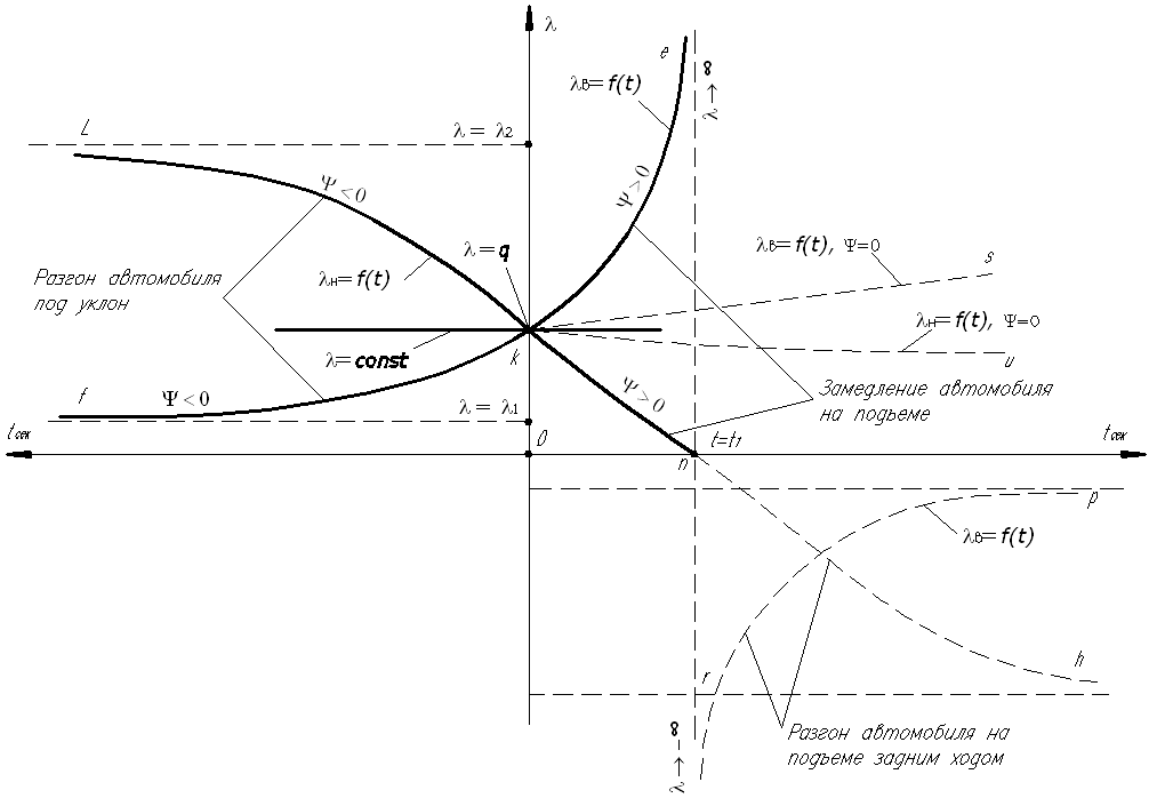


Рисунок 5.15 – График зависимостей $\lambda_в = f(t)$, $\lambda_н = f(t)$
при переключении передач для $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$

Проведем теперь исследование зависимостей $\lambda_н = f(t)$ для случая переключения на низшую передачу в интервале $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$, при этом также по оси абсцисс для большей наглядности будем откладывать в обе стороны от оси ординат величину времени переключения передач.

Анализ уравнений (5.88) и (5.84) для случая $\Psi > 0$ показывает, что

а) при $t=0$, $v=v_0$, $\lambda_н = q$;

б) при $t = t_1 = \dfrac{(1+\xi)\cdot arctg\left(\dfrac{v_0}{3{,}6\cdot\sqrt{\dfrac{G\cdot\Psi}{k\cdot F}}}\right)}{g\cdot\sqrt{\dfrac{\Psi\cdot k\cdot F}{G}}}$, $v=0$, $\lambda_н = 0$.

Анализируя уравнение (5.91) и используя уравнение (5.84) для случая переключения на низшую передачу при $\Psi<0$, находим:

а) при $t=0$, $v=v_0$, $\lambda_н=q$;

б) при $t \to \infty, v = v_1 = \dfrac{c}{B} = 3{,}6\cdot\sqrt{\dfrac{G\cdot\Psi}{k\cdot F}}, \lambda_н = \lambda_2 = \dfrac{3{,}6\cdot q\cdot\sqrt{\dfrac{G\cdot\Psi}{k\cdot F}}}{v_0}$.

Величина λ_2 определяет верхнюю асимптоту кривой $\lambda_н=f(t)$ для $\Psi<0$.

Кривая *ln* является функцией $\lambda_н=f(t)$ для значений $\Psi\geq0$, $\Psi<0$ для случая переключения на низшую передачу. Анализ уравнений (5.84), (5.86) и (5.91) показывает, что характер $\lambda_н=f(t)$ и $v=f(t)$ один и тот же.

Участок *nk* кривой *ln* описывается уравнением (5.88) для значений $\Psi>0$ и показывает изменение величины действительного интервала оборотов в функции времени при замедлении автомобиля на подъеме. Скорость автомобиля может находиться в этом случае в интервале $0\leq v\leq v_0$. Участок *lk* кривой *ln* описывается уравнением (5.91) для значений $\Psi>0$ и показывает изменение $\lambda_н=f(t)$ при разгоне под уклон. Скорость автомобиля в этом случае может находиться в интервале $v_0\leq v\leq v_1$. Изменение скорости в функции времени описывается кривой *ln* и уравнениями (5.84) и (5.86) для $\Psi>0$ (участок *kn)* и (5.84) и (5.91) для $\Psi<0$ (участок *lk).*

Участки *ks* и *ku* описываются уравнениями (5.94), (5.95) и показывают изменение величины действительного интервала оборотов в функции времени при замедлении автомобиля на подъеме для значений $\Psi=0$ при переключении соответственно на высшую передачу и при переключении на низшую передачу.

Кривые *pr* и *nh.* описывают изменение $\lambda_в=f(t)$, $\lambda_н=f(t)$ при разгоне автомобиля на подъеме задним ходом и особого интереса в связи с этим не представляют. В этом случае λ и v приобретают отрицательные значения.

Если $t \neq 0$, а v = const, то имеем $\lambda_в=\lambda_н=q=$ const (на рисунке 3 этот случай изображен прямой, параллельной оси абсцисс).

Для случая работы в тяжелых дорожных условиях и при больших величинах коэффициента дорожного сопротивления величина скорости движения автомобиля относительно мала и поэтому в первом приближении в интервале скоростей от нуля до 30–40 км/ч силой сопротивления воздуха

P_w можно пренебречь по ее относительной малости. В этом случае дифференциальное уравнение движения автомобиля существенно упрощается и имеет единую форму для значений $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{3{,}6 \cdot g \cdot \Psi}{1+\xi}.$$

Проинтегрировав это уравнение и использовав начальные условия (при $t=0$, $v=v_o$), получим:

$$t = \frac{(v - v_0) \cdot (1+\xi)}{3{,}6 \cdot g \cdot \Psi} \qquad (5.96)$$

Тогда, подставляя в уравнение (5.83) значение v из уравнения (5.96), получим для случая переключения на высшую передачу следующую зависимость для $\lambda_в$:

$$\lambda_в = \frac{q}{1 - \frac{3{,}6 \cdot g \cdot \Psi \cdot t}{v_0 \cdot (1+\xi)}} = \frac{q}{1 - \frac{t \cdot \Psi \cdot a}{v_0}}, \qquad (5.97)$$

где $a = \frac{3{,}6 \cdot g}{1+\xi}$.

Аналогичным образом, используя уравнения (5.83) и (5.96) для случая переключения на низшую передачу, величину действительного интервала оборотов выразим следующей зависимостью:

$$\lambda_н = q \cdot \left[1 - \frac{3{,}6 \cdot g \cdot \Psi \cdot t}{v_0 \cdot (1+\xi)}\right] = q \cdot \left(1 - \frac{t \cdot \Psi \cdot a}{v_0}\right). \qquad (5.98)$$

Проведем исследование уравнений (5.97) и (5.98), при этом наиболее наглядно и целесообразно с точки зрения лучшего понимания физики явления анализировать изменение действительного интервала оборотов в функции фактора $t \cdot \Psi$, так как аргументы t и Ψ взаимно дополняют друг друга, полнее выражая физическую сущность происходящего явления. Графическое изображение зависимостей $\lambda_в$ и $\lambda_н$ в функции аргумента $t \cdot \Psi$ при $P_w=0$ представлено на рисунке 5.16.

Анализ зависимостей (5.97) и (5.98) позволяет выявить следующие частные случаи решения уравнений и движения автомобиля:

1) фактор $t \cdot \Psi = 0$, $\Psi \neq 0$, $v = v_0$, $\lambda_в = \lambda_н = q$, т.е. если время переключения передач равно нулю, то действительные интервалы оборотов равны кинематическим величинам;

2) фактор $t \cdot \Psi = 0$, $t \neq 0$, $v = v_0$, $\lambda_в = \lambda_н = q$, что имеет место, когда $\Psi = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha = 0$ или $\alpha = -\text{arctg}\, f$, т.е. случай, когда автомобиль движется под уклон с углом, равным f, что обусловливает $v = \text{const}$;

3) величина $0 < 1 - \frac{3{,}6 \cdot t \cdot \Psi \cdot g}{v_0 \cdot (1+\xi)} < 1$, тогда фактор $t \cdot \Psi$ принимает значение в интервале $0 < t \cdot \Psi < \frac{v_0 \cdot (1+\xi)}{3{,}6 \cdot g}$, т.е. имеем случай, когда автомобиль, двигаясь на подъеме, теряет скорость,

которая может принимать значения в интервале $0<v<v_0$, тогда величина $\lambda_в$ будет больше q, а величина $\lambda_н$ меньше q;

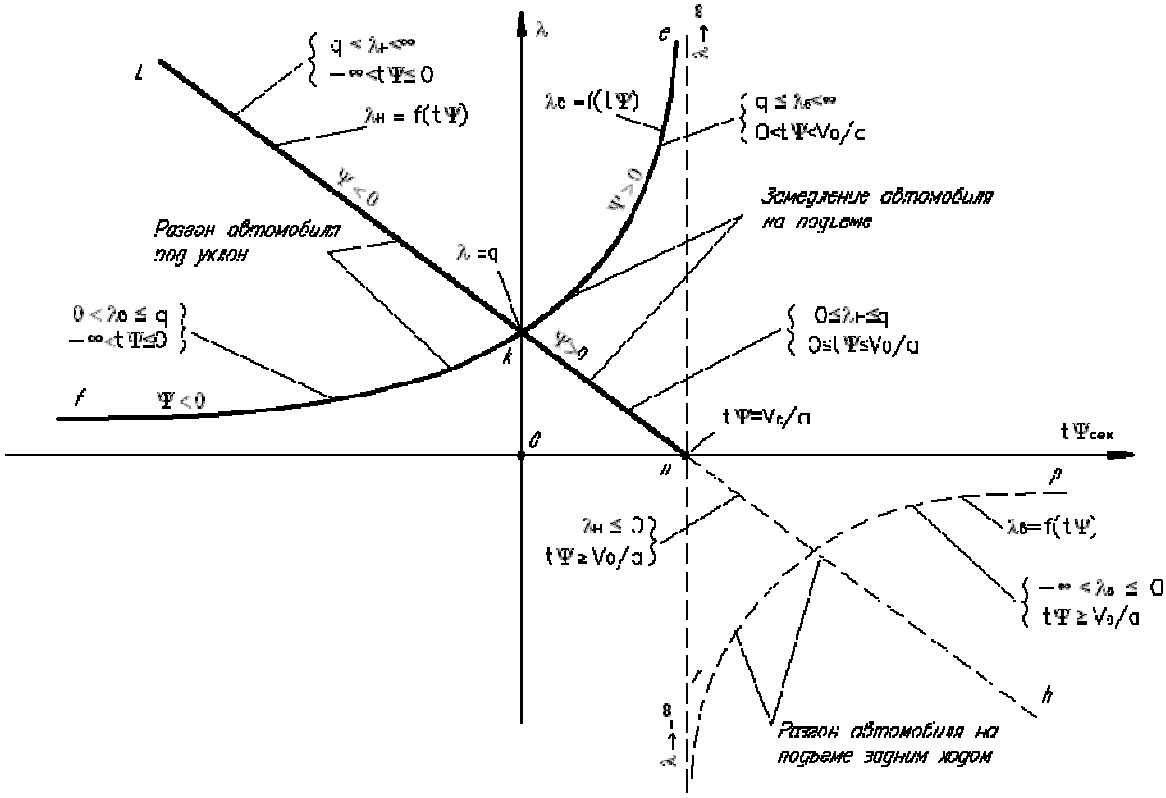


Рисунок 5.16 – График зависимостей $\lambda_в = f(t\cdot\Psi)$, $\lambda_н = f(t\cdot\Psi)$ при переключении передач для случая $P_w=0$

4) величина $1-\dfrac{3{,}6\cdot t\cdot\Psi\cdot g}{v_0\cdot(1+\xi)}=0$, откуда фактор $t\cdot\Psi=\dfrac{v_0}{a}=\dfrac{v_0\cdot(1+\xi)}{3{,}6\cdot g}$; этот случай имеет место, когда автомобиль, двигаясь на подъем, потерял скорость до нуля, тогда величина $\lambda_в=\infty$, а $\lambda_н=0$;

5) величина $1-\dfrac{3{,}6\cdot t\cdot\Psi\cdot g}{v_0\cdot(1+\xi)}<0$, но фактор $t\cdot\Psi>0$, что соответствует случаю, когда автомобиль после потери скорости до нуля при движении на подъем начал разгоняться задним ходом (этот случай изображен на рисунке 5.16 пунктирными линиями); в этом случае величины как $\lambda_в$, так и $\lambda_н$ будут меньше нуля;

6) величина $1-\dfrac{3{,}6\cdot t\cdot\Psi\cdot g}{v_0\cdot(1+\xi)}<0$ и фактор $t\cdot\Psi<0$; это имеет место, когда автомобиль разгоняется под уклон, т. е. $v>v_0$; величина $\lambda_в$ в этом случае меньше q, а $\lambda_н$ больше q. При $t\cdot\Psi\to\infty$ величина $\lambda_в\to0$, а $\lambda_н\to\infty$ в связи с тем, что при составлении дифференциального уравнения движения P_w было принято равным нулю. В действительности же при любых сколь угодно больших величинах фактора $t\cdot\Psi$ значения $\lambda_в$ и $\lambda_н$ имеют определенные фиксированные значения, ограниченные асимптотами (рисунок 5.15).

Чтобы яснее представить себе, в какой степени влияет изменение скорости автомобиля на величину действительного интервала оборотов, определим для примера его значение для случая переключения на высшую передачу при следующих исходных данных: v_0 = 10 км/ч; q=1,8; Ψ=0,08; t=2 сек; ξ=0,03; тогда по уравнению (5.97) получим

$$\lambda_в = \frac{1{,}8}{1-\frac{3{,}6\cdot 9{,}81\cdot 0{,}08\cdot 2}{10\cdot(1+0{,}03)}} = 4,$$

т.е. величина действительного интервала оборотов превышает величину кинематического интервала в 2,2 раза, а именно этим значением $\lambda_в$=4 будет определяться величина мощности двигателя, которую он будет иметь после перехода на высшую передачу. Мощность эта примерно в 2 раза меньше мощности, соответствующей q=1,8, которая бы имелась, если бы отсутствовало сопротивление дороги и воздуха.

В некоторых случаях с целью упрощения расчетов, но с учетом сил сопротивления воздуха P_w можно приближенно допустить, что эти силы за время переключения остаются постоянными. Тогда интеграл уравнения (5.85) будет равен

$$t = \frac{(v_0 - v)\cdot(1+\xi)}{3{,}6\cdot g\cdot\left(\Psi + \frac{k\cdot F\cdot v_0^2}{3{,}6^2\cdot G}\right)},$$

и, соответственно, действительный интервал оборотов для случая переключения на высшую передачу будет описываться уравнением

$$\lambda_в = \frac{q}{1-\frac{3{,}6\cdot g\cdot t}{v_0\cdot(1+\xi)}\cdot\left(\Psi + \frac{k\cdot F\cdot v_0^2}{3{,}6^2\cdot G}\right)},$$

а при переходе на низшую передачу величина $\lambda_н$ будет равна

$$\lambda_н = q\cdot\left[1-\frac{3{,}6\cdot g\cdot t}{v_0\cdot(1+\xi)}\cdot\left(\Psi + \frac{k\cdot F\cdot v_0^2}{3{,}6^2\cdot G}\right)\right].$$

Заключение по разделу 5.6

1. В реальных условиях работы автомобиля величина кинематического интервала ступеней в классическом определении не всегда может достаточно полно характеризовать качества трансмиссии и автомобиля, что потребовало введения понятия действительной величины интервала оборотов ведущих частей трансмиссии, обусловленного изменением скорости автомобиля за время переключения передач.

2. Найдены аналитические уравнения связи между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления.

3. Величина действительного интервала оборотов ведущих частей трансмиссии при переключении передач равна величине кинематического интервала оборотов только в случае движения автомобиля под уклон со скоростью $v = 3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}$. Во всех остальных случаях реальных условий эксплуатации автомобиля при значениях кинематических интервалов автомобильных коробок передач, находящихся в диапазоне 1,2 –2, величина действительного интервала оборотов может принимать значения от 0 до $+\infty$.

4. При переключении на высшую передачу в зоне больших величин Ψ существенно возрастает величина действительного интервала оборотов, что обусловит увеличение работы синхронизации, в соответствии с чем, в этом случае, целесообразно повышение синхронизирующего момента; это позволит улучшить динамические качества автомобиля и одновременно уменьшить величину работы буксования и соответственно износ синхронизаторов.

5. При переходе на низшую передачу с целью повышения эффективности торможения двигателем при движении автомобиля под уклон величина действительного интервала оборотов будет возрастать и, как показывают расчеты, в некоторых случаях может лимитировать возможность включения низшей передачи, что подтверждается практикой эксплуатации автомобилей в горных условиях, в соответствии с чем, необходимо для повышения безопасности при движении на крутых спусках перед началом переключения снижать скорость автомобиля.

6. Расчеты по выведенным зависимостям показывают, что при больших величинах суммарного дорожного сопротивления величина времени переключения передач оказывает на величину действительного интервала оборотов существенно большее влияние, чем собственно величина кинематического интервала ступеней, что требует уделения особого внимания вопросам легкости и быстроты управления в зоне низших передач при работе автомобиля в тяжелых дорожных условиях.

7. Величина действительного интервала оборотов является достоверным исходным параметром, который позволит успешнее решать задачи, связанные с выбором системы управления коробкой передач и ее основных параметров в зависимости от назначения автомобиля, определением величин используемой мощности двигателя в зависимости от условий работы автомобиля, определением разгонных и тяговых качеств автомобиля, и другие вопросы теории автомобиля, а также глубже понять процессы происходящих явлений при переключении передач, обусловленные наличием механической ступенчатой трансмиссии.

5.7 Разработка оценочных критериев по изгибной напряженности

Аналитическая зависимость для передач с внешним зацеплением по определению показателя изгибной несущей способности, полученная на основе зависимостей напряжений изгиба зубьев [107, 138], имеет следующий вид:

$$H_{из} = \frac{A^2 \cdot b \cdot n \cdot \sqrt[6]{I \cdot I_ш}}{M(I+1) \cdot \sqrt[6]{n}}, \quad (5.99)$$

где $H_{из}$ – показатель несущей способности по изгибу;

A – межосевое расстояние, мм;

b – ширина зубчатого венца шестерни, мм;

M – крутящий момент на шестерни, Н.м;

n – число промежуточных валов;

I – передаточное число расчетной пары;

$I_ш$ - передаточное число от входного вала до шестерни.

В формуле (5.99) на основе более чем шестидесятилетнего опыта по созданию механических многоступенчатых коробок передач в НАМИ [83], и учитывая, что в коробках передач автомобилей зубья шлифуют (в том числе и переходную поверхность зуба), принят показатель степени кривой усталости равным 6 [138, таблица 13].

Расчетная зависимость (5.99) учитывает геометрические (A и b), силовые (M), кинематические (I) и циклические факторы (число нагружений за один оборот, n) работы.

Относительное увеличение или уменьшение долговечности (относительная, сравнительная долговечность) по отношению к сравниваемому аналогу (той или иной пары шестерен или целиком редуктора), для несущей способности по изгибу будет определяться:

$$Д_{из} = \left(\frac{H_{из}}{H_{из.анал}}\right)^6, \quad (5.100)$$

где $H_{из.анал}$ – значение показателя несущей способности по изгибу для сравниваемого аналога;

Оценка по сравнительной несущей способности и сравнительной долговечности дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя, в частности, в сторону его повышения или при корректировке каких-либо параметров коробки передач, например, изменению передаточных чисел. Простота изложенного метода сравнительной оценки по несущей способности или относительной долговечности заключается в том, что максимально быстро, без необходимости закупки агрегатов и геометрической расшифровки их параметров, имея только графическое изображение агрегата и кинематические параметры, можно получить достоверное представление о новом агрегате, поступившем на рынок, или агрегате, широко используемом в автомобильном парке той или иной страны. Позитивным фактором показателей несущей

способности является то, что они включают в себя число нагружений за один оборот шестерни или зубчатого колеса (циклический фактор), равное числу промежуточных валов n коробки передач, что не учитывается при оценке по изгибной или контактной напряженности в классическом виде [107, 138].

Также получены аналитические расчетные зависимости показателей несущей способности для планетарного механизма:

$$H_{из} = \frac{2 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot b \cdot \sqrt[6]{\frac{I_ш \cdot I_п \cdot (I_п - 2)}{2 \cdot (I_п - 1)}}}{M \cdot I_п}, \qquad (5.101)$$

где p – число сателлитов;

$I_п$ – передаточное число планетарного механизма;

$I_ш$ – передаточное число от первичного вала к солнечной шестерне;

M – крутящий момент на солнечной шестерни, Н.м;

A – межосевое расстояние планетарного ряда;

b – ширина солнечной шестерни или сателлита.

Заключение по разделу 5.7

1. Получены аналитические зависимости для определения показателя изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя.

5.8 Разработка оценочных критериев по контактной напряженности

Аналитическая зависимость для расчета показателя контактной несущей способности шестерен, полученная на основе зависимостей для контактных напряжений зубьев [107, 138]:

$$H_к = \frac{A^2 \cdot b \cdot n \cdot \sqrt[3]{I_ш}}{M(I+1)^3 \cdot \sqrt[3]{n}}, мм^3 / Н.м, \quad (5.102)$$

где $H_к$ – показатель контактной несущей способности;

A – межосевое расстояние, мм;

b – ширина зубчатого венца шестерни, мм;

M – крутящий момент на шестерни, Н.м;

n – число промежуточных валов;

I – передаточное число расчетной пары (при расчете показателя контактной несущей способности при $I > 1$ в формулу (5.102) подставляется I=1);

$I_ш$ - передаточное число от входного вала до шестерни.

Относительное увеличение или уменьшение долговечности (относительная, сравнительная долговечность) по отношению к сравниваемому аналогу (той или иной пары шестерен или целиком редуктора) для контактной несущей способности будет определяться:

$$Д_{из} = \left(\frac{H_к}{H_{к.анал}}\right)^3, \quad (5.103)$$

где $H_{к.анал}$ – значение показателя контактной несущей способности для сравниваемого аналога.

Также получены аналитические расчетные зависимости показателей несущей способности для планетарного механизма:

$$H_к = \frac{4 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot b \cdot (I_п - 2)}{M \cdot I_п^3} \sqrt[3]{\frac{I_ш \cdot I_п}{p \cdot (I_п - 1)}} \quad (5.104)$$

где p – число сателлитов;

$I_п$ – передаточное число планетарного механизма;

$I_ш$ – передаточное число от первичного вала к солнечной шестерне;

M – крутящий момент на солнечной шестерни, Н.м;

A – межосевое расстояние планетарного ряда;

b – ширина солнечной шестерни или сателлита.

Заключение по разделу 5.8

1. Получены аналитические зависимости для определения показателя контактной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя.

5.9 Аналитическое исследование с помощью оценочных критериев по несущей и контактной напряженности многоступенчатых коробок передач с экстраполированием в параметры сравнительной долговечности коробки передач

Аналитические зависимости (5.99) – (5.104) позволяют достаточно быстро сравнить несущие способности коробок передач, выполненных по различным кинематическим схемам, например коробки передач с двумя или тремя промежуточными валами (коробки передач фирм «Итон», «Спэйсер», «Мак») с коробками передач, имеющими трехвальный основной редуктор, в том числе со встроенным делителем в сочетании с задним планетарным демультипликатором (коробки передач фирм «Цанрад Фабрик», «Мерседес-Бенц», «Вольво», «Рено», ЯМЗ и т.д.), и на основе только конструктивных особенностей (при прочих равных условиях) дать оценку их сравнительной долговечности.

В период с 1999-2003 гг. в НАМИ был выполнен полный комплекс работ НИР и ОКР, в результате которого создана 16-ступенчатая синхронизированная коробка передач «КОМ-НАМИ» для большегрузных автомобилей и автопоездов с крутящим моментов до 2200 Н.м., экспериментальные образцы которой изготовлены на заводе Группы компаний «КОМ» (рисунок 5.17).

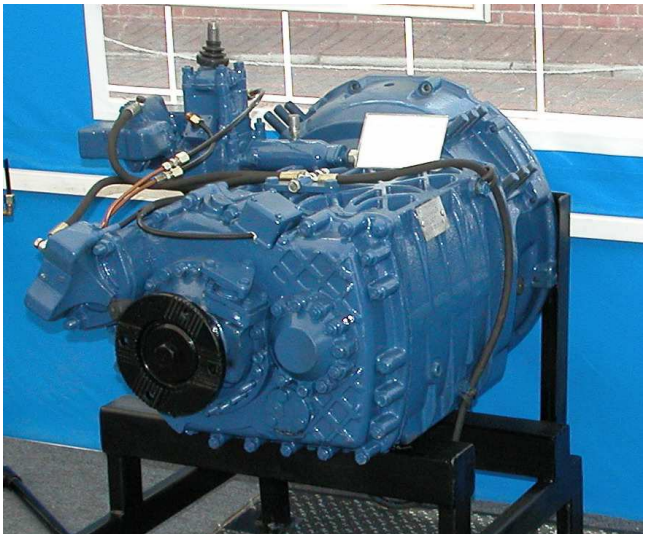


Рисунок 5.17 – Экспериментальный образец коробки передач «КОМ-НАМИ» ТМ16-2000

В таблицах 5.1–5.4 представлены исходные данные для расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробки передач ТМ16-2000 (рисунок 5.18), кинематическая схема которой представлена на рисунке 5.19. Коробка передач ТМ16-2000 имеет межосевое расстояние A_w =170 мм, входной момент M = 2200 Н.м, диапазон коробки передач d = 17,04, осевой габарит по торцам картера коробки передач L = 570 мм., демультипликатор планетарного типа с межосевым расстоянием A_w = 80 мм, числом сателлитов p = 5 и передаточным числом планетарной передачи i = 4,46.

Таблица 5.1 – Передаточные числа $I_к$ коробки передач ТМ16-2000

номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I_k	13,77	11,13	9,68	7,82	6,59	5,32	4,46	3,6	3,09
номер передачи	10	11	12	13	14	15	16	Zx1	Zx2
I_k	2,49	2,17	1,75	1,47	1,19	1	0,81	11,42	9,23

В таблице 5.1 и далее принято обозначение Zx – передачи заднего хода.

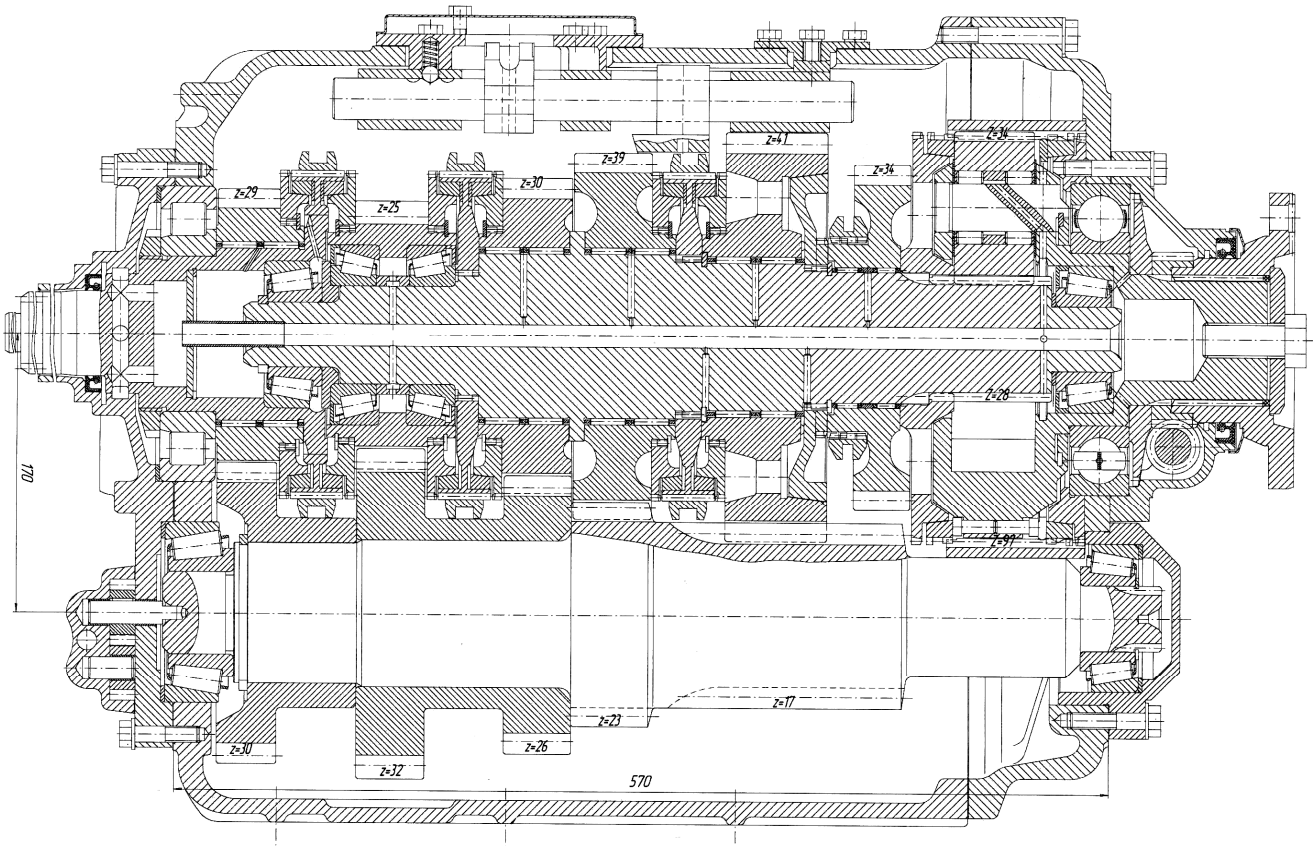


Рисунок 5.18 – Коробка передач ТМ16-2000 (продольный разрез)

Таблица 5.2 – Передаточные числа пар шестерен коробки ТМ16-2000

Индекс пары	I пара	2 пара		3 пара	4 пара	5 пара
		Характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,034	1,28	0,78	1,15	1,695	2,41

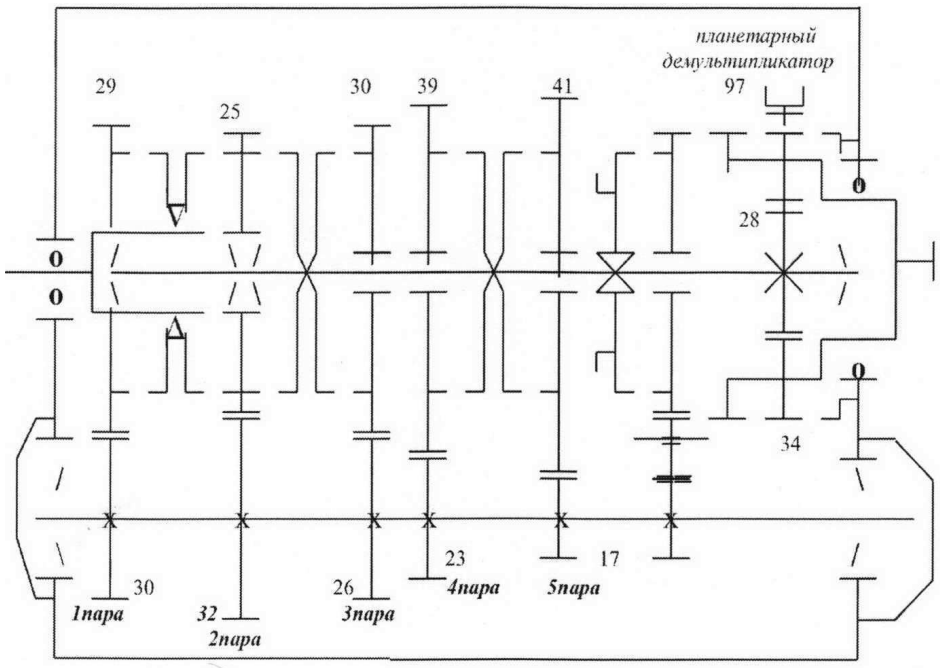


Рисунок 5.19 – Кинематическая схема коробки передач ТМ16-2000

Таблица 5.3 – Ширина зубчатых венцов шестерен

Индекс пары		1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5-я пара
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм		38,3	44,5	42,5	47,5	62
Ширина шестерен промежуточного вала, мм		36,5	41,5	40,5	51	76
Расчетная ширина, мм	на изгиб B_u,	37,4	43	41,5	49,25	69
	на контакт $B_к$„	36,5	41,5	40,5	47,5	62

Таблица 5.4 – Ширина зубчатых венцов шестерен планетарного демультипликатора

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб, $B_{ср}$	на контакт, $B_к$
59	49	54	49

В таблицах 5.5-5.9 представлены исходные данные для расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей с высшей прямой и повышающей передачами коробки передач ZF 16S-220, имеющей межосевое расстояние A_w = 154 мм, входной момент модификации коробки передач с высшей повышающей передачей M = 2300 Н.м; входной момент модификации коробки передач с высшей прямой передачей M = 2200 Н.м; диапазон передаточных чисел модификации коробки передач с высшей повышающей передачей d = 16,43; диапазон передаточных чисел модификации коробки передач с высшей прямой передачей d = 16,47; осевой габарит по торцам картера коробки передач L = 740 мм; межосевое расстояние планетарного демультипликатора A_w = 82 мм, число сателлитов p=5, передаточное число планетарной передачи i = 4,58 (рисунок 5.20).

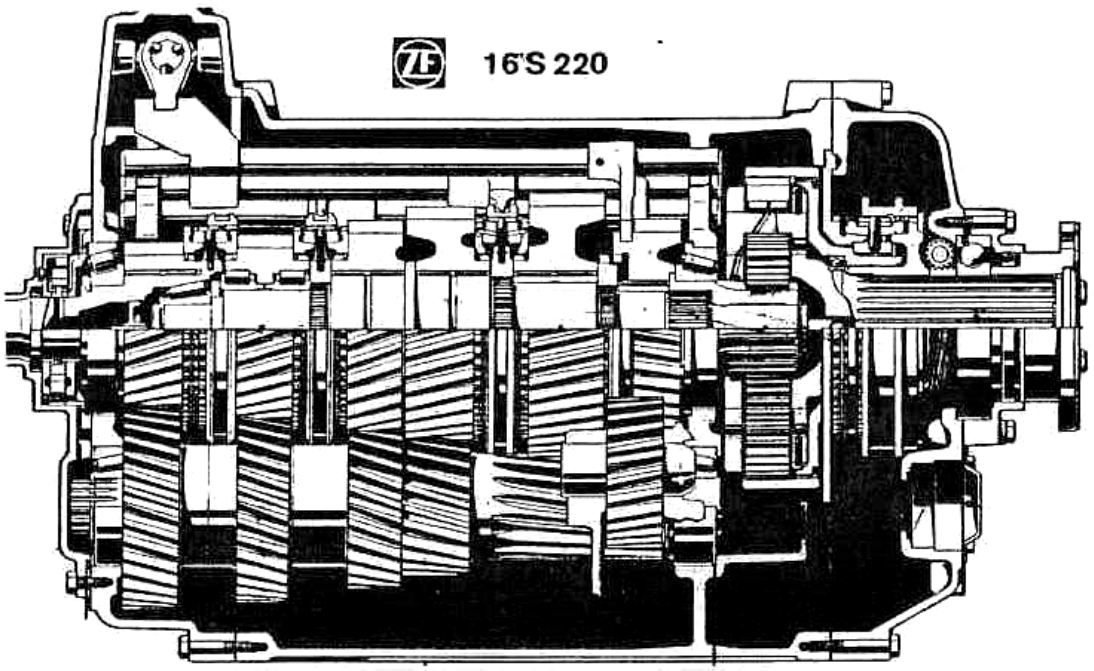


Рисунок 5.20 – Коробка передач ZF 16S220

Таблица 5.5 – Передаточные числа пар шестерен модификаций коробок передач ZF 16S220 с высшей повышающей и высшей прямой передачами

номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9
с повыш. передачей	13,8	11,55	9,53	8,02	6,81	5,70	4,58	3,84	3,01
с прямой передачей	16,47	13,79	11,32	9,48	7,79	6,52	5,48	4,58	3,59
номер передачи	10	11	12	13	14	15	16	Zxl	Zx2
с повыш. передачей	2,52	2,09	1,75	1,49	1,24	1	0,84	12,23	10,24
с прямой передачей	3,01	2,47	2,07	1,7	1,4	1,2	1	13,32	11,15

Таблица 5.6 – Передаточные числа пар шестерен коробки передач ZF 16S220 с высшей повышающей передачей

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		Характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	0,912	1,09	0,917	1,364	1,91	2,76

Таблица 5.7 – Передаточные числа пар шестерен коробки передач ZF 16S220 с высшей прямой передачей

Индекс пары	1- пара	2 пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		Характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,3	1,09	0,917	1,3	1,91	2,76

Таблица 5.8 – Ширина зубчатых венцов шестерен для модификации коробки передач ZF 16S220 с высшей повышающей и высшей прямой передачей

Индекс пары		1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5- пара
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм		47	43,5	45	58	64
Ширина шестерен промежуточного вала, мм		47	40,5	45	58	78
Расчетная ширина, мм	на изгиб B_u,	47	45	45	58	71
	на контакт $B_к$	47	40,5	44	58	64

Таблица 5.9 – Ширина зубчатых венцов шестерен планетарного демультипликатора коробки передач ZF 16S220

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб, $B_{ср}$	на контакт, $B_к$
36	36	36	36

В таблицах 5.10-5.13 представлены исходные данные для расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей с высшей прямой и повышающей передачами коробки передач ZF 16S181, по кинематической схеме и компоновке аналогичной ZF 16S220 (рисунок 5.20). Данная коробка передач имеет следующие параметры: межосевое расстояние A_w=154 мм; входной момент M=2200 Н.м; диапазон передаточных чисел модификации коробки передач с высшей повышающей передачей d=16,43; осевой габарит по торцам картера коробки передач L=740 мм; межосевое расстояние планетарного демультипликатора A_w=82 мм; число сателлитов p =5; передаточное число планетарной передачи i =4,5.

Несмотря на то, что передаточные числа коробки передач 16S181 практически соответствуют передаточным числам коробки передач 16S220, расчет по определению показателей несущей способности представляет интерес в связи с тем, что разбивка передаточных чисел по парам шестерен существенно отличается

Таблица 5.10 – Передаточные числа I_k коробки передач ZF 16S181

номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I_k	13,8	11,55	9,59	8,02	6,81	5,70	4,58	3,84	3,01
номер передачи	10	11	12	13	14	15	16	Zx1	Zx2
I_k	2,52	2,09	1,75	1,49	1,24	1	0,84	13,17	11,03

Таблица 5.11 – Передаточные числа пар шестерен коробки ZF 16S181

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		Характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,088	1,3	0,77	1,143	1,6	2,136

Таблица 5.12 – Ширина зубчатых венцов шестерен в коробке ZF 16S181

Индекс пары		1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5- пара
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм		47	46	46	58	64
Ширина шестерен промежуточного вала, мм		47	44	45	56	70
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_{из}$	47	45	45,5	57	67
	на контакт $B_к$	47	44	44	56	64

Таблица 5.13 – Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора ZF 16S181

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб $B_{ср}$	на контакт $B_к$
36	36	36	36

В таблицах 5.14-5.17 представлены исходные данные расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробки передач Mercedes-Benz G180-11,9, имеющей межосевое расстояние A_w = 152 мм, входной момент M = 2000 Н.м, диапазон передаточных чисел d = 14, осевой габарит по торцам картера коробки передач L = 630 мм; межосевое расстояние планетарного демультипликатора A_w=82 мм; число сателлитов p = 5; передаточное число планетарной передачи i = 3,57.

Таблица 5.14 – Передаточные числа I_k коробки передач G180-11,9

номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8
I_k	11,9	10,09	8,24	6,99	5,83	4,95	4,2	3,57
номер передачи	9	10	11	12	13	14	15	16
I_k	2,83	2,4	1,96	1,66	1,39	1,18	1	0,85

Таблица 5.15 – Передаточные числа пар шестерен коробки G180-11,9

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,172	1,38	0,725	1,18	1,66	2,41

Таблица 5.16 – Ширина зубчатых венцов шестерен коробки G180-11,9

Индекс пары		1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5-я пара
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм		35	30	35	40	53
Ширина шестерен промежуточного вала, мм		31,5	27	32	37	58
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_и$,	33,25	28,5	33,5	38,5	55,5
	на контакт $B_к$„	31,5	27	32	37	53

Таблица 5.17 – Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора G180-11,9

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб $B_{ср}$	на контакт $B_к$
32	28	30	28

В таблицах 5.18-5.21 представлены исходные данные расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробки передач Volvo SR-2000 (рисунок 5.21), имеющей межосевое расстояние A_w =170 мм, входной момент M = 2000 Н.м; диапазон коробки передач d =15,04; осевой габарит по торцам картера коробки передач L=625 мм (1-я передача и передача заднего хода вынесены на дополнительный 4-й вал и их передаточные числа обеспечиваются трехпарным зацеплением); межосевое расстояние A_w = 83мм, число сателлитов p = 5, передаточное число планетарной передачи i = 3,57.

Таблица 5.18 – Передаточные числа I_k коробки передач Volvo SR-2000

номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8
I_k	15,04	12,04	10,4	8,4	6,84	5,5	4,4	3,57
номер передачи	9	10	11	12	13	14	15	16
I_k	29	2,35	1,92	1,55	1,24	1	17,12	13,8

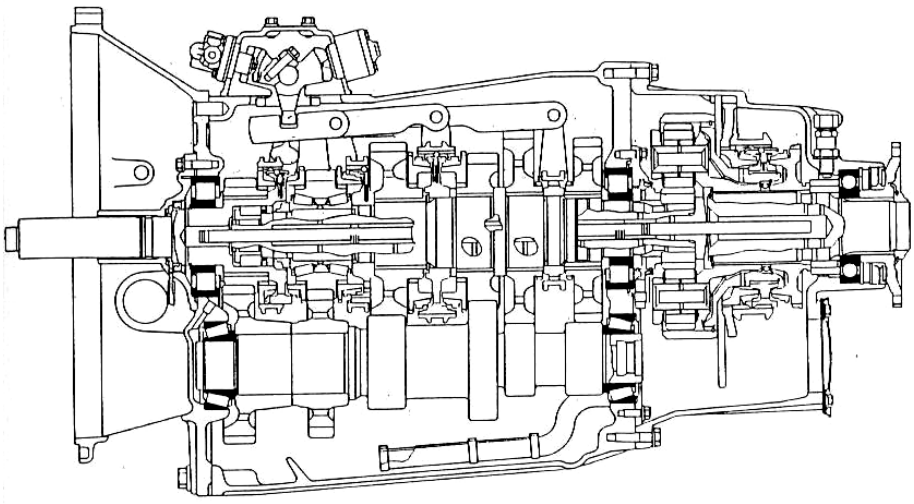


Рисунок 5.21 – Коробка передач Volvo SR 2000

Таблица 5.19 – Передаточные числа пар шестерен коробки передач Volvo SR-2000

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я** пара
		характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,56	1,25	0,8	1,23	1,87	2,7

** Непоказательна в связи с низкой несущей способностью, определяемой кинематической схемой коробки передач, и интереса для сравнения не представляет.

Таблица 5.20 – Ширина зубчатых венцов шестерен коробки передач Volvo SR-2000

Индекс пары		1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм		31,5	33,5	34	35
Ширина шестерен промежуточного вала, мм		31,5	30	38	35
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_{из}$	33,55	31,75	36	35
	на контакт $B_к$	31,5	30	34	33,5

Таблица 5.21 – Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора SR-2000

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб, $B_{ср}$	на контакт, $B_к$
39	24	36,5	34

Результаты расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробок передач приведены в таблице 5.22.

Таблица 5.22. – Расчетные величины показателей изгибной и контактной несущих способностей пар шестерен основного редуктора, делителя и демультипликатора коробок передач ТМ16-2000, ZF 16S220,ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000

Фирма, модель коробки передач	Показатели несущей способности, мм³/Н.м	1-я пара	2-я пара			3-я пара		4-я пара		5-я пара		Демультипликатор	
			Режим привода	Режим		Диапазон делителя						Диапазон делителя	
				прямая	повышающая	высший	низший	высший	низший	высший	низший	высший	низший
КОМ-НАМИ, ТМ16-2000	$H_{из}$	0,243	0,258	—	0,296	0,252	0,211	0,255	0,213	0,299	0,250	0,1775	0,1485
	$H_к$	0,059	0,059	—	0,074	0,060	0.052	0,053	0,046	0,048	0,042	0,0275	0,0235
ZF 16S220, высшая передача прямая;	$H_{из}$	0,230	0,220	0,187	—	0,205	0,177	0,223	0,192	0,224	0,194	0,1045	0,090
	$H_к$	0,054	0,052	0,048	—	0,048	0,044	0,046	0,041	0,034	0,030	0,018	0,016
ZF 16S220, высшая передача повышающая	$H_{из}$	0,250*	0,210	—	0,240	0,223	0,192	0,247	0,213	0,249	0,215	0,1655	0,0995
	$H_к$	0,063*	0,050	—	0,058	0,050	0,044	0,049	0,044	0,036	0,032	0,0195	0,017
ZF 16S181, высшая передача повышающая	$H_{из}$	0,252*	0,221	—	0,283	0,219	0,188	0,238	0,205	0,234	0,202	0,1275	0,110
	$H_к$	0,161	0,051	—	0,070	0,052	0,046	0,052	0,046	0,038	0,033	0,0205	0,018
Mercedes-Benz G180-16/11,9	$H_{из}$	0,181	0,146	—	0,158	0,160	0,140	0,159	0,139	0,191	0,166	0,1235	0,1075
	$H_к$	0,042	0,032	—	0,040	0,038	0,034	0,034	0,030	0,033	0,030	0,0215	0,019
Volvo SR-2000	$H_{из}$	0,191	0,211	0,170	—	0,200	0,167	0,162	0,135	—	—	0,1295	0,1075
	$H_к$	0,042	0,0476	0,044	—	0,047	0,040	0,033	0,028	—	—	0,0235	0,020

* Некоторое превышение указанных несущих способностей приводной пары (по сравнению с КОМ-НАМИ), работающей в режиме повышающей передачи, определяется тем, что геометрические параметры, в частности, ширина зубчатых венцов этой пары, диктовались необходимостью обеспечения надлежащей долговечности при установке приводной пары для модификации коробки передач с высшей прямой передачей, в то время как для повышающей пары такая необходимость отсутствует.

Средние расчетные величины коэффициента превышения K (таблица 5.23) показателей изгибной $H_{из}$ и контактной $H_к$ несущих способностей пар шестерен коробки передач ТМ16-2000 и демультипликатора по отношению к несущей способности коробок передач-аналогов можно определить зависимостью:

$$K = \frac{H}{H'} \tag{5.105}$$

где H – суммарная величина изгибных или контактных несущих способностей всех пяти пар шестерен основного редуктора и делителя коробки передач ТМ16-2000 или демультипликатора;
H' – аналогично для пяти пар шестерен коробок передач – аналогов основного редуктора или демультипликатора.

Таблица 5.23. – Результаты расчета коэффициента превышения K
по пяти парам шестерен основного редуктора и делителя, а также демультипликатора

Фирмы, модель коробки передач	Пары шестерен основного редуктора и делителя		Пара шестерен демультипликатора	
	$K_{из}$	$K_к$	$K_{из}$	$K_к$
ZF 16S220, высшая передача прямая	1,23	1,24	1,63	1,46
ZF 16S220, высшая передача повышенная	1,11	1,16	1,48	1,36
ZF 16S118	1,14	1,14	1,37	1,32
Mercedes-Benz, G80-16/11,9	1,58	1,57	1,41	1,24
Volvo SR-2000	1,4	1,38	1,37	1,17

Необходимо особо подчеркнуть значительные преимущества коробки передач с высшей повышающей передачей, так как, во-первых, несущая способность всех шестерен коробки передач по сравнению с коробкой передач с высшей прямой передачей повышается в среднем на 20 %, во-вторых, низший диапазон делителя начинает работать только с 13-й передачи, а не с 15-й, как это имеет место при наличии высшей прямой передачи, что дополнительно значительно снижает нагруженность коробки передач.

Принимая во внимание то, что удельные мощности для автопоездов относительно невелики и находятся в пределах 5,9-7,4 кВт/т (8-10 л.с/т), а также в связи с малой величиной интервала 1,18-1,22 между 16-й и 15-й передачами, время работы на этих передачах практически одинаково, в соответствии с чем для коробок передач с широким диапазоном d = 14-17 и плотным рядом передаточных чисел q =1,18-1,22 наиболее экономически рациональным для данной кинематической схемы является выполнение коробки передач с высшей повышающей передачей.

Заключение по разделу 5.9

Анализ силовых, геометрических, кинематических и расчетных параметров, определяющих сравнительные величины изгибной и контактной несущих способностей, позволил выявить существенные преимущества коробки передач ТМ16-2000 по отношению к ближайшим аналогам ведущих фирм в области трансмиссий:

- осевой габарит коробки передач ТМ 16-2000 на 23% (170 мм) меньше по сравнению с коробкой передач 16S220, имеющей равную величину входного крутящего момента;

- величина диапазона передаточных чисел коробки передач ТМ16-2000 в среднем по сравнению с аналогами больше на 8,7%;

- показатель изгибной несущей способности основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,29 раза;

- показатель контактной несущей способностью основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,3 раза;

- показатель изгибной несущей способности планетарного демультипликатора в среднем больше в 1,47 раза;

- показатель контактной несущей способности планетарного демультипликатора в 1,33 раза больше.

Полученные результаты и проведенный анализ показывают существенные преимущества коробки передач ТМ 16-2000 по отношению к ближайшим аналогам по целому комплексу показателей, в том числе, что особенно важно, по изгибной и контактной напряженности шестерен коробки передач ТМ 16-2000 существенно ниже напряженности шестерен коробок - аналогов. Это дает основание считать, что технический уровень коробки передач ТМ16-2000, обусловленный ее конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.

5.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «КОМ») новые и эффективные методы и средства для исследования и создания коробок передач с автоматическим управлением, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетным направлениям и «Энергетика и энергосбережение».

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по созданию коробок передач с автоматическим управлением внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматическим управлением.

Результаты исследований внедрены в образовательный процесс подготовки студентов по специальностям 190201 «Автомобили и тракторостроение», 190202 «Многоцелевые вездеходные машины» и магистрантов по направлению 190100 «Наземные транспортные системы» в курсах лекций, указанных в таблице 5.24:

Таблица 5.24 – Тип, форма и место внедрения результатов в учебный процесс

	Форма внедрения	Тип внедрения	Место внедрения
	1	2	3
1.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Спец. Главы теории автомобиля» 8 часов	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
2.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Теория вездеходных машин» 4 часа	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
3.	Курс	Дополнение к курсу лекций «САПР автомобиля и трактора» 4 часа	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
4.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Конструирование и расчет автомобиля» , 16 часов	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ

5.11 Обобщение и оценка результатов исследований

1 Анализ работ посвященных тенденциям развития современных механических коробок передач позволит выделить следующие направления:

- Увеличение плотности ряда передаточных чисел на всем диапазоне коробки передач, что, прежде всего, имеет место в коробках передач автомобилей большой и особо большой грузоподъемности.

- Увеличение диапазона передаточных чисел, определяющего предельные тяговые и скоростные показатели автомобиля, позволяет повышать тяговые качества автомобиля или автопоезда и одновременно уменьшать работу буксования сцепления, тем самым повысить надежность и долговечность его работы.

- Применение новых конструктивных схем коробок передач и, в первую очередь, многоступенчатых коробок передач, позволяющих при сравнительно малом числе шестерен, за счет установки дополнительных приводных пар перед основным редуктором или планетарных синхронизированных демультипликаторов, устанавливаемых за основным редуктором, либо за счет применения так называемых комбинированных схем, включающих в себя как передний делитель, так и задний планетарный демультипликатор, позволяющих обеспечить требуемое число передач.

- Применение новых конструкций малогабаритных энергоемких муфтовых синхронизаторов, отличительной особенностью которых являются увеличенная долговечность при одновременном уменьшении осевых размеров, что позволяет выполнить коробку передач в минимальных осевых габаритах; использование молибденированных конусов трения синхронизатора, что в 5-10 раз повышает долговечность работы по сравнению с лучшими марками латуни и бронзы; полная ремонтопригодность по каждой из деталей синхронизатора (зубчатый венец, муфта, блокирующее кольцо), что исключительно важно для эксплуатации. Производимые в России пальчиковые и обоймовые синхронизаторы, полностью неремонтопригодные по всем деталям, резко удорожают стоимость ремонта коробки передач и приводят к повышенному расходу металла; нечувствительность к крутильным колебаниям и динамическим нагрузкам, в то время как обоймовый и пальчиковый синхронизаторы резко снижают свою долговечность при наличии вышеуказанных факторов; применение двухконусных муфтовых синхронизаторов, двукратно повышающих несущую способность.

- Тенденция установки шестерен на валах на игольчатых подшипниках в сепараторах, что позволяет существенно повысить скоростной режим работы коробки передач, а также улучшить центрирование шестерен на валах. Данное конструктивное решение в сочетании со смазкой под

давлением, что особенно необходимо для высоконагруженных коробок передач, обеспечивает гарантированно надежную работу этого узла.

- Все возрастающее применение автоматизированного управления сцеплением и переключением передач.

2 Выбор передаточных чисел многоступенчатых коробок передач начинается с определения наибольших и наименьших значений, а также ее кинематического интервала передач базовой коробки, который может определяться по геометрического, гармоническому и арифметическому рядам.

3 На большей части европейский и японских автомобилей передаточные числа базовых коробок передач соответствуют гармоническому ряду, а геометрический ряд передаточных чисел базовых коробок передач в чистой виде не применяется. Передаточные числа по арифметическому ряду выбираются только для технологических машин.

4 Параметры делителя и демультипликатора определяются их числом ступеней, и кинематическим интервалом и числом передач базовой коробки.

5 Выведенные теоретические зависимости позволяют увязать и рассчитать основные параметры пневматического привода (P_p, S, F, V и др.) в зависимости от параметров коробки передач ($I, M_{\text{тр}}, r_{\text{с}}, r_{\text{м}}, i_{\text{кп}}$ и др.), автомобиля ($C_{\text{м}}, i_0, r_{\text{к}}$ и др.) и условий сопротивления движению (ψ) при протекании процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр: а) критическом, б) подкритическом, в) при постоянном давлении.

6 Замена криволинейной зависимости давления в функции времени $P = f(t)$ для подкритической зоны истечения линейной зависимостью вполне допустима и дает практически удобные выражения связи, позволяющие получить простые расчетные зависимости.

7 В реальных условиях работы автомобиля величина кинематического интервала ступеней в классическом определении не всегда может достаточно полно характеризовать качества трансмиссии и автомобиля, что потребовало введения понятия действительной величины интервала оборотов ведущих частей трансмиссии, обусловленного изменением скорости автомобиля за время переключения передач.

8 Найдены аналитические уравнения связи между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления.

9 Величина действительного интервала оборотов ведущих частей трансмиссии при переключении передач равна величине кинематического интервала оборотов только в случае

движения автомобиля под уклон со скоростью $v = 3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}$. Во всех остальных случаях реальных условий эксплуатации автомобиля при значениях кинематических интервалов автомобильных коробок передач, находящихся в диапазоне 1,2 –2, величина действительного интервала оборотов может принимать значения от 0 до +∞.

10 При переключении на высшую передачу в зоне больших величин Ψ существенно возрастает величина действительного интервала оборотов, что обусловит увеличение работы синхронизации, в соответствии с чем, в этом случае, целесообразно повышение синхронизирующего момента; это позволит улучшить динамические качества автомобиля и одновременно уменьшить величину работы буксования и соответственно износ синхронизаторов.

11 При переходе на низшую передачу с целью повышения эффективности торможения двигателем при движении автомобиля под уклон величина действительного интервала оборотов будет возрастать и, как показывают расчеты, в некоторых случаях может лимитировать возможность включения низшей передачи, что подтверждается практикой эксплуатации автомобилей в горных условиях, в соответствии с чем, необходимо для повышения безопасности при движении на крутых спусках перед началом переключения снижать скорость автомобиля.

12 Расчеты по выведенным зависимостям показывают, что при больших величинах суммарного дорожного сопротивления величина времени переключения передач оказывает на величину действительного интервала оборотов существенно большее влияние, чем собственно величина кинематического интервала ступеней, что требует уделения особого внимания вопросам легкости и быстроты управления в зоне низших передач при работе автомобиля в тяжелых дорожных условиях.

13 Величина действительного интервала оборотов является достоверным исходным параметром, который позволит успешнее решать задачи, связанные с выбором системы управления коробкой передач и ее основных параметров в зависимости от назначения автомобиля, определением величин используемой мощности двигателя в зависимости от условий работы автомобиля, определением разгонных и тяговых качеств автомобиля, и другие вопросы теории автомобиля, а также глубже понять процессы происходящих явлений при переключении передач, обусловленные наличием механической ступенчатой трансмиссии.

14 Получены аналитические зависимости для определения показателей контактной и изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя.

15 Результаты проведенного анализа показывают существенные преимущества коробки передач ТМ 16-2000 по отношению к ближайшим аналогам по целому комплексу показателей, в том числе, по изгибной и контактной напряженности шестерен. Это дает основание считать, что технический уровень коробки передач ТМ16-2000, обусловленный ее конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы

16 Практические рекомендации по созданию коробок передач с автоматическим управлением будут переданы для внедрения в организации группы компаний «КОМ», а также будут использоваться в учебном процессе кафедры «Автомобили и тракторы» Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева.

6 Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства

6.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации по разработке и эксплуатации транспортных средств с электродвигателем

Автомобильный транспорт оказывает значительное отрицательное воздействие на человека и окружающую среду, которое в Российской Федерации и за рубежом принято оценивать по критерию «экологическая безопасность» через удельные выбросы вредных веществ с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания.

Результаты загрязнения атмосферы крупных городов, в значительной мере формируемого автомобильным транспортом, оценивается с помощью систем мониторинга воздушной среды (например, в г. Москве – «Мосэкомониторинг») по результатам постоянного измерения содержания вредных в воздухе жилых застроек, промышленных зон и «вблизи автодорог» и сравниваются с предельно допустимыми концентрациями, установленными гигиеническими нормативными документами для атмосферы воздуха населенных мест.

По этом данным в г. Москве [142] среднегодовые концентрации формальдегида, твердых частиц, фенола, NO_2, озона превышает гигиенические нормативы соответственно в 4,7; 2.7; 1,8; 1,2 раза.

Правительство Российской Федерации также уделяет повышенное внимание охране окружающей среды. Поэтому, первым в Российской Федерации техническим регламентом, принятым в соответствии с Федеральным законом «О техническом регулировании» стал специальный технический регламент «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ» (Постановление Правительства РФ от 12.10.2005 г. № 609 и от 26 ноября 2009 г. № 956), а также технического регламента «О безопасности колесных транспортных средств» (Постановление Правительства РФ от 10 сентября 2009 г. № 720).

Технический регламент устанавливает обязательные требования к выбросам в зависимости от экологического класса автомобильной техники. Выполнение указанных требований должно обеспечиваться на стадии производства. Оценка соответствия установленным требованиям осуществляется на стадии выпуска в обращение транспортных средств, то есть до начала их эксплуатации на территории Российской Федерации.

В качестве нормативной базы технического регламента применяются Правила ЕЭК ООН № № 24, 83, 49 и 96 в редакциях с различным уровнем поправок, на которые имеется ссылка в пункте 8 технического регламента, и которые Российская Федерация обязана применять на своей территории как страна-участница Женевского Соглашения 1958 г.

Установление требований к различным экологическим классам через Правила ЕЭК ООН гармонизирует национальное российское законодательство с законодательством Европейского Союза, однако, учитывая современный уровень развития отечественной экономики, в техническом регламенте предусмотрен поэтапный переход к соблюдению международных норм в отношении выбросов вредных веществ. В частности, предусмотрено, что выпуск 100 % автомобильной техники экологического класса 3 (Евро-3) происходит с 1 января 2008 г., с 1 января 2012 г. предусмотрено вступление в силу экологического класса 4 (Евро-4), с 1 января 2014 г. — экологического класса 5 (Евро-5).

Европейский Союз уделяет повышенное внимание требованиям экологической безопасности транспортных средств. На текущий момент в Европейском Союзе в отношении экологической безопасности действуют три Директивы ЕС № № 72/306, 88/77, 2005/55 в различных редакциях, которые устанавливают требования к выбросам вредных веществ с выхлопными газами двигателей транспортных средств категорий N2, N3, M2, M3, а также экологическую классификацию транспортных средств по классам — Евро-3, Евро-4, Евро-5. Помимо этого, указанные Директивы ЕС устанавливают сроки введения требований того или иного экологического класса. В частности, нормы Евро-3 были установлены в Европе в качестве обязательных с 2002 года для транспортных средств категорий M2, M3, N2, N3, нормы Евро-4 были введены одновременно для всех категорий транспортных средств с 2005 года. На сегодняшний момент для транспортных средств категорий M2, M3, N2, N3 обязательными являются требования Евро-5, которые вступили в силу с 2008 г.

Предельные значения выбросов, устанавливаемые вышеуказанными Директивами ЕС, приведены в таблице 6.1 [143].

Таблица 6.1 – Предельные значения выбросов,
устанавливаемых директивами ЕС для грузовых автомобилей и автобусов

Класс		CO	HC	NOx	PT
		г/кВт·ч			
ЕВРО 3	дизели	2,1	0,66	5,0	0,10
ЕВРО 4	дизели	1,5	0,46	3,5	0,02
ЕВРО 5	дизели	1,5	0,46	2,0	0,02

Данные Директивы, как и многие другие, действующие в ЕС, были подготовлены в результате работы, аналогичной той, которая осуществляется во Всемирном форуме для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН) и результатом которой стало принятие более 120 Правил, прилагаемых к Женевскому Соглашению 1958 года.

В Соединенных Штатах Америки с целью охраны окружающей среды от вредных выбросов автомобильной техникой в 1963 г. Конгрессом был принят «Закон о чистом воздухе» («Clean Air

Act»), который впервые ввел ограничения на содержание окиси углерода и углеводородов в выхлопных газах автомобилей. В 1990 г. «Закон о чистом воздухе» был существенно переработан. В новой редакции Закона была введена обязательная сертификация двигателей по показателям токсичности и шума на соответствие федеральным стандартам, а также предусмотрено постоянное ужесточение норм по токсичности (таблица 6.2).

Вместе с тем, законодательство США предусматривает права отдельных штатов на ужесточение федеральных нормативов по токсичности отработавших газов автомобилей. В частности, штат Калифорния имеет полномочия устанавливать на своей территории собственные, более жесткие требования в отношении качества воздуха и выбросов, однако начиная с 2004 года стандарты штата Калифорния для грузовых автомобилей и автобусов идентичны общефедеральным стандартам США.

Таблица 6.2 – Нормы по токсичности для грузовых автомобилей и автобусов, применяемые в США.

	Период действия	CO	HC	NOx	PM	NOx + NMHC	Формаль дегид
	годы	г/кВт·ч					
Дизельные тяжелые грузовики	1998 2003	15.5	1.3	4.0	0.10	—	—
	2004 2006	15.5	—	—	0.10	2.4…2.5	—
	2007 и позже	15.5	NMHC = 0.14	0.2	0.01	—	0.01
Автобусы	1998 2003	15.5	1.3	4.0	0.05	—	—
	2004 2006	15.5	—	—	0.10	2.4…2.5	—
	2007 и позже	15.5	NMHC = 0.14	0.2	0.01	—	0.01

Федеральные стандарты США и стандарты штата Калифорния значительно отличаются от требований Правил ЕЭК ООН как в части требований, так и в части методик проведения испытаний и применяемого оборудования для проведения испытаний.

В Японии по мере увеличения автомобильного парка загрязнение окружающей среды в результате эксплуатации механических транспортных средств превратилось в серьезную социальную проблему. Для ее смягчения правительство Японии постепенно ужесточает стандарты в области борьбы с загрязнением окружающей среды — Правила безопасности дорожных транспортных средств (Статья № 31 «Устройства снижения выбросов вредных веществ»), стремясь при этом содействовать развитию технологий, используемых в конструкции и оборудовании механических транспортных средств.

Эти стандарты в области борьбы с загрязнением разрабатываются в соответствии с рекомендациями Центрального совета по борьбе с загрязнением окружающей среды.

Стандарты Японии также значительно отличаются от требований Правил ЕЭК ООН как в части установления требований (таблица 6.3), так и в части методик проведения испытаний.

Следует отметить, что наибольший экологический ущерб, наносимый окружающей среде отработавшими газами дизелей, приходится на эмиссию оксидов азота (NOx) и частиц (PM). Что касается нормируемых продуктов неполного сгорания топлива — оксидов углерода (CO) и

углеводородов (CnHm), то их концентрации не велики, а при использовании систем нейтрализации эмиссия CO и CnHm значительно уменьшается, что позволяет с достаточно большим запасом удовлетворить требованиям экологических норм США, Японии и ЕС.

Таблица 6.3 – Нормы по токсичности для грузовых автомобилей и автобусов, применяемые в Японии

Тип двигателя	CO	NMHC	NOx	PM
	г/кВт·ч (мин./макс.)			
действуют с 2005 2007 гг.				
дизель	2.22/2.95	0.17/0.23	2.0/2.7	0.027/0.036
бензиновый	16.0/21.3	0.23/0.31	0.7/0.9	—

Снижение выбросов CO_2, непосредственно связываемых с потреблением углеводородных топлив, является ключевой проблемой, которую ставят перед мировой автомобильной промышленностью правительства развитых стран [144].

Учитывая эволюцию цен на сырую нефть, которые, в конечном итоге, имеют тенденцию к росту, политические аспекты добычи и поставок углеводородов, исходя из существующей концепции роста мирового автомобильного парка, меры по сохранению энергии ведущие страны мира все больше рассматривают с точки зрения своей энергетической безопасности.

Транспорт, включающий, кроме автомобильного, авиационный, железнодорожный и водный, является не единственным, но крупным поставщиком выбросов CO_2 — он ответственен за 23% выбросов (рисунок 6.1). При этом автомобильный транспорт доминирует среди других видов, определяя, по состоянию на 2005 год, 73% выбросов (рисунки 6.2, 6.3).

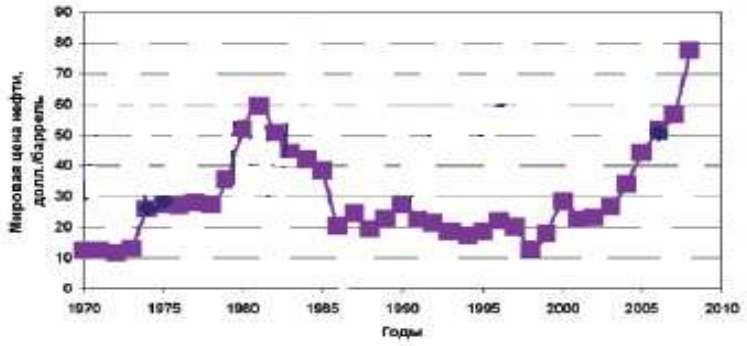


Рисунок 6.1 – Изменение мировых цен на нефть

В феврале 2007 г. Еврокомиссия одобрила Сообщение об управляющей автомобильной стратегии в 21 веке (CARS 21), в которой, в частности, констатировалось, что несмотря на прогресс в достижении выброса CO_2 140 г/км к 2008/2009 г., задача снижения выброса CO_2 до 120 г/км к 2012 г. не будет решена, если не будет принято дополнительных мер [145, 146]. Еврокомиссия предложила комбинированный подход для достижения выброса 120 г/км и анонсировала разработку законодательных мер для достижения поставленных целей, в первую очередь введением обязательных требований по снижению выбросов CO_2 до 130 г/км за счет

совершенствования технологий в автомобилестроении. Дополнительное снижение выброса CO_2 на 10 г/км предполагается обеспечить мерами по совершенствованию эксплуатации и применением топлив с добавками этанола.

В апреле 2009 г. введено Правило ЕС № 443/2009 (от 23 апреля 2009 г.), впервые устанавливающее нормативные требования по снижению выбросов CO_2 легковыми автомобилями.

В преддверии постановки задач нового этапа, мировая автомобильная промышленность исходит из того, что мероприятия, адресованные решению глобальной проблемы изменения климата и сохранения запасов невосполнимых источников энергии посредством улучшение экологических свойств и топливной экономичности автотранспортных средств, должны быть правильно сбалансированы с целью нахождения наиболее эффективных решений.

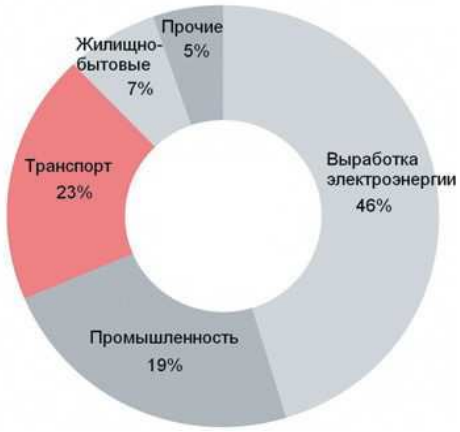


Рисунок 6.2 – Мировой выброс CO_2 по секторам

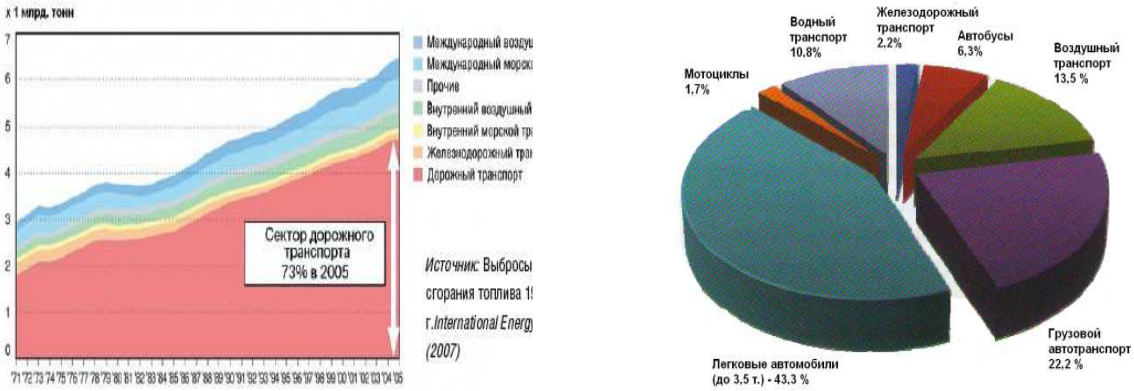


Рисунок 6.3 – Выброс CO_2 в секторе мирового транспорта

Четыре международные организации: фонд FIA, Международное агентство по энергии (IEA), Международный транспортный форум (ITF) и Программа ООН по окружающей среде (UNEP) выступили с глобальной инициативой улучшения топливной экономичности транспортных средств «50x50» (Global Fuel Economy Initiative — GFEI), ставящей целью снижение расхода топлива автомобилями к 2050 году на 50% по сравнению с нынешним уровнем топливной

экономичности. Таким образом, при ожидаемом к этому времени удвоении мирового парка автотранспортных средств потребление им углеводородного топлива (следовательно, выброс CO_2) останется на уровне сегодняшнего дня.

С учетом фактора связи выбросов CO_2 и расхода топлива, в мире формируется две концепции нормирования (таблица 6.4).

Таблица 6.4 – Концепции нормирования CO_2 в мире

Страна/регион	Метод нормирования	Вид регламентации	
		Легковые автомобили	Коммерческие автомобили
США	Средняя для корпорации (CAFE)	обязательная	обязательная
Евросоюз	Средняя для промышленности (соглашения с ACEA, JAMA, KAMA, по выбросу CO_2)	Добровольная	отсутствует
Канада	Средняя для корпорации (CAFC)	Добровольная	Добровольная
Австралия	Средняя для промышленности (FCAI)	Добровольная	Добровольная
Южная Корея	Средняя для корпорации, в зависимости от размера двигателя	обязательная	обязательная
КНР	По моделям	обязательная	обязательная
Тайвань	По моделям	обязательная	обязательная
Япония	Средняя для корпорации, в зависимости от веса ТС	обязательная	Обязательная*

ACEA, JAMA, KAMA — соответственно Европейская, Японская и Южнокорейская Ассоциации автопроизводителей. CAFE, CAFC — средняя корпоративная топливная экономичность, FCAI — Федеральная палата автомобильной промышленности

* только в Японии введен стандарт по топливной экономичности для коммерческих транспортных средств массой более 3,5 т.

Таким образом, сформировались два подхода к установлению требований: в США стандарты CAFE устанавливают требования к расходу топлива, средние по корпорации, в Японии предписываемый корпорации расход топлива дифференцирован по весу автомобиля. Евросоюз планирует применить японский подход к регулированию пассажирских автомобилей в ближайшем будущем. Оба подхода имеют свои плюсы и минусы. Американский – подталкивает к улучшению топливной экономичности по всей гамме выпускаемых моделей автомобилей, независимо от их массы, однако, больше стимулирует производителей, специализирующихся на автомобилях более высокого класса (более тяжёлых), чем малых. Японский подход в большей степени способствует разработке технологий для улучшения топливной экономичности в каждой весовой категории, стимулирует диверсификацию продуктовой линейки, но понимание того, что с ростом массы автомобиля труднее улучшать топливную экономичность сдерживает прогресс в установлении более жёстких норм для тяжёлых автомобилей.

От введения в 2020 году указанных в таблице 6.4 требований страны ожидают ежегодное снижение удельных выбросов CO_2 легковыми автомобилями в граммах на километр в среднем на 2,3% (рисунок 6.4).

На рисунке 6.5 показана зависимость выброса CO_2 (следовательно, расхода топлива) от средней скорости движения, из которой следует, что при уменьшении скорости с 40 км/час (город

без существенных затруднений движения) до 10 (час пик с наличием «пробок») выбросы CO_2 увеличиваются вдвое.

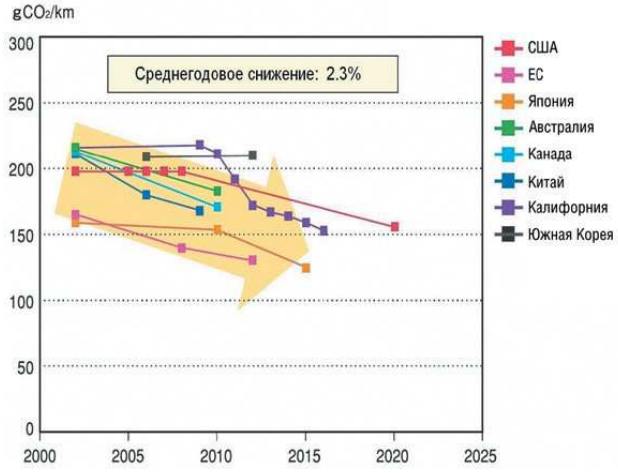


Рисунок 6.4 – Ожидаемые выбросы CO_2 для новых легковых автомобилей в отдельных странах / регионах

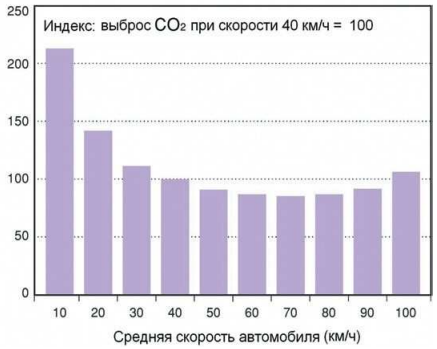


Рисунок 6.5 – Влияние скорости автомобиля на выбросы CO_2

Производитель (автомобильная промышленность) напрямую не заинтересован в снижении выбросов CO_2, поскольку мероприятия по снижению этих выбросов достаточно затратны. Но, он вынужден подчиниться требованиям общества (в лице государства), попутно находя пользу от их применения, используя как инструмент «выдавливания» с рынка более слабого конкурента. Главная задача автопроизводителей – повысить эффективность используемого топлива, в том числе путем обеспечения соответствия выпускаемых ими легковых и коммерческих автомобилей стандартам по выбросам CO_2 или топливной экономичности, в перспективе – мировым; путем уменьшения массы транспортных средств и разработки транспортных средств следующих поколений, имеющих сниженные или «нулевые» выбросы CO_2.

При превышении средней величины выброса CO_2 относительно рассчитанного предельно допустимого значения с производителя будет взимается штраф в зависимости от величины превышения. В период с 2012 по 2018 г. за превышение CO_2 в размере до 1 г/км штраф составляет 5 € на один автомобиль. За превышение до 2 г/км и более 3 г/км сумма штрафа соответственно составляет 15, 25 и 90 € за каждый грамм на 1 км для каждого автомобиля. С 2019 года сумма

штрафа устанавливается 95€ за каждый грамм превышения среднего удельного выброса CO_2 (г/км) по отношению к рассчитанному для производителя нормативному значению [146].

В соответствии данными Международного энергетического агентства, для достижение поставленных целей по снижению выброса диоксида углерода предполагается следующая структура методов снижения выбросов CO_2 от транспорта, представленная на рисунке 6.6 [144]. Как видно из представленного рисунка 6.6, основная роль в снижении выбросов CO_2 отводится повышению топливной экономичности автомобилей.

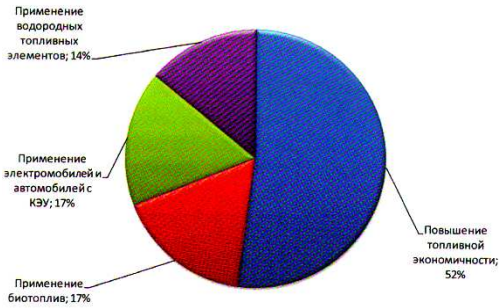


Рисунок 6.6 – Перспективные методы снижения CO_2 от транспорта

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) постоянно улучшаются, что в совокупности с совершенствованием конструкции, технологии и структуры применяемых материалов самих автомобилей обеспечивает непрерывное повышение топливной экономичности последних. Например, показатель средней корпоративной топливной экономичности (CAFE) продаваемых в США легковых автомобилей 2009 модельного года возрос до 32,6 миль/галлон (7,3 л/100 км), что в сравнении с аналогичным показателем автомобилей 1974 модельного года означает рост топливной экономичности в 2,3 раза [147].

Однако легко реализуемые резервы повышения топливной экономичности традиционных автомобилей исчерпываются. Дальнейшее её повышение достигается все более и более дорогой ценой. Так, эксперты считают, что достижение поэтапного повышения топливной экономичности массовых автомобилей в США к 2016 г. в среднем на 40%, (предусмотренное принятым в 2009 г. стандартом), потребует увеличения затрат на их изготовление, что вызовет рост цены массовых автомобилей различных категорий не менее, чем на 700-1300 долларов США.

В таблице 6.5 приведены результаты измерений выброса CO_2, проведенных на отечественных легковых автомобилях и пересчитанные по балансу углерода расходы топлива.

Однако возможности для улучшения топливной экономичности традиционных транспортных средств не бесконечны, что определяет неизбежность внедрения в средне- и дальнесрочной перспективе автомобилей следующего поколения. Различные типы их находятся в разработке, в том числе «чистый дизель», называемый так благодаря крайне низким величинам вредных выбросов.

В таких условиях все более заманчивой становится идея замены в индивидуальных транспортных средствах энергии сгорания нефтяного топлива на электрическую энергию.

Таблица 6.5 – Сравнение выбросов CO_2 по легковым автомобилям

МОДЕЛЬ	ВЫБРОС CO2 г/км //расход топлива л/100 км	ПОКАЗАТЕЛИ КОНКУРЕНТОВ
ВАЗ 2105, 07	200/8,5	
ВАЗ 2110 и модификации	180/7,7	195/8,3 (Nexia) 270/8,5 (Lanos)
ВАЗ 2170 и модификации	175/7,5	195/8,8 (Fortex Estina) 170 (FAW 7150)
ВАЗ 1117, 18,19	165/7,0	
ВАЗ 2121	250/10,5	
Волга — Siber, двиг. 2,0 двиг. 2,4	220/9,4 260/11,0	 200/9,0 (Camry)
УАЗ 3151, двиг. 2,7 двиг. 2,24	300/13,0 215	235/8,9 (Santa FE) 265 (Hover, Land Mark)
УАЗ 3163, двиг. 2,7 дизель 2,3	295/12,7 200	320 (Jeep Cherokee)
KIA Spectra	195	
Тагаз С100	195	

Общеизвестно, что основными причинами, препятствовавшими до последнего времени массовому применению электромобилей являются:

- недостаточная емкость современных массовых аккумуляторных батарей, что вызывает малый запас хода или необходимость чрезмерного увеличения собственного веса экипажа;

- большая продолжительность подзарядки (не менее 6-8 часов) аккумуляторных батарей;

- высокая цена современных аккумуляторных батарей, что делает электромобили не конкурентоспособными на рынке по сравнению с традиционными автомобилями, даже при существующей повышенной цене нефтяного топлива.

Поэтому электрификация массовых автомобилей пошла с конца XX века по пути применения «гибридных» силовых установок. В них небольшой ДВС (независимо от принятого конкретного алгоритма использования) обеспечивает выработку электроэнергии, которая в процессе движения подзаряжает бортовые аккумуляторные батареи, являющиеся временным дополнительным (преимущественно, в период разгона) или постоянным источником энергии для привода механизмов и систем автомобиля.

Автомобили с такими «гибридными» силовыми установками, как следует из многочисленных рекламных публикаций, позволяют повысить топливную экономичность на 25-30%. Однако, рекламируемый уровень их топливной экономичности – 40 и более миль/галлон (5,9 л/100 км), в реальной эксплуатации часто не реализуется, что, видимо, вызвано значительно большим влиянием конкретной индивидуальной манеры вождения гибридным автомобилем на потребление топлива, чем в случае автомобилей с обычными ДВС. Кроме того, распространение гибридных автомобилей сдерживается более высокой ценой, окупаемость превышения которой (за счет сокращения затрат на топливо) составляет не менее 3-5 лет, что не всегда приемлемо для

основной массы потребителей. При таких противоречивых условиях начавшаяся в США продажа гибридных автомобилей с 9 тыс. шт. в 2000 г. увеличилась до 315 тыс. в 2008 г. (рисунок 6.7).

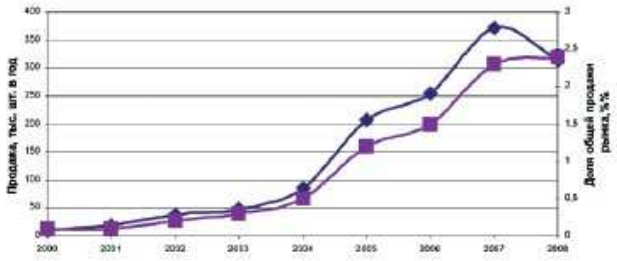


Рисунок 6.7 – Развитие рынка гибридных автомобилей в США

По итогам за 10 месяцев (январь-октябрь) 2009 г. продажа таких автомобилей составила примерно 250 тыс. шт. или 2,8% всей продажи массового авторынка, таблица 6.6 . Детальный анализ показывает, что наблюдаемые внутригодовые «всплески» их продажи происходят в периоды резкого увеличения цены нефтяного топлива. Кроме этого, известно, что в 2007 г. Toyota выпустила 9 366 тыс. автомобилей. Из них 429 415 гибридов, среди которых 281265 Prius, 60492 Camry Hybrid (продается только на американском рынке). Это 4,58 % всего выпуска транспортных средств.

Следует отметить, что даже самое широкое применение гибридных автомобилей принципиально не решает, а лишь несколько смягчает проблему потребления нефтяного топлива индивидуальными транспортными средствами и выброса ими CO_2. Поэтому многими экспертами такой тип силовой установки рассматривается как временный, промежуточный этап на пути создания и развития производства «чистых» («чистокровных») электромобилей. Распространение такой точки зрения расширяется, благодаря полученным в последнее время технологическим достижениям в области аккумуляторных батарей.

Эти батареи создали реальные предпосылки для создания новой, более экономичной разновидности «гибридной» силовой установки, в которой батареи подзаряжаются не только во время движения автомобиля (от работающего на генератор небольшого ДВС), но и при стоянке автомобиля, при подключении к стационарным источникам электроэнергии. Подзарядка, продолжительность которой составляет до 6-8 часов, может осуществляться ночью, когда принадлежащие населению автомобили, как правило, не применяются. Такая разновидность автомобильных «гибридных» силовых установок получила в английском языке название «Plug-in Hybrid», что можно перевести как «Подзаряжаемая от электросети «гибридная» силовая установка». Автомобили, оборудованные указанной силовой установкой (ПГА), могут первые 30-40 миль (48-64 км) «пробежать», потребляя лишь электроэнергию батареи, заряженной от стационарного источника электроэнергии, не используя ДВС и не расходуя нефтяное топливо.

При последующем пробеге начинает работать небольшой ДВС, который обеспечивает автомобиль энергией, как обычная «гибридная» силовая установка.

Таблица 6.6 Модификации базовых моделей автомобилей США,
оснащаемых «гибридными» силовыми установками (по сост. на 2009 г.)

Легковые автомобили	Автомобили типа SUV*
1. Chevrolet Malibu	1. Cadillac Escalade
2. Ford Fusion	2. Chevrolet Tahoe
3. Honda Civic	3. Ford Escape
4. Lexus GS 450	4. GMC Yukon
5. Lexus HS 250	5. Mazda Tribute
6. Lexus LS 600	6. Mercury Mariner
7. Mercury Milan	7. Saturn VUE
8. Nissan Altima	8. Toyota Highlander
9. Saturn Aura	
10. Toyota Camry	

* Sport Utility Vehicle — автомобиль для активного отдыха

Пикапы
1. Chevrolet Silverado
2. GMC Sierra

В связи с этим представляет интерес распределение по дальности (длине) поездок, которые совершаются на принадлежащих населению автомобилях. В таблице 6.7 и таблице 6.8 приведены некоторые результаты указанных опросов, из которых следует, что примерно 85% всех поездок и не менее 70% поездок на работу, совершаемых населением с использованием своих автомобилей, имеют дальность в пределах 15 миль (24 км) в один конец.

Из этого следует, что существенная часть поездок населения США принципиально могла бы осуществляться ПГА только за счёт энергии батарей, подзаряжаемых от стационарных источников электроэнергии, без использования ДВС и без потребления нефтяного топлива.

На основе этого, некоторыми экспертами высказываются предположения о возможности более интенсивного применения ПГА в странах Европы, в том числе и России, где меньше расстояния поездок, выше налоги в цене бензина и более интенсивно используются меры, стимулирующие улучшение экологических условий.

В настоящее время в США не продаются промышленно выпускаемые ПГА. Но, ряд фирм активно проводит дорожные испытания своих опытных образцов ПГА, подготавливая их серийное производство в ближайшем будущем (таблица 6.9).

Во многих публикациях высказывается соображение, что производство ПГА не будет продолжительным. Такие автомобили многими экспертами также рассматриваются как временный, промежуточный этап электрификации массовых автомобилей: они в будущем будут полностью заменены совершенно не потребляющими нефтяное топливо и не выбрасывающих CO_2 электромобилями и автомобилями с топливными элементами. Такие утверждения, в первую очередь, вызваны продолжающимися технологическими достижениями в области аккумуляторных батарей, в частности, основанных на применении лития. Электромобили, автомобили на

топливных элементах и на водородном топливе разрабатываются и появятся в широкой эксплуатации в более далеком будущем.

Таблица 6.7 – Характеристика поездок
на принадлежащих населению США автомобилях

Годы	Число ежедневных поездок на одном автомобиле	Средняя дальность поездки, миль	Среднесуточный пробег автомобиля, миль
1990	3,3	8,9	28,5
1995	3,6	9,1	32,1
2001	3.4	9.9	32.7

Таблица 6.8 – Распределение по дальности поездок
на принадлежащих населению США автомобилях в 2001 г

Дальность поездки, мили	Доля от числа всех поездок, %	Доля от числа поездок на работу, %
До 6	57,0	37,0
От 6 до 10	18,6	21,1
От 11 до 15	9,1	13,5
От 16 до 20	5,0	8,6
От 20 до 30	4,9	10,0
Более 30	9,8	9,8

Таблица 6.9 – Перечень автомобилей ПГА (Plug-in Hybrid),
намечаемых к продаже в США в ближайшее время

Марка и модель	Тип	Запас хода на энергии АКБ, миль	Рекомендуемая производителем розничная цена	Намечаемое начало производства, год
Chevrolet Volt	Седан	40	40 000 $	2010
Fisker Karma	Спортивный	50	87 000 $	2010
Buick, Chevrolet	Crossover (SUV)	10	–	2011
Ford Escape	SUV	30	–	2012
Volvo V70	Вэн	30	–	2012
Toyota Prius +	Седан	10	–	2012

Применение перечисленных перспективных транспортных средств пока сдерживается более низкими показателями по сравнению с традиционными автомобилями по пробегу, высокой стоимостью в производстве и эксплуатации, неразвитой инфраструктурой для заправки и сервиса.

Технологический прорыв в этом направлении может быть сделан уже в ближайшее время усилиями промышленности, правительств и высшей школы.

Следует отметить, что разразившийся финансовый кризис, а также проблемы энергетической безопасности не только не приостановили эти работы, но и интенсифицировали их.

Из приведенного обзора следует, что проблема снижения выбросов CO_2 должна решаться только совместными усилиями промышленности, Правительств, перевозчиков (транспортных организаций и пользователей) и поставщиков топлив.

Заключение по разделу 6.1

1. Мировая общественность проявляет повышенный интерес к проблеме сохранения окружающей среды и глобального потепления, что находит свое отражение в принятии международных и национальных законодательных актов, ограничивающих выбросы вредных веществ и парниковых газов;

2. В Европейском Союзе в 2009 г. были приняты Правила№ 443/2009 касающиеся ограничения выбросов CO_2 от новых легковых автомобилей категории M_l, в соответствии с которыми установлена цель: к 2012 г. достичь средней величины выбросов CO_2 от новых легковых автомобилей в целом по Европейскому Союзу на уровне 120 г/км;

3. Основными способами снижения выбросов CO_2 можно назвать: повышение топливной экономичности автомобилей, применение биотоплив, использование комбинированных (гибридных) энергоустановок на автомобилях и создание электромобилей.

4. Резервы повышения топливной экономичности автомобилей с ДВС исчерпываются. Дальнейшее повышение достигается все более и более дорогой ценой;

5. Наблюдается неизменный рост мировых цен на нефть.

6. Примерно 85% всех поездок и не менее 70% поездок на работу, совершаемых населением с использованием своих автомобилей, имеют дальность в пределах 15 миль (24 км) в один конец.

7. Наиболее перспективными направлениями создания экологически безопасных автомобилей являются автомобили с гибридной силовой установкой, имеющие возможность подзарядки от стационарной электросети (Plug-in Hybrid), и электромобили.

6.2 Проведение патентных исследовании по ГОСТ 15.011-96

Результаты патентных исследований по направлению «Шасси экологически безопасных городских электромобилей с перспективными источниками и накопителями энергии» представлены в отчете о патентных исследованиях.

6.3 Разработка общей методики проведения исследования

На данном этапе НИР проводятся следующие теоретические исследования, для реализации которых используются методы аналитической механики, численные методы решения систем нелинейных уравнений и разнообразные методы математического моделирования:

– разработка технических требований к транспортным средствам с электродвигателем, его узлам и агрегатам;

– разработка предложения по форматированию модельного ряда экологически безопасных транспортных средств с электродвигателем;

– разработка кинематической схемы электромеханической трансмиссии, анализ и выбор конструктивных вариантов исполнения агрегатов;

– разработка математических моделей для определения показателей эксплуатационных свойств транспортного средства с электродвигателем;

– сопоставление ожидаемых показателей транспортного средства с электродвигателем после внедрения результатов НИР с существующими показателями аналогов или действующей нормативно-технической документацией;

– разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе.

6.4 Разработка технических требований к транспортным средствам с электродвигателем, его узлам и агрегатам

Разработка технических требований к конструкции является важным этапом процесса его проектирования. На момент выполнения работы наиболее значимыми являются требования, изложенные в ГОСТ Р41.100-99 (Правила ЕЭК ООН №100) «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения аккумуляторных электромобилей в отношении конкретных требований к конструкции и функциональной безопасности». Кроме того значительный опыт создания электромобилей, накопленный к настоящему времени, позволяет сформулировать основные требования к тяговой системе электромобиля и его электроприводу в частности. Эти требования целесообразно разделить на четыре группы: функциональные, конструктивные, эксплуатационные и экономические.

На основе данного нормативного документа, а также опыта разработки компонентов электрических схем, накопителей и источников энергии, их преобразователей, узлов и деталей автомобиля, его систем управления и т.д. к электромобилю, его узлам и агрегатам предъявлены определенные требования. Часть из приведенных ниже являются требованиями к электромобилю в целом, но, кроме того, есть ряд требований, которые определяются использованием специфических свойств электропривода; последние по существу расширяют полезные потребительские качества электромобиля как транспортного средства. Все эти требования рассматриваются применительно к городским грузовым и легковым электромобилям, полная масса которых находится в пределах 3 т.

6.4.1 Требования к конструкции транспортного средства:

6.4.1.1 Тяговая батарея

- Установка тяговой батареи на транспортном средстве исключает любую потенциальную опасность образования газовых пузырей;
- Аккумуляторные контейнеры, содержащие аккумуляторные блоки, из которых может произойти утечка опасных газов, надлежащим образом проветриваются;
- Тяговая батарея и электропривод защищаются соответствующими по всем параметрам предохранителями и выключателями. Предприятие-изготовитель предоставляет лаборатории данные, позволяющие убедиться в том, что их калибровка при необходимости, обеспечивает размыкание.

6.4.1.2 Тяговый электропривод

- масса тягового электропривода не должна превышать 5 – 6 % от полной массы электромобиля;
- узлы и агрегаты тягового электропривода должны выполняться в виде конструктивно законченных модулей, легко заменяемых в условиях эксплуатации;
- агрегаты тягового электропривода должны иметь защиту от проникновения посторонних тел и воды, соответствующую месту их установки;
- должна быть предусмотрена защита от попадания потенциала на кузов электромобиля, защита электрических цепей от недопустимых перегрузок и коротких замыканий, а при движении электромобиля – от нарушений и сбоев при кратковременных перерывах в питании;
- должна быть предусмотрена защита от недопустимых последствий ошибочных действий водителя, например типа блокировки при нарушении предписанной последовательности операций управления.

6.4.1.3 Защита от электрического удара

а) Защита от прямого контакта с частями электропривода, находящимися под напряжением:

1) Если напряжение в электрической цепи составляет менее 60 В при постоянном токе и 25 В при переменном токе, то не требуется соблюдать никаких конкретных предписаний;
2) Прямой контакт с находящимися под напряжением частями электропривода, максимальное напряжение в которых составляет по меньшей мере 60 В при постоянном токе или 25 В при переменном токе, предотвращается посредством или изоляции, либо использованием кожухов, защитных решеток, перфорированных металлических пластин и т.д. Эти защитные средства надежным образом закрепляются и обладают механической устойчивостью. Они должны быть устроены так, чтобы их нельзя было открыть, разобрать или снять без соответствующих инструментов;
3) В пассажирском и грузовом отделениях части под напряжением во всех случаях изолируются кожухами степень защиты которых составляет по меньшей мере IPXXD или степень защиты кожухов в других частях транспортного средства составляет по меньшей мере IPXXB;
4) В моторном отделении доступ к частям под напряжением возможен лишь в случае целенаправленных действий;
5) На случай открытия кожуха степень защиты частей соединительного устройства должна составлять IPXXB;
6) Степени защиты IPXXD, IPXXB соответствуют контакту шарнирного испытательного штыря и исполнительного провода с опасными частями (Приложение 3 ГОСТ Р41.100-99);
7) Маркировка на транспортном средстве.

На средство защиты частей под напряжением должен быть нанесен соответствующий знак (Приложение 5 ГОСТ Р41.100-99).

б) Защита от непрямого контакта с незащищенными токопроводящими частями электропривода:

1) Если напряжение в электрической цепи составляет менее 60 В при постоянном токе и 25 В при переменном токе, то не требуется соблюдать никаких конкретных предписаний.

2) Электрооборудование проектируется, изготавливается и устанавливается таким образом, чтобы исключить возможность повреждения изоляции;

3) Защита от непрямых контактов обеспечивается посредством изоляции, и кроме этого, не защищенные токопроводящие части бортового оборудования должны быть гальванически связаны. Это выравнивание потенциалов достигается посредством соединения незащищенных токопроводящих частей, либо непосредственно с металлическими элементами шасси транспортного средства. Считается, что две сваренные незащищенные токопроводящие части не имеют разрывов. Если в какой либо имеется разрыв, то в целях уравновешивания потенциалов проводиться шунтирование.

в) Сопротивление изоляции:

1) Измерение сопротивления изоляции осуществляется после выдерживания транспортного средства в течение 8 часов при следующих условиях: температура 23 ± 5 °С, влажность $90^{-10}_{-3}\%$.

2) При использовании в целях измерения напряжения при постоянном токе, значение которого равно номинальному напряжению тяговой батареи, сопротивление изоляции между любой незащищенной токопроводящей частью и каждым полюсом батареи составляет 500 Ом/В номинального напряжения.

3) Сопротивление защищенного проводника:

Сопротивление при выравнивании потенциалов между любыми двумя незащищенными токопроводящими частями составляет не менее 0,1 Ом. Это испытание проводиться при силе тока не менее 0,2 А.

г) Соединение транспортного средства с магистральной электрической сетью:

1) Исключается любая возможность самостоятельного перемещения транспортного средства, когда оно гальванически подсоединено к источнику энергоснабжения или к внешнему зарядному устройству;

2) Элементы, используемые для подзарядки батареи от внешнего источника, допускают отключение зарядного тока в случае разъединения без нанесения какого-либо материального ущерба;

3) Элементы соединительного устройства, которые могут находиться под напряжением, защищены от любых прямых контактов в обычных условиях эксплуатации;

4) Во время подзарядки все не защищенные токопроводящие части подсоединяются друг к другу электрически посредством заземленного провода.

6.4.1.4 Карданная передача

- Карданная передача должна передавать крутящий момент между соединяемыми агрегатами равномерно (синхронно);
- Иметь высокий КПД;
- Быть долговечной;
- Вибрационные нагрузки и шум при работе карданной передачи должны быть минимальными.

6.4.1.5 Ведущий мост и дополнительная коробка передач

- Должна обеспечивать оптимальные тягово-динамические и топливно-экономические характеристики автомобиля при соответствующем выборе передаточных чисел;
- Иметь высокий КПД;
- Обеспечивать требуемый дорожный просвет;
- Работать плавно и бесшумно;
- Иметь высокую жесткость корпуса, опор и валов.

6.4.1.6 Рулевое управление

- Легкость управления, должна быть обеспечена усилием на рулевом колесе, которое регламентируется Правилами №79 ЕЭК ООН при движении по круговой траектории;
- Качение управляемых колес должно происходить с минимальными боковым уводом и скольжением при повороте автомобиля. Несоблюдение этого требования приводит к ускорению изнашивания шин и снижению устойчивости автомобиля при движении;
- Должна быть обеспечена стабилизация повернутых управляемых колес, обеспечивающая их возвращение в положение, соответствующее прямолинейному движению, при отпущенном рулевом колесе;
- Должно обеспечиваться предотвращение передачи ударов на рулевое колесо при наезде управляемых колес на препятствия;
- Минимальные зазоры в соединениях должны быть оценены углом свободного поворота рулевого колеса автомобиля, стоящего на сухой, твердой и ровной поверхности в положении, соответствуюем прямолинейному движению.
- Должно обеспечиваться отсутствие автоколебаний управляемых колес при работе автомобиля в любых условиях и на любых режимах движения.

6.4.1.7 Тормозное управление

- Должна обеспечиваться требуемая эффективность торможения каждой из систем; сохраняться устойчивость движения автомобиля при торможении; сохранять стабильные тормозные свойства; высокую эксплуатационную надежность; удобство и легкость управления, определяемые усилием, прикладываемым к органу управления, и его ходом.
- Механизмы автомобилей должны обеспечивать эффективность действия, т. е. создание большого тормозного момента; стабильность эффективности торможения при изменении скорости автомобиля, количества торможений, температуры трущихся элементов и т. д.; долговечность трущихся пар; высокий и стабильный механический КПД; плавность действия, отсутствие при торможении вибраций; автоматическое восстановление номинального зазора между трущимися парами.
- Привод рабочей тормозной системы с целью повышения надежности действия должен иметь не менее двух независимых контуров.

6.4.1.8 Кузов автомобиля

- Должен обеспечить необходимую прочность и жесткость конструкции, и удовлетворять требованиям пассивной безопасности регламентированным Правилами №29 ЕЭК ООН.

6.4.1.9 Подвеска автомобиля

- Конструкция подвески должна обеспечивать требуемую плавность хода; иметь кинематические характеристики, отвечающие требованиям устойчивости и управляемости автомобиля.

6.4.2 Требования функциональной безопасности

6.4.2.1 Включение под напряжение

- Включение под напряжение осуществляется при помощи контактного ключа;
- Исключается возможность вынимания этого ключа в любом положении, в котором включается электрическая трансмиссия или существует возможность движения.

6.4.2.2 Условия движения и остановки

- Водителю подается, по крайней мере, один непродолжительный сигнал, свидетельствующий о том, что транспортное средство находиться в «режиме, допускающем движение»;
- Когда уровень батареи достигает минимального значения, определенного предприятием-изготовителем, пользователь транспортного средства предупреждается об этом

заблаговременно, чтобы он мог выехать на своем транспортном средстве, по меньшей мере, из зоны движения;

- Исключается возможность непреднамеренного ускорения, замедления и реверсирования электрической трансмиссии. В частности, в случае неисправности (например, в электроприводе) неподвижно стоящее транспортное средство не должно перемещаться более 0,1 м без воздействия на тормоз;
- При выходе из транспортного средства водитель четко информируется соответствующим сигналом (например, оптическим или звуковым), если электрическая трансмиссия все еще находиться в режиме, допускающем движение;
- Пределы плавного изменения скорости движения от 3 до 95 км/ч;
- Стабильность автоматического поддержания установленной водителем скорости от 20 до 60 км/ч не ниже 10 %, что позволяет энергетически выгодно двигаться в колонне или потоке городского движения;
- Плавное управление тяговым моментом при трогании и разгоне;
- Плавное управление тормозным моментом при скорости выше 15 – 20 км/ч и его автоматическая стабилизация в любом тормозном режиме;
- Максимальное использование возможностей рекуперации энергии при торможении или движении под уклон;
- Возможность движения в режиме выбега (наката) с плавным переходом в режимы тяги или электрического торможения;

6.4.2.3 Изменение направления на обратное

- Возможность изменения направления на обратное обеспечивается лишь после срабатывания специального регулирующего устройства. Для этого требуется: сочетание двух различных действий или использование электрического переключателя, допускающего включение заднего хода лишь в случае, если транспортное средств не движется вперед со скоростью более 5 км/ч. Если эта скорость является более высокой, то транспортное средство не реагирует ни на какие команды, подаваемые данным приспособлением. Это приспособление имеет только одно стабильное положение;
- Положение регулятора направления движения без труда определяется водителем;
- Реверсирование только после остановки электромобиля.

6.4.2.4 Аварийное ограничение мощности

- Транспортное средство должно быть оснащено приспособлением для ограничения мощности в аварийной ситуации (например, при перегреве какой-либо детали), то пользователь информируется от включении этого приспособления четким сигналом;
- Ограничение зарядного тока батареи при рекуперативном торможении на максимально допустимом для данного состояния батареи уровне;

6.4.3 Эксплуатационные требования

- Работоспособность тягового электропривода должна обеспечиваться при температуре окружающей среды в пределах от –40 °С до +40 °С;
- Бортовая система диагностики должна информировать водителя о месте и общем характере неисправности в тяговой системе в целях прежде всего распознавания следующих возможных ситуаций: отказа в тяговой системе; разряда тяговой батареи и его последствий; частичного нарушения работоспособности; последствий неправильных действий водителя;
- Восстановление тягового электрооборудования должно заключаться в основном в замене неисправных узлов и агрегатов;
- Периодичность основного технического обслуживания тягового электропривода: в объеме ТО-1 – через 1000 – 1500 км пробега, в объеме ТО-2 – через 10 – 15 тыс. км.

6.4.4 Экономические требования:

- Начальная стоимость тягового электропривода не должна превышать 15 – 20 % стоимости электромобиля в целом;
- Трудоемкость технического обслуживания тягового электропривода не должна превышать 30 – 40 % от общей трудоемкости технического обслуживания электромобиля в целом.

Заключение по разделу 6.4

Сформулированы основные технические требования к конструкции, узлам и агрегатам электромобилей, а также требования к функциональной безопасности транспортных средств с электродвигателем.

6.5 Разработка предложения по форматированию модельного ряда экологически безопасных транспортных средств с электродвигателем

До последнего времени основная часть электромобилей создавалась путем переоборудования автомобилей. Использование экспериментальной базы в виде автомобиля на этапе проверки идеи электромобиля и изучения конструктивных и эксплуатационных возможностей вполне оправдано, хотя и создавало массу проблем в процессе переоборудования. Отдельные узлы, агрегаты, источники питания, средства управления и контроля не вписывались в рациональную компоновку, а усилить элементы ходовой части под дополнительную массу аккумуляторов вообще не удается. В результате – снижение грузоподъемности, вместительности и ресурса эксплуатации элементов шасси, снижение экономических и эксплуатационных показателей [148].

Одним из важнейших показателей эффективности эксплуатации транспортных средств (далее – ТС) является значение отношения массы перевозимого груза (в т. ч. эквивалентного числу пассажиров) к полной массе ТС. Полная масса включает в себя снаряженную массу ТС и массу перевозимого груза. В автомобиле в снаряженную массу входит запас потенциальной энергии (топливо) и средство его хранения – топливный бак. Эта масса весьма мала, несоизмерима с массой шасси и перевозимого груза и, поэтому, отдельно не учитывается. В электромобиле (автомобиле с электродвигателем) же средством хранения потенциальной энергии являются аккумуляторные батареи (АКБ), масса которых сравнительно большая и соизмерима с массой перевозимого груза. Отношение массы перевозимого груза к полной массе ТС иногда называют коэффициентом грузоподъемности (далее – К). Этот коэффициент, например, для автомобиля «Фольксваген», ориентировочно составляет около 0,35 (800 кг/2300 кг), а при переоборудовании на электротягу этого автомобиля – К=0,25 (800кг/3100кг), что значительно ухудшает экономические и эксплуатационные показатели.

Кроме того, в этом случае возникает перегрузка элементов шасси выше паспортных значений, снижающая ресурс и надежность, которые можно повысить только путем снижения массы перевозимого груза, например до 400 кг. При этом, К=0,15 (400 кг/2700 кг), т.е. снижение экономических и эксплуатационных показателей еще большее. Реальных способов повышения коэффициента грузоподъемности – два. Первый – снижение массы АКБ, т.е. применением АКБ с высокой удельной энергоемкостью (Вт*час/кг). Второй – снижение массы шасси и его элементов. При целевом создании ТС с электродвигателем, например, в грузовом варианте, можно значительно увеличить коэффициент грузоподъемности. Как пример – конструкция грузового электробуса «Эдисон» (Великобритания) [149], которая создавалась с применением кузова автомобиля «Форд Транзит», имеет К=0,43. При создании же элементов шасси непосредственно для электромобиля «Ньютон», уже К=0,53 (4000 кг/7500 кг) [149].

Такое увеличение коэффициента грузоподъемности – результат целевого создании конструкций элементов шасси с применением легких и высокопрочных материалов. Подобное улучшение эксплуатационных показателей и в легковых электромобилях. Прочная тоннельно-объемная рама электромобиля «EV-1» (США) [150] – из катанного, штампованного и литого алюминиевого сплава массой 131,5 кг; колеса с литыми дисками и шинами с низким коэффициентом трения P175/65SR14 – легкие и прочные; панели кузова выполнены из пластика. Подобная рама электромобиля «Ox» (Норвегия) [151] – из алюминиевого сплава, кузов электромобиля «Karma» (США) [152] – также из алюминия. Эти примеры свидетельствуют о том, что упрощенный метод создания электромобилей путем переоборудования шасси автомобилей в условиях новых проблем и потребностей, исчерпал свои возможности, а на смену ему приходит этап целевых разработок. При новых разработках легче обеспечить рациональность компоновки, позволяющей превращать электромобиль в модульно-трансформируемое транспортное средство многоцелевого назначения. Пример такой универсальности – электромобиль «Ox» [151]. Эту конструкцию электромобиля совсем недавно создали в Норвегии, как концепт. Шасси электромобиля «Ox» представляет собой универсальную раму с возможностью установки на ней различных типов кузовов, от самого комфортабельного пятиместного седана до упрощенного грузопассажирского варианта. На автосалоне «Geneva Motor Show» (2008 г.) представлялся вариант с пятиместным кузовом, салон которого укомплектован Интернет-соединением, бесключевой системой узнаваемости и доступа владельца, системой автоматической настройки положений сиденья, руля и зеркал под водителя и выводом на дисплей электронной почты, поступившей за время отсутствия владельца. В то же время, базовая платформа подразумевает несложный демонтаж такого «крутого» кузова и превращение машины в упрощенный грузопассажирский вариант, или пикап.

Подобные технические решения и универсальность имеют большие перспективы и заложены в концепциях и конструкциях автора, включающих варианты гибридных приводов и возможностей избирательной установки силовых агрегатов с ДВС или с электроприводом.

Для удовлетворения потребностей различных категорий пользователей (коммунальное хозяйство, почта, городской пассажирский и грузовой транспорт, медицина и другие области обеспечения жизнедеятельности города), в ближайшее время, необходимо создать несколько базовых конструкций автомобилей с электроприводом, каждая из которых должна отличаться универсальностью и возможностью трансформирования под условия эксплуатации, максимально удовлетворяя широкий спектр потребительских требований, в т.ч. и в условиях эксплуатации за городом и в сельском хозяйстве, где возможно воспользоваться ветроэлектрическими агрегатами и другими возобновляемыми и недорогими источниками энергии для зарядки АКБ.

Ввиду отсутствия общепринятой классификации подобных транспортных средств, их можно выделить в несколько типоразмеров:

1. Мини-электромобили, как промежуточный вариант между автомобилем и мотоциклом, по массогабаритным характеристикам подобным электромобилю «Clever» [153], созданным в результате объединения усилий нескольких стран ЕС. К этой же группе можно отнести появившиеся недавно упрощенные конструкции электромобилей – «элкарты»;

2. Электромобили, по своей вместительности и грузоподъемности соответствующие мало- и среднелитражным легковым автомобилям, как высокого класса комфортабельности, так и грузопассажирским. Аналогом такого типоразмера (класса) является упомянутый электромобиль «Ох». Благодаря унификации шасси, этот типоразмер будет наиболее востребован, включая различные версии исполнения, в т. ч. как личный, служебный, и транспорт для хозяйственных нужд. Легковые машины этого класса должны динамично развивать скорость до 150-160 км/час при дальности пробега до 160-180 км. Из перспективных разработок этого класса следует отметить концепт «Ё-мобиль» [154];

3. Электромобили класса микроавтобусов и мини-грузовиков грузоподъемностью до 1,5 тонны (класс легких коммерческих автомобилей – LCV) с возможностями трансформироваться под потребности городского хозяйства, предприятий, сферы обслуживания, фермерского и сельского хозяйства и личного транспорта, в том числе в минитрейлер с различными типами полуприцепов. Этот типоразмер автомобилей с электродвигателем в условиях внутригородского транспорта наиболее востребован, в т. ч., как электробус с вместительностью до 14 мест, машины медицинской помощи, почтовые и другие модификации. Примерами моделей, составляющих часть такой «линейки», являются электробус «Эдисон» и грузовой электромобиль «Эдисон» с полной массой около 3,5 тонн [148] или Peugeot eMonarch (электробус) и Peugeot eBoxer (грузовой электромобиль с цельнометаллическим фургоном) [155]; а также первый российский электромобиль данного класса – «ГАЗель-Электро».

4. Электромобили грузоподъемностью до 3 тонн, с возможностью создания на этой базе электробусов вместительностью до 27 пассажирских мест. Аналоги – электромобили «Фарадей» и «Модек» [156];

5. Электромобили грузоподъемностью до 5 тонн и электробусы вместительностью около 50 мест. К такому классу можно отнести электромобиль «Ньютон» с полной массой 7,2 тонн [149];

6. Электромобили грузоподъемностью более 5 тонн, в т.ч. в виде седельных тягачей. Основное назначение этого типоразмера в варианте седельного тягача связано с будущим. Вопросы создания за чертой города специальных перевалочных баз, откуда электрические седельные тягачи доставляли бы полуприцепы и прицепы с грузами к пунктам назначения в черте

города, не достигли пока актуальности. Подобное сервисное обслуживание больших городов экологически чистым транспортом имеет перспективы;

7. Электромобили большой вместительности, в том числе с гибридным приводом. За рубежом уже производятся в небольшом количестве гибридные конструкции подобного типоразмера («Volvo»). При эксплуатации таких гибридных конструкций электробусов в смешанном режиме город-загород экономия моторного топлива достигает 35% [157].

Производство электромобилей второго и третьего типоразмеров является задачей первоочередного порядка. Эти типоразмеры электромобилей должны иметь расширенные возможности по универсальности, так как потребуются для замены части легковых, небольших грузовых автомобилей и микроавтобусов разных назначений в городских условиях и в сельской местности.

При создании экспериментальных моделей 1, 2 и 3 типоразмеров должны быть учтены условия и особенности эксплуатации в загородных условиях и на больших расстояниях. Для этого в конструкции шасси необходимо заложить возможности установки ДВС, как основного двигателя.

При создании промышленного производства базовых моделей упомянутого размерного ряда электромобилей потребуется учитывать возможности комплектации. На первых этапах освоения производства, комплектование вынужденно будет осуществляться агрегатами, узлами и отдельными деталями зарубежных фирм, до создания их отечественного производства, в т.ч. и в процессе ликвидности готовой продукции. При кажущихся экономических недостатках в начальной стадии, такой способ имеет большие преимущества на последующих этапах, т. к. обеспечивает возможность анализа и выбора наиболее совершенных технических решений, реализованных в готовых изделиях и уже проверенных практикой. Это позволяет усовершенствовать как конструкцию самого изделия, так и технологии его производства.

Применительно к Российской Федерации следует, с глубоким сожалением, отметить, что по техническому уровню (качеству продукции, комфортабельности, активной и пассивной безопасности, надежности и т.д.) легковые автомобили малого и среднего класса существенно проигрывают своим зарубежным аналогам и на их основе создать электромобиль не целесообразно. Меньшие требования по техническому уровню предъявляются к легким коммерческим автомобилям, по выпуску которых Россия является одним из мировых лидеров, а автомобили «ГАЗель» пользуются огромным спросом на рынке не только нашей страны, но и зарубежом. Поэтому, при проведении дальнейшего исследования была поставлена задача разработать типоразмерный ряд электромобилей из класса легких коммерческих, не уступающих лучшим серийным мировым аналогам.

Рассмотрим существующее на данный момент времени многообразие модификаций автомобилей «ГАЗель».

Автомобили «ГАЗель» удобны и исключительно маневренны, идеально приспособленные для непростых условий эксплуатации в России. Гамма различных модификаций «ГАЗелей» обширна: полуторатонные грузовики со стандартной (ГАЗ 3302) или удлиненной базой (ГАЗ 330202), с семиместной кабиной и грузоподъемностью 1 тонна (ГАЗ 33023 «ГАЗель-фермер»), фургоны (ГАЗ 2705) и 7-местные автомобили комби (ГАЗ 27057), автомобили с изотермическими и промтоварными фургонами имеющие объем грузового пространства от 13 до 18 м^3 (рисунок 6.8).

а)

б)

в)

г)

д)

е)

Рисунок 6.8 – Семейство грузовых моделей «ГАЗель»:
а) ГАЗ 3302; б) ГАЗ 330202; в) ГАЗ 33023 «ГАЗель-фермер»; г) ГАЗ 2705; д) ГАЗ 27057;
е) промтоварный фургон на базе ГАЗ 3302

Необходимо также отметить микроавтобусы с различным числом пассажирских мест: серия восьмиместных микроавтобусов на базе фургона 2705 (ГАЗ 3221), микроавтобус на 13 пассажирских мест (ГАЗ 32213), который отличается от базовой версии 3221 планировкой салона

с высокими мягкими сиденьями, городское маршрутное такси со сдвижной дверью (ГАЗ-322132) (рисунок 6.9).

а)

б)

в)

Рисунок 6.9 – Семейство микроавтобусов «ГАЗель»:
а) ГАЗ 3221; б) ГАЗ 32213; в) ГАЗ 322132

В связи с повышенной маневренностью, отличными ходовыми качествами и хорошей управляемостью, существуют также модели специального назначения: скорая помощь, пожарная машина, машины МЧС, инкассатор, лабораторные станции, муниципальные перевозки школьников, инвалидов и пенсионеров (рисунок 6.10).

Автомобили «ГАЗель» имеют задний или полный привод, что очень важно для эксплуатации в условиях бездорожья и суровых русских зим.

Поскольку автомобиль «ГАЗель» является базовой моделью при создании электромобиля, то суммируя все вышесказанное и учитывая особенности проектирования и эксплуатации электромобиля, представляется возможным классифицировать по назначению и сформировать типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем по уровню технических параметров.

Предусматриваются следующие варианты: коммерческие автомобили, специальные автомобили для служб экстренного реагирования и специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения.

а)

б)

в)

г)

Рисунок 6.10 – Специальные модели «ГАЗель»:
а) скорая помощь; б) передвижная лаборатория; в) автомобиль МЧС; г) пожарная машина.

К коммерческим автомобилям относятся все модели, установленные на шасси 3302, а именно ГАЗ 3302, ГАЗ 33023, ГАЗ 330202 и др., цельнометаллические фургоны ГАЗ 2705, выполняющие транспортировку грузов.

Под специальными автомобилями для служб экстренного реагирования понимаются: скорая помощь, различные лаборатории, автомобили МЧС, инкассаторы. Здесь предусмотрены различные варианты модификаций автомобилей «ГАЗель». Для данной категории транспортных средств должны обеспечиваться улучшенные эксплуатационные характеристики.

К определенным слоям населения относятся школьники, инвалиды и пенсионеры. Это отдельная категория людей заслуживающих особого внимания и как следствие создания специальных автомобилей для их перевозки, как правило на базе моделей ГАЗ 3221. В данном

случае не требуется высоких показателей эксплуатационных свойств, поэтому допускается использование менее мощных силовых установок.

Вышеперечисленное позволило создать типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем представленный на рисунке 6.11.

а)

б)

в)

Рисунок 6.11 – Типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем:
а) коммерческие; б) специальные автомобили для служб экстренного реагирования;
в) специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения.

Технические параметры типоразмерного ряда автомобилей с электродвигателем представлены в таблице 6.10.

Для распределения назначения, функциональных возможностей типового ряда разрабатываемого шасси транспортного средства с электроприводом необходимо определить основные показатели электрооборудования, исходя из их базовых параметров.

Исходными данными являются требуемые мощностные характеристики автомобиля (мощность на колесах $P_к$, мощность сопротивления дороги P_f, мощность сопротивления встречного воздушного потока P_w, суммарная мощность сопротивления P_c) в зависимости от скорости движения, показанные на рисунке 6.12.

Таблица 6.10 – Параметры типоразмерного ряда автомобилей с электродвигателем

№	Параметр	Вариант 1. - Коммерческий	Вариант 2. – специальные автомобили для служб экстренного реагирования (скорая помощь)	Вариант 3. – специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения (детский)
1	Электродвигатель	Siemens 5135ws24		Siemens 5135ws18
2	Максимальная скорость, Vmax, км/ч	95	120	60
3	Пробег на одной зарядке, км	160	200	120
4	Грузоподъемность, кг	1000-1100	750-850	1150-1250
5	Мощность для движения с максимальной скоростью на электродвигателе (на колесах), кВт	60 (52,5)	100 (88)	18 (15,5)
6	Обороты электродвигателя (колес), при которых может быть достигнута соответствующая максимальная скорость, об/мин	9 500 (770)	9 500 (976)	9000 (488)
7	Максимально преодолеваемый угол подъема (не менее)	25%	25%	25%
8	Перегрузка двигателя при преодолении указанного значения угла подъема от номинальных (очень примерно)	50%	88%	39%
9	Момент двигателя при преодолении максимального подъема, Нм	270	345	180
10	Скорость на максимальном подъеме (не более), км/ч	10	10	10
11	Время движения на максимальном подъеме с максимальной для данных условий возможной скоростью (не менее), мин	15	15	15

При определении типов двигателя и управляющего им инвертора возможны варианты с различными величинами напряжения на входе инвертора по цепи питания постоянного тока, диапазон которых составляет 320-700 В. Параметры наиболее приемлемых вариантов двигателей Siemens представлены в таблице 6.11.

Результаты проведенного анализа зависимости массы аккумуляторных батарей от величины напряжения бортовой сети транспортного средства приведены на рисунках 6.13, 6.14.

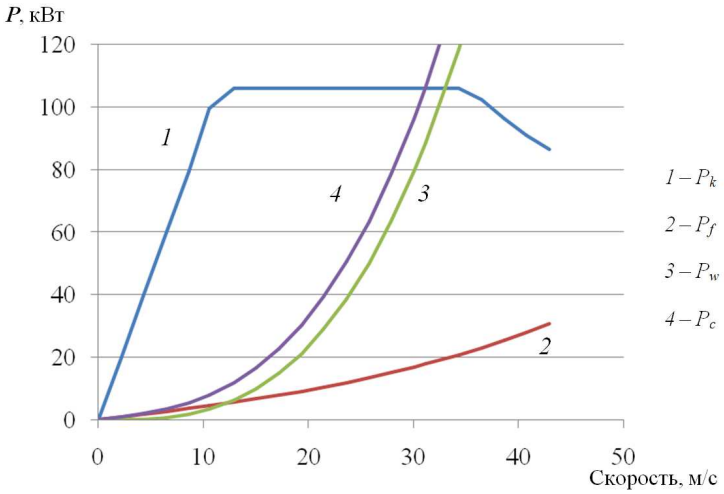


Рисунок 6.12 – Зависимость мощности на колесах и мощности сопротивления от скорости

Таблица 6.11 – Параметры типоряда асинхронных двигателей фирмы Siemens

Motor type	1PV5131-4WS52	1PV5135-4WS14	1PV5135-4WS18	1PV5135-4WS24	1PV5135-4WS28	1PV5138-4WS20	1PV5138-4WS24
Rated power (kW)	20	45	45	61	67	70	85
Rated torque (Nm)	65	120	120	160	160	205	220
Rated DC voltage (V)	450…650	215	300	520	650	500	650
Rated current (A_{rms})	54	215	165	145	124	170	142
Max power (kW)	50 @ 500 V DC	105 @ 350 V DC	135 @ 450 V DC	200 @ 750 V DC	200 @ 750 V DC	200 @ 750 V DC	200 @ 750 V DC
Max torque (Nm)	120 @ 90 A_{rms}	190 @ 280 A_{rms}	260 @ 280 A_{rms}	370 @ 300 A_{rms}	450 @ 300 A_{rms}	450 @ 300 A_{rms}	530 @ 300 A_{rms}
Max motor speed (rpm)	5000	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000
Weight (kg)	54	86	86	86	86	113	113
Dimensions LxWxH (mm)	320x245 x245	425x245 x245	425x245 x245	425x245 x245	425x245 x245	510x245 x245	510x245 x245

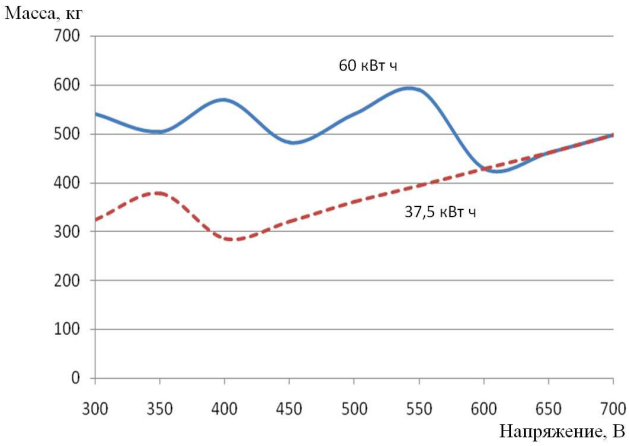


Рисунок 6.13. Зависимость массы АКБ от напряжения (TS-LYP40AHA)

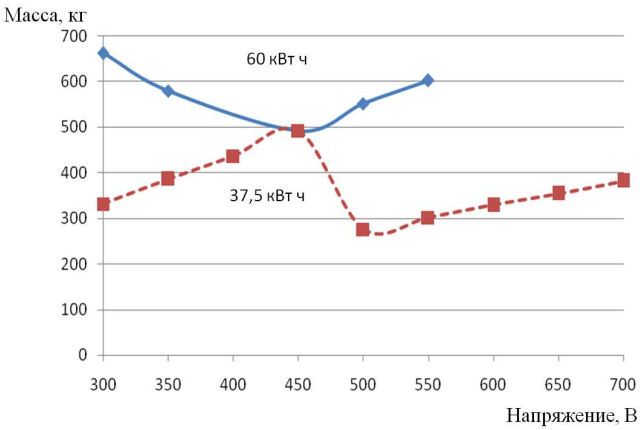


Рисунок 6.14. Зависимость массы АКБ от напряжения (TS-LYP60AHA)

Полученные результаты показывают, оптимальной величиной входного напряжения питания инвертора электропривода следует считать значение 520 В.

Сопоставляя полученные данные с требуемыми мощностными характеристиками для трех вариантов транспортного средства, можно сформировать таблицу типов двигателей для типоряда шасси транспортного средства.

При выборе двигателя следует учесть, что массогабаритные показатели двигателей типа Siemens 5135ws18 и Siemens 5135ws24 одинаковы (таблица 6.12), т.к. они выполнены на одной конструктивной базе (рисунок 6.15)

Таблица 6.12 – Параметры типов двигателей электропривода

Тип двигателя	Номинальная мощность, кВт	Максимальная мощность, кВт	Максимальная скорость, об/мин	Номинальный момент, Н м	Максимальный момент, Н м	Вес, кг
Siemens 5135ws18	45	135	10000	120	260	86
Siemens 5135ws24	61	200	10000	160	370	86

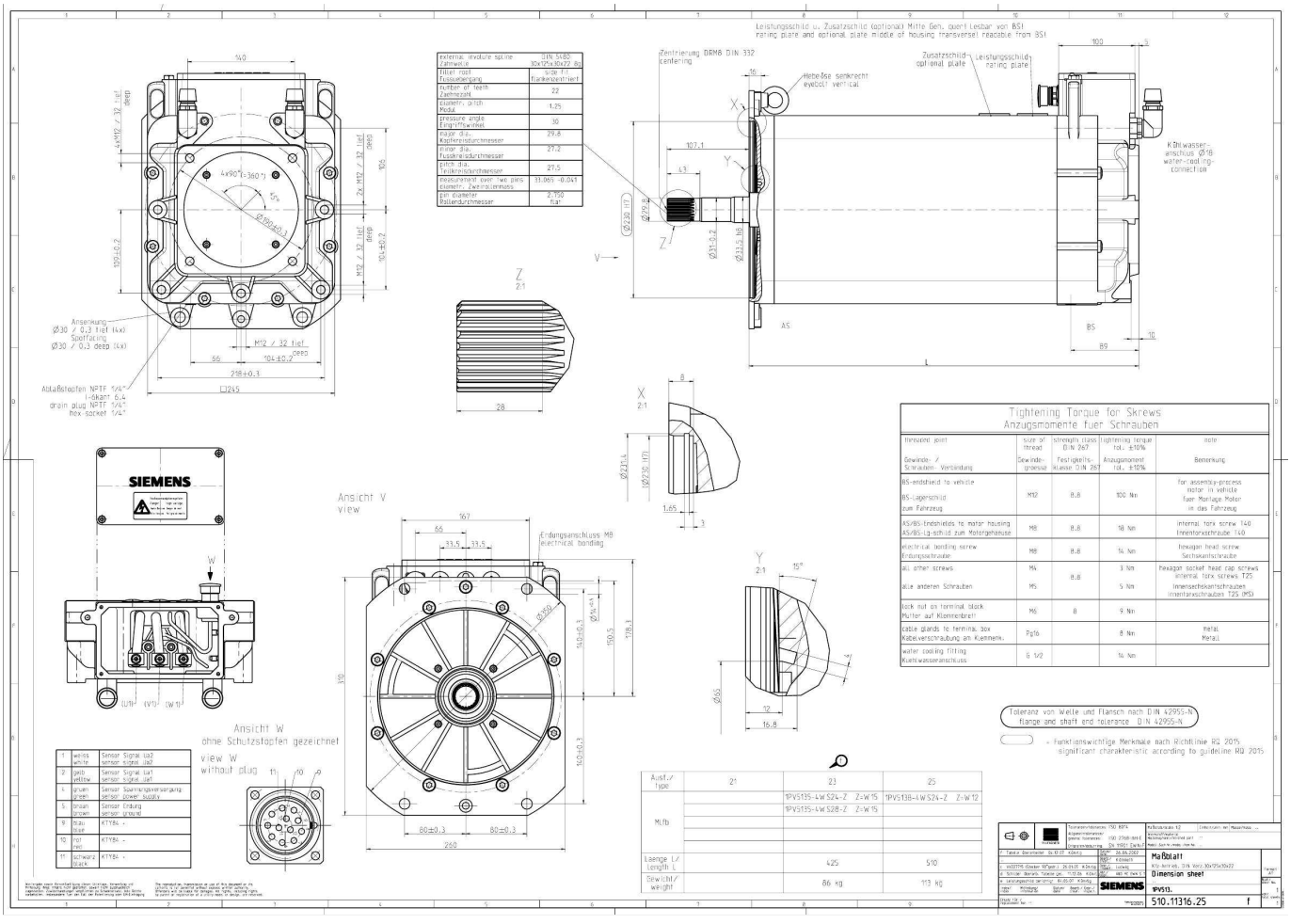


Рисунок 6.15 – Конструкция двигателей электропривода ТС

Полученные данные, представленные в таблице 6.13, необходимы для дальнейшего формирования параметров накопителей электрической энергии для модельного ряда электромобилей трех возможных вариантов.

Таблица 6.13 – Основные параметры двигателей модельного ряда электромобилей

Параметр	Вариант 1. - Коммерческий	Вариант 2. – специальных автомобилей для служб экстренного реагирования	Вариант 3. – специальных автомобилей для перевозки определенных слоев населения
Электродвигатель	Siemens 5135ws24		Siemens 5135ws18
Максимальная скорость, км/ч	95	120	60
Пробег на одной зарядке, км	160 (4,4 часа)	200 (5,6 часа)	120 (3,6 часа)
Мощность для движения с максимальной скоростью на электродвигателе (на колесах), кВт	60 (52,5)	100 (88)	18 (15,5)
Мощность для движения со средней скоростью городского цикла (36 км/ч) на электродвигателе (на колесах), кВт	8	8	8

Аккумулирование энергии в автомобиле является важной проблемой. Ни одно из существующих устройств накопителей электрической энергии не может в полной мере удовлетворить всем требованиям электротранспорта (массогабаритные показатели, мощность, удельная энергоемкость, стоимость). Все они обладают значительными недостатками, которые ограничивают их применение. Наиболее оптимальными для данной задачи характеристиками обладают литий ионные и натрий-никель-хлоридные батареи. Плотность энергии и масса батарей позволяют использовать их в полностью электрическом транспортном средстве.

Альтернатива аккумуляторным батареям – суперконденсаторы (уступают аккумуляторам по удельным энергетическим и массогабаритным показателям) могут быть использованы лишь для коротких поездок из-за низкой плотности энергии. Суперконденсаторы целесообразно использовать совместно с аккумуляторными батареями в тех режимах, когда требуется высокая мощность, либо в качестве буферного элемента на входе главного электропривода транспортного средства. Усредненные показатели аккумуляторов и суперконденсаторов приведены в таблице 6.14.

Расчетным параметрам удовлетворяют батареи литий-железо-фосфатных аккумуляторов. С точки зрения унификации элементов трех вариантов модельного ряда электромобилей выбран

аккумулятор ёмкостью 100 Ач. Разрядные характеристики аккумуляторов фирмы **Thundersky** емкостью 100 Ач приведены на рисунках 6.16, а их габаритные размеры на рисунке 6.17.

Таблица 6.14 – Усредненные характеристики основных типов аккумуляторов

Тип элемента	Макс. напряжение, В	Миним. напряжение, В	Плотность энергии, Втч/кг	Запасаемая энергия, Втч/дм^3
Свинцово-кислотный	2,1	2,0	37	70
Никель-кадмиевый	1,35	1,2	33	60
Железо-никелевый	1,5	1,2	29	65
Серебряно-цинковый	1,85	1,5	100	170
Литий-железо-фосфатные	4	2,8	60	130
Суперконденсатор (Энергия)	-	-	20	50

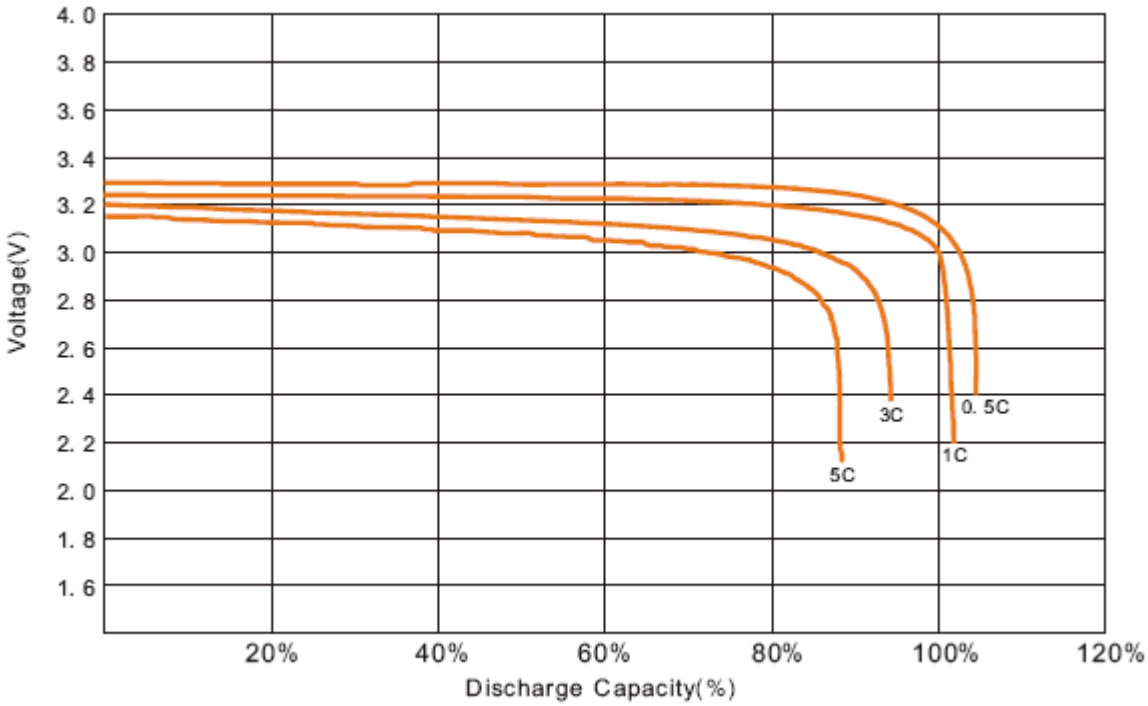


Рисунок 6.16 – Разрядные характеристики при нормальной температуре

Далее приведен анализ нескольких вариантов компоновки аккумуляторных батарей из элементов различной ёмкости.

Для всех трех типов транспортных средств модельного ряда среднюю скорость примем равной 36 км/ч при соответствующих пробегах. Максимальная скорость определяет только емкость аккумуляторной батареи.

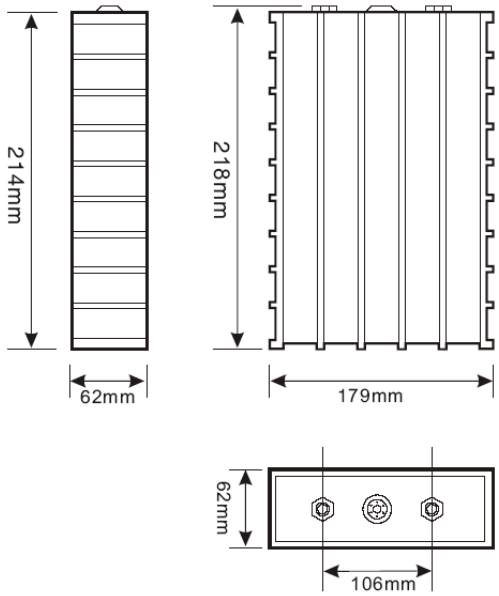


Рисунок 6.17 – Габаритные размеры базового элемента аккумуляторной батареи

Вариант «1» (таблица 6.10).

Исходя из условия максимальной скорости 95 км/ч, средней скорости 36 км/ч, 160 км пробега (напряжение АБ 352 В, коэффициент использования емкости АБ SOC=60-70%) получаем следующие необходимые параметры. Максимальная мощность для скорости 95 км/ч – 60 кВт. Отсюда максимальный продолжительный ток 150 А. Мощность требуемая для разгона и поддержания скорости 36км/ч – 8 кВт (тяговый расчет). Ток в этом режиме не превышает значения 22 А. При условии пробега не менее 160 км со средней скоростью 36 км/ч получаем время в пути 4,4 ч. Отсюда емкость аккумуляторной батареи должна быть не менее 98 Ач (расчетная емкость обеспечивает запас по току Imax=3C). Энергоемкость батареи при этом составит 35 кВтч. Среднее напряжение на одном элементе аккумуляторной батареи 3,2 В. Расчетным параметрам удовлетворяют батареи, приведенные в таблице 6.15.

Таблица 6.15 – Аккумуляторные батареи, подходящие для условий первого варианта

Вариант соединения элементов	Тип элемента батареи	Цена элемент, $	Диапазон рабочих напряжений, В	Количество элементов в батарее	Масса батареи, кг	Цена батареи, $
40x3	TS-LFP40AHA-U	44$	2,8-3,5	330	495	19668
60x2	TS-LFP60AHA-C	66$	2,8-3,5	220	506	14520
100x1	TS-LFP100AHA-C	110$	2,8-3,5	110	385	12100

Вариант «2» (таблица 6.10).

Исходя из условия максимальной скорости 120 км/ч, средней скорости 36 км/ч, 200 км пробега и (напряжение АБ 352 В, коэффициент использования емкости АБ SOC=60-70%) получаем следующие необходимые параметры. Максимальная мощность для скорости 120 км/ч – 100 кВт (тяговый расчет). Отсюда максимальный продолжительный ток 250 А. Мощность

требуемая для разгона и поддержания скорости 36км/ч – 8 кВт (тяговый расчет). Ток в этом режиме не превышает значения 22 А. При условии пробега не менее 200 км со средней скоростью 36 км/ч получаем время в пути 5,6 ч. Отсюда емкость аккумуляторной батареи должна быть не менее 124 Ач (расчетная емкость обеспечивает запас по току Imax=3C). Энергоемкость батареи при этом составит 44 кВтч. Среднее напряжение на одном элементе аккумуляторной батареи 3,2 В. Расчетным параметрам удовлетворяют батареи, приведенные в таблице 6.16.

Таблица 6.16 – Аккумуляторные батареи, подходящие для условий второго варианта

Вариант соединения элементов	Тип элемента батареи	Цена за элемент, $	Диапазон рабочих напряжений, В	Количество элементов в батарее	Масса батареи, кг	Цена батареи, $
40x4	TS-LFP40AHA-U	44	2,8-3,5	440	660	19360
60x3	TS-LFP60AHA-C	66	2,8-3,5	330	759	21780
160	TS-LFP160AHA-C	176	2,8-3,5	110	616	19360
100*	TS-LFP100AHA-C	110	2,8-3,5	140* (448 В)	490	15400

Примечание - Аккумуляторную батарею для второго варианта шасси транспортного средства можно унифицировать по типу элементов аккумуляторов, т.е. принять за базовый элемент TS-LFP10AHA-C с емкостью 100 Ач, но при этом для получения требуемой энергоемкости следует увеличить напряжение на АБ в 1,3 раза при пропорциональном снижении величины тока. Постоянство номинального рабочего напряжения входных цепей питания инвертора электропривода в первом и втором вариантах достигается за счет изменения коэффициента преобразования DC/DC преобразователя. Во втором случае аккумуляторная батарея набирается из 140 аккумуляторов и среднее рабочее напряжение составит 448 В.

Вариант «3» (таблица 6.10).

Исходя из условия максимальной скорости 60 км/ч, средней скорости 36 км/ч, 120 км пробега (напряжение АБ 352 В, коэффициент использования емкости АБ SOC=60-70%) получаем следующие необходимые параметры. Максимальная мощность для скорости 60 км/ч –20 кВт (тяговый расчет). Отсюда максимальный продолжительный ток 50 А. При условии пробега не менее 120 км со средней скоростью 36 км/ч получаем время в пути 3,6 ч. Отсюда емкость аккумуляторной батареи должна быть не менее 79 Ач (расчетная емкость обеспечивает запас по току Imax=3C). Энергоемкость батареи при этом составит 28 кВтч. Среднее напряжение на одном элементе аккумуляторной батареи 3,2 В. Расчетным параметрам удовлетворяют батареи, приведенные в таблице 6.17.

Таблица 6.17 – Аккумуляторные батареи, подходящие для условий третьего варианта

Вариант соединения элементов	Тип элемента батареи	Цена за элемент, $	Диапазон рабочих напряжений, В	Количество элементов в батарее	Масса батареи, кг	Цена батареи, $
40x2	TS-LFP40AHA-U	44	2,8-3,5	220	330	9680
100	TS-LFP100AHA-C	110	2,8-3,5	110	385	12100

Полученные данные подтверждают правильность выбора базового аккумулирующего элемента емкостью 100 Ач. Следует отметить, что в третьем варианте можно либо снизить среднее рабочее напряжение за счет уменьшения количества элементов аккумуляторной батареи на 20% при соответствующем снижении общей массы АБ и сохранении величины пробега от одной зарядки, либо сохранить количество элементов равным 110 штукам и увеличении пробега примерно на 30 км.

Заключения по разделу 6.5:

1 Производство электромобилей класса микроавтобусов и мини-грузовиков грузоподъемностью до 1,5 тонны является задачей первоочередного порядка. Типоразмеры электромобилей должны иметь расширенные возможности по универсальности, так как потребуются для замещения части легковых, небольших грузовых автомобилей и микроавтобусов разных назначений в городских условиях и в сельской местности.

2 Предложен модельный ряд электромобилей LCV сегмента включающий:

– вариант коммерческого автомобиля (грузоподъемность – 1000 кг);

– вариант специального автомобиля для служб экстренного реагирования (скорая помощь, МЧС и другие, у которых грузоподъемность – 750 кг и до 6 пассажирских мест).

– вариант специальных автомобилей для перевозки определенных слоев населения (детей, инвалидов и т.д. грузоподъемностью до 1200 кг, 14 пассажирских мест).

3. Определены характеристики электродвигателей для модельного ряда трех вариантов электромобилей LCV. Анализ выпускаемых асинхронных двигателей, обеспечивающих требуемые механические характеристики, позволил сделать вывод о применимости оборудования фирмы Siemens. С учетом значений параметров типового ряда асинхронных двигателей фирмы Siemens выбраны две модели: Siemens 5135ws18, Siemens 5135ws24, с напряжение питания по цепи постоянного тока 520 В. Установлено, что двигатели имеют общее конструктивное исполнение и массогабаритные показатели.

4 Выбор асинхронных двигателей фирмы Siemens определил исходные параметры для формирования необходимых характеристик накопителей энергии. Определен базовый унифицированный элемент аккумуляторной батареи TS-LFP100AHA-C. Определены массогабаритные параметры аккумуляторной батареи модельного ряда электромобилей.

6.6 Разработка кинематической схемы электромеханической трансмиссии, анализ и выбор конструктивных вариантов исполнения агрегатов

Прототипом создаваемого электромобиля является транспортное средство «ГАЗель-Электро», с которым нужно иметь максимальную унификацию. Следует отметить, что «ГАЗель-Электро» в свою очередь имеет высокую ступень унификации с бензиновым прототипом. Предпочтительным является сохранение заднеприводной компоновки с сохранением базового заднего моста, ввиду дороговизны технологической подготовки производства новой гипоидной пары главной передачи.

Проведенный анализ позволил выделить три основных кинематических схемы трансмиссии для неполноприводных автомобилей «ГАЗель» (рисунки 6.18 – 6.20), одна из которых будет реализована в процессе выполнения НИР.

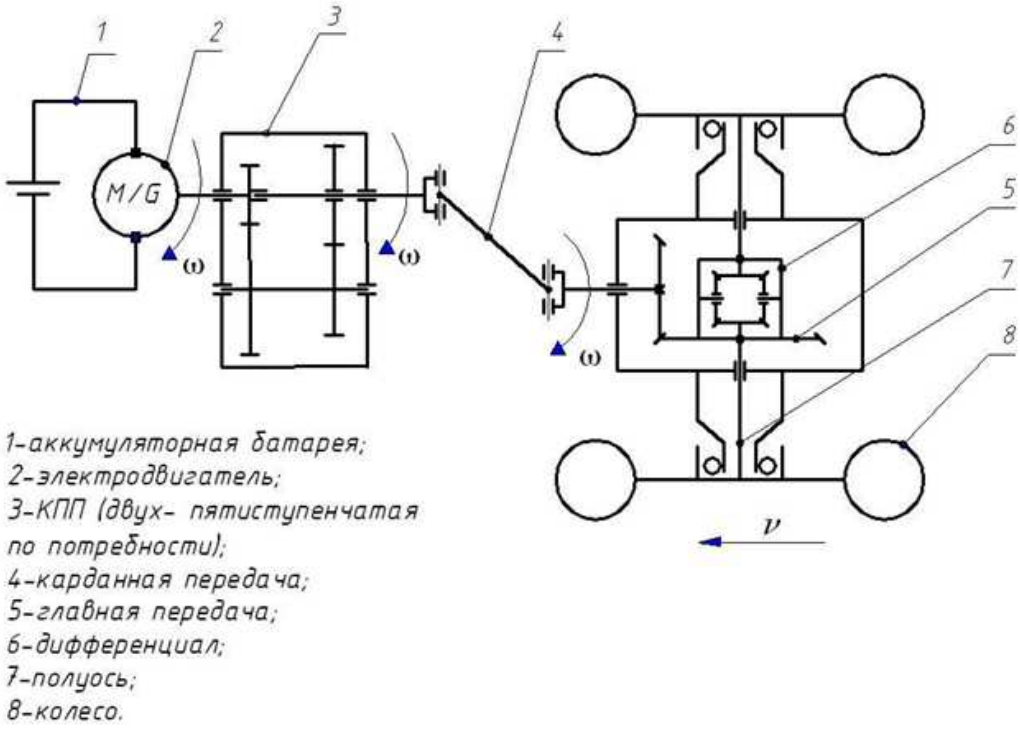


Рисунок 6.18 – Схема 1 трансмиссии с коробкой передач (две ступени)

Показанная на рисунке 6.18 схема 1, используется на автомобиле «ГАЗель-Электро» практически повторяет схему бензинового прототипа, с сохранением КПП с серийным картером, при возможном изменении количества передач (2-5 ступеней), карданный вал и задний мост остаются серийными.

При этом достигаются следующие преимущества:

– высокая степень унификации с серийными прототипами, т.е максимальное количество серийных деталей;

– удобство компоновки электродвигателя;

– обеспечение работы двигателя в районе оборотов наилучших по значению КПД

однако данная схема предопределяет следующие недостатки:

- сложность компоновки блоков АКБ в следствии наличия длинных карданных валов между КПП и ведущим мостом;
- наибольшая масса трансмиссии;
- необходимость механизма переключения передач, желательно автоматизированного, что потребует разработки системы управления КПП.

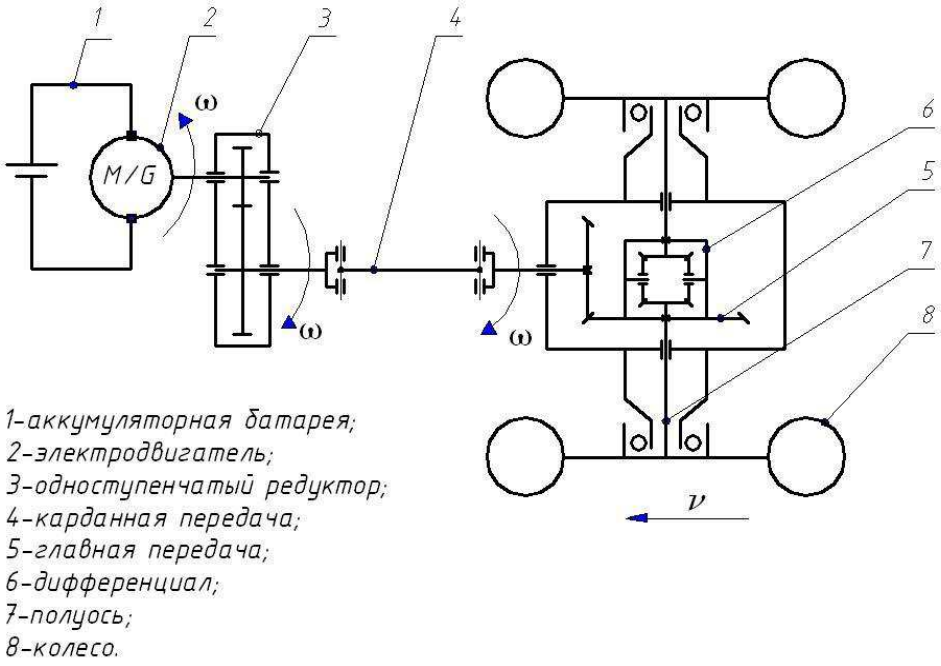


Рисунок 6.19 – Схема 2 трансмиссии с одноступенчатым редуктором

Схема 2, представленная на рисунке 6.19, имеет следующие положительные особенности:

– возможность установки электродвигателя выходным валом против движения, что позволит спроектировать компактный вариант трансмиссии;

– возможность установки двигателя ближе к одному из бортов автомобиля, что позволит силовую часть электрооборудования максимального близко друг к другу;

– сохранение серийной главной пары за счет подбора необходимого передаточного отношения в редукторе;

– при компоновке двигателя по одному из бортов возможна установка блоков АКБ по другому борту.

Данный вариант также не обходится без недостатков:

– нестандартный редуктор, который требуется изготовить;

– требует детальной проверки параметров развесовки автомобиля.

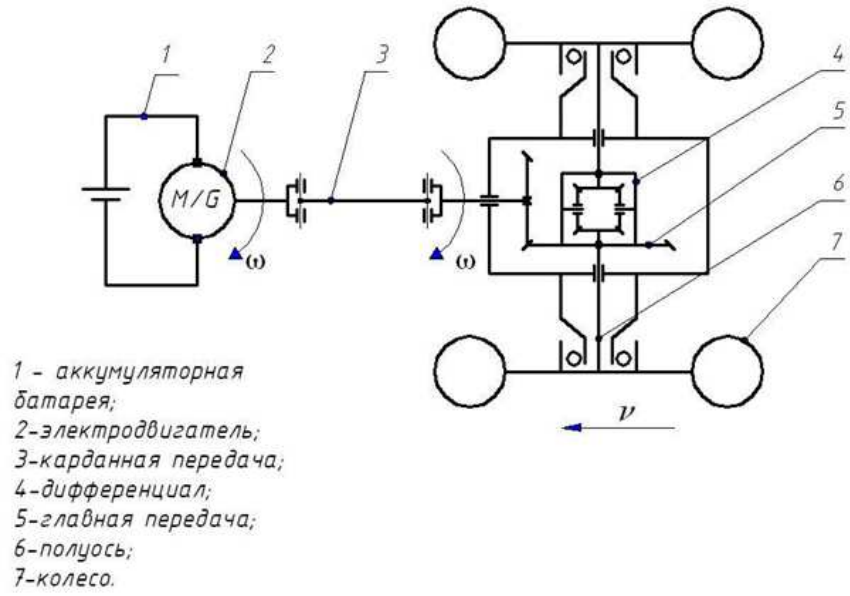


Рисунок 6.20 – Схема 3 трансмиссии без редуктора

Схема 3, представленная на рисунке 6.20 обладает следующими преимуществами:

– отсутствие редуктора, т.е. уменьшение количество кинематических пар в которых потери энергии;

– наиболее простой вариант трансмиссии.

Недостатки данной схемы:

– требует двигателя с повышенными значениями крутящего момента, а значит и обладающего большой массой;

– трудность сохранения параметров серийной главной пары ведущего моста;

– сложность компоновки блоков АКБ.

Учитывая выбранные параметры электродвигателей и накопителей энергии (таблицы 6.13, 6.15-6.17), и преимущества и недостатки схем отдельных кинематических схем, были сделаны следующие заключения:

1. При реализации схемы 2 возможно получение наименьшей снаряженной массы транспортного средства (например, на 80 кг меньше по сравнению со схемой 3), следовательно, при прочих равных условиях, на эту величину повыситься грузоподъемность или при равной грузоподъемности можно иметь большое количество накопителей энергии и больший пробег без подзарядки.

2. Схема 2 имеет большие компоновочные возможности по взаимному расположению агрегатов, с хорошим распределением нагрузки по всем колесам при создании как заднеприводных, так и полноприводных модификаций, что расширяет модельный ряд семейства транспортных средств с электроприводом.

3. Схема 3 несмотря на кажущуюся простоту компоновки по своим массовым показателям проигрывает схеме 2. Это связано с тем, что для выполнения нормативных требований показателей эксплуатационных свойств электромобиля он должен обеспечить высокие показатели скоростных и тяговых свойств, которые являются в определенной мере противоречивыми. В конечном итоге, это приводит к выбору электродвигателя с довольно значительной массой. К примеру, в схеме 2 может использоваться двигатель Siemens 5135ws24, масса которого 86 кг (таблица 1.3.1), а в схеме 3 AZD-90 (Azure Dynamics, США), масса которого 189 кг.

4. Несмотря на то, что в схеме 1 используется большое количество деталей, по стоимостным показателям эта схема является наиболее дешевым вариантом (прототип: автомобиль ГАЗель-Электро (Группа ГАЗ). Однако, реализации данной схемы не позволит создать модификации грузовых транспортных средств с цельнометаллическим кузовом или микроавтобусов. Следовательно, при выборе данной кинематической схемы невозможно реализовать разработанный модельный ряд электромобилей. Эти обстоятельство является ключевым моментом, на основании которого от схемы 1 трансмиссии было принято решение отказаться.

5. Таким образом, на основании вышеизложенного материала следует, что наилучшая кинематическая схема для создаваемого экологически безопасного электромобиля является схема 2, в которой используется асинхронный привод, редуктор, карданная передача и ведущий мост.

Анализ и выбор конструктивных вариантов исполнения агрегатов

Одним из важнейших узлов и агрегатов трансмиссии является ведущий мост. В соответствии с выбранной схемой трансмиссии (рисунок 6.19) он может быть унифицирован с серийным агрегатом, устанавливаемым на автомобиль «ГАЗель». В настоящее время Группа ГАЗ предлагает ведущий мосты нескольких модификаций, отличающихся передаточными числами главной передачи (U_0=4,556 или U_0=5,125) и исполнением картера (типа «Спайсер» или типа «Банжо»).

Проведенный расчет показателей тягово-скоростных свойств и энергетических затрат в городском цикле движения позволил произвести окончательный выбор ведущего моста: тип картера «Банжо», U_0=5,125. Общий вид данного ведущего моста представлен на рисунке 6.21.

Другим важным узлом трансмиссии является карданная передача, карданные шарниры которой, а также карданные трубы будут унифицированы с серийными образцами.

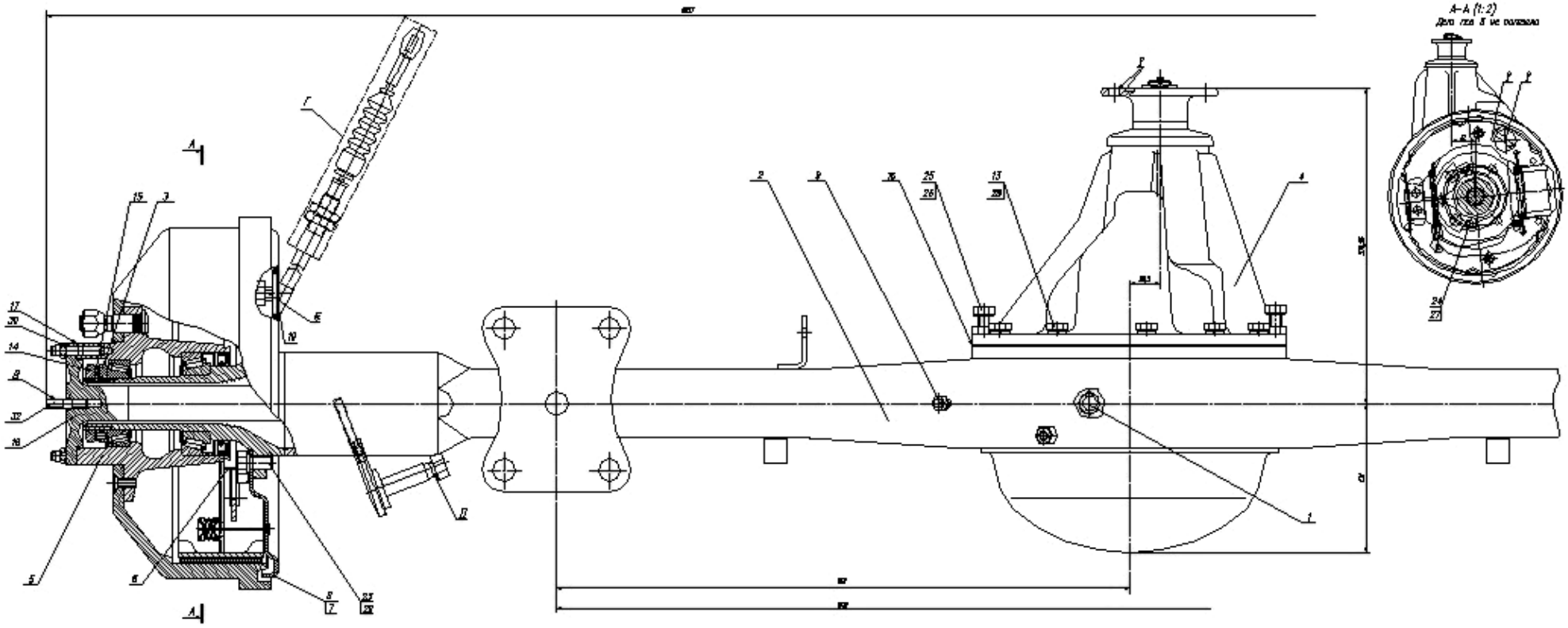


Рисунок 6.21 – Общий вид заднего ведущего моста автомобиля «ГАЗель» с электроприводом

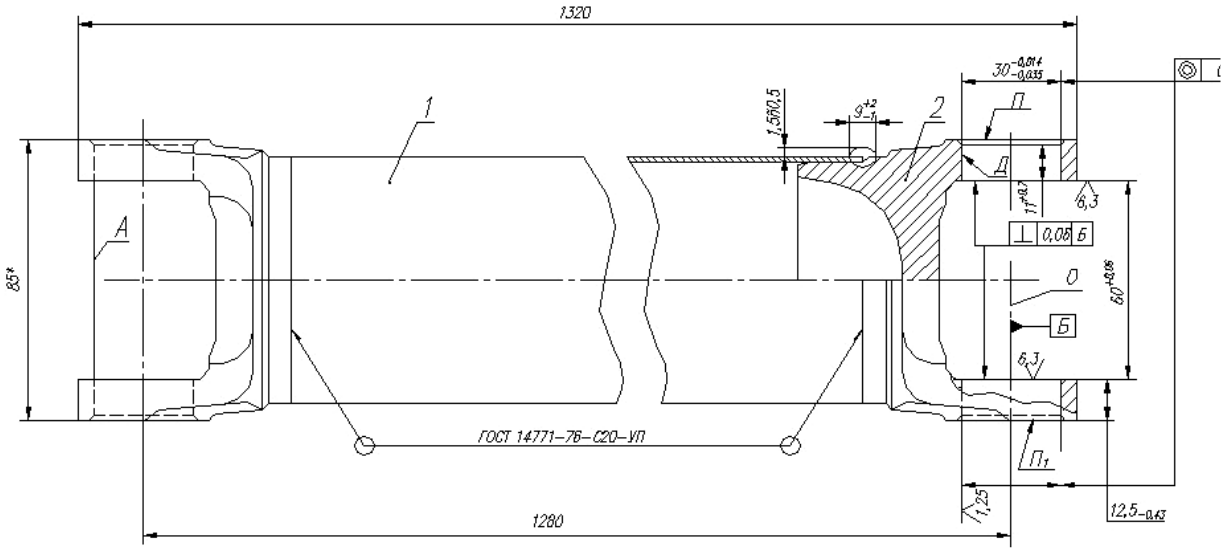


Рисунок 6.22 – Труба карданного вала:
1 – карданная труба; 2 – вилка карданной передачи

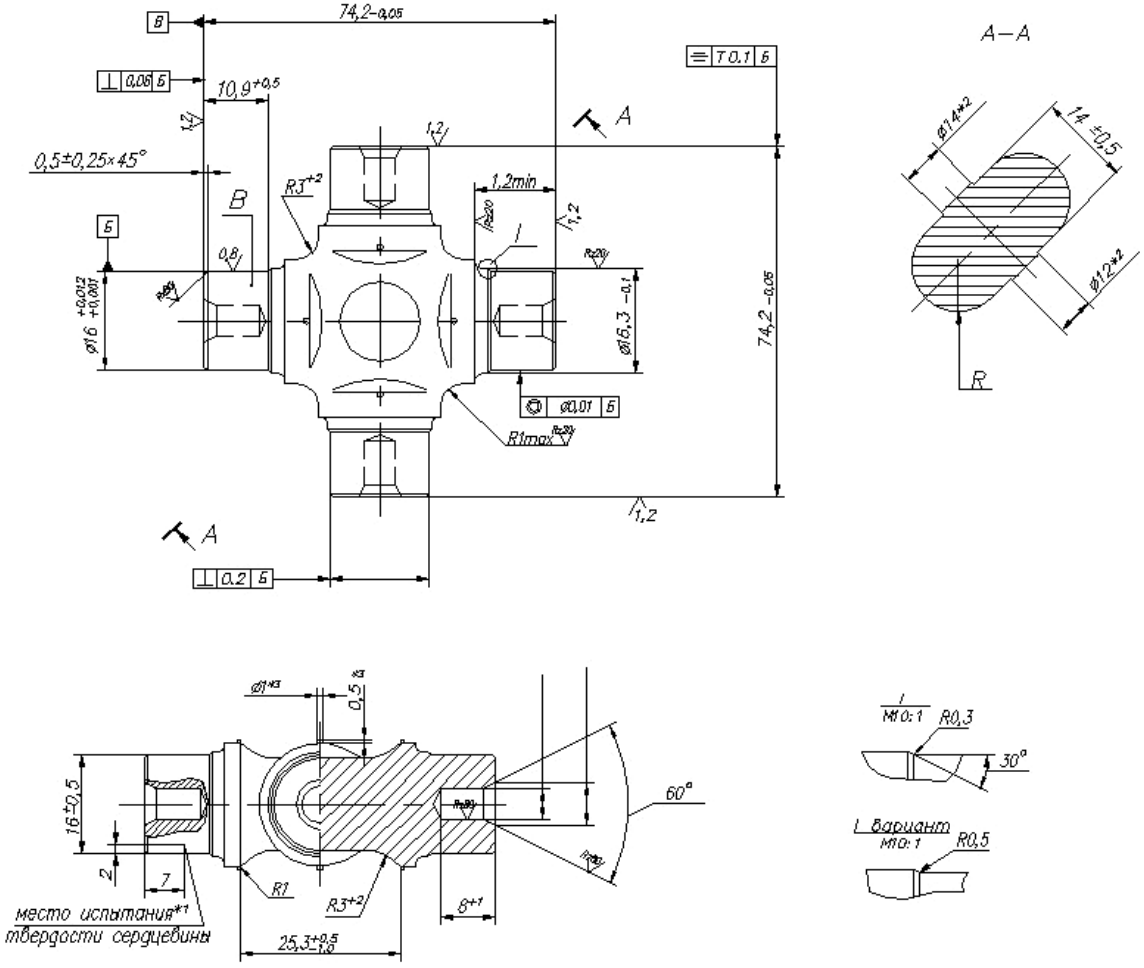


Рисунок 6.23 – Крестовина карданного вала

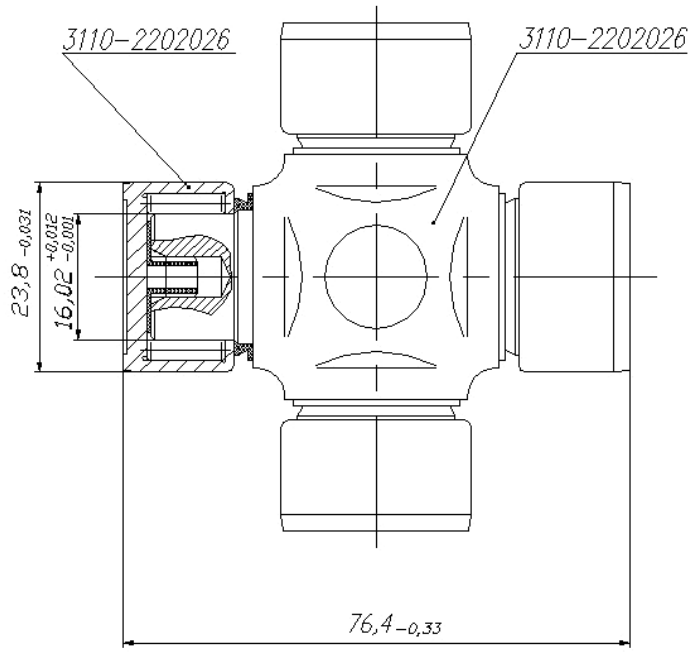


Рисунок 6.24 – Крестовина кардана в сборе

Заключение по разделу 6.6

1) Разработана кинематическая схема трансмиссии для создаваемого экологически безопасного электромобиля, в которой используется асинхронный привод, редуктор, карданная передача и ведущий мост. Эта схема позволит иметь наименьшую снаряженную массу транспортного средства, большие компоновочные возможности по взаимному расположению агрегатов, с хорошим распределением нагрузки по всем колесам при создании как заднеприводных, так и полноприводных модификаций, что расширяет модельный ряд семейства транспортных средств с электроприводом.

2) Проведен анализ и выбраны конструктивные варианты исполнения агрегатов шасси электромобиля.

6.7 Разработка математических моделей для определения показателей эксплуатационных свойств транспортного средства с электродвигателем

Для определения основных параметров двигателя и трансмиссии транспортных средств, обеспечивающих ему требуемые тягово-скоростные свойства, и затраты энергии для движения в заданных условиях движения выполняют тяговый расчет [158]. Данный расчет выполняют в два этапа. На первом этапе, задавшись определенными условиями движения, рассчитывают конструктивные параметры двигателя и трансмиссии. На втором этапе с использованием этих параметров строят ряд графиков, по которым затем определяют показатели тягово-скоростных свойств, проходимости, энергоэффективности и подвижности.

Определим показатели тягово-скоростных свойств и затрат энергии для автомобиля «ГАЗель» с пятью возможными вариантами электродвигателей и проведем их сравнение с бензиновым аналогом.

Проведем оценку показателей тягово-скоростных свойств автомобиля с электроприводом, имеющим электродвигатели марок Siemens 1PV5135-4ws24, Siemens -1PV5135-4ws28, AZD AC55, AZD AC90, UQM 125, а также серийного автомобиля «ГАЗель» с бензиновым двигателем УМЗ-4216.

Исходные параметры для расчета показателей тягово-скоростных свойств представлены в таблице 6.18.

Таблица 6.18 – Исходные данные по автомобилю для выполнения расчета

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Полная масса транспортного средства, кг	m_a	3500
2	Снаряженная масса автомобиля с электродвигателем, кг	$m_н$	2550
3	Снаряженная масса автомобиля с электродвигателем, кг	$m_н$	2000
4	Колесная формула транспортного средства		4x2
5	Максимальная скорость, км/ч	V_{max}	95
6	Коэффициент сопротивления качению при малых скоростях	f	0,012
7	Коэффициент влияния скорости на увеличения силы сопротивления качению	A	0,0004
8	Коэффициент лобового сопротивления	Cx	0,51
9	Радиус качения колеса, м	r_k	0,33
10	Максимальный коэффициент сопротивления движению	Ψ_{max}	0,25
11	Коэффициент сопротивления движению при максимальной скорости	Ψ_V	0,002

Продолжение таблицы 6.18

12	КПД трансмиссии	η_{mp}	0,92
13	Площадь миделева сечения, м^2	$Ав$	4,69
14	Передаточные числа коробки (для кинематической схемы по варианту 1)	U_{k1} U_{k2}	2,34 1
15	Передаточные числа коробки передач автомобиля «ГАЗель»	U_{k1} U_{k1} U_{k1} U_{k1} U_{k1}	4,05 2,34 1,395 1,0 0,849
16	Передаточное число одноступенчатого редуктора	Uk	2,4

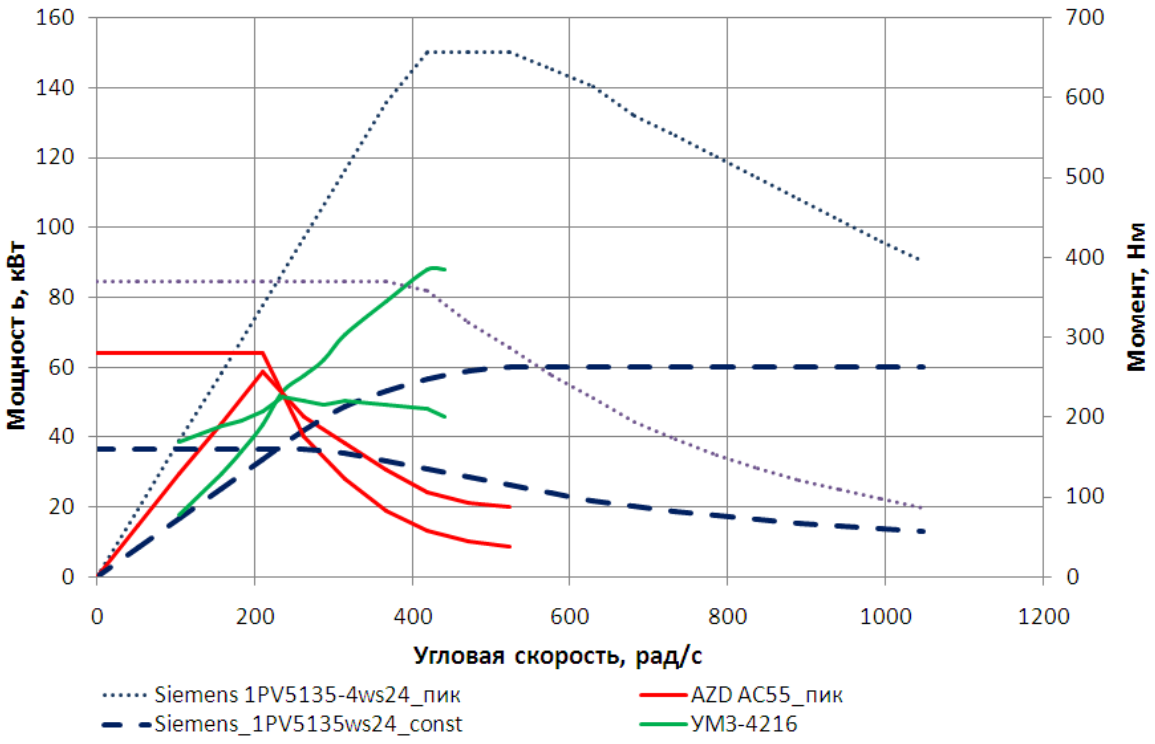
Важными исходными данными для расчета являются внешние скоростные характеристики электродвигателей и двигателя внутреннего сгорания УМЗ-4216, представленные на рисунке 6.25.

Основные технические параметры рассматриваемых в расчете двигателей представлены в таблице 6.19.

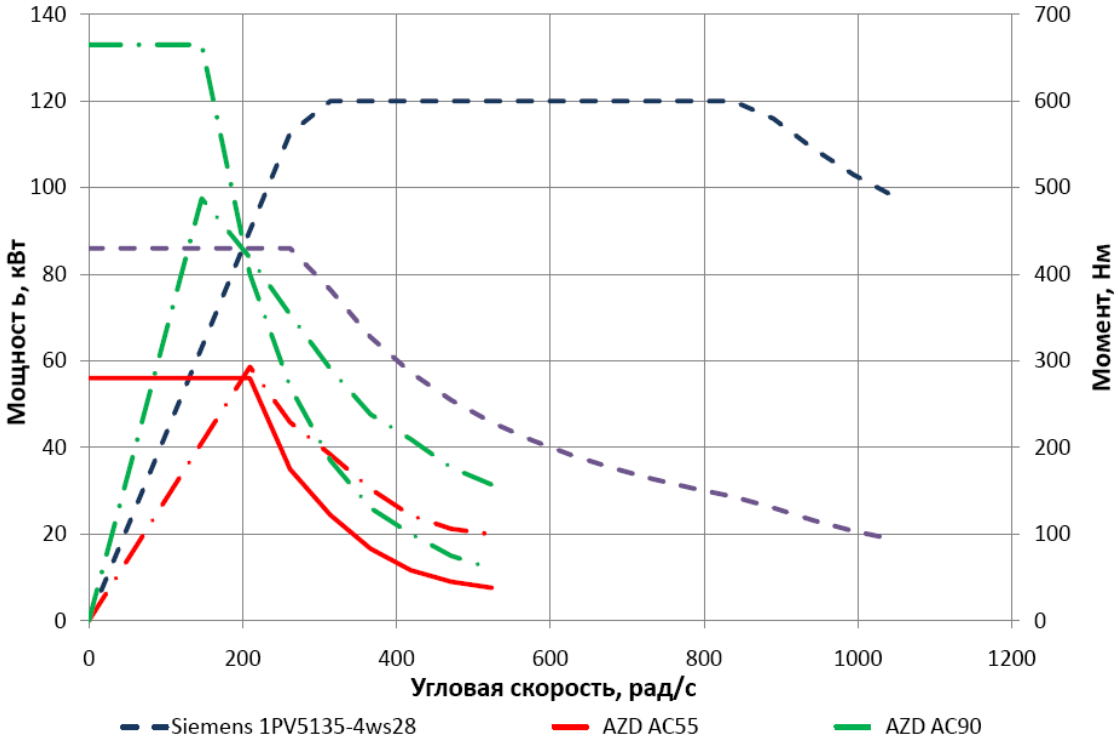
Таблица 6.19 – Основные параметры двигателей

Параметр	Siemens 1PV5135ws24	Siemens 1PV5135ws28	AZD AC55	AZD AC 90	UQM 125	УМЗ-4216
Номинальная мощность, кВт	61	67	25	50	45	78,5
Пиковая мощность, кВт	150	120	60	97	125	—
Обороты при номинальной мощности, об/мин	5000-10000	4000-10000	2000	1350	5000-8000	4000
Номинальный момент, Нм	160	160	140	330	150	220,5
Пиковый момент, Нм	370	430	280	665	300	—
Обороты при номинальном моменте, об/мин	0-3000	0-3000	0-2000	1350	2500	2500
Максимальные обороты, об/мин	10000	10000	5000	5000	8000	4200
Вес, кг	86	86	106	189	41	220

Важнейшим соотношением, на основании которого определяется максимальная скорость движения транспортного средства является мощностной баланс (рисунок 6.26), который показывает зависимость мощности на ведущих колесах и мощности сопротивления движению от скорости.



а)



б)

Рисунок 6.25 – Внешние скоростные характеристики двигателей:

а) Siemens 1PV5135-4ws24; AZD AC55; УМЗ-4216;

б) AZD AC90; UQM_125; Siemens 1PV5135-4ws28

$$P_T = P_f + P_B \pm P_I + P_a, \quad (6.1)$$

где P_T – мощность на ведущих колёсах;

P_f – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

P_B – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

P_I – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления;

P_a – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону;

$P_T = P_e \eta_{mp}$ – тяговая мощность на ведущих колесах, (кВт);

$P_f = fG_a V$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, (кВт);

где $f = f_0(1 + AV^2)$ – коэффициент сопротивления качению, V – скорость движения, (м/с);

$f_0 = 0{,}012$ – коэффициент сопротивления качению при минимальной скорости движения;

G_a – вес транспортного средства, Н.

$P_B = WV^3$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, (кВт);

где W – фактор обтекаемости, $W=0{,}5C_x\rho_в A_в$, здесь $\rho_в$ – плотность воздуха.

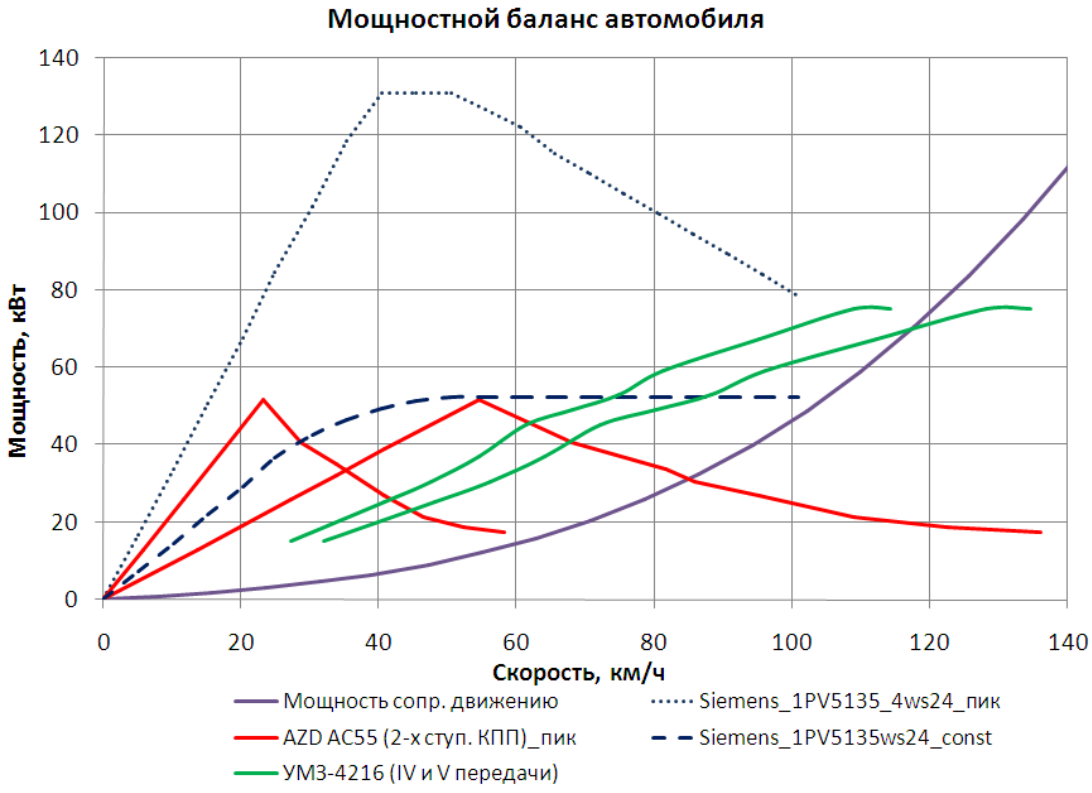
Скорость движения определяется по выражению:

$$V = 3{,}6\frac{r_k \omega_e}{U_k U_0}, \text{ км/ч}, \quad (6.2)$$

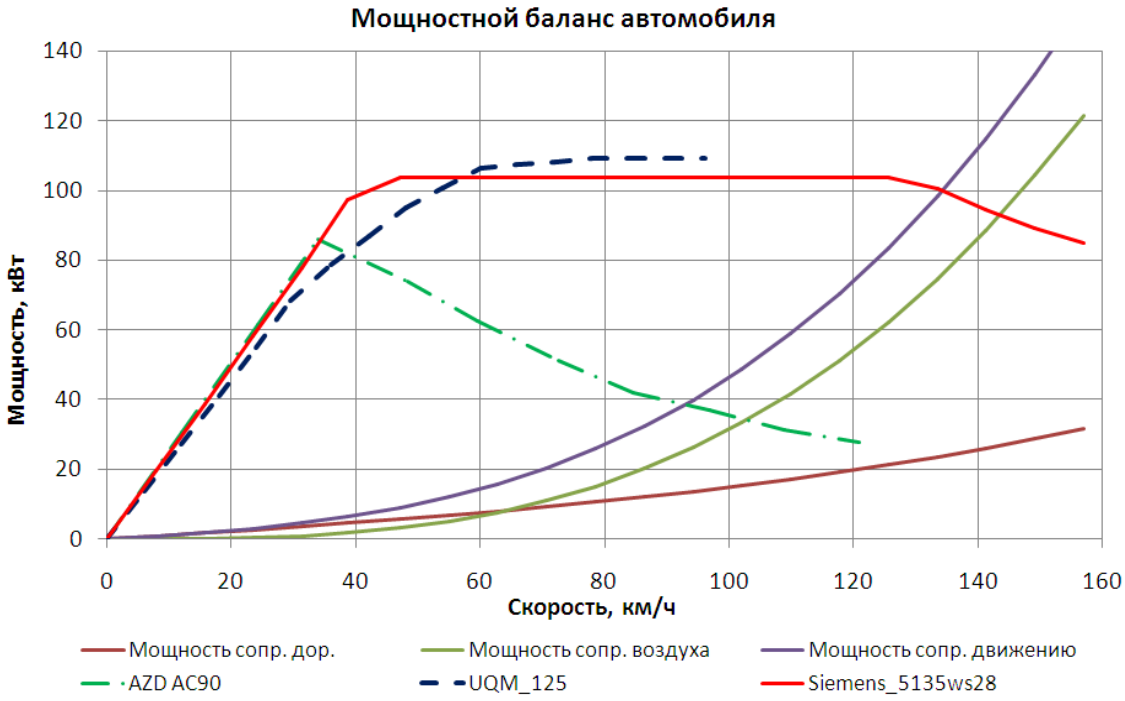
где U_k – передаточное число коробки; U_0 – передаточное число главной передачи.

На основании рисунка 6.26 можно установить максимальные скорости движения транспортного средства на дорогах с асфальто-бетонным покрытием.

Наименьшие значения максимальной скорости будут в случае использования двигателя AZD AC55 с двухступенчатой коробкой передач (в соответствии с кинематической схемой 1, рисунок 6.18), V_{max}=85 км/ч. При этом следует учитывать, что данная скорость достигается в пиковом режиме работы электродвигателя, а, следовательно, не может поддерживаться длительное время на этом уровне. Известно, что скорость 80 км/ч в длительном режиме движения имеют лучшие мировые аналоги. Поскольку с двигателем AZD AC55 и двухступенчатой коробкой передач (как в варианте ГАЗель-Электро, Группы ГАЗ) это не удается реализовать, то данный вариант является заведомо худшим.



а)



б)

Рисунок 6.26 – Мощностной баланс автомобиля с электродвигателями:

а) – Siemens 1PV5135ws24; AZD AC55 (2-х ступ. КПП); УМЗ-4216 (IV и V передачи);

б) – AZD AC90; UQM_125; Siemens 1PV5135-4ws28.

С точки зрения показателя максимальной скорости на граничном уровне находиться и вариант с электродвигателем AZD AC90 (вариант кинематической схемы 3, рисунок 6.20). Здесь максимальная скорость достигается на уровне V_{max}=90 км/ч в пиковом режиме работы

электродвигателя. Тем не менее, с учетом требований перспективы, отметим, что данный вариант перестанет удовлетворять показателям максимальной скорости в ближайшие 1-2 года, т.к. возрастающие скорости движения электромобилей городских условиях требуют иметь максимальную скорость не менее V_{max}=95 км/ч в режиме длительного движения (таблица 6.18). Поэтому, данный вариант с точки зрения показателя максимальной скорости считаем не приемлемым.

Следующим вариантом, является автомобиль с электродвигателем UQM-125 (соответствует кинематической схеме 2, рисунок 6.19) Здесь в пиковом режиме работы электродвигателя максимальная скорость составляет V_{max}=96 км/ч.

Наиболее приемлемыми вариантами с точки зрения максимальной скорости являются автомобиль с двигателями Siemens 1PV5135ws24 и Siemens 1PV5135ws28 (соответствует кинематической схеме 2, рисунок 6.19) Здесь максимальная скорость на требуемом уровне достигается в длительном режиме работы электродвигателей, без их ограничения по нагреву.

Автомобиль с бензиновым двигателем УМЗ-4216 имеет скорость V_{max}=115 км/ч.

На основании полученных результатов максимальных скоростей автомобиля следует отметить, что электромобиль на базе «ГАЗель» по данному показателю пока несколько уступает автомобилю с двигателями внутреннего сгорания, но с каждым годом эта разница сглаживается, а в варианте с электродвигателем Siemens 1PV5135ws28 в пиковом режиме работы ее вообще нет.

Рассмотрим зависимость полной тяговой силы на ведущих колесах от скорости движения (силовой баланс).

Запишем выражение для полной тяговой силы на ведущих колесах:

$$F_T = F_f + F_B \pm F_I + F_a \tag{6.3}$$

где F_T – тяговая сила на ведущих колёсах; $F_T = \frac{T_e \cdot U_k \cdot U_0}{r_k}$, здесь T_e – крутящий момент двигателя;

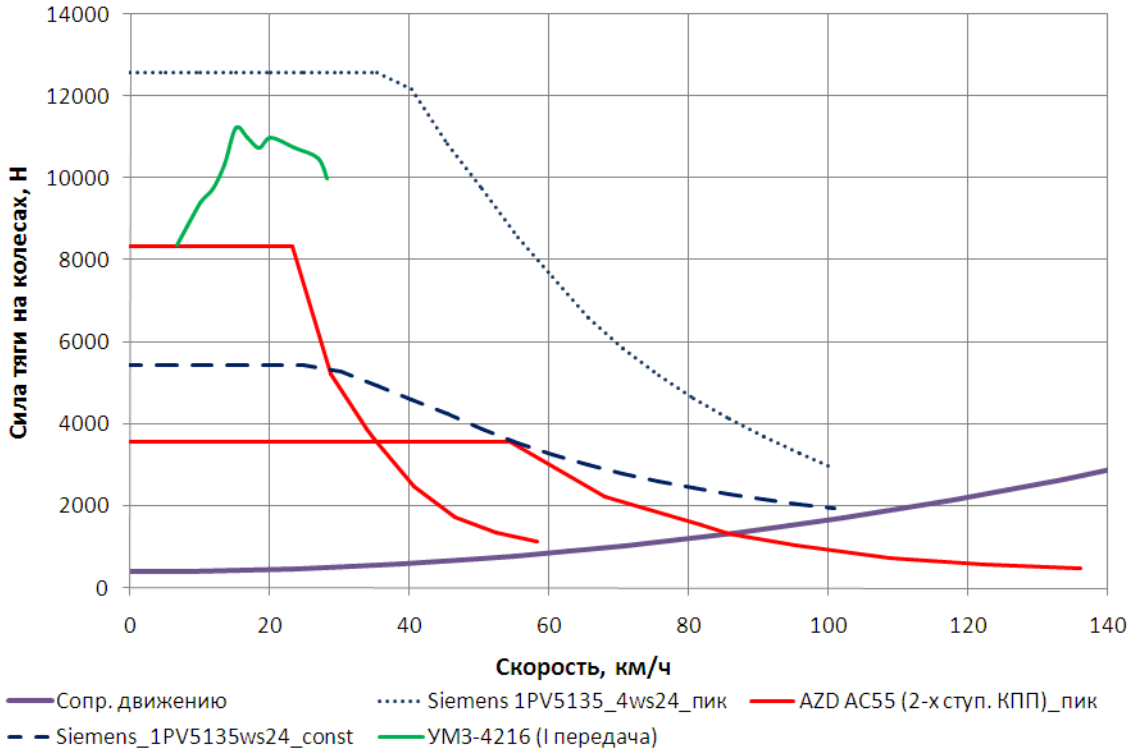
F_f – сила сопротивления качению; $F_f = fG_a$;

F_B – сила сопротивления воздуха; $F_B = WV^2$;

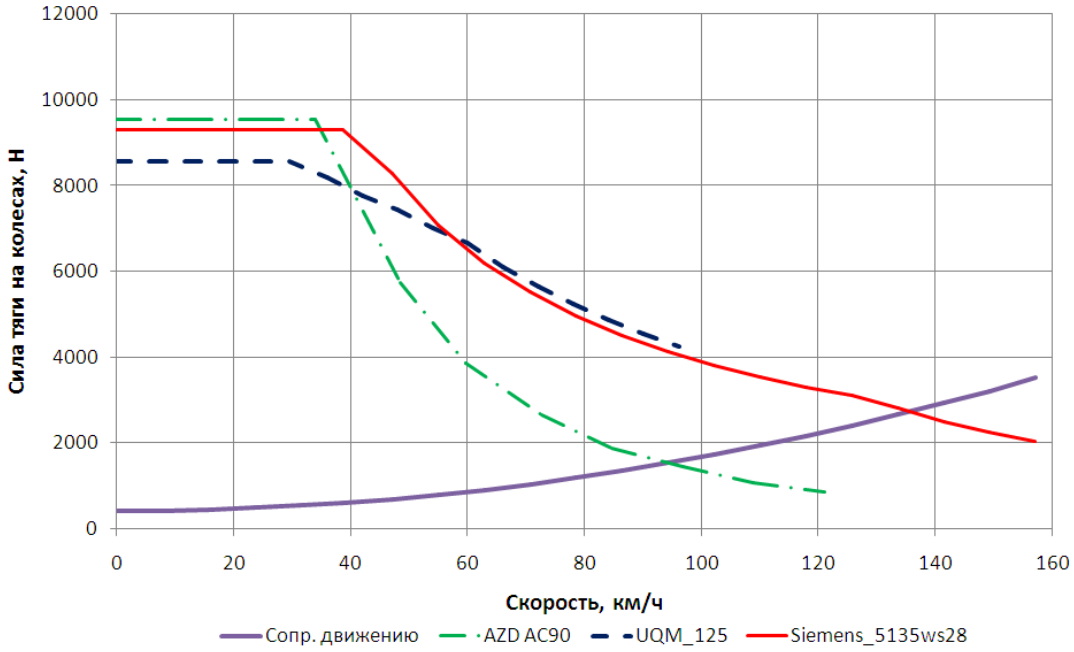
F_I – сила сопротивления подъёму; $F_I = G_a \cdot \sin\alpha$;

F_a – сила сопротивления разгону.

На рисунке 6.27 представлены силовые балансы прорабатываемых вариантов транспортного средства.



а)



б)

Рисунок 6.27 – Силовой баланс автомобиля с электродвигателями:

а) – Siemens 1PV5135-4ws24; AZD AC55 (2-х ступ. КПП); УМЗ-4216 (IV и V передачи);

б) – AZD AC90; UQM_125; Siemens 1PV5135-4ws28

Результаты расчета показывают, что наибольшее значение силы тяги достигаются в пиковых режимах с двигателями Siemens 1PV5135ws24 и Siemens 1PV5135ws28, причем данные значения не уступают автомобилям с бензиновым двигателям.

Для оценки потенциальных возможностей транспортных средств по преодолению дорожных сопротивлений или сообщение ему ускорения в заданных дорожных условиях используют динамический фактор, который определяется по выражению:

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a} \tag{6.4}$$

Зависимость динамического фактора от скорости называется динамической характеристикой транспортных средств. Для рассматриваемых случаев она представлена на рисунке 6.28.

Величина динамического фактора зависит от конструктивных факторов транспортного средства, в первую очередь от крутящего момента двигателя, передаточных чисел трансмиссии и КПД трансмиссии, радиуса колес, которые в свою очередь определяют тяговую силу на ведущих колесах. Кроме этого, с увеличением скорости возрастает значимость фактора обтекаемости, который заметно снижает динамический фактор.

По полученным значениям максимального динамического фактора можно ориентировочно судить о максимально преодолеваемом дорожном сопротивлении. По нормативным документам угол подъема автомобилей данного класса должен быть менее 25%. Это условие не выполняется в вариантах с двигателями AZD AC55 и UQM 125, где угол максимальный подъема составляет 23% в пиковом режиме движения.

Следующей характеристикой, позволяющей оценить тяговые качества транспортных средств, является их характеристика ускорения разгона, представленная на рисунке 6.29.

Ускорение транспортного средства определяется по выражению:

$$a = \frac{(D - f)g}{\delta}, \left(м/с^2\right), \tag{6.5}$$

где $\delta = 1 + \frac{(T_e \cdot 0{,}0015 + I_e)U_к^2 U_0^2 \eta_{mp}}{m_a r_к \cdot r_д} + \frac{\sum I_k}{m_a r_k \cdot r_д}$ – коэффициент учета влияния вращающихся масс; где I_e - момент инерции вращающихся частей двигателя, кгм^2.

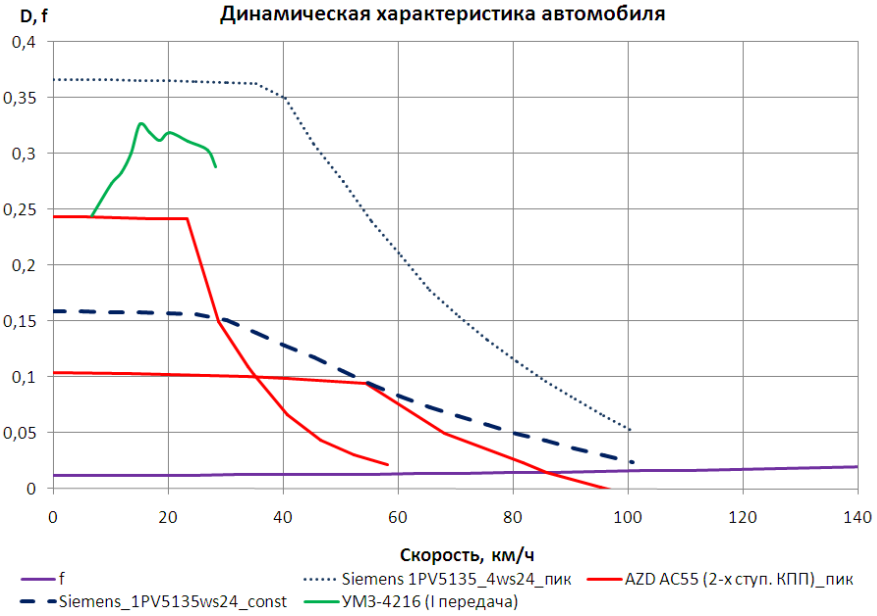
Также для оценки динамических свойств автомобилей производят построение графиков времени разгона (рисунок 6.30).

Время движения автомобиля Δt_i, в течение которого его скорость возрастает на ΔV_i, определяют по закону равноускоренного движения. Время разгона машины в *i*-ом интервале:

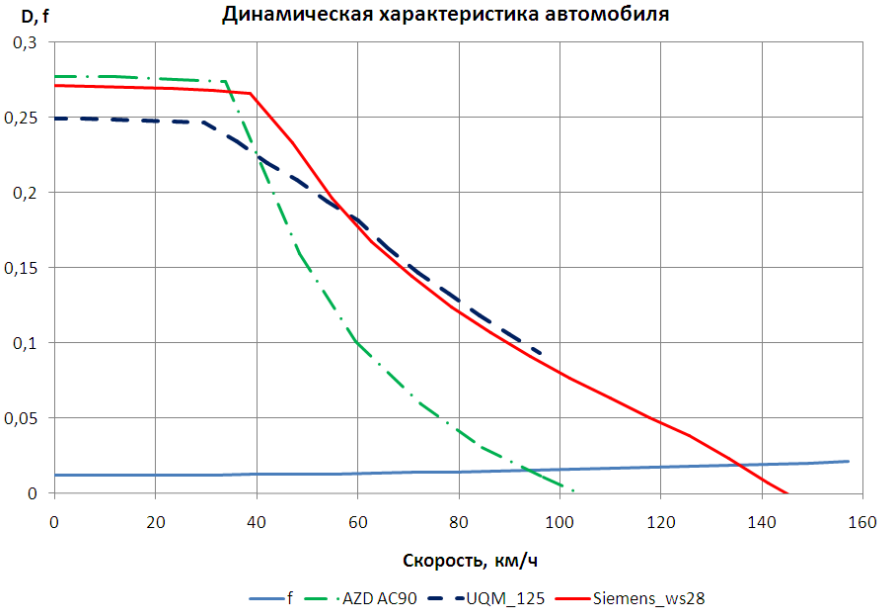
$$\Delta t_i = \frac{2(V_i - V_{i-1})}{a_{i-1} + a_i}, \tag{6.6}$$

где V_i, V_{i-1} – скорость машины в конце и в начале интервала соответственно;

a_i, a_{i-1} – ускорение машины в конце и в начале интервала соответственно.



а)

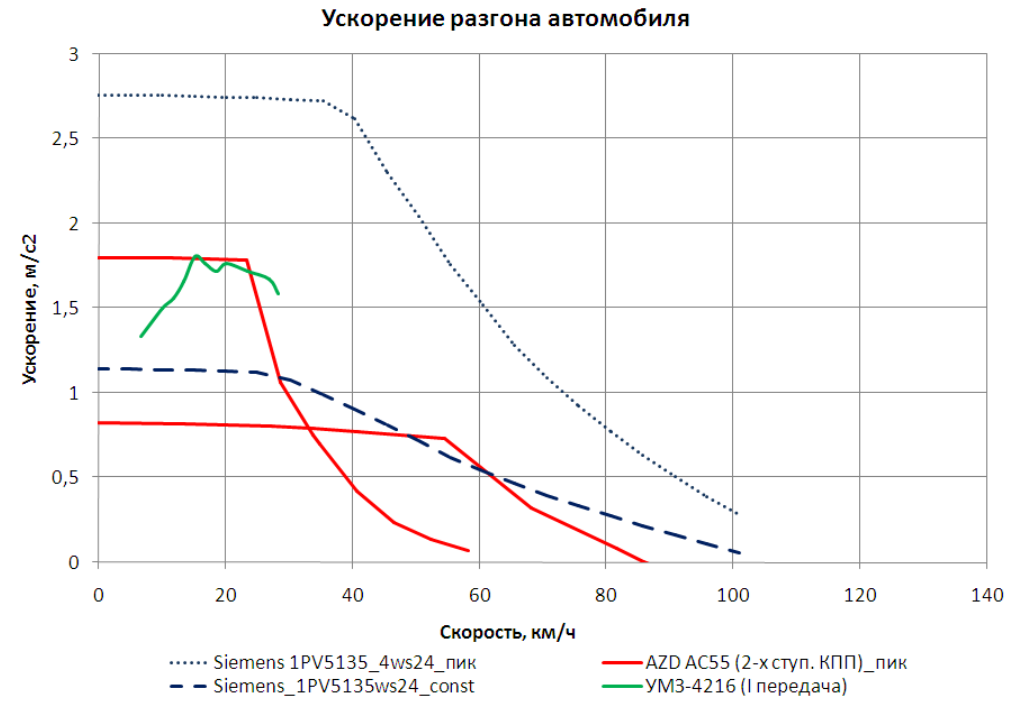


б)

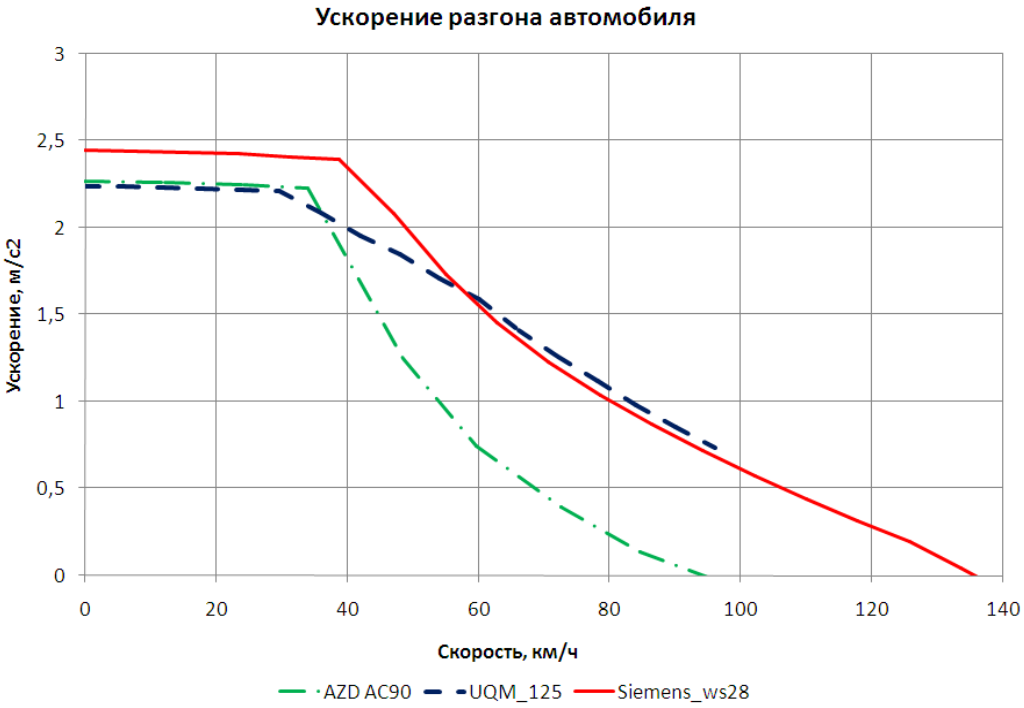
Рисунок 6.28 – Динамическая характеристика автомобиля с двигателями:

а) Siemens 1PV5135-4ws24; AZD AC55 (2-х ступ. КПП); УМЗ-4216 (IV и V передачи);

б) AZD AC90; UQM_125; Siemens 1PV5135-4ws28

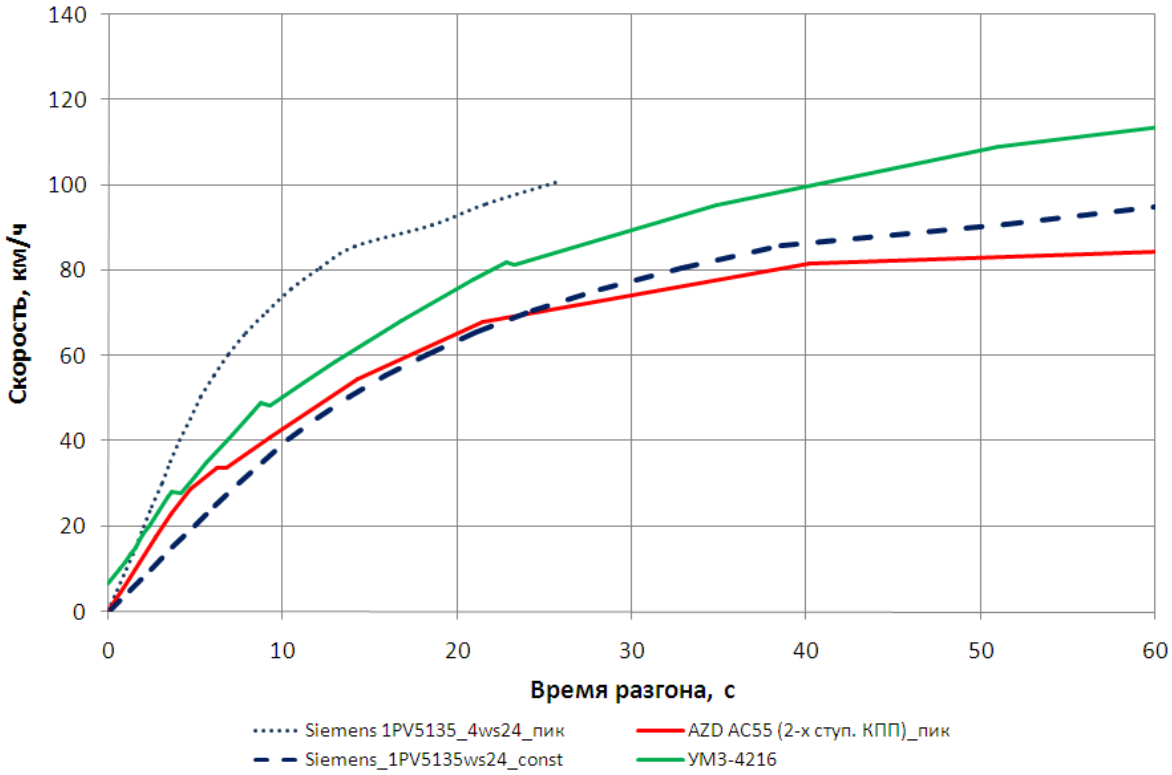


а)

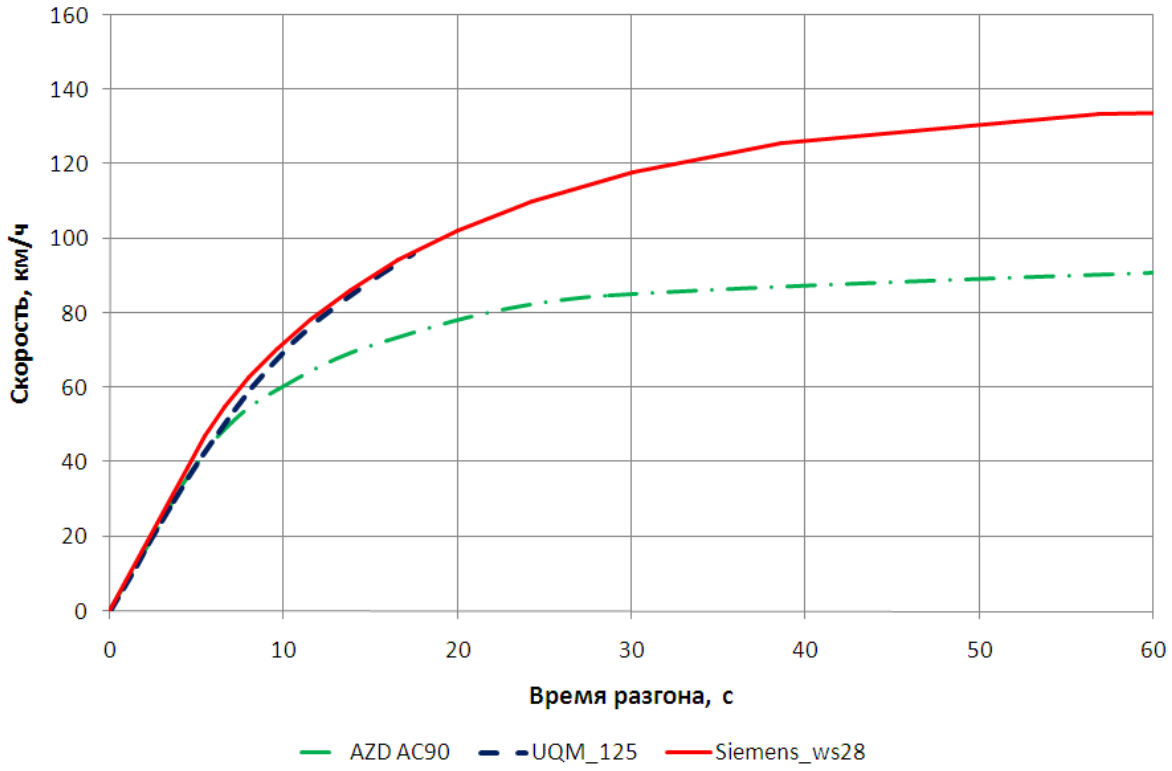


б)

Рисунок 6.29 – Ускорения разгона для автомобиля с электродвигателями:
а) Siemens 1PV5135-4ws24; AZD AC55 (2-х ступ. КПП); УМЗ-4216 (IV и V передачи);
б) AZD AC90; UQM_125; Siemens 1PV5135-4ws28



а)



б)

Рисунок 6.30 – Время разгона автомобиля с электродвигателями:

а) Siemens 1PV5135-4ws24; AZD AC55 (2-х ступ. КПП); УМЗ-4216 (IV и V передачи);

б) AZD AC90; UQM_125; Siemens 1PV5135-4ws28

Полученные в результате расчетов основные показатели тягово-скоростных свойств представлены в таблице 6.20.

Таблица 6.20 – Основные показатели тягово-скоростных свойств

Параметр	Вариант автомобиля с двигателем					
	Siemens 1PV5135ws24	Siemens 1PV5135ws28	AZD AC55	AZD AC 90	UQM 125	УМЗ-4216
Максимальная скорость, км/ч	95	115	80	90	96	115
Максимальный преодолеваемый подъем, %	34	25	23	25	23	34
Время разгона до скорости 60 км/ч в пиковом режиме	6,7	8,5	18,0	9,7	8,7	12,4
Время разгона до скорости 80 км/ч в пиковом режиме	10,2	12,5	__	24	12,5	21

По полученным результатам динамики разгона следует отметить, что только в пиковом режиме с электродвигателем Siemens 1PV5135-4ws24 возможно получение лучших результатов, чем в варианте с бензиновым двигателем УМЗ-4216.

Проведем анализ энергетических режимов тяговых систем электромобилей.

Нефтяные топлива как источник энергии обладают очень высокими удельными характеристиками: в частности, в 1 кг бензина содержится 11,6 кВт энергии [159]. Аккумуляторы любых возможных электрохимических систем имеют теоретический запас энергии в 6-10 раз меньший. По этой причине вопросы рационального использования имеющейся на электромобиле энергии являются важнейшими для тяговых электрических систем любых типов.

Заметим, что электрические тяговые системы имеют гораздо меньшие потери энергии, чем системы с тепловыми двигателями, в том числе и с двигателями внутреннего сгорания. Коэффициент полезного действия существующих тепловых двигателей составляет 25-30%, поэтому только около 3 кВтч/кг исходной удельной энергии топлива используется на выходе двигателя.

Степень полезного использования энергии электрохимического аккумулятора (при современном состоянии техники) может быть гораздо выше, а достигнутый уровень КПД электродвигателей составляет 85-94%. Таким образом, уровень полезно используемой удельной энергии электрохимических источников может достигнуть 25-30% от приведенный выше

величины на выходе теплового двигателя. Этот ориентировочный расчет показывает, что, существенно проигрывая в исходной теоретической энергии энергоносителя, электрические тяговые системы могут отчасти компенсировать это при реализации имеющихся возможностей более эффективного ее использования. Это обстоятельство имеет важное значение для оценки перспектив развития электрических тяговых систем, а также правильного подхода к их созданию.

В основу исследования энергетических систем положен метод баланса энергии. Из анализа конструкций и схем тяговых систем электромобилей, следует, что любая тяговая система состоит из следующих энергетических модулей, осуществляющее последовательное преобразование энергии: тяговой аккумуляторной батареи контроллера (устройства управления: конвертер, инвертер, включая и силовой преобразователь), тягового электродвигателя, трансмиссии. Энергетическая диаграмма в общем виде показана на рисунке 6.31. Эта диаграмма иллюстрирует следующее уравнение баланса энергии:

$$W_Б + W_Р = \Delta W_Б + \Delta W_К + \Delta W_М + \Delta W_{ТР} + \Delta W_Т + \Delta W_А, \quad (6.7)$$

где $W_Б$ – энергия аккумуляторной батареи, $W_Р$ – энергия рекуперации; $\Delta W_Б$, $\Delta W_К$, $\Delta W_М$, $\Delta W_{ТР}$ – потери энергии в модулях тяговой системы – батареи, контроллере, электродвигателе, трансмиссии; $\Delta W_Т$, $\Delta W_А$ – составляющие потерь энергии при движении, затрачиваемой на трение качения и аэродинамические потери.

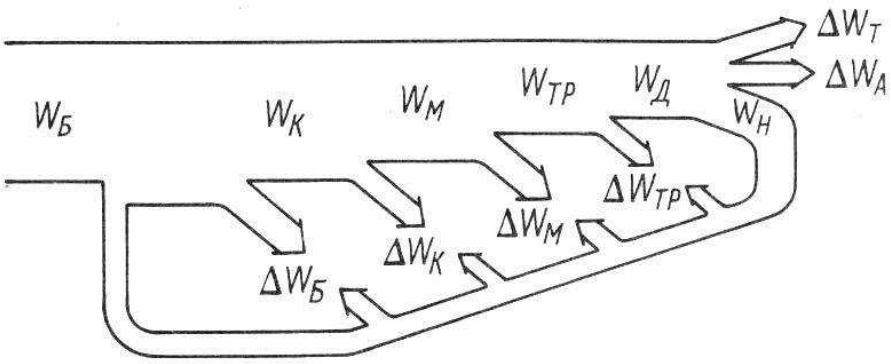


Рисунок 6.31 – Энергетическая диаграмма электромобиля

Кроме этого, на рисунке 6.31 показаны: $W_К$, $W_М$, $W_{ТР}$ – энергия на входе соответствующих моделей тяговой системы; $W_Д$ – энергия, необходимая для движения, $W_Н$ – накопленная при движении энергия.

Верхняя ветвь энергетической диаграммы отображает режим движения электромобиля, при котором все составляющие расхода энергии покрываются за счет энергии батареи. Нижняя ветвь диаграммы условно показывает путь энергии и ее потери при возврате энергии в батарею. Чаще всего в каждый момент времени существует только одно из указанных двух направлений передачи

энергии, что соответствует основным энергетическим режимам: потребление энергии батареи, которое назовем для краткости тяговым; возврата энергии в батарею, или иначе – рекуперации.

Кроме основных режимов существует еще ряд энергетических режимов. Если энергия батареи не потребляется, т.е. $W_Б = 0$ и возврат энергии также отсутствует, т.е $W_Р=0$, то потери энергии при движении покрываются за счет накопленной энергии и вместо выражения (6.7) имеем:

$$\Delta W_Т+\Delta W_А = W_Н. \qquad (6.8)$$

Такой режим называют накатом.

Если к потерям энергии при движении добавить потери энергии в механических тормозах, отнеся их к потерям в трансмиссии при торможении $\Delta W_{ТР}'$, то получим уравнение баланса энергии в режиме механического торможения:

$$\Delta W_Т+\Delta W_А + \Delta W_{ТР}'= W_Н \qquad (6.9)$$

Существует еще два известных режима электрического торможения, при которых накопленная при движении энергия не возвращается в ее источник. В режиме динамического торможения энергия от батареи не потребляется, и уравнение баланса имеет вид:

$$\Delta W_Т+\Delta W_А + \Delta W_{ТР} + \Delta W_М + \Delta W_Б = W_Н. \qquad (6.10)$$

В режиме торможения противовключением дополнительно потребляется энергия от батареи:

$$\Delta W_Т+\Delta W_А + \Delta W_{ТР} + \Delta W_М + \Delta W_Б + \Delta W_К = W_Н.+ W_Б \qquad (6.11)$$

Хотя в настоящее время стремятся заменить режим торможения противовключением одним из более экономичных тормозных режимов, т.е. не связанных с отбором энергии из батареи, тем не менее в определенных специфических формах он может реально существовать. Например, в схемах тягового электропривода с тиристорными импульсными преобразователями от батареи может потребляться энергия, необходимая для коммутации тиристоров. Кроме того, от батареи также потребляется энергия, которая нужна для возбуждения двигателя, питания системы управления (контроллера) и т.д.

Заметим, что уравнения (6.7) – (6.11) являются интегральными, т.е. в них рассматриваются процессы обмена энергией за какой-то промежуток времени или пути электромобиля. В связи с этим, отбор энергии батареи на возбуждение тягового двигателя, питания системы управления и не прочие вспомогательные нужды может в среднем компенсироваться а счет других составляющих. Это позволяет не рассматривать без необходимости режим торможения противовключением.

Кроме баланса энергии принято в ряде случаев рассматривать уравнение баланса мощности, который является первичным по отношению к балансу энергии. Однако условия эксплуатации городского транспорта характеризуются циклическими изменениями режимов

движения транспортных средств. В связи с этим практическую ценность представляет баланс энергии, составляемый для определенного расчетного цикла движения.

Далее в данном разделе представлен вариант имитационной модели, на которой основаны вычислительные эксперименты по определению показателей эксплуатационных, в том числе и энергетических, свойств электромобиля. Определение показателей эксплуатационных свойств экспериментального ТС (например, пробег/радиус действия электромобиля на одной зарядке) целесообразно проводить для наиболее характерных режимов его работы, то есть для движения в условиях города. Моделировать движение автомобиля следует с помощью существующих городских ездовых циклов. Ездовые циклы [160, 161] представляют зависимость скорости движения от времени, причем в каждый момент времени нормируются значения ускорений и замедлений, участков постоянной скорости, выполняемых в определенной последовательности. Протяженность европейского городского цикла – 1,013 км, продолжительность – 195 сек, средняя скорость за цикл – 19,0 км/ч, максимальная скорость – 50 км/ч. Городской цикл состоит из четырех простых городских циклов, представленных на рисунках 6.32 – 6.33. Время движения в одном простом городском цикле составляет 195 с.

В Европе и России автомобили испытывают по европейскому ездовому циклу ECE R 15/05, состоящему из городского ездового цикла ECE (780 секунд) и скоростного внегородского цикла EUDC (400 секунд).

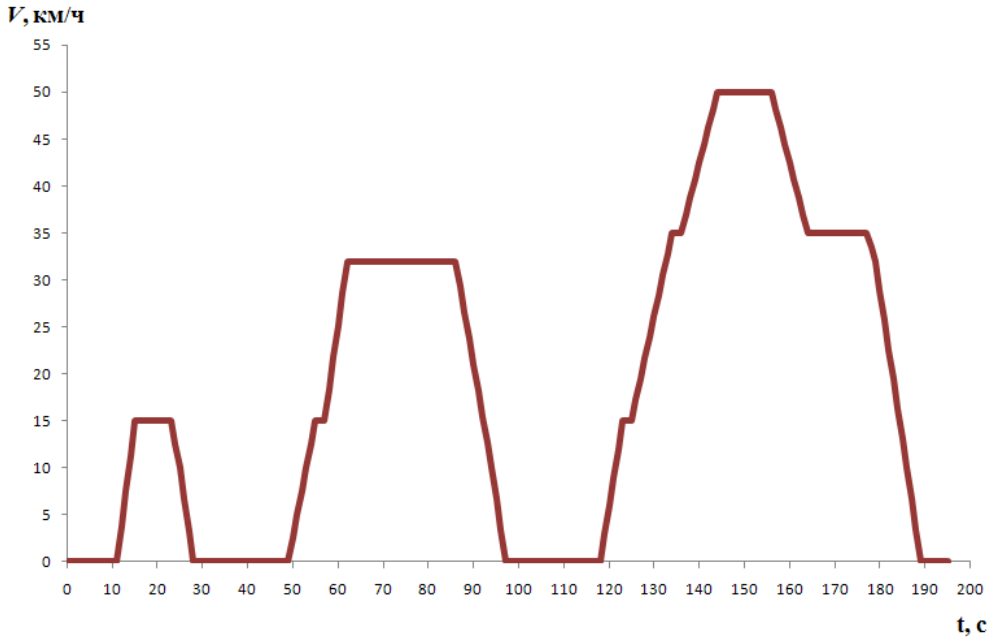


Рисунок 6.32 – График простого европейского городского цикла

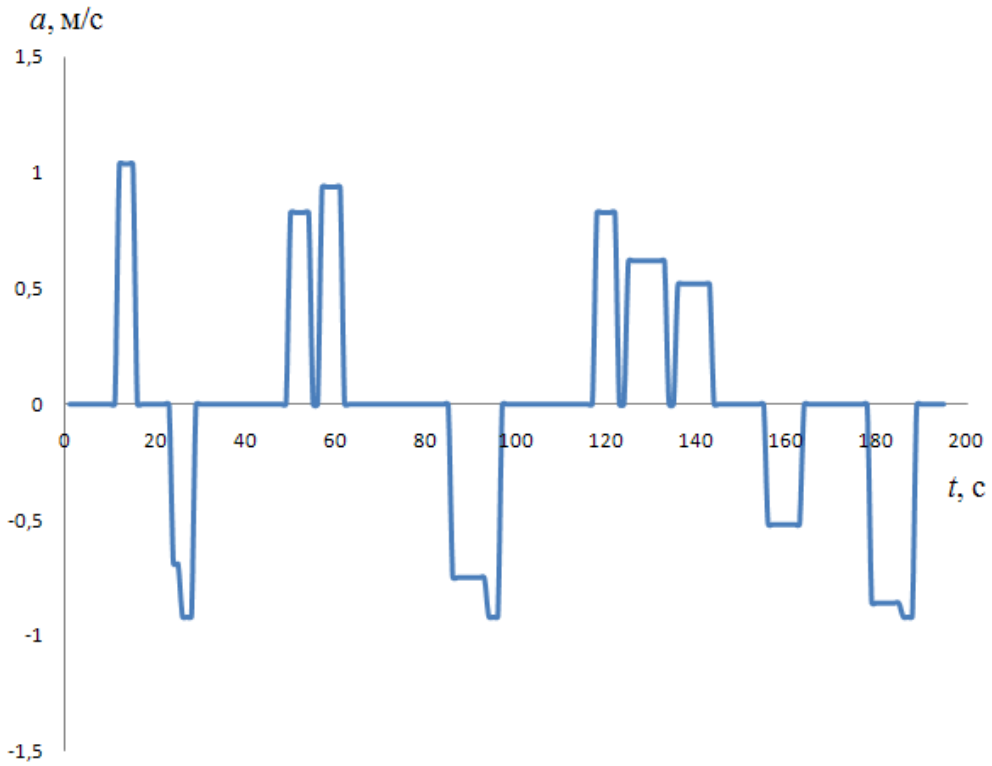
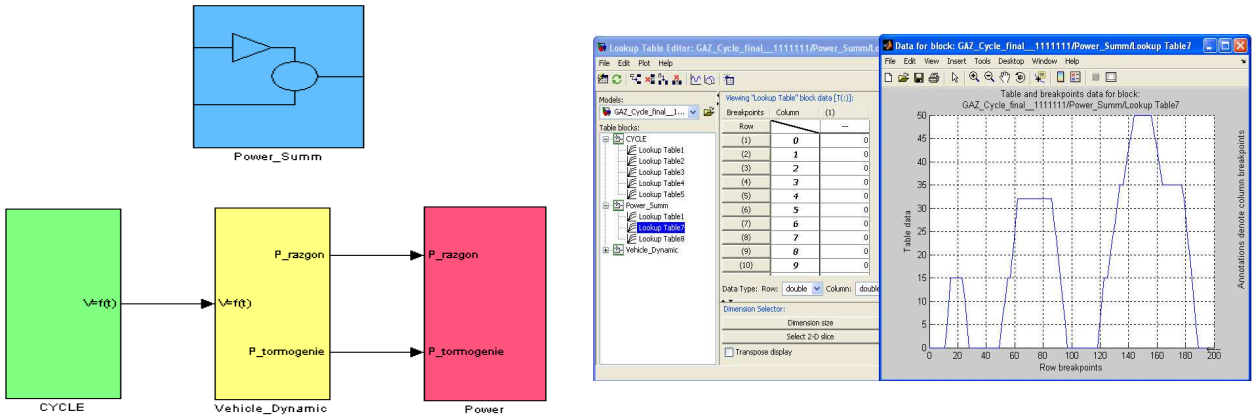


Рисунок 6.33 – Интенсивность разгона в простом городском цикле

В рамках данного исследования разработана математическая модель движения автомобиля с электроприводом, которая позволяет оценить необходимые затраты энергии при движении в городском цикле. Кроме уравнений динамики, базовая модель включает модели компонентов электропривода, которые представлены статическими характеристиками КПД (для батарей и электромашины).



а) б)

Рисунок 6.34 – Simulink-модель движения автомобиля с электроприводом:

а) блок-схема модели;

б) Задание условий городского цикла ECE-15c помощью блока Look-Up Table.

Для реализации математической модели использовался метод визуально-ориентированного блочного имитационного моделирования сложных динамических систем. При данном подходе

уравнения движения, описывающие процесс движения одиночного транспортного средства, приводятся к виду, удобному для решения. После определения начальных условий дифференциальных уравнений, разрешенных относительно старших производных, следует реализация математической модели средствами *MATLAB/Simulink* с включением инструментов визуализации результатов. На рисунке 6.34 приведена блок-схема разработанной модели, представляющая собой совокупность подсистем.

Она включает в себя источники сигналов с практически любыми временными зависимостями, масштабирующие, линейные и нелинейные преобразователи с разнообразными формами передаточных характеристик, интегрирующие и дифференцирующие блоки.

Основная подсистема Simulink-модели показана на рисунке 6.35.

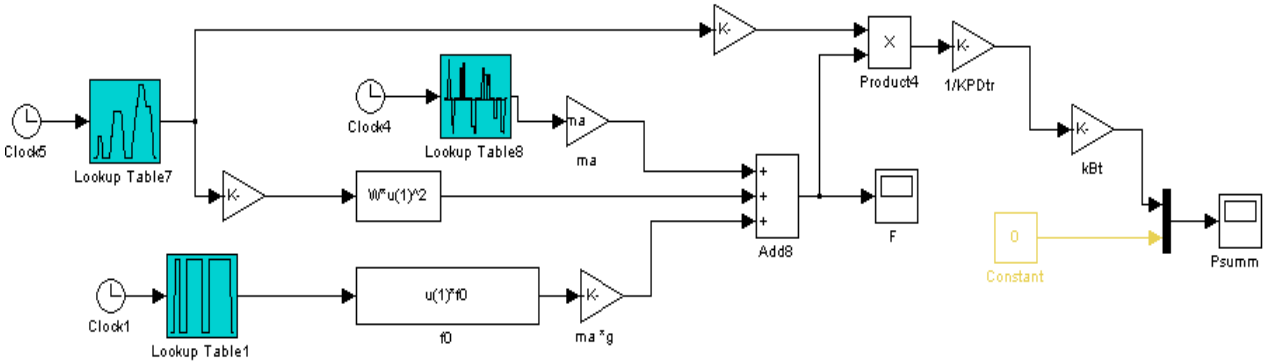


Рисунок 6.35 – Подсистема расчета параметров динамики электромобиля в условиях городского цикла

На рисунках 6.36-6.37 показаны основные результаты имитационного моделирования движения автомобиля с электроприводом в условиях городского цикла.

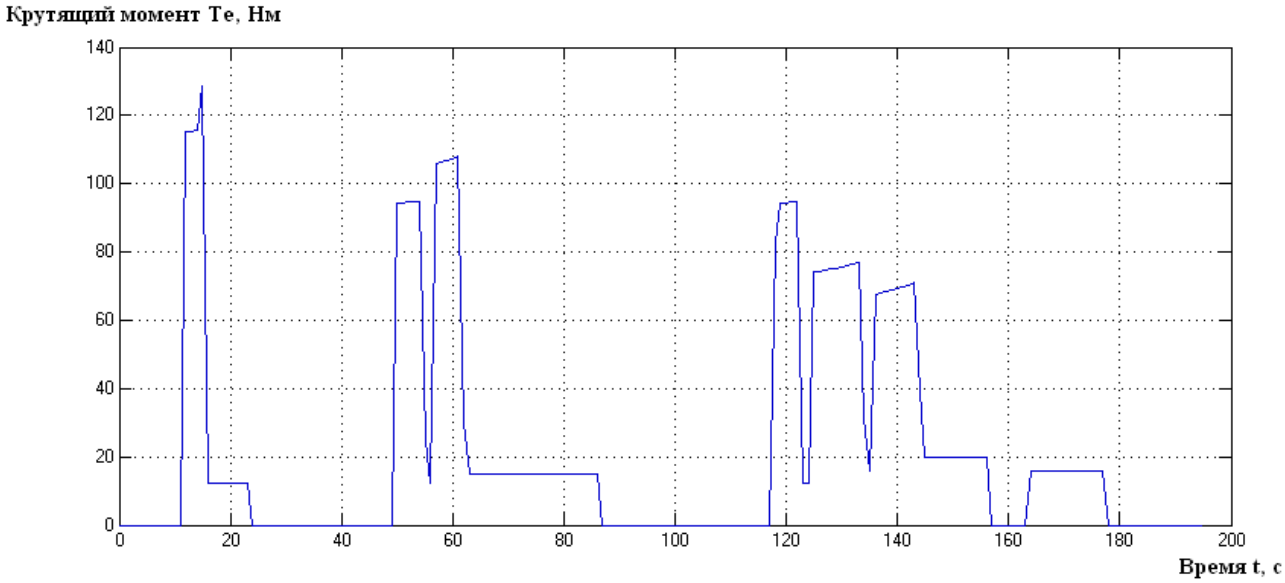


Рисунок 6.36 – График зависимости крутящего момента двигателя от времени при работе в режиме городского цикла

Потери энергии в тяговой системе за расчетный европейский ездовой цикл отличатся для разных типов тяговых систем и являются таким образом, характеристикой энергетического качества тяговой системы. Очевидно, что для уменьшения удельного расхода энергии на движение необходимо тщательное изучение всех компонентов конструкции электромобиля, в том числе определяющих аэродинамическое сопротивление, сопротивление качению и т.д. Однако для выявления путей совершенствования тяговых систем целесообразно остановиться на вопросах возможности электрического рекуперативного торможения, а также сравнительной роли отдельных агрегатов тяговой системы в общем расходе энергии.

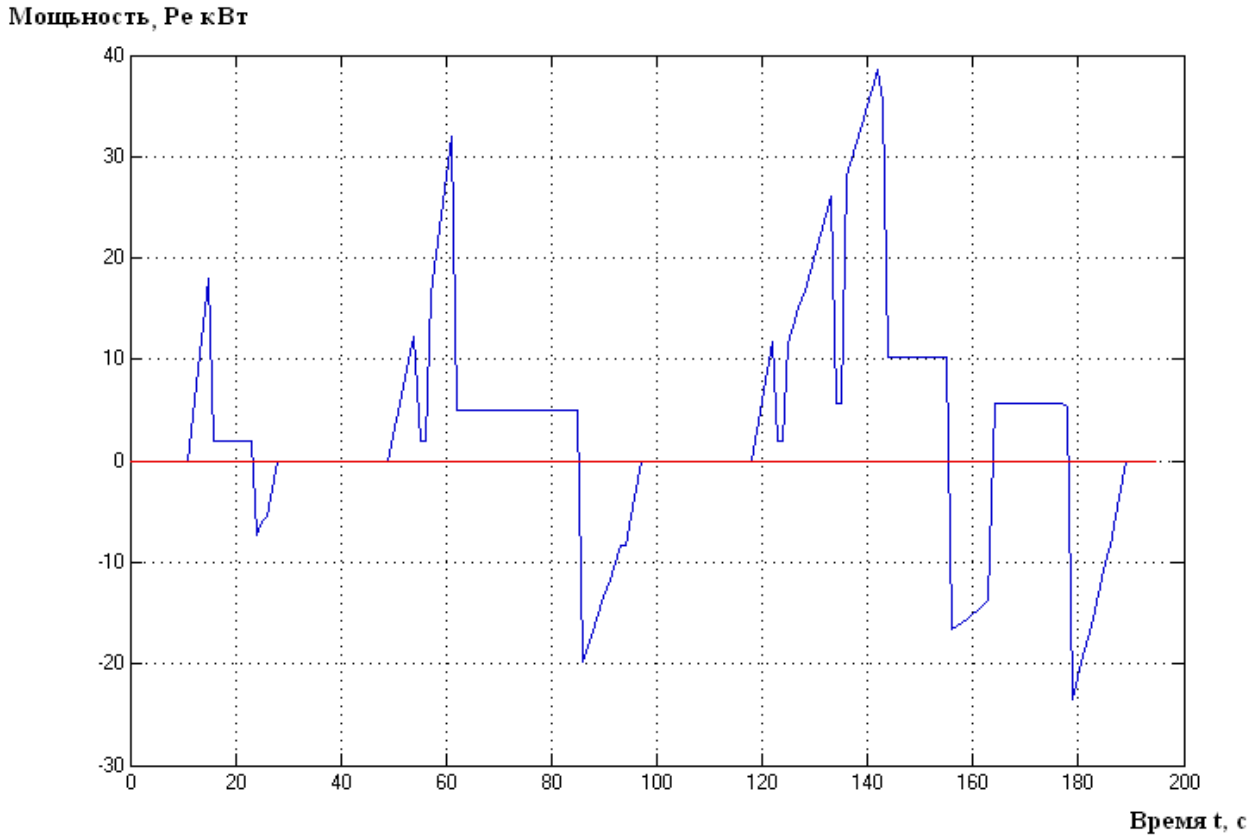


Рисунок 6.37 – График зависимости мощности, необходимой для движения в городском цикле, от времени

Для этого, по графику на рисунке 6.37 определим составляющие расхода энергии.

Расход энергии в простом городском цикле составил $W_Б$ = 740 кВт с, а энергия которая могла бы возвратиться (энергия рекуперации) равна $W_Н$ =239 кВт с. Учитывая, степень использования аккумуляторной батареи SOC = 75%, можно ожидать возврат энергии $W_Н$ =179 кВт с.

Учитывая параметры всего европейского городского цикла, получаем расход энергии за 1 цикл 0,83 кВтч, а ее возврат $W_Н$ = 0,2 кВтч, т.е. суммарный расход энергии в городском цикле $W_Б$

=0,63 кВтч, а за один час работы в городском цикле $W_Б$ =2,9 кВтч, а в расчете на пройденный путь 0,158 кВтч/км.

С учетом полученных затрат энергии пробег электромобиля в городском режиме движения составит L=199,5 км.

Следует отметить, что проведенный расчет не учитывает дополнительных потребителей энергии, связанных с отоплением салона, системой кондиционирования, освещения и т.д. На данном этапе исследований эти затраты заданы общим коэффициентом увеличения энергии на 25%, т.е. K=1,25.

С учетом данных затрат энергии ожидаемый пробег электромобиля на одной зарядке в городском цикле составит L=160 км.

Заключения по разделу 6.7

1. Разработаны математические модели, позволяющие оценить показатели тягово-скоростных и энергетических затрат при движении электромобилей;

2. Наиболее приемлемым вариантом электродвигателя и трансмиссии из рассмотренных пяти вариантов является вариант с двигателем Siemens 1PV5135-4ws24 и кинематической схемой трансмиссии 2, рисунок 3.4;

3. В целом, показатели потенциальные показатели тягово-скоростных свойств автомобиля с двигателем Siemens 1PV5135-4ws24 находятся на уровне бензиновых прототипов и не уступают лучшим мировым аналогам электромобилей данного класса.

4. Установлены основные энергетическим режимы потребления энергии батареей.

5. Разработана математическая модель движения автомобиля с электроприводом, которая позволяет оценить необходимые затраты энергии при движении в городском цикле.

6. Установлено, что ожидаемый пробег электромобиля на одной зарядке в городском цикле составит L=160 км.

6.8 Сопоставление ожидаемых показателей транспортного средства с электродвигателем после внедрения результатов НИР с существующими показателями аналогов или действующей нормативно-технической документацией

На рисунке 6.38 представлены лучшие мировые аналоги - серийные электромобили LCV сегмента, технические характеристики которых указаны в таблице 6.21.

а) б)

в) г)

Рисунок 6.38 – Серийный автомобили с электроприводом класса LCV:
а) Modec; б) Edison; в) Peugeot eBoxer; г) Boulder Electric

Разрабатываемые в настоящее время электромобили должны соответствовать не только современным требованиям, но и требованиям перспективы. Поэтому в рамках данной работы были получены сведения о технических характеристиках транспортных средств с электроприводом, планируемых к выпуску в 2011-2012 гг. (рисунок 6.39, таблица 6.22) [162].

Таблица 6.21 – Технические характеристики серийных автомобилей с электроприводом класса LCV

	Modec	Edison Panel Van, Edison Chassi Cab	Edison Minibus	Peugeot eMonarch (electric minibus)	Peugeot eBoxer (electric van)
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	76,1 (102)	90 (120,6)	90 (120,6)	60 (80) пиковая 30(40) номинальн.	60 (80) пиковая 30(40) номинальн.
Масса: Полная масса, т Грузоподъемность, т	 5,49 2,0	 3,5 0,7…0,85 (Van); 1,1 (Cab)	 3,7 13-15 мест	 3,5 12 мест	 3,5 0,895
Максимальная скорость, км/ч	80	80	80	100	100
Шины, колеса	205/75R17,5	205/75R16 или 185/75R16	205/75R16 или185/75R16	225/70R15	225/70R15
Тип аккумуляторных батарей	Lithium Ion или Sodium Nickel	Lithium Ion Iron Phosphate ($Li\ Fe\ PH_4$)	Lithium Ion Iron Phosphate ($Li\ Fe\ PH_4$)	Lithium Ion, 268 V, 210 шт.	Lithium Ion, 268 V, 210 шт.
Емкость аккумуляторных батарей, кВтч	60	40 (Van); 36 или 50 (Cab)	36 или 50	56 (84 Ah)	56 (84 Ah)
Трансмиссия	Бесступенчатая				
Пробег на одной зарядке, км	100 (Li- Ion) 160 (Sod Nickel)	160	160	150	150
Стоимость, тыс. руб.	1410 (без батарей)	2705	3084	2773	2726

Таблица 6.22 – Технические характеристики автомобилей с электроприводом LCV сегмента, планируемые к серийному выпуску в 2011-2012 г.г.

	EcoDaily Electric 35S	Mitsubishi Fuso Canter E-CELL	Ford Transit Connect Electric	Mercedes-Benz Vito E-CELL
Мощность двигателя, кВт (макс. момент, Нм)	30 кВт - номинальная 60 кВт - пиковая	70 (300)	55 (280)	60 кВт - номинальная 70 кВт - пиковая (280)
Масса: полная масса, т грузоподъемность, т	3,5	3,5	3,0…3,5 0,5-0,7	3,05 0,9
Максимальная скорость, км/ч	70 ограничена	80 ограничена	120	80 ограничена
Тип аккумуляторных батарей	Натрий-никельхлоридные Номинальное напряжение 278 В	Литий-ионные	Литий-ионные	Литий-ионные (жидкостное охлаждение), номинальное напряжение 360 В
Емкость аккумуляторных батарей, кВтч		40	28	36
Пробег на одной зарядке, км	2 батареи -90 3 батареи – 120	120	130	130
Стоимость, тыс. руб.	2850…3088	н/д	1904	н/д

а)

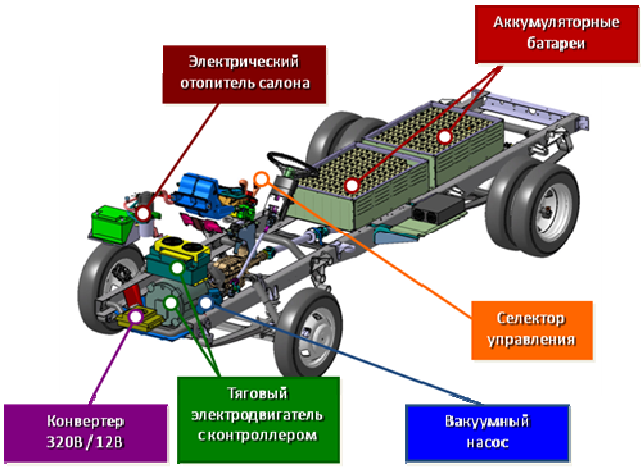
б)

в)

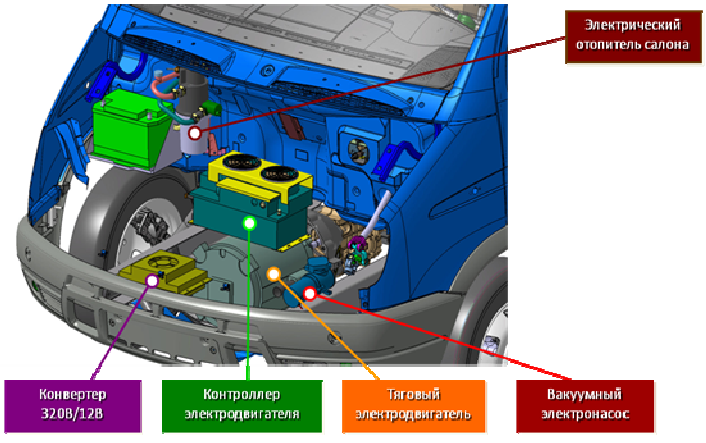
г)

Рисунок 6.39 - Автомобили с электроприводом LCV сегмента, планируемые к серийному выпуску в 2011-2012 гг.: а) EcoDaily Electric 35S; б) Ford Transit Connect Electric; в) Mercedes-Benz Vito E-CELL; г) Mitsubishi Fuso Canter E-CELL

Анализ представленных в таблицах 6.21 и 6.22 технических характеристик автомобилей с электроприводом позволил определить перспективные значения показателей эксплуатационных



а) Общая компоновка



б) Моторный отсек

Рисунок 6.40 – Компоновка электромобиля «ГАЗель-Электро» (Группа ГАЗ, 2009 г.)

свойств электромобилей и выработать соответствующие технические решения для их достижения, описанные в данном техническом отчете по НИР.

Прототипом разрабатываемого электромобиля является ГАЗель-Электро (рисунок 6.40), техническая характеритика которого представлена в таблице 6.23.

Таблица 6.23 – Технические характеристики электромобиля «ГАЗель-Электро», предложенные Группой ГАЗ (2009 г.)

Полная масса, кг		3500
Грузоподъемность, кг		1200
Двигатель		Azure Dynamics AC55
Пиковая мощность, кВт/об/мин		59/2000
Максимальный крутящий момент, Нм/об/мин		280/0—2000
Максимальная частота вращения, об/мин		8000
Номинальное рабочее напряжение, В		312—336
Минимальное рабочее напряжение, В		100
Аккумуляторные батареи		Thunder Sky, литийжелезофосфатные
Коробка передач		2-ступенчатая
Передаточные числа:	коробки передач	2,34/1,0
	главной передачи	4,556
Максимальная скорость, км/ч		80
Пробег без подзарядки, км		110
Время заряда батарей, ч	от стационарного блока	2,5
	от встроенного блока	7
Ориентировочная стоимость, тыс. руб.		2000

Основные технические параметры создаваемого экологически безопасного городского транспортного средства с перспективными источниками и накопителями энергии в таблице 6.24

Таблица 6.24 - Основные технические параметры разрабатываемого электромобиля

Полная масса, кг	3500
Грузоподъемность, не менее, кг	1000
Масса снаряженного автомобиля, не более	2500
Двигатель	Siemens Drive Motor 1PV5135-4WS24
Максимальная мощность, кВт/об/мин	150/4000 – 5000
Максимальный крутящий момент, Нм/об/мин	370/0—3500
Максимальная частота вращения, об/мин	10000
Номинальное рабочее напряжение, В	520

Продолжение таблицы 6.24

Минимальное рабочее напряжение, В	400
Аккумуляторная батарея	Thunder Sky, литийжелезофосфатные, 40 кВт.ч
Пробег на одной зарядке, км	160
Редуктор	Одноступенчатый Передаточное число - 2,4
Карданная передача	Одновальная с шарнирами неравных угловых скоростей
Ведущий мост	Задний с неразъемным картером «типа Банжо»с гипоидной главной передачей. Передаточное число -5,125
Рама	Штампованная клепанная, с лонжеронами швеллерного сечения и трубчатыми поперечинами.
Передняя подвеска	зависимая, из двух продольных полуэллиптических рессор с креплением в резинометаллических шарнирах, с гидравлическими телескопическими амортизаторами
Задняя подвеска	зависимая, из двух продольных полуэллиптических рессор с креплением в резинометаллических шарнирах, с дополнительными рессорами, с гидравлическими телескопическими амортизаторами
Передняя ось	Штампованная балка двутаврового сечения
Шины	Радиальные бескамерные 225/75R16 110R
Рулевое управление	Рулевой механизм типа «винт-шариковая гайка» или червяк с «трехгребневым роликом». Рулевая колонка безопасного типа с двушарнирным рулевым валом, с механизмом регулировки положения рулевого колеса.
Рабочая тормозная система	
Передние тормозные механизмы	Дисковые
Задние тормозные механизмы	Барабанные
Привод тормозных механизмов	Ножной, гидравлический, двухконтурный с регулятором давления в заднем контуре.
Усилитель	Вакуумный с электрическим вакуумным насосом и рессивером, действует на главный тормозной цилиндр
Ориентировочная стоимость, тыс. руб.	2600

Для оценки технико-экономических показателей разрабатываемого электромобиля, прототипа и лучших мировых аналогов проведем анализ на основе комплексного критерия эффективности:

$$Э = \frac{1000 \cdot m_г \cdot V \cdot S}{m_a \cdot C}\ , \qquad (6.12)$$

где Э – комплексный критерий эффективности, $\frac{\text{скорость}}{\text{стоимость 1км пути}}$;

m_a – полная масса электромобиля, кг;

$m_г$ – грузоподъемность;

V – максимальная скорость длительного движения, км/ч;

S – пробег на одной зарядке, км;

C – стоимость электромобиля, руб.

Комплексный показатель эффективности Э имеет однозначную оценку: чем он выше, тем лучше соотношение технических параметров электромобиля и его цены, т.е. тем электрмообиль лучше.

На рисунке 6.41 представлены значения комплексного показателя эффективности для лучших мировых аналогов, прототипа и создаваемого электромобиля.

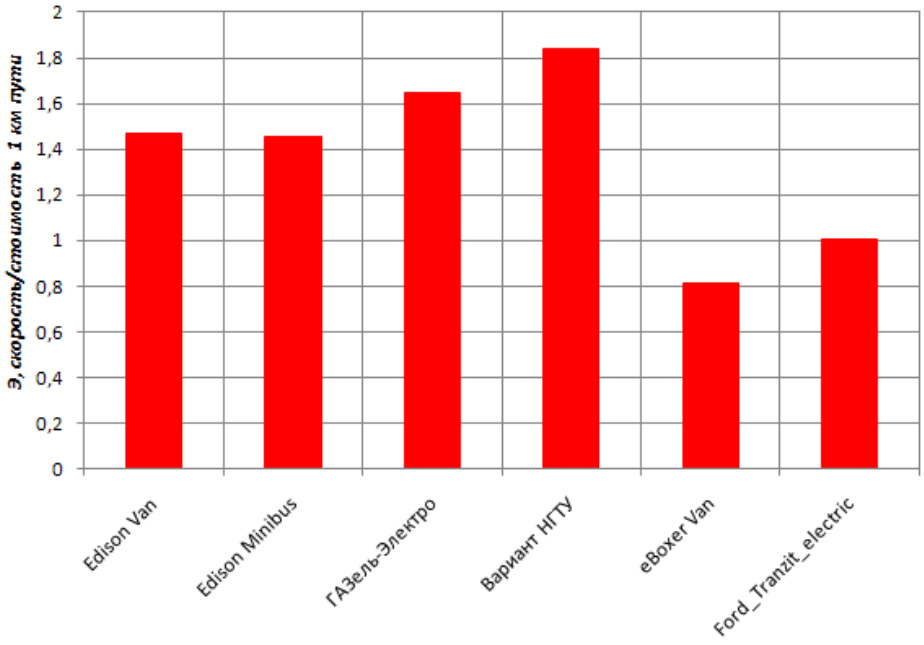


Рисунок 6.41 – Сравнение электромобилей по комплексному показателю эффективности

Как следует из рисунка 6.41 с точки зрения критерия Э наилучшими соотношениями обладает разрабатываемый электромобиль НГТУ, затем ГАЗель-Электро (у него минимальная стоимость), электромобили Edison и значительно ниже имеют данный показатель транспортные средства Peugeot eBoxer и Ford Transit Electric.

Заключение по разделу 6.8

Разрабатываемый НГТУ электромобиль с перспективными источниками и накопителями энергии по совокупности технико-экономических показателей не уступает лучшим мировым аналогам и превосходит его прототипа.

6.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «КОМ», ООО «ОИЦ») новые и эффективные методы и средства для создания экологически безопасных транспортных средств, использующих энергоэффективные и безопасные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетным направлениям «Рациональное природопользование» и «Энергетика и энергосбережение».

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по созданию коробок передач с автоматическим управлением будут внедрены в организациях группы компаний «КОМ» и Группы ГАЗ при создании экологически безопасных транспортных средств.

Результаты исследований внедрены в образовательный процесс подготовки студентов по специальностям 190201 «Автомобили и тракторостроение», 190202 «Многоцелевые вездеходные машины» и магистрантов по направлению 190100 «Наземные транспортные системы» в курсах лекций, указанных в таблице 6.25:

Таблица 6.25 – Тип, форма и место внедрения результатов в учебный процесс

	Форма внедрения	Тип внедрения	Место внедрения
	1	2	3
1.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Спец. Главы теории автомобиля», 12 часов	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
2.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Конструирование и расчет автомобиля», 8 часов	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ

6.10 Обобщение и оценка результатов НИР

1 Мировая общественность проявляет повышенный интерес к проблеме сохранения окружающей среды и глобального потепления, что находит свое отражение в принятии международных и национальных законодательных актов, ограничивающих выбросы вредных веществ и парниковых газов;

2 В Европейском Союзе в 2009 г. были приняты Правила№ 443/2009 касающиеся ограничения выбросов CO_2 от новых легковых автомобилей категории M_l, в соответствии с которыми установлена цель: к 2012 г. достичь средней величины выбросов CO_2 от новых легковых автомобилей в целом по Европейскому Союзу на уровне 120 г/км;

3 Основными способами снижения выбросов CO_2 можно назвать: повышение топливной экономичности автомобилей, применение биотоплив, использование комбинированных (гибридных) энергоустановок на автомобилях и создание электромобилей.

4 Резервы повышения топливной экономичности автомобилей с ДВС исчерпываются. Дальнейшее повышение достигается все более и более дорогой ценой;

5 Наблюдается неизменный рост мировых цен на нефть.

6 Примерно 85% всех поездок и не менее 70% поездок на работу, совершаемых населением с использованием своих автомобилей, имеют дальность в пределах 15 миль (24 км) в один конец.

7 Наиболее перспективными направлениями создания экологически безопасных автомобилей являются автомобили с гибридной силовой установкой, имеющие возможность подзарядки от стационарной электросети (Plug-in Hybrid), и электромобили.

8 Производство электромобилей класса микроавтобусов и мини-грузовиков грузоподъемностью до 1,5 тонны является задачей первоочередного порядка. Типоразмеры электромобилей должны иметь расширенные возможности по универсальности, так как потребуются для замещения части легковых, небольших грузовых автомобилей и микроавтобусов разных назначений в городских условиях и в сельской местности.

9 Предложен модельный ряд электромобилей LCV сегмента включающий:

– вариант коммерческого автомобиля (грузоподъемность – 1000 кг);

– вариант специального автомобиля для служб экстренного реагирования (скорая помощь, МЧС и другие, у которых грузоподъемность – 750 кг и до 6 пассажирских мест).

– вариант специальных автомобилей для перевозки определенных слоев населения (детей, инвалидов и т.д. грузоподъемностью до 1200 кг, 14 пассажирских мест).

10 Определены характеристики электродвигателей для модельного ряда трех вариантов электромобилей LCV. Анализ выпускаемых асинхронных двигателей, обеспечивающих требуемые механические характеристики, позволил сделать вывод о применимости оборудования фирмы Siemens. С учетом значений параметров типового ряда асинхронных двигателей фирмы

Siemens выбраны две модели: Siemens 5135ws18, Siemens 5135ws24, с напряжение питания по цепи постоянного тока 520 В. Установлено, что двигатели имеют общее конструктивное исполнение и массогабаритные показатели.

11 Выбор асинхронных двигателей фирмы Siemens определил исходные параметры для формирования необходимых характеристик накопителей энергии. Определен базовый унифицированный элемент аккумуляторной батареи TS-LFP100AHA-C. Определены массогабаритные параметры аккумуляторной батареи модельного ряда электромобилей.

12 Разработана кинематическая схема трансмиссии для создаваемого экологически безопасного электромобиля, в которой используется асинхронный привод, редуктор, карданная передача и ведущий мост. Эта схема позволит иметь наименьшую снаряженную массу транспортного средства, большие компоновочные возможности по взаимному расположению агрегатов, с хорошим распределением нагрузки по всем колесам при создании как заднеприводных, так и полноприводных модификаций, что расширяет модельный ряд семейства транспортных средств с электроприводом.

13 Проведен анализ и выбраны конструктивные варианты исполнения агрегатов шасси электромобиля.

14 Разработаны математические модели, позволяющие оценить показатели тягово-скоростных и энергетических затрат при движении электромобилей, в том числе затраты энергии при движении в городском цикле.

15 Наиболее приемлемым вариантом электродвигателя и трансмиссии из рассмотренных пяти вариантов является вариант с двигателем Siemens 1PV5135-4ws24 и кинематической схемой трансмиссии, включающей одноступенчатый редуктор, карданную передачу и ведущей мост.

16 В целом, показатели потенциальные показатели тягово-скоростных свойств автомобиля с двигателем Siemens 1PV5135-4ws24 находятся на уровне бензиновых прототипов и не уступают лучшим мировым аналогам электромобилей данного класса.

17 Установлено, что ожидаемый пробег электромобиля на одной зарядке в городском цикле составит L=160 км.

18 Разрабатываемый НГТУ электромобиль с перспективными источниками и накопителями энергии по совокупности технико-экономических показателей не уступает лучшим мировым аналогам и превосходит прототип ГАЗель-Электро.

19 Практические рекомендации по созданию шасси экологически безопасных транспортных средств будут переданы для внедрения в организации группы компаний «КОМ», Группы ГАЗ, а также будут использоваться в учебном процессе кафедры «Автомобили и тракторы» Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева.

7 Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих оборотов

Согласно Стратегии национальной безопасности Российской Федерации до 2020 состояние национальной безопасности в сфере экологии усугубляется сохранением значительного количества опасных производств, деятельность которых ведет к нарушению экологического баланса, включая нарушение санитарно-эпидемиологических и (или) санитарно-гигиенических стандартов потребляемой населением страны питьевой воды, нарастанием стратегического риска исчерпания запасов важнейших минерально-сырьевых ресурсов страны.

Промышленное развитие вызывает соответствующий рост количества жидких и твердых отходов разной степени опасности, загрязняющих окружающую среду.

Благодаря проводимой экологической политике и осуществлению природоохранных мероприятий, экологическая обстановка в области в настоящее время в целом является стабильной. Вместе с тем, в области существуют серьезные экологические проблемы. Так, для Нижегородской области, как и практически для всех регионов России, характерны условия выработки ресурсов оборудования производственных объектов, всех видов транспорта, резко возросшей автомобилизации городов, интенсивного использования природных ресурсов, увеличения и накопления отходов производства и потребления. Крупные предприятия оказывают серьезное негативное влияние на водные объекты области и окружающую среду в целом.

Актуальными и экологически значимыми являются вопросы по обращению и переработке с промышленными стоками и отходами разной степени опасности, по освоению предприятиями современных экологических технологий.

Цели выполнения поисковой научно-исследовательской работы по данной теме включают:

1. Повышение степени замкнутости водооборотов путем проведения экологического мониторинга, регенерации водных технологических сред, использования современных способов очистки промышленных сточных вод и утилизации отходов с учетом эколого-экономических требований при проектировании и эксплуатации машиностроительных предприятий (МП);
2. Повышение уровня квалификации и мобильности научных и научно-педагогических кадров смежных вузов Приволжского региона РФ в области экологической безопасности машиностроительных предприятий.

7.1 Анализ исходного состояния проблем и передового отечественного и зарубежного опыта в сфере утилизации твердых отходов и очистки сточных вод машиностроительных производств

Проблема утилизации отходов - это один из главных факторов, ухудшающих экологическую ситуацию, как в России, так и в Нижегородском регионе [167-170]. Одним их глобальных экологических вопросов является проблема возрастающего количества отходов производства. Высокий уровень образования отходов в Нижегородской области представляет постоянную и все возрастающую угрозу загрязнения окружающей среды. Проблема неэффективного управления отходами существует практически во всех населенных пунктах Российской Федерации, в том числе и в Нижегородской области. Видимыми ее проявлениями являются [171]:

- загрязнения водоемов и нарушение их балансового биоразнообразия;
- наличие санкционированных и несанкционированных свалок, не отвечающих экологическим требованиям;
- низкая доля извлечения вторичного сырья (потеря ресурсного потенциала отходов);
- морально и физически устаревшая техника по удалению отходов;
- растущие платежи за отходы при остающемся низким качестве предоставления услуг.

В настоящее время все в большей степени возрастает необходимость сохранения и воспроизводства природных ресурсов. А это возможно только путем создания и внедрения и малоотходных и безотходных технологических процессов. Одним из путей достижения этой цели является разработка и внедрение методов для глубокой селективной очистки отходов [172].

В 2010 году Министерством экологии и природных ресурсов Нижегородской области проводились наблюдения за качеством поверхностных вод на 13 водных объектах, в 14 пунктах, 14 створах гидрохимических наблюдений. Характерными загрязняющими веществами для водных объектов Нижегородской области являются марганец, железо, цинк, трудноокисляемые органические вещества по величине ХПК, легкоокисляемые вещества по величине БПК, аммоний-ион, фосфат-ион и сульфат-ион, суммарное содержание растворенных в воде веществ (общая минерализация). Максимальные концентрации загрязняющих веществ в водных объектах области отражены на рисунок7.1.

В процессе своей производственной деятельности водопользователи осуществляют изъятие водных ресурсов и сброс сточных вод. В Нижегородской области наблюдается устойчивая тенденция к снижению суммарных объёмов забора вод. Немаловажную роль в снижении водопотребления играют системы оборотного и повторно-оборотного водоснабжения предприятий, объем использования воды в которых, в 2010 г. составил 1 560,09 млн. м3.

Основной объем (99 %) сбрасываемых сточных вод в Нижегородской области принимают поверхностные водные объекты. В 2010 г. в поверхностные водные объекты было сброшено 1070, 98 млн м^3 сточных вод.

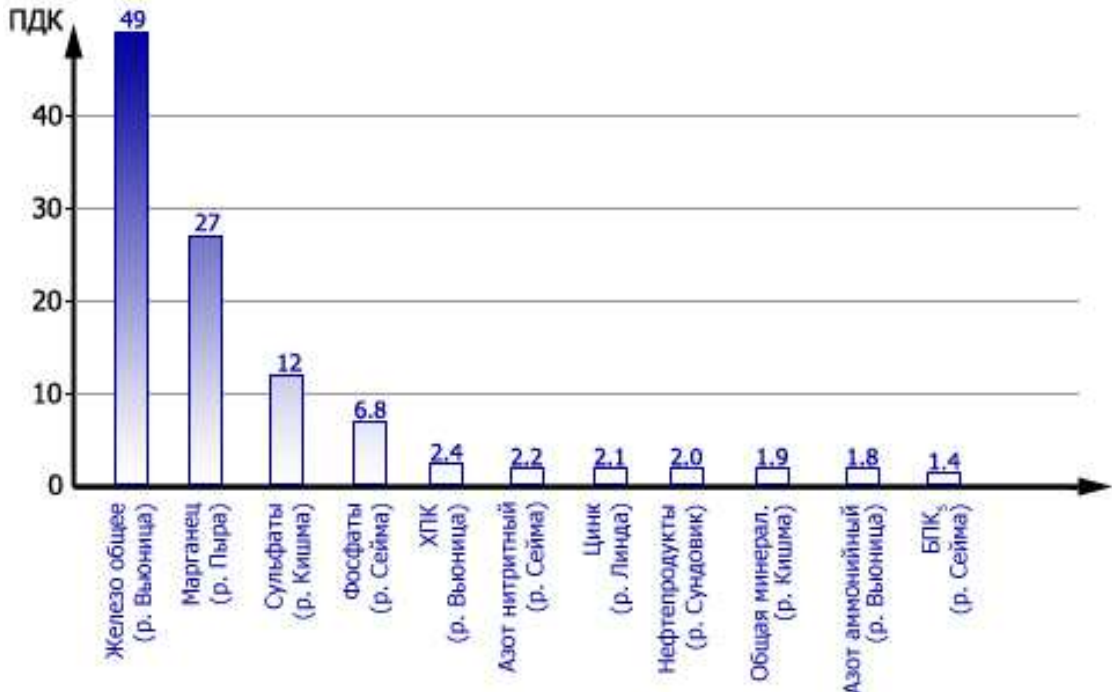


Рисунок 7.1 - Максимальные концентрации загрязняющих веществ в водных объектах Нижегородской области в 2010 году

В основном это нормативно чистые стоки - 679,6 млн м3, что составляет 63,4 % общего объема сточных вод. Недостаточно очищенные сточные воды составляют 33 % объема стоков. Без очистки в поверхностные водоемы сбрасывается 2,4 % сточных вод, и лишь незначительная часть – всего 1,1 % общего объема сточных вод – это нормативно-очищенные стоки. Объем недостаточно очищенных стоков (353,13 млн м^3) в 29 раз больше объема нормативно- очищенных сточных вод. Такое соотношение нормативно- очищенных и недостаточно очищенных стоков объясняется отсутствием очистных сооружений и неудовлетворительной работой подавляющего большинства и имеющихся очистных сооружений [173].

В технологических циклах большинства машиностроительных, металлообрабатывающих, приборостроительных, ремонтных и других предприятий широко применяют гальванические покрытия — электроосаждаемые металлические покрытия, наносимые на поверхность металлических изделий, а также полуфабрикатов-листов, труб, проволоки и т.п. Ежесуточно в городскую канализацию из гальванических отделений обследованных предприятий поступает около 22 тыс. м^3 стоков, содержащих в среднем (мг/л): хрома — 3,7; никеля — 0,5; меди -- 0,7; цинка — 1,4; свинца — 0,2; кадмия — 0,01. Иными словами, ежесуточно со сточными водами сбрасывается 80 кг хрома, 30 кг цинка, 15 кг меди, 11 кг никеля, 4 кг свинца и 0,2 кг кадмия. При

этом увеличивается количество вредных сточных вод, подлежащих эффективному обезвреживанию.

Сточные воды, образующиеся в гальванических отделениях промышленных предприятий, подразделяют на отработанные и промывные. Характерной чертой всех сточных вод гальванических отделений является низкая концентрация кислот и высокая концентрация ионов тяжелых металлов. Все методы очистки подразделяются на химические, электрохимические и физические. Основными системами очистки гальванических стоков являются проточные, когда нейтрализованная и очищенная сточная вода сбрасывается в канализацию, и замкнутые, когда очищенные стоки используют повторно в технологическом цикле производства. В силу постоянно ужесточающихся норм на содержание тяжелых металлов в очищенных стоках наиболее перспективными являются замкнутые системы водооборота производств.

В настоящее время проектируются и действуют централизованные и децентрализованные (локальные) замкнутые системы водного хозяйства. Централизованные системы предусматривают сбор и совместную очистку всех видов сточных вод на единых очистных сооружениях и последующее распределение очищенной воды по технологическим операциям (рисунок 7.2). Децентрализованные (локальные) системы создаются на базе локальных циклов водооборота при отдельных операциях гальванопокрытий, например никелировании, хромировании и т.п. Как в первом, так и во втором случае предполагается, что отработанные концентрированные электролиты из ванн покрытий регенерируются и используются многократно или обезвреживаются на локальных очистных сооружениях.

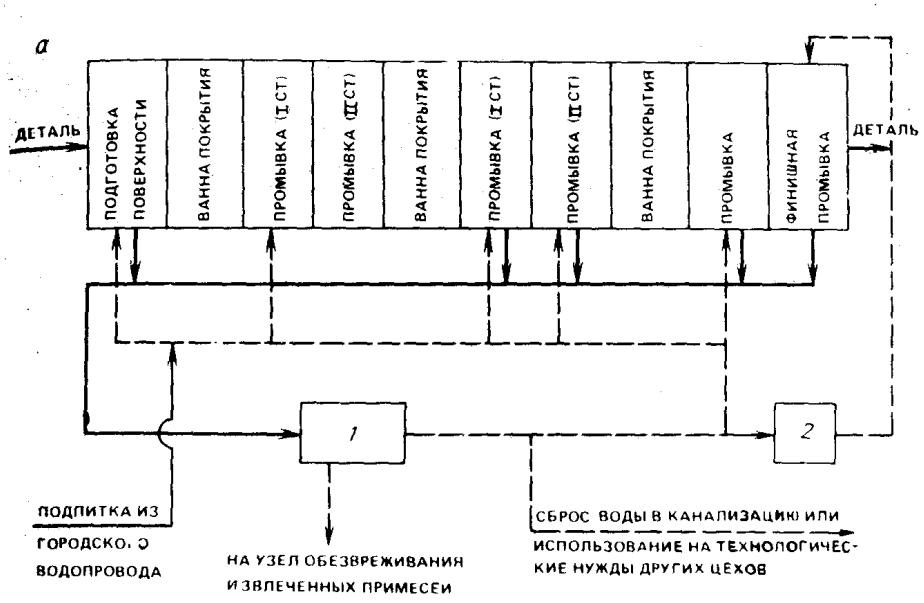


Рисунок 7.2 - Централизованная (а) и децентрализованная (б) системы водного хозяйства гальванического цеха I - централизованные очистные сооружения; 2 - очистные сооружения доочистки воды

Создание полностью децентрализованной системы очистки стоков гальванических производств пока невозможно, так как даже при многократном использовании электролитов в процессе их регенерации образуются сточные воды, требующие обезвреживания, имеют место утечки и переливы ванн, образуются сточные воды при регенерации и мойке очистного оборудования и т.п. Централизованные системы очистки стоков основаны, как правило, на реагентных методах предварительной очистки и включают ионообменный или электролизный метод для извлечения растворенных примесей по иной степени дисперсности. В качестве первой ступени очистки применяют также метод электрокоагуляции с последующим отстаиванием и фильтрованием, для хромсодержащих стоков применяют биохимическую очистку.

В локальных циклах водооборота используются реагентные, ионообменные, гиперфильтрационные, электрохимические и др. методы очистки.

Очистка производственных стоков ведет к образованию значительных количеств отходов (шламовых осадков), представляющие собой гидроксиды и основные соли, содержащие суммарно до 20% тяжелых металлов таких, как железо, медь, цинк, никель, хром, кадмий, свинец, олово и др. После обезвреживания и сушки шламы используют в качестве добавки к агломерационной шихте и удаляют в отвалы. Хранение таких шламов не предотвращает их отрицательного воздействия на окружающую среду. Атмосферные осадки, а особенно кислотные дожди, нередкие в промышленных регионах, ведут к постепенному выщелачиванию тяжелых металлов, к загрязнению почв и природных вод.

Проблема минимизации экологического ущерба в условиях промышленного производства и в том числе машиностроительных производств может решаться в двух направлениях за счет:

- повышения эффективности существующих методов очистки промышленных сбросов в окружающую среду (сточные воды, отработанные газы, дым и др. взвешенные частицы), ликвидации (переработки) твердых отходов;
- внедрения новых альтернативных технологий (экологически чистых, малоотходных).

На машиностроительных предприятиях имеются основные и обеспечивающие технологические процессы производства с весьма высоким уровнем загрязнения окружающей среды [174].

К ним относятся: внутризаводское энергетическое производство и другие процессы, связанные со сжиганием топлива; литейное производство; металлообработка конструкций и отдельных деталей; сварочное производство; гальваническое производство; лакокрасочное производство.

Твердые отходы машиностроительного производства содержат амортизационный лом (модернизация оборудования, оснастки, инструмента), стружку и опилки металлов, древесину, разные марки пластмасс и т. п., шлак, золу, шламы. Основная масса накопленных твердых

опасных отходов машиностроительных производств приходится на органические веществ и материалов, применяемых как при производстве, так и при эксплуатации транспортных средств. К этим материалам относятся различные узлы и детали из пластика, резины, а также смазочные масла. Создание системы авторециклинга и стимулирование замены старых автомобилей на новые безусловно позитивно отразилось бы и на этой стороне вопроса [175].

Для оценки сложившейся в Нижегородской области ситуации были проанализированы данные статистической отчетности 2-ТП (отходы), заключения государственной экологической экспертизы материалов обоснования существующей и перспективной деятельности промышленных предприятий, актов проверок соблюдения природоохранного законодательства, данные заявок предприятий на утилизацию отходов.

Результатом анализа стали следующие выводы:

- в Нижегородской области достаточно существующих мощностей для использования, обезвреживания некоторых видов отходов: отходов резинотехнических изделий и отработанных автомобильных покрышек, отходов полимеров, макулатуры;
- имеется недостаток мощностей по переработке отходов отработанных моторных, трансмиссионных, индустриальных масел (образуется более 25 000 тонн отходов), гальванических шламов (образуется около 5000 тонн),
- отсутствует переработка отходов - осадков водоподготовки и от очистки сточных вод, иловых осадков, отходов лакокрасочных средств [173].

Анализ системы управления отходами в странах Европейского Союза (ЕС) показывает, что проблема утилизации достаточно успешно решается в странах Европы. В странах ЕС система управления отходами предполагает наличие интегрированной системы различных аспектов: социальных, экономических, нормативно-правовых, управленческих, технических. Кроме того, принципы устойчивого развития определяют основное направление управления отходами и создают основу иерархии методов обращения с ними. Данные принципы составляют основу всех нормативных документов, связанных с обращением с отходами. Для поэтапного внедрения концепции управления отходами законодательные акты стран ЕС, с одной стороны, устанавливают требования к различным аспектам обращения с отходами с учетом целевых показателей развития (целевой показатель степени извлечения вторичного сырья и переработки, количества фракций, направляемых на захоронение), с другой стороны, создают условия для их достижения. Юридическая и физическая ответственность за каждую задачу управления отходами делегируются на различных уровнях власти (федеральном, субъекта федерации, муниципальном). Политика управления отходами в странах ЕС была развита более 30 лет назад с целью гармонизации сферы обращения с отходами и предотвращения неправильного развития технологий в рыночных условиях. В построении политики обращения с отходами и разработке

нормативно-правовой базы ЕС установил четкую иерархию методов обращения с отходами (рисунок 7.3). Иерархия устанавливает приоритетные направления развития технологий с учетом устойчивого развития. Обращение с отходами должно подчиняться представленной иерархии.

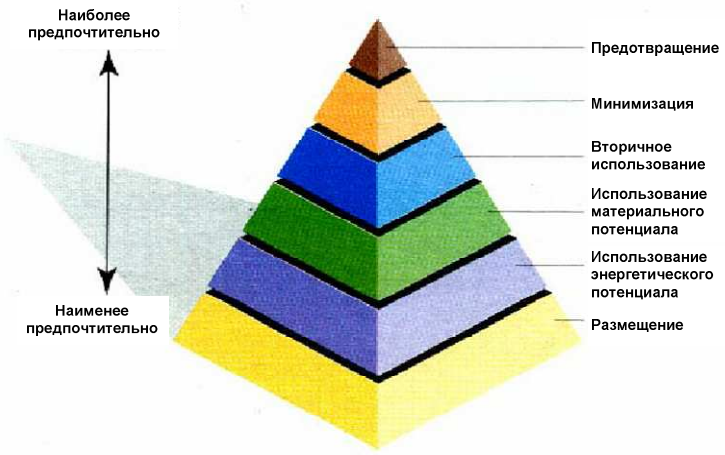


Рисунок 7.3 - Иерархия обращения с отходами

Концепция управления отходами Нижегородской области [171] включает следующие принципы управления отходами: иерархия приоритетности обращения с отходами (имеет отражение в Российском законодательстве); повторное использование: рециклинг; использование материального потенциала отходов: использование вторичных материалов в качестве сырья; использование энергетического потенциала отходов: получение энергии из отходов; утилизация (безопасное размещение отходов, которые уже не могут быть вовлечены в иные опции иерархии отходов в окружающей среде); принцип «загрязнитель платит» (имеет отражение в Российском законодательстве; принцип близости (в Российском законодательстве продекларирован близкий по значению принцип «эколого-экономической эффективности»).

Данные принципы следует дополнить направлениями реализации принципов в соответствии с требованиями законодательства РФ, а также Директив ЕС:

- выбор технологий не должен противоречить принципам эколого-экономической эффективности (или принципам использования наилучших возможных технологий). Наилучшие возможные технологии *(Best Available Technologies)* – это технологии, присутствующие на рынке, с наилучшими технико-экономическими и экологическими показателями (срок окупаемости не более 1.5-2 лет).
- технологии по обращению с отходами должны применяться комплексно (с учетом местных условий) для обеспечения максимального эколого-экономического эффекта.
- внедрение технологий обращения с отходами должно подкрепляться комплексом административных, экономических и экологических инструментов.
- многообразие видов отходов, нестабильность их составов и свойств, широкий диапазон объема образования обуславливает сложность решения проблемы их обезвреживания.

- переработку и обезвреживание отходов производства необходимо рассматривать в качестве одной из основных задач, возложенных законодательством на предприятия и организации, в процессе деятельности которых образуются отходы производства.

Областной целевой программой «Развитие системы обращения с отходами производства и потребления в Нижегородской области на 2009-2014 годы» предполагаются мероприятия для создания новых и дополнительных мощностей по переработке отходов, проведение научных исследований по разработке технологий утилизации отходов [171].

7.2 Анализ промышленных стоков и отходов машиностроительных производств и объектов эксплуатации автомобиля

В разделе 7.2 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета при проведении экологического мониторинга водоемких технологий машиностроительного производства на примере цеха нанесения гальванопокрытий и цеха обезвреживания производственных сточных вод ОАО ПКО «Теплообменник» (г.Н.Новгород), а также объектов автотранспортных хозяйств: автомойки и автозаправочной станции (АЗС).

Цель работы – анализ составов промстоков и отходов машиностроительного производства и существующей технологической схемы их обезвреживания, а также стоков объекта автотранспортного хозяйства для выбора эффективных методов очистки производственных стоков и обоснования возможности повышения степени водооборота на машиностроительном предприятии.

Общезаводские централизованные очистные сооружения (ОЦОС) непрерывного действия рассчитаны на обезвреживание промстоков гальванического цеха. Сточные воды, поступающие на ОЦОС, содержат ионы тяжелых металлов: цинка (Zn^{2+}), никеля (Ni^{2+}), кадмия (Cd^{2+}), меди (Cu^{2+}), хрома(Cr^{3+}, Cr^{6+}), а также цианиды, щелочи, кислоты и органические компоненты.

Очистка хромсодержащих сточных вод на ОЦОС осуществляется методом реагентного обезвреживания, сущность которого заключается в переводе растворимых в воде ионов тяжелых металлов (ИТМ) в нерастворимые гидрооксиды при добавлении различных реагентов с последующим отделением их в виде осадков.

Очистка производственных сточных вод реагентным способом включает несколько стадий, основными из которых являются: приготовление и дозирование реагентов (щелочей, коагулянтов, флокулянтов); смешение реагентов с водой; хлопьеобразование; отделение хлопьевидных примесей от воды. Эффективность очистки сточных вод с использованием коагулянтов и флокулянтов в значительной мере зависит от точности поддержания основных параметров. Основными параметрами регулирования являются pH обработанных сточных вод,

электропроводность, мутность, окислительно-восстановительный потенциал. Дозирование реагентов происходит в зависимости от концентрации вредных веществ в стоке.

На очистные сооружения ОАО ПКО «Теплообменник» стоки поступают общим потоком, объем поступающих на обработку сточных вод – 30м^3/час. В таблице 7.1 представлены усредненные входящие концентрации поступающих веществ.

Таблица 7.1 Усредненные входящие концентрации поступающих веществ и временные допустимые концентрации (ВДК) в Горколлекторе г. Н.Новгорода

Наименование загрязняющих веществ	Усредненные входящие концентрации, мг/дм^3	ВДК в Горколлектор г.Н.Новгорода, мг/дм^3
Азот нитратный		н/лим
Взвешенные вещества		200,0
Железо	2,980	1,00
Кадмий	0,025	0,001
Медь	1,070	0,04
Нефтепродукты		1,20
Никель	0,990	0,05
Сульфаты		100,0
Фосфаты		1,90
Хлориды		80,0
Хром Cr^{3+}	4,480	0,01
Хром Cr^{6+}	2,390	0,0007
Цинк	0,670	0,07
pH	5,97	6,5-8,5

Характеристика общего потока при поступлении на очистные сооружения с учетом добавления отработанных растворов следующая:[Cr^{3+}] до 95мг/л; [Cr^{6+}] до 174мг/л; [Pb^{2+}] до 1,6мг/л ; [Cu^{2+}] до 31мг/л; [Zn^{2+}] до 24мг/л; [$Fe^{общ}$] до 41мг/л; [Ni^{2+}] до 70мг/л; [Cd^{2+}] до 0,9мг/л

Сброс промывных вод и отработанных концентрированных растворов электролитов (КРЭ) производится самотеком в сборные емкости, расположенные непосредственно у действующего цеха обезвреживания ПСВ, откуда по мере накопления промывные воды насосами перекачиваются в камеру гашения напора, а отработанные КРЭ подаются в сборник электролитов (рисунок 7.4).

Из камеры гашения промывные воды самотеком поступают в усреднитель, куда периодически по мере необходимости подаются отработанные КРЭ. Усреднение стоков происходит за счет перемешивания сжатым воздухом, который подается в усреднитель в нескольких точках по перфорированным трубам, расположенным по дну усреднителя.

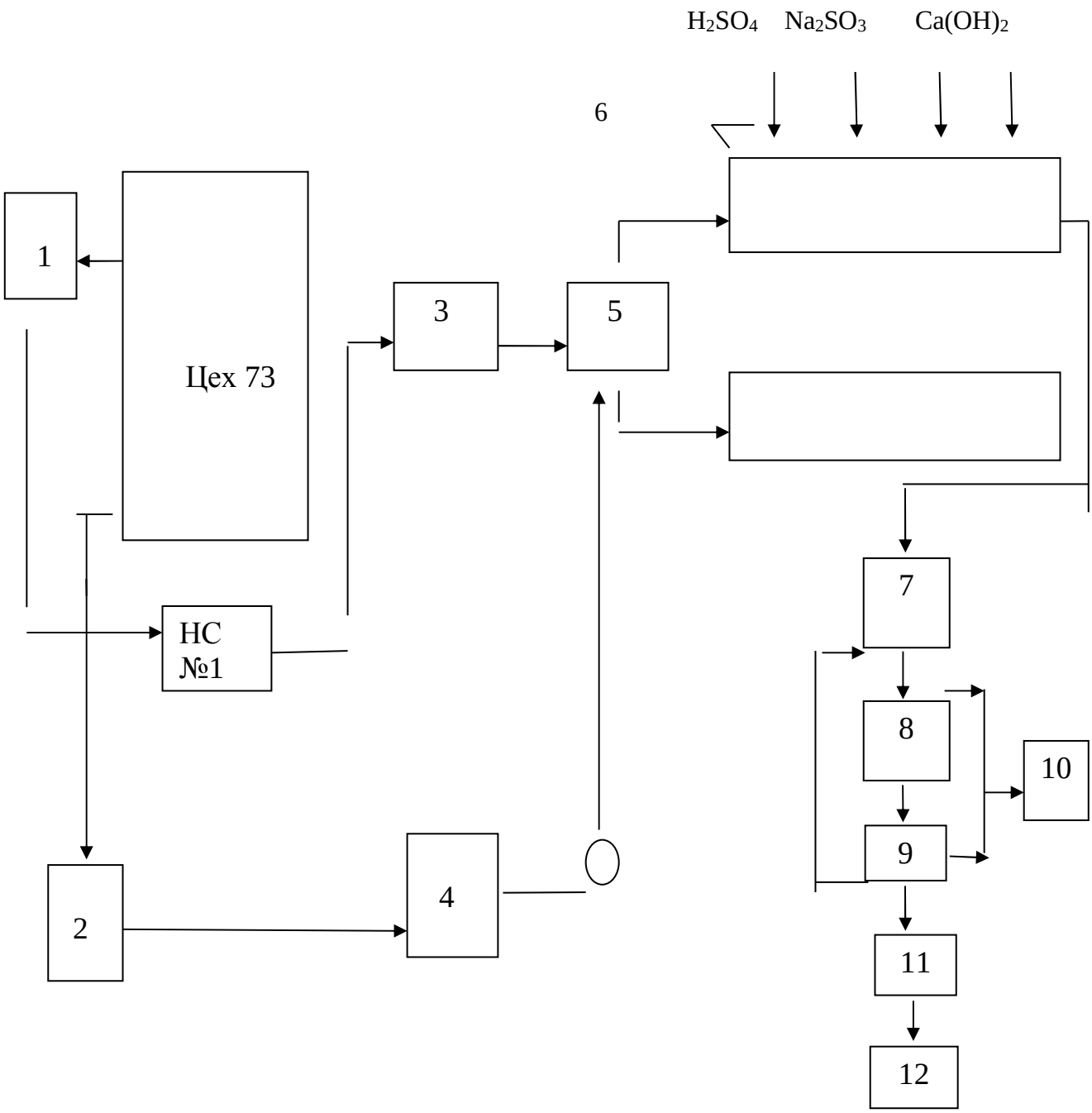


Рисунок 7.4 - Технологическая схема очистки производственных сточных вод машиностроительного производства

1 - цеховая емкость сбора промстоков; 2 - цеховые емкости сбора электролитов; 3 - камера гашения напора; 4 - резервная емкость; 5 – усреднитель; 6 - реактор; 7 - отстойник; 8 - шламоуплотнитель; 9 - вакуум-фильтр; 10 - горколлектор; 11- отходы; 12- полигон.

В реакторы последовательно самотеком подаются реагенты: серная кислота (H_2SO_4), сульфит натрия (Na_2SO_3), известковое молоко $Ca(OH)_2$ подается насосом, флокулянт (полиакриламид), необходимые для нейтрализации и обезвреживания промстоков. Обезвреженные стоки после четырех реакторов поступают в горизонтальный отстойник, где происходит отстаивание образовавшихся гидроокисей металлов.

Осветленная вода сверху сливается самотеком в хозфекальную канализацию, а выпавший осадок периодически удаляется из отстойников в шламоуплотнитель.

Последовательность очистки гальваностоков включает стадии: обезвреживание; отстаивание обезвреженных сточных вод; обезвоживание осадка. Промывные воды и отработанные электролиты из гальванического цеха и травильных отделений, содержащие в своем составе растворенные катионы тяжелых металлов Cr^{3+}, Cr^{6+}, Pb^{2+}, Cu^{2+}, Zn^{2+} , $Fe^{общ}$, Ni^{2+}, Cd^{2+} поступают на обезвреживание на ОЦОС непрерывного действия, проектной мощностью 100 $м^3$/час, где принят реагентный метод очистки с автоматическим дозированием щелочного реагента (таблицы 7.2, 7.3).

Таблица 7.2 Дозирование реагентов в зависимости от концентрации ионов Cr^{+6} в стоке

Содержание Cr^{6+}, $мг/дм^3$	Подкисление (pH)	Избыток сульфита $мг/дм^3$	Подщелачивание (pH)	Выход (pH)
До 5,0	2,8-2,9	25-50	8,5-10,0	8,8-9,1
5,1-10,0	2,6-2,8	50-75	8,5-10,0	8,8-9,1
10,1-20,0	2,4-2,6	50-75	8,5-10,0	8,8-9,1
20,1-70,1	2,2-2,4	50-75	8,5-10,0	8,8-9,1
Выше 70,1	2,0-2,2	75-100	8,5-10,0	8,8-9,1
много железа	2,0-2,2	75-100	8,5-11,5	8,8-9,1

Таблица 7.3 Дозирование реагентов в зависимости от концентрации ионов Cr^{+3} в стоке

Содержание Cr^{3+}, $мг/дм^3$	Подкисление pH, не ниже величины	Избыток сульфита, не выше $мг/дм^3$
До 5,0	2,5-2,6	40,0
5,1-20	2,3-2,5	50,0
20 и выше	2,2-2,3	63,0

Контроль и поддержание заданного значения pH осуществляется вручную по погруженному датчику, установленному в трубопроводе на выходе из первого реактора. Регистрация показаний pH фиксируется на промышленном преобразователе П-215 с записью на вторичном приборе КСП-2, установленном на щите КИП. После снижения величины pH стоков до требуемой нормы на входе во второй реактор подается 10% раствор сульфита натрия для восстановления Cr^{6+}в Cr^{3+}. Продолжительность реакции 15 минут. Учитывая колебания концентрации хрома, время для полного завершения реакции восстановления принимается до 20 минут.

Реакция восстановления Cr^{6+}в Cr^{3+}(восстановление сульфитом натрия безводным)

$$2CrO_3 + 3H_2SO_4 + 3Na_2SO_3 = Cr_2(SO_4)_3 + 3Na_2SO_4 + 3H_2 \quad (7.1)$$

$$2K_2Cr_2O_7 + 8\,H_2SO_4 + 6\,Na_2SO_3 = 2\,Cr_2(SO_4)_3 + 6\,Na_2SO_4 + 2K_2SO_4 + 8\,H_2O \quad (7.2)$$

Полноту обезвреживания Cr^{6+} определяют по наличию избытка кислоты и сульфита натрия (кислоты не менее 50мг/дм^3, что соответствует pH -3) и сульфита натрия не менее 25мг/дм^3.

Для нейтрализации свободной кислоты и связывания Cr^{6+} и других ионов тяжелых металлов в нерастворимые гидроокиси на входе в 4-й реактор подается раствор известкового молока в количестве, обеспечивающем pH стоков при отстаивании 9,0-9,2.

Ввиду того, что на ОЦОС поступают смешанные стоки, содержащие в своем составе тяжелые металлы, подщелачивание необходимо поддерживать в интервале 9,0-9,5, так как pH полного осаждения солей тяжелых металлов различная. Для полноты осаждения гидроксида хрома $Cr(OH)_3$ и других металлов, для улучшения осветления сточных вод на выходе из 4-го реактора подается 1% раствор флокулянта из расчета 5мг/м^3.

Отстаивание является завершающей стадией процесса очистки сточных вод, при которой происходит удаление из воды гидроксидов тяжелых металлов и других взвешенных веществ. Отстаивание играет большую роль в обеспечении необходимой степени очистки сточных вод, т.к. после отстаивания проверяется качество воды перед сбросом в канализацию.

Эффективность работы отстойника проверяется путем сравнения результатов анализа воды в распределительном и сборном лотках. Время отстаивания – 60 минут. Уплотненный осадок (влажность 90%) из шламоуплотнителя насосом подается в корыто вакуум-фильтра БОУ-10 для обезвоживания. При погружении вращающегося барабана в корыто осадок под действием вакуума, создаваемого вакуум-насосом, подсасывается к поверхности фильтровальной ткани, а при выходе барабана из корыта подсушивается. Фильтр поступает в ресивер, где происходит разделение водовоздушной смеси.

Гальванический шлам собирают в мешки и отвозят на полигон, так как он не представляет интереса для промышленной переработки из-за незначительного содержания цветных металлов. В таблице 7.4 приведены проектные данные процесса очистки сточных вод.

Реагентный способ очистки достаточно эффективен и прост. Этот способ применяется практически при неограниченных объемах сточных вод, но, не смотря на достоинства, он имеет ряд недостатков [176]:

- не обеспечивается ПДК для рыбохозяйственных водоемов;
- громоздкость оборудования;
- значительный расход реагентов;
- дополнительное загрязнение сточных вод;
- невозможность возврата в оборотный цикл очищенной воды из-за повышенного солесодержания;
- затрудненность извлечения из шлама тяжелых металлов для утилизации;
- потребность в значительных площадях для шламоотвалов.

Поэтому возникает необходимость разработки локальных и общецеховых систем доочистки производственных сточных вод до требований норм ПДК.

Таблица 7.4 Проектные данные процесса очистки сточных вод ОЦОС ОАО ПКО «Теплообменник»

Показатели состава сточных вод	Содержание ЗВ в сточных водах, мг/дм^3	
	До очистки	После очистки
Cr^{+3}, Cr^{6+}	43,0	0,1-0,5
Pb^{2+}	5,4	0,1
Cu^{2+}	0,2	0,1
$Fe^{общ}$	17,5	0,5
Zn^{2+}	4,0	1,0
Ni^{2+}	0,1	0,1
Нефтепродукты	60,0	0,3
pH	3,8	6,5-8,5

Автозаправочные станции, объекты автотранспортных хозяйств и предприятий, использующих в своей производственной деятельности нефтепродукты, обычно имеют открытые площадки и достаточно развитую дорожную сеть, с которой отводятся дождевые сточные воды, загрязнённые взвешенными веществами, в основном, песчаными и глинистыми частицами и отходами нефтепродуктов: бензин, дизельное топливо, масла и др. Эти сточные воды представляют опасность для окружающей среды, и перед сбросом должны быть очищены до экологических нормативов, которые в РФ являются одними из самых жёстких в мире.

Достаточно указать, что при сбросе очищенных сточных вод в водоёмы рыбохозяйственного водопользования, к которым по классификации относится большая часть поверхностных водоёмов, содержание нефтепродуктов в сточных водах не должно превышать 0,05 мг/л; для сравнения, допустимое содержание нефтепродуктов в питьевой воде – 0,1 мг/л.

Очевидно, что очистка сильно загрязнённых сточных вод до столь низкой остаточной концентрации загрязнений представляет трудную инженерную задачу, решение которой осложняется сопутствующими факторами: эпизодическим характером поступления сточных вод и взрывоопасным характером удаляемых из сточных вод нефтепродуктов.

Для решения этих задач были рассмотрены различные установки для очистки дождевых сточных вод АЗС, автомоек и других объектов автомобильного транспорта с концентрацией загрязнения: по взвешенным веществам и по нефтепродуктам.

7.3 Обоснование возможности повышения степени водооборота на машиностроительном предприятии

Водооборотный цикл - многократное использование одной и той же воды при минимальном восполнении потерь (подпитке). Наиболее эффективный способ защиты водных объектов от загрязнения сточными водами промышленных предприятий заключается в создании замкнутых систем оборотного водоснабжения и переходе на бессточный режим водоиспользования, лучше всего отвечающий задаче сохранения природных ресурсов и защите окружающей среды. Под замкнутой системой водного хозяйства предприятия понимается такая система водопользования, когда основным источником водоснабжения являются очищенные производственные, бытовые и поверхностные сточные воды при исключении образования отходов и сброса сточных вод в водоёмы.

Экологическое преимущество замкнутых водооборотных циклов перед разомкнутыми очевидно, так как очистка большого количества воды перед сбросом в водоем является дорогостоящим мероприятием.

Создание водооборотных систем связано с большими трудностями. Для каждого типа воды необходима своя система очистки. Хотя требования, предъявляемые к качеству технической воды, включенной в водооборот, не такие жесткие, как к качеству питьевой воды, но они тоже достаточно высоки. Внутри труб образуются отложения карбоната кальция, которые необходимо постоянно удалять. В связи с тем, что трубы коррозируют, для снижения темпа коррозии в воду следует добавлять ингибиторы коррозии. Часто воду из цикла приходится охлаждать в градирнях, при этом имеют место потери воды с брызгами. Кроме того, в трубах и резервуарах гидросистемы часто происходит биологическое обрастание (образование водорослей). Для борьбы с этим явлением приходится часть воды выводить из цикла и взамен добавлять свежую или очищенную воду. Однако расходы на преодоление всех этих трудностей несоизмеримы с тем вредом, который принесло бы использование воды по разомкнутому циклу с вынужденным загрязнением гидросферы.

Предприятия машиностроения являются значительными потребителями воды, специфика производства предполагает не только ее использование, но и загрязнение. Машиностроительные и автомобильные заводы сбрасывают цианиды, хром, масла и окалину, СПАВ и пр.

Следовательно, необходима разработка и внедрение конкретных технологических решений для рационального использования воды. Радикальное решение проблемы невозможно без соответствующей доработки собственно самого производства с целью снижения количества тяжелых металлов (ТМ), попадающих в стоки и тем самым уменьшения экологической опасности и воздействия, а также уменьшения количества образующихся шламов при очистки стоков. Имеющийся отечественный и зарубежный опыт свидетельствуют о возможной реализации

бессточных систем путем повторного использования очищенных сточных вод [177-182]. Так, например, на ЗАО «Каргормаш» для рационального использования воды внедрена система повторного использования сточных вод химводоочистки (ХВО), предусматривающая предварительное умягчение воды с последующим опреснением и возвратом очищенной воды на нужды ХВО. Для умягчения воды используется товарная известь 30%-й активности. В процессе реагентной обработки воды, происходит выделение и осаждение в осадок солей жесткости. Осадок собирается и направляется на обезвоживание (вакуум-фильтр), после чего вывозится автотранспортом и складируется в шламонакопитель, расположенный на промплощадке завода. Шлам может быть использован в качестве строительного материала при устройстве дорожного покрытия. Умягченная вода подается в осветлитель, затем для опреснения в типовую электродиализную установку (ЭДУ). Опресненная вода используется для нужд ХВО, а рассол (выпаренная соль) - для регенерации ионообменных фильтров. Подпитка системы предусматривается из сети хозяйственно-питьевого водопровода. При обеспечении замкнутого водоснабжения на предприятии электродиализные установки окупаются за 3-5 лет.

Внедрение локальной оборотной системы водоснабжения исключают возможность попадания загрязненных хромсодержащих сточных вод в заводскую сеть промышленно-бытовой канализации. При накоплении в оборотной воде Cr (VI), вода из оборотной системы используется для приготовления электролита или корректировки растворов в ваннах хромирования. Локальные системы оборотного водоснабжения учитывают индивидуальные требования потребителей к воде, а в случае загрязнения вода в системе легко и быстро заменяется. [183] .

Перспективным является электрофлотационный способ водоочистки в системах замкнутых водооборотов [184]. Эколого-экономичесская эффективность заключается:

- в упрощении технологической схемы и эксплуатации производственных очистных установок,
- в простоте автоматизации их работы, сокращении производственных площадей, необходимых для размещения очистного оборудования,
- незагрязнении очищаемых стоков химическими реагентами и уменьшение количества образующихся осадков.

Электрохимическая обработка обеспечивает высокую степень удаления примесей, находящихся в воде в растворенном и нерастворенном видах, снижение солесодержания, осветление и обесцвечивание стоков. Типоразмерный ряд многоцелевых установок (электрофлотокорректор pH, электрофлотатор и электродиализатор) обеспечивает производительность 1,5 и 10 $м^3$/час. Электрофлотокорректор предназначен для извлечения из сточных вод ионов металлов, органических примесей и изменения pH обрабатываемой воды. Электрофлотатор предназначен для глубокой очистки сточных вод, содержащих неорганические и

органические примеси. Электродиализатор позволяет одновременно обессоливать сточные воды, изменять величину показателя pH от 3-11 до нейтральных значений 6-7, получать раствор кислот и щелочей. Применение испарительных установок для целей регенерации сточных вод многими авторами рассматривается как одно из наиболее перспективных направлений в области создания малоотходных гальванических и др. производств с замкнутым оборотом технологических сред. При этом такие системы более целесообразно делать локальными, что позволит делать их более компактными и дешевыми. Основным препятствием при этом следует считать отсутствие малоэнергоемких, дешевых испарительных установок.

Для этих целей разработаны [185] тонкопленочные дисковые низкотемпературные испарительные установки (ДНТИУ). На базе ДНТИУ проведены исследования регенерации технологических сред и апробация в полупромышленных условиях, что позволяет создать практически бессточные методы извлечения тяжелых металлов из промывных вод с одновременной регенерацией технологических сред. Затраты энергии на испарение составляют 50 –100 Вт·ч/кг, что значительно ниже, чем у существующих в настоящее время испарителей других типов. Значение повторного использования очищенных сточных вод в системах промышленного водоснабжения в полной мере зависит от конкретных местных условий, применяемых технологий и определяется главным образом возможностью и целесообразностью использования.

Повышение степени замкнутости водооборотов возможно при реализации следующих направлений деятельности:

1. Разработка новых современных технологий нанесения гальванопокрытий машиностроительных производств и, соответственно оборудования, включающего в себя:
   - замену токсичных компонентов на менее токсичные;
   - использование более разбавленных электролитов (снижение на 15-25 % количества ТМ, попадающих в стоки);
   - разработку растворов с более длительным сроком службы (приводит к снижению ТМ в стоках и соответственно в шламах);
2. Создание замкнутых локальных систем обработки технологических сред;
3. Разработка и внедрение специальных организационных мероприятий.

Реализация всех вышеперечисленных мероприятий позволит не только снизить существующие объемы опасных производственных стоков, а также уменьшить потребление химических реагентов на очистку, на 25-40% сократить количество вновь образуемых твердых отходов очистки – шламов и т.д. Помимо улучшения экологической обстановки в регионе, решение проблемы максимально замкнутых водооборотов и переработки отходов будет способствовать и уменьшению энерго- и ресурсоемкости основных производств.

7.4 Экспериментальные исследования по использованию методов очистки производственных стоков для нахождения оптимальных условий проведения процесса

В современном производстве необходимо повышать степень замкнутости водооборота. Это обусловлено двумя причинами:

- экологическими (не допускать дальнейшее загрязнение);
- экономическими (снизить затраты на потребление чистой воды).

Для решения этой задачи необходимо провести экологическую оценку сточных вод технологического процесса для выявления наиболее токсичных примесей, которые могут попадать в сточные воды. С этой целью был произведен расчет коэффициента экологической опасности $К_{эк.оп}$ сточных вод гальванического производства ОАО « Теплообменник» по нескольким основным технологическим процессам нанесения защитных покрытий на детали и корпус автомобиля.

Для ускорения расчетов $К_{эк.оп}$ по загрязняющим веществам, содержащихся в отработанных электролитах была применена компьютерная программа «Ecology danger» [186].

Для определения оценки экологической опасности стоков проанализируем технологический процесс гальванопокрытия. В таблицах 7.5- 7.9 представлены исходные данные по пяти технологическим процессам нанесения гальванопокрытий.

Меднение стальных сложно-профильных деталей относится к водоемкому технологическому процессу нанесения гальванических покрытий, сопровождающийся загрязнением некоторых веществ в отработанных растворах электролита (таблица 7.5) и затратами электроэнергии. Гальваническое меднение применяется для придания изделиям декоративно-защитных свойств.

Таблица 7.5 Технологический процесс меднения стальных сложнопрофильных деталей

Операция	Состав электролита	Концентрация	Объем ванны,л	Кол-во ванн	Период. слива, раз/год
Обезжиривание хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2SiO_3 Синтанол ДС-6	20-40 5-15 10-30 2-3	800	2	12
Обезжиривание элек-тро-хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2SiO_3	20-40 5-15 10-30	800	2	12
Травление хим.	HCl Уротропин	150-350 40-50	800	2	6
Меднение	$CuSO_4$ H_2SO_4 Добавка Б-7211	190-235 40-60 3-5	800	2	2

Таблица 7.6 Технологический процесс никелирования стальных сложнопрофильных деталей

Операция	Состав электролита		Объем ванны, л	Кол-во ванн	Период. слива, раз/год
	Компонент	Кол-во, г/л			
Обезжиривание хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2CO_3 Синтанол	5-15 15-35 15-35 2-3	800	2	12
Обезжиривание электро-хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2SiO_3	20-40 5-15 10-30	800	2	12
Травление хим.	HCl Уротропин	150-350 40-50	800	2	12
Активация	HCl	50-100	800	2	6
Никелирование	$NiSO_4$ NaCl H_3BO_3	280-320 7-20 25-40	800	2	1

Главное свойство покрытой никелем поверхности – антикорозийность. Так же немаловажным свойством является увеличение срока эксплуатации покрытых изделий, советуют покрывать изделия, которые в работе подвергаются трению. Так же никелирование придает детали благородный вид, после обработки поверхность отливает металлическим блеском.

Таблица 7.7 Технологический процесс хромирования стальных сложнопрофильных деталей

Операция	Состав электролита		Объем ванны, л	Кол-во ванн	Период. слива, раз/год
	Компонент	Кол-во, г/л			
Обезжиривание хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2CO_3	5-15 15-35 15-35	800	2	12
Обезжиривание электро-хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2SiO_3	20-40 5-15 10-30	800	2	12
Травление хим.	HCl Уротропин	150-350 40-50	800	2	12
Меднение	$CuSO_4$ H_2SO_4	150-250 50-70	800	2	2
Никелирование блестящее	$NiSO_4$ $NiCl_2$ H_3BO_3	230-320 30-60 30-40	800	2	2
Хромирование	CrO_3 H_2SO_4 NaOH	350-400 2,5-3,0 40-60	800	2	1

Хромирование используется для снижения трения, повышения износостойкости, повышения коррозионной стойкости. Этот процесс обеспечивает повышенную устойчивость стали к газовой коррозии (окалиностойкость) при температуре до 800 °С, высокую коррозионную стойкость в таких средах, как вода, морская вода и азотная кислота.

Таблица 7.8 Технологический процесс кадмирования стальных сложнопрофильных деталей

Операция	Состав электролита		Объем ванны,л	Кол-во ванн	Период. слива, раз/год
	Компонент	Кол-во, г/л			
Обезжири-вание хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2CO_3	5-15 15-35 15-35	800	2	12
Обезжири-вание элек-тро-хим.	NaOH Na_3PO_4 Na_2SiO_3	20-40 5-15 10-30	800	2	12
Травление хим.	HCl Уротропин	150-350 40-50	800	2	12
Активация	HCl	50-100	800	2	6
Кадмирование	$CdSO_4$ $(NH_4)_2SO_4$ уротропин	40-60 240-260 15-20	800	2	1

Кадмирование – это процесс нанесения кадмиевых покрытий на поверхность изделий из металла методом электролитического осаждения. Цель подобной операции - защита изделий от атмосферной коррозии. Толщина покрытий, как правило, составляет 15—25 мкм.

Анализ технологических процессов нанесения различных катодных покрытий показал, что в сточные воды попадает большое количество компонентов различной химической природы и структуры, в частности ИТМ, кислотных остатков, органических веществ и других примесей.

Для определения коэффициентов экологической опасности по различным загрязняющим веществам, присутствующим в промышленных сточных водах (ПСВ) гальванического производства используем специальную программу «Ecology danger» [186]. После ввода исходных данных получаем рассчитанные $К_{эк.оп}$ по каждому загрязняющему веществу (таблицы 7.9.-7.11).

Таблица 7.9 Экологическая оценка подготовительных процессов

Вещество	Масса, кг	$К_{эк.оп}$, $м^3/м^2$
HCl	24530,0	0,780
Na_2SiO_3	2346,4	0,451
Na_3PO_4	2346,4	9,801
NaOH	7039,2	0,858
Ионы железа	2943,6	280,980
Синтанол	297,8	568,760
Уротропин	414,8	4080,900

Таблица 7.10 Экологическая оценка процесса гальванического меднения, никелирования и хромирования

Вещество	Масса, кг	$К_{эк.оп}$, $м^3/м^2$
CrO_3	28565,0	14003,750
$CuSO_4$	24373,0	23704
H_2SO_4	5764,0	0,225
H_3BO_3	3095,2	59,942
HCl	8353,0	0,275
NaCl	1248,8	613,250
NaOH	3811,6	0,311
$NiSO_4$	27652,0	27206,000
Добавка Б-7211	442,5	219,030

Расчеты коэффициентов экологической опасности процесса нанесения трехслойного покрытия Cu-Ni-Cr показал, что наибольшую опасность представляют накопления ионов Cu^{2+}, Ni^{2+} Cr^{6+},Cr^{3+} в отработанных стоках.

7.5 Экспериментальные исследования по использованию методов очистки стоков технологического цикла рециклинга автомасел для организации процесса в экологически безопасном замкнутом режиме

Экспериментальное исследование проводили с использованием отработанных моторных масел, которые в процессе эксплуатации подвергаются наиболее интенсивному химическому воздействию при повышенной температуре. В результате в масле появляются органические кислоты, альдегиды и кетоны. Как показано в литературе, эти соединения эффективно удаляются из отработанного масла в процессе рециклинга путем обработки избытком водно-щелочного раствора с pH около 10. Очевидно, что после такой обработки отработанного масла появляется сток водно-щелочного раствора, загрязненного органическими примесями, включающими соли жирных кислот, смолы и диспергированное масло.

Экспериментально установлено, что концентрация органических примесей в водно-щелочном стоке находится в интервале 8-13 % масс.

В настоящей работе были экспериментально исследованы различные способы очистки стока от органических примесей для обеспечения возврата водно-щелочной фракции в процесс регенерации моторного масла.

Среди химических способов решения подобных проблем широко используются окислительные процессы. Самый дешевый из используемых окислителей, это хлор. Однако в водно-щелочном растворе этот окислитель неприменим из-за побочной реакции образования гипохлорита и хлорида щелочного металла. Кроме того, хлор образует ряд токсичных

хлорорганических соединений, что существенно ограничивает его применение при очистке сточных вод.

Более привлекательным по сравнению с хлором окислителем является озон. Эксперименты проводили с применением озонатора ОГВК-01. Экспериментально установлено, что реакция озонолиза приводит к окислению органических соединений непредельного ряда, а также альдегидов до кислот и оксосоединений. Дальнейшее окисление соединений с алкильными и ароматическими радикалами практически не идет и поэтому общее содержание органических примесей в стоке не удалось снизить до уровня менее 4-6%.

Наилучший вариант окислительного удаления органических примесей из водно-щелочного стока был экспериментально реализован электрохимическим методом. Окисление вели на никелевом аноде при плотности тока 1 А/см^2 и напряжении 10 В и температуре электролизера 50-55°С. Удаление примесей органических веществ из 1 литра стока до концентрации не выше 1% масс. было достигнуто после расхода 10 кВт*часов электроэнергии. Следовательно, электрохимический способ окисления органических примесей в стоке имеет высокую энергоемкость.

Более привлекательным способом удаления примесей органических веществ из водно-щелочного стока является интенсивно развивающийся в последнее время способ очистки сточной воды от органических загрязнений на биологических очистных сооружениях. Для очистки сточных вод загрязненных органическими примесями и нефтепродуктами на очистных сооружениях наиболее часто используется активный ил аэротенков [187]. В нем содержатся различные группы микроорганизмов, которые потребляют углеводороды. При этом загрязненную органическими примесями и нефтепродуктами воду перед подачей на аэрационные очистные сооружения обычно разбавляют хозбытовыми стоками. В большинстве своем нефтепродукты очень медленно биохимически окисляются, токсически действуют на активный ил и нарушают процесс дыхания клеток ила. Эксперименты с нефтеокисляющими бактериями показали [188], что оптимизация среды с добавлением малых концентраций легкоокисляемой органики (2-5 мг/л) в качестве биостимулятора способствует ускорению процесса биодеградации нефти до 5 раз. Регулирование же концентрации биогенов, поддержание pH среды и температуры в нужном диапазоне положительно отражаются не только на развитии микроорганизмов, но и на биохимической активности последних по очищению воды от органических примесей и нефти.

7.6 Разработка методов обеззараживания промстоков, содержащих токсичные органические отходы

В разделе 7.6 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета с привлечением молодого специалиста из ГОУ ВПО Ивановский государственный химико-технологический университет – Гущина А.А., к.х.н., доцента кафедры «Промышленная экология».

Целью работы являлось изучение процессов деструкции водных растворов органических соединений (на примере фенола) при воздействии озонирования, совмещенным с обработкой электрическим полем постоянного и переменного тока, а так же оценка возможности реализации совмещенного с озонированием электрохимического метода для доочистки реальных сточных вод до величин $ПДК_{рх}$.

Для очистки сточных вод применяются различные методы. Их разнообразие обусловлено тем, что количественные и качественные характеристики поверхностных сточных вод в разные метеорологические периоды и на различных территориях водосбора могут существенно различаться. Выбор технологии очистки таких вод, а также производственных сточных вод, в каждом конкретном случае определяется целью их дальнейшего использования, поскольку требования, предъявляемые к воде, предназначенной для использования в технологических процессах, сброса в горколлектор, а также в поверхностные водные объекты рыбохозяйственного, хозяйственно-питьевого и культурно-бытового назначения существенно отличаются.

Известно, что применение деструктивных методов очистки сточных вод от загрязнителей органической природы, является наиболее эффективным [189]. К таким методам очистки сточных вод относятся, в частности, электрохимическая и электрокаталитическая деструкция, озонирование, УФ-обработка, плазмохимическая, радиационно-химическая очистка стоков. Несмотря на высокую эффективность, все указанные способы очистки стоков характеризуются относительно высокими энергозатратами, что сдерживает их применение, особенно в нашей стране. Следовательно, применение комбинированных методов обработки воды при сохранении высокой степени очистки может дать экономию в энергетических затратах.

Поэтому для исследований в качестве методов очистки была выбрана совмещенная система озонирования с воздействием электрическим разрядом. Эксперимент проводился на установке, показанной на рис. 7.5, основной частью которой является электрохимическая ячейка. Корпус ячейки был выполнен из фторопласта и имеет размеры 120×80×70 мм. Аноды были изготовлены из титана, катоды из алюминия.

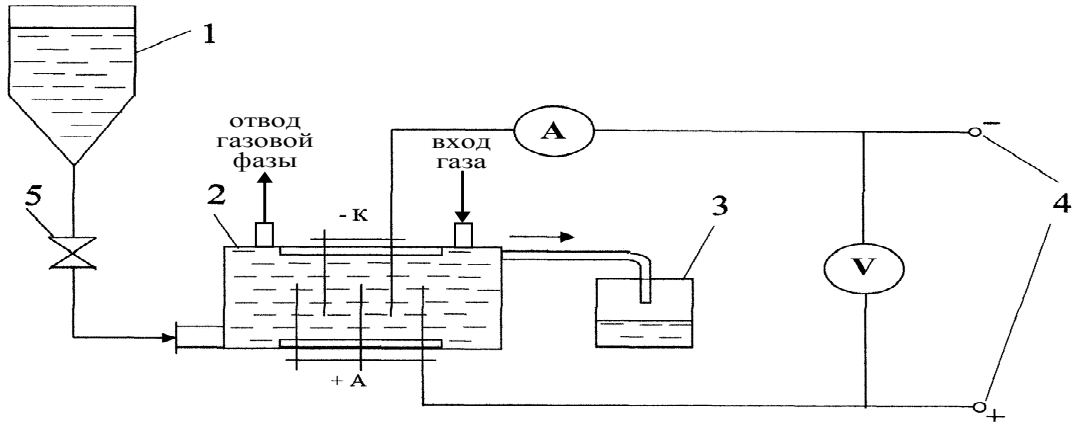


Рисунок 7.5 - Схема экспериментальной установки: 1 - расходная емкость, 2 - электрохимическая ячейка, 3 - приемная емкость, 4 - источник тока, 5 - кран

В качестве объекта исследования выступал модельный раствор фенола с концентрациями 0,5 и 1 мг/л. Для увеличения проводимости в раствор добавлялись KCl и K_2SO_4 в количестве 10 мг/л хлорид- и сульфат-ионов.

Установка подключалась к источнику тока. Ток в экспериментах при обработке водных растворов фенола применялся как постоянный, так и переменный. В экспериментах использовался источник постоянного тока Б5-44А, источником переменного тока служил ЛАТР-1. Напряжение, подводимое к электродам, устанавливали с помощью вольтметра (U = 30 В).Напряжение (U) в ячейке варьировали от 20 В до 30 В, а силу тока - от 10 мА до 72 мА (плотность тока от 1,1 $А \cdot м^{-2}$ до 7,8 $А \cdot м^{-2}$).

Время контакта жидкости с электродами рассчитывали по формуле:

$$\tau_K = \frac{Sc \cdot L}{g} = \frac{(a_1 + a_2 + a_3 + a_5) \cdot b \cdot l}{g}, \text{ с}, \qquad (7.1)$$

где: S_C - площадь сечения ячейки, $см^2$; L - длина рабочей зоны ячейки, см; a_i - расстояние между электродами, см; b - высота электрода, см; l - длина электрода, см;g - расход обрабатываемой жидкости, мл/с. Расход воды при обработке воды изменялся в пределах 0.04 - 0.6 мл/с, что соответствует времени контакта 200 – 3000 с.

Плотность тока, являющаяся одним из основных показателей электрохимического процесса, определялась следующим образом:

$$S_i = \frac{i}{S_{эл}}, \text{ А/м}^2, \qquad (7.2)$$

где: i - сила тока электролиза, А; $S_{эл}$ - рабочая площадь катодов, $м^2$.

Для генерации озона использовался реактор с коаксиальным расположением электродов (рисунок 7.6), который был изготовлен из молибденового стекла С-49-2 (внутренний диаметр 15-20 мм, длина реакционной зоны 155-175 мм), расстояние между изолированным и

неизолированным электродами составляло 2,5-3,5 мм, толщина диэлектрического барьера 1,5 мм, объем разрядной зоны 17-27 см^3. В качестве озонгенерирующего газа использовался кислород.

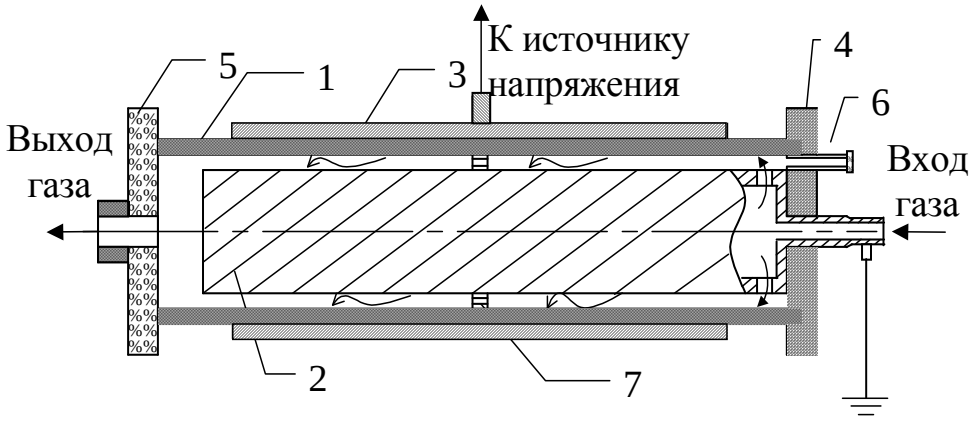


Рисунок 7.6 - Реактор для генерирования озона с коаксиальным расположениемэлектродов (КС):1 - корпус разрядной ячейки, стекло С-49-2; 2 - внутренний электрод, сплав Д - 16;3 - внешний электрод, фольга из алюминия;4 - втулка из ПТФЭ; 5 - торцевая стенка, кварцевое стекло; 6 - окно для приема излучения ртутной лампы;7 - фторопластовые кольца.

Значения качественных показателей, характеризующих состав исходной и обработанной воды, определялись согласно стандартным методикам анализа поверхностных и сточных вод, изложенных в [190, 191].

Определение диоксида углерода (в пересчете на бикарбонат-ионы) осуществлялось потенциометрически. Метод основан на взаимодействии гидрокарбонатных и карбонатных ионов с сильной кислотой с образованием угольной кислоты, которая распадается на CO_2 и H_2O.

Фотометрический метод определения фенолов основан на образовании окрашенных соединений фенола, его производных и гомологов с 4-аминоантипирином в присутствии гексацианоферрата (III) калия или персульфата аммония при pH =10 ± 0.2 [192].

Концентрация озона, образующегося в результате возбуждения разряда, определялась методом абсорбционной спектроскопии по поглощению света на λ = 254 нм, приходящуюся на максимум фотопоглощения O_3, $\sigma = 7{,}8 \cdot 10^{-18}$ см^2 по данным [192].

Химическое потребление кислорода (ХПК) – определялось бихроматным методом, сущность которого заключается в том, что в среде серной кислоты органические вещества окисляются бихроматом калия, который при этом восстанавливается [191].

Определение хлорид-ионов в сточных водах осуществлялось меркурометрическим методом. Метод основан на связывании хлорид-ионов ионами ртути (II) с образованием труднорастворимого осадка — HgCl [191].

Определение формальдегида основано на цветной реакции с фенилгидразином и феррицианидом калия в щелочной среде [193].

Результаты и их обсуждение. Для проведения исследования деструкции фенола были выбраны комбинации следующих методов:

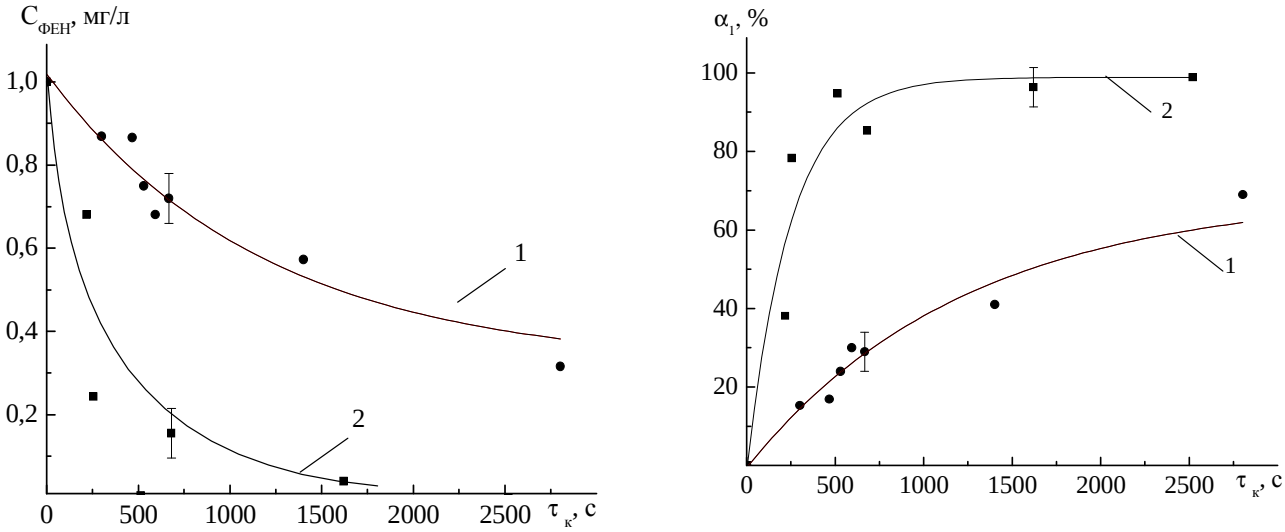
1) озонирование совместно с наложением электрического поля (электрохимическая обработка постоянным током) и добавкой Cl^-;
2) озонирование совместно с электрохимической обработкой (постоянный ток) и добавкой SO_4^{2-};
3) озонирование совместно с электрохимической обработкой (переменный ток) и добавкой SO_4^{2-}.

Выбор в качестве электролита Cl^- вызван тем, что в традиционной электрохимической очистке наиболее часто в качестве добавки используется NaCl. Однако присутствие хлоридов может вызывать образование хлорорганических соединений, которые являются гораздо более токсичными, чем фенол, поэтому были проведены исследования при добавлении в обрабатываемый раствор SO_4^{2-}.

Для описания совмещенных процессов необходимо определить кинетические закономерности разложения не только фенола, но и образования промежуточных и конечных продуктов.

На рисунок 7.7 показана кинетика и эффективность деструкции фенола под воздействием озона. Увеличение напряжения, подводимого к электродам озонатора, с 7,8 до 8,5 кВ приводило к росту эффективности деструкции фенола с 69 до 98 %. Таким образом, увеличение подводимой мощности к озонатору приводит к росту концентрации озона и, следовательно, эффективность деструкции фенола возрастает.

При увеличении времени контакта в 2 раза эффективность деструкции фенола увеличивается 1,3 раза. Максимальная степень деструкции фенола при озонировании (98 %) достигалась при следующих условиях проведения эксперимента: $\tau_к$ = 2500 с, U_{O3} = 8,5 кВ.



а) б)

Рисунок 7.7 - Кинетика (а) и эффективность деструкции (б) фенола под воздействием озона (1 - 7,8 кВ; 2- 8,5 кВ).

Снижения концентрации фенола при обработке его водных растворов в электрических полях постоянного и переменного тока (только электрохимическая обработка) не наблюдалось. То есть при воздействии электрического поля не происходило образования активных частиц способных к окислению ароматических соединений.

При добавлении в раствор хлорид-ионов максимальная эффективность деструкции фенола под воздействием электрохимической обработки (постоянный ток) составляла 53 %, а при переменном токе – 12 %. Следовательно, под воздействием электрического поля постоянного тока с добавлением Cl^- окисление фенола протекало не только за счет увеличения проводимости водного раствора, но и за счет образования “активного хлора” (плотность тока увеличилась при обработке постоянным током в 11,6 раз по сравнению с обработкой в неминерализованной среде). Большая эффективность деструкции фенола в электрическом поле постоянного тока в минерализованной среде по отношению к электрическому полю переменного тока, может быть связана тем, что электроды были изготовлены из различных материалов (аноды из титана, катоды из алюминия) и при воздействии электрического поля постоянного тока поверхность электродов использовалась более эффективно.

Таким образом, эффективность разложения фенола при озонировании в 1,8 и 8,2 раза выше, чем при обработке исследуемого раствора в электрическом поле постоянного и переменного тока в присутствии хлоридов соответственно (рисунок 7.8).

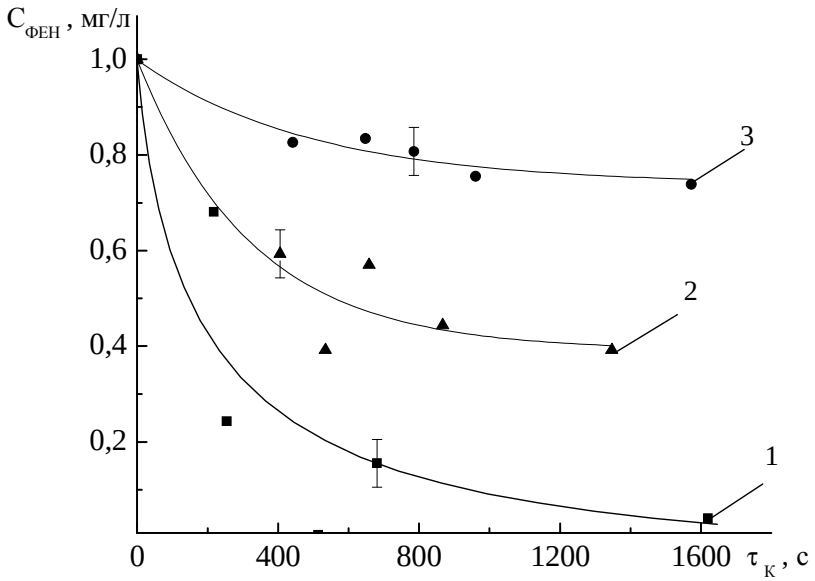


Рисунок 7.8 - Снижение концентрации фенола при воздействии на растворы фенола O_3 (U_{O3} = 8.5 кВ) (1), электрического поля постоянного тока $U_{Э.Х.}$ = 30 В с добавлением Cl^- - ионов (2), электрического поля переменного тока $U_{Э.Х.}$ = 30 В с добавлением Cl^- - ионов (3).

При обработке фенола озонированием, совмещенным воздействием электрического поля постоянного тока, эффективность очистки составляет 75 %, если же совмещенный процесс проводить в электрическом поле переменного тока, то максимальная степень очистки достигает не более 15 % (рисунок 7.9).

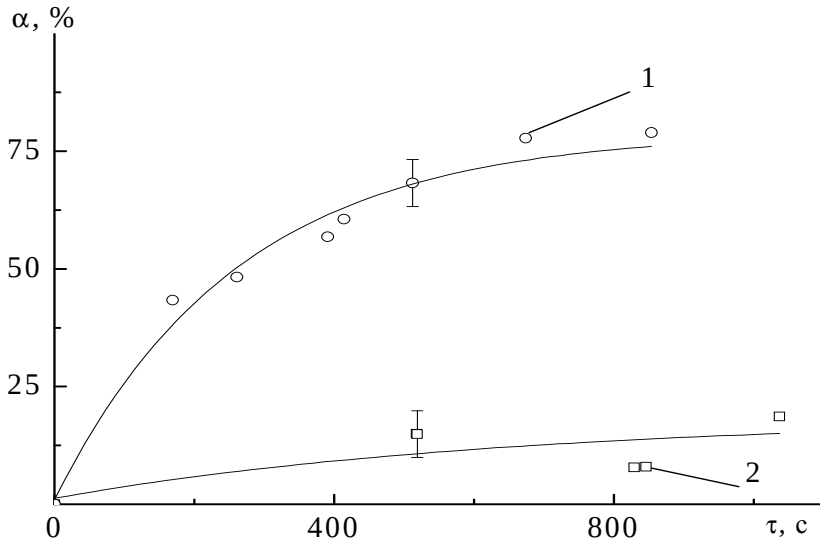


Рисунок 7.9 - Эффективность деструкции фенола под совместным воздействием O_3 и электрического поля постоянного тока (1) и переменного тока (2) .

Скорость окисления фенола (табл. 7.11) при озонировании совмещенным с наложением электрического поля постоянного тока в среде сульфатов в 1,3 раза выше, чем при озонировании. Наименее эффективней деструкция фенола протекает при озонировании совмещенным с наложением электрического поля переменного тока в среде сульфатов (скорость окисления 2,1 раза ниже, чем при подобной обработке, но в электрическом поле постоянного тока).

Максимальная эффективность деструкции фенола при совместном воздействии озонирования и электрохимической обработки (переменный ток) в присутствии SO_4^{2-} составляла 60 %. При проведении аналогичного совмещенного процесса с использованием постоянного тока эффективность деструкции достигала 94 %.

Таблица 7.11Эффективные константы скорости деструкции фенола и образования диоксида углерода (U_{O3} = 8, 1 кВ, $U_{э.х.}$ = 20 В)

№ п/п	Вид воздействия на раствор	$k_{эф}^{фен}$, $с^{-1}$	$k_{эф}^{CO2}$, $с^{-1}$
1	Озонирование	$(19 \pm 6,1) \cdot 10^{-4}$	$(7 \pm 3,9) \cdot 10^{-4}$
2	Озонирование + перем. эл. поле + SO_4^{2-}	$(12 \pm 7,0) \cdot 10^{-4}$	$(8 \pm 2,6) \cdot 10^{-4}$
3	Озонирование + пост.эл. поле + SO_4^{2-}	$(25 \pm 4,5) \cdot 10^{-4}$	$(11 \pm 2,7) \cdot 10^{-4}$
4	Озонирование + пост.эл. поле + Cl^-	$(21 \pm 7,0) \cdot 10^{-4}$	$(16 \pm 5,6) \cdot 10^{-4}$

Характеристики исследованных физико-химических методов деструкции фенола приведены в табл. 7.12.

Таблица 7.12 Сравнительные характеристики физико-химических методов деструкции водных растворов фенола

$C_{фенола}$, мг/л	C_{CO2}, мг/л	$C_{фенола}$, мкмоль “С”/л	$C_{CO2'}$ мкмоль “С”/л	α_1, %	α_2, %
Озонирование					
0,14	0,15	8,9	2,5	85	8,0
Электрохимическая обработка (переменный ток) + Cl^-					
0,85	0,40	54,0	6,6	11	11
Электрохимическая обработка (постоянный ток) + Cl^-					
0,57	1,38	36,2	22,7	39	38
Озонирование + электрохимическая обработка (переменный ток) *					
0,38	0,208	24,6	3,6	18	12
Озонирование + электрохимическая обработка (постоянный ток) *					
0,14	0,33	8,6	5,4	73	15
Озонирование + электрохимическая обработка (переменный ток) + Cl^-					
0,05	0,15	3,0	2,5	95	4
Озонирование + электрохимическая обработка (постоянный ток) + Cl^-					
0,20	2,07	12,6	34,0	79	57
Озонирование + электрохимическая обработка (переменный ток) + SO_4^{2-} *					
0,17	0,67	7,5	11,1	48	12,5
Озонирование + электрохимическая обработка (постоянный ток) + SO_4^{2-} *					
0,07	0,32	4,8	5,2	86,1	15,2

Примечание. Начальная концентрация фенола – 1 мг/л, Концентрация хлорид- и сульфат-ионов – 10 мг/л.α_1 – степень превращения фенола, %;α_2 – выход CO_2, %;время контакта-630 с.
* - начальная концентрация фенола 0,5 мг/л.

Анализ данных таблице 7.12 показывает, что при озонировании фенол достаточно эффективно разлагается (до 85 %), однако выход CO_2 составляет всего 8 %, то есть полного разложения фенола под действием озона практически не наблюдается.

При воздействии на фенол только электрических полей эффективность окисления фенола составляет максимум 40 % (при постоянном токе), но при этом выход CO_2 составляет 35 %, т.е. практически весь фенол разлагается до конечного продукта. Таким образом, можно предположить, что комбинирование озонирования с электрическими полями процесс окисления фенола будет протекать более эффективно и выход конечного продукта будет выше.

Действительно, наложение переменного электрического поля на озонирование позволяет увеличить эффективность окисления фенола, но увеличения выхода CO_2 не происходит.

Увеличение концентрации CO_2 наблюдается лишь когда используется постоянный ток (с озонированием и добавлением Cl^-). По сравнению с постоянным током выход CO_2 в 1,5 раза выше по сравнению с обработкой при постоянном электрическом поле и в 5 раз – по сравнению с озонированием. Но при этом эффективность разложения фенола на 15 % меньше, чем при комбинированном воздействии озона и переменного тока. При использовании в качестве минеральной добавки сульфатов, роста выхода диоксида углерода не наблюдается.

Таким, образом, эффективность деструкции фенола при использовании комбинации озона и электрического поля постоянного тока с добавкой SO_4^{2-} в 1,2 и в 1,6 раза больше, чем при совмещении озона и электрического поля постоянного тока среде Cl^-, а также при комбинированном воздействии O_3 и электрического поля переменного тока в среде SO_4^{2-}.

Максимальный выход диоксида углерода (конечный продукт любого окислительного процесса) из всех рассмотренных методов обработки растворов фенола наблюдается при совмещении озона с электрическим полем постоянного тока с добавкой Cl^- и составляет 40 %.

Полученные результаты показывают, что комбинация озона и постоянного тока в минерализованной среде может быть использована в качестве второй ступени при очистке поверхностных сточных вод (после фильтрации от взвешенных веществ), т.к. увеличивается не только степень деструкции фенола, но и возрастает выход конечного, менее токсичного продукта – CO_2.

Реальные стоки любого производства являются многокомпонентными системами, поэтому изучение кинетики и механизмов трансформации присутствующих в сточных водах органических загрязнителей является сложной задачей.

В качестве объекта исследования использовался реальный сток с автозаправочной станции, качественный и количественный состав которого приведен в таблице 7.13. Превышение в стоке с данного предприятия наблюдается по следующим показателям: ХПК – в 12.8 раза, карбоновым кислотам – 2.4, нефтепродуктам – 36 раз, фенолу – 218 раз. Таким образом, сброс на рельеф без предварительной очистки противоречит действующему природоохранному законодательству.

Таблица7.13 Качественный и количественный состав стока

Показатель	Концентрация, мг/л	ПДКр.х., мг/л
ХПК	193.56	15
Карбоновые кислоты	0.024	0.01
Нефтепродукты	1.8	0.05
Фенол	0.218	0.001
Формальдегид	0.031	0.1
Хлориды	28.01	300

В большинстве случаев выбор очистных технологий с точки зрения экологических параметров основывается на показателях эффективности очистки от исходных загрязняющих веществ и эффективности выхода конечных продуктов окисления.

Поэтому для оценки эффективности совмещенного с электрохимическим воздействием озонирования нами были проконтролированы следующие параметры: ХПК и CO_2.

Выбор контроля данных показателей объясняется тем, что ХПК характеризует общее содержание растворенных в воде органических соединений, а CO_2 характеризует эффективность деструкции загрязнителей до конечного продукта.

Кроме того, для исследования механизмов деструкции органических загрязнителей, присутствующих в природных и сточных водах необходимо определить кинетические закономерности не только исходных соединений, но промежуточных продуктов окисления. Известно, что деструкция сложных органических соединений до конечных (CO, CO_2 и H_2O) протекает через образование альдегидов, спиртов и карбоновых кислот, а сложные ароматические соединения могут разлагаться до фенолов. Поэтому для решения поставленных целей необходимо было определить поведение фенолов, карбоновых кислот, спиртов и альдегидов при обработке сточной воды.

Изменение ХПК в процессе обработки показано на рисунке 7.10. При времени контакта обрабатываемого раствора с электродами 800 с и плотности тока (i) 2 А/м^2 концентрация на выходе из реактора составляет 45 мг “O_2”/л, т.е. наблюдается снижение в 4.3 раза по сравнению с начальным значением. Увеличение времени контакта в 8 раз приводит к увеличению эффективности деструкции органических соединений с 50 % до 77 % . Данный факт может быть объяснен тем, что увеличение времени контакта приводит к росту активных частиц (O_3, O_2^-, HO_2^-, H_2O_2, $OH^\bullet$), которые эффективно окисляют, присутствующие в обрабатываемом растворе органические соединения.

Из литературных источников известно [194] что эффективность электрохимической деструкции возрастает в присутствии хлорид-ионов, а т.к. данные, представленные в табл. 7.13, показывают, что в сточных водах присутствуют Cl^-, то необходимо было определить поведение хлоридов в ходе очистки. Экспериментально установлено, что в ходе обработки происходит снижение концентрации Cl^- с 28 мг/л до 10 мг/л.

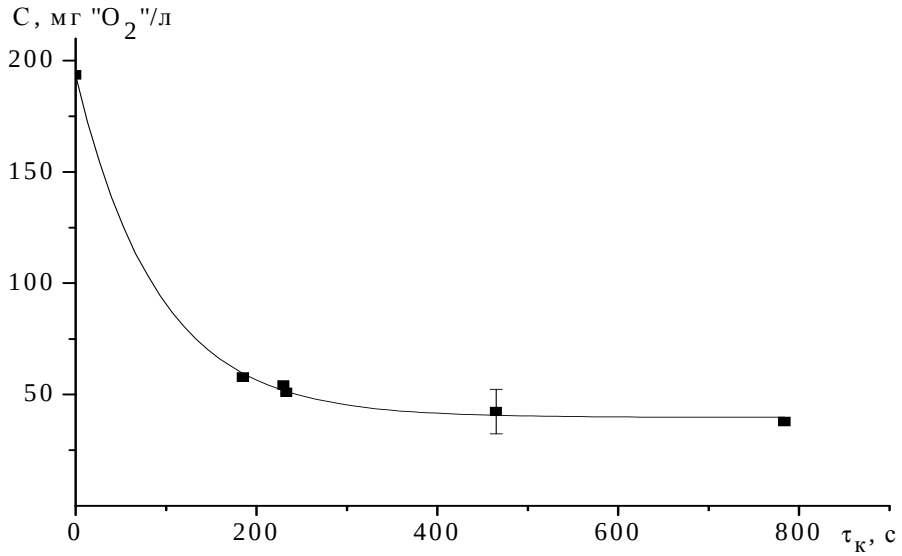


Рисунок 7.10 - Изменение ХПК при совместном воздействии электрохимии и озона на реальный сток

Для определения экологической целесообразности использования совмещенного метода деструкции была проведена оценка потенциальной суммарной токсичности реального поверхностного стока до и после обработки (табл.7.14).

Анализ данных табл.7.14 показывает, что потенциальная токсичность сточной воды после обработки снижается 3,2 раза, т.е. с точки зрения токсикологических свойств, оцениваемых показателями $ПДК_{рх}$, эффективность метода несомненна.

Таблица 7.14 Потенциальная суммарная токсичность реальной сточной воды до и после обработки ($i = 2$ А/м^2, $\tau_к = 800$ с)

Вещество	ПДК, мг/дм^3	Концентрация, мг/дм^3		$C_i/ПДК_i$	
		До обработки	После обработки	До обработки	После обработки
ХПК, мг O_2/л	15	193,56	45	12,9	3,0
Альдегиды	0,1	0,031	0,015	0,31	0,15
Карбоновые кислоты	0,01	0,024	0,015	2,40	1,5
Фенол	0,001	0,218	0,067	218	67
Итого				233.61	71.65

Однако для определения экологической эффективности необходимо контролировать не только эффективность окисления исходных соединений, но выход конечных продуктов. Одним из основных продуктов деструкции является CO_2. Измерения концентрации бикарбонат-иона в растворе (диапазон варьирования величины pH во всех экспериментах составлял 5,2-6,8 единиц, следовательно, карбонатная система в этом случае представлена примерно на 90% HCO_3^-) показали (рис. 7.11), показали, что его концентрация в ходе обработки увеличивается с 1.5 мг/л до 3.7 мг/л. Максимальный выход CO_2 при комбинированном воздействии на загрязненные стоки составляет около 40 %, т.е. эффективность, с точки зрения токсикологических показателей, несомненна.

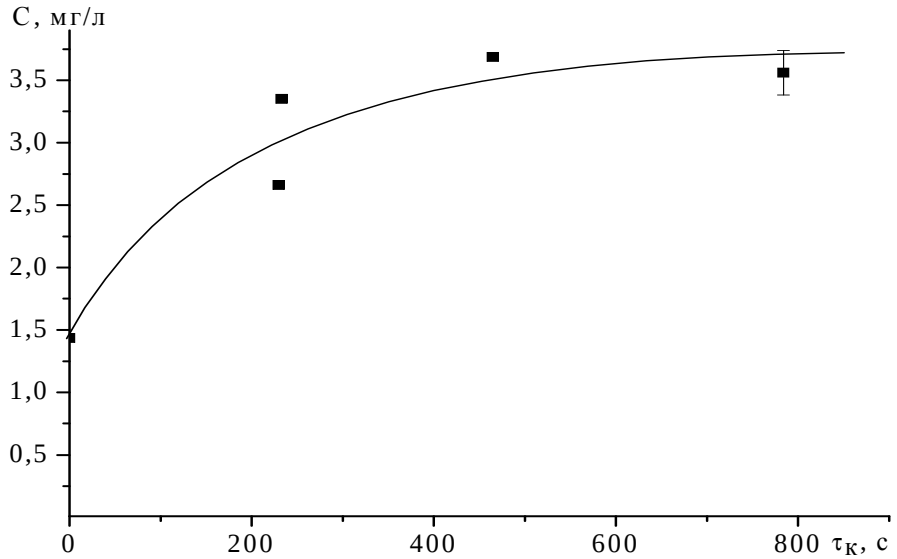


Рисунок 7.11 - Изменение концентрации CO_2 при комбинированной очистке реального стока

Оценка энергозатрат показала, что на очистку 1 м^3 воды тратится 3,5кВт·ч электроэнергии, что в 1,6 раз выше, чем затраты на очистку воды озонированием и 2,6 раз выше, чем при использовании электрохимического метода.

7.7 Экспериментальные исследования по совершенствованию существующих систем очистки производственных стоков и водоподготовки для нахождения оптимальных условий водоснабжения и водоотведения

Целью данной работы явилось обоснование выбора способа извлечения ионов поливалентных металлов из природной, водопроводной и сточных вод в зависимости от природы и концентрации ИПМ в водной среде.

Обработке подвергались природная и водопроводная вода, содержащая ионы железа в формах Fe^{2+} и Fe^{3+} и в виде железо-органических комплексов, и производственные сточные воды, одновременно содержащие ионы Fe^{2+}, Fe^{3+}, Cr^{3+}, Cr^{6+}

Измерение массовой концентрации ионов железа Fe^{2+}, Fe^{3+} в воде проведено фотоколориметрическим методом на приборе КФК-2 с орто-фенантролином согласно ГОСТ 4011-72 «Методы измерения массовой концентрации общего железа». Содержание ионов Cr^{3+} и Cr^{6+} в водных средах определялось на фотометре КФК-3 с добавлением соли железа (II).

Нами разработан [195] комплексный способ редуцирования ионов Fe^{2+}, Fe^{3+}, Cr^{3+}, Cr^{6+} при их одновременном присутствии в кислых водных средах, включающий две стадии:

1. стадию электрохимического восстановления с использованием диафрагменного электролизера ионов Cr^{6+}, присутствующих в кислом растворе в виде $Cr_2O_7^{2-}$, стандартный редокс-потенциал которых примерно на 0,6 В положительнее процесса превращения ионов Fe^{3+} до Fe^{2+}

$$Fe^{3+} + e \rightarrow Fe^{2+} \quad Eo=0,771B \tag{7.3}$$

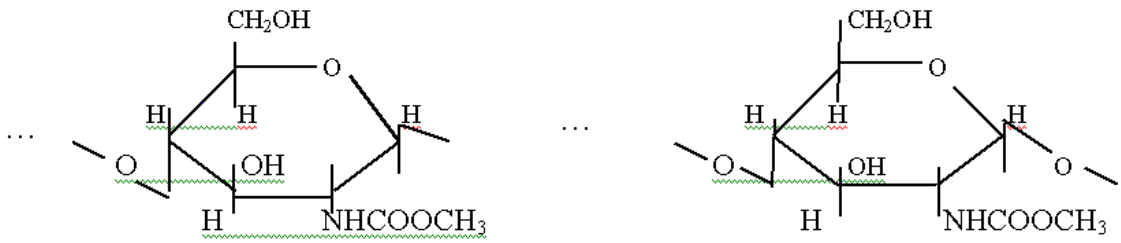
$$Cr_2O_7^{2-} + 14H^+ + 6e \rightarrow 2\,Cr^{3+} + 7H_2O \quad Eo=1,36B \tag{7.4}$$

Процесс осуществляется в электролизере с инертной мипластовой мембраной аноды – из сплава Pb – Sb; анолит - 20 % раствор H_2SO_4., катоды из углеволокнистого материала (УВМ) с очень развитой рабочей поверхностью (до 500-600 $см^2/см^3$) из раствора первоначально удалялись ионы Cr^{6+}, затем восстанавливались ионы Fe^{3+}, частично параллельно выделялся водород, что подготавливало сам раствор к регенерации «вымораживанием» в кристаллизаторе при 277÷270 К.

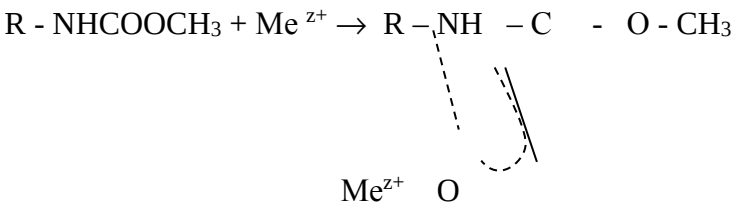
2. стадию физико-химического извлечения ионов железа в виде малорастворимого в кислой среде моногидрата сульфата железа (II) $FeSO_4 \cdot H_2O$ при понижении температуры раствора до 277÷270 К. Такой способ извлечения ионов поливалентных металлов обеспечивает снижение их концентрации в водных средах на 55-95 %.

Для более полного удаления ионов поливалентных металлов железа и хрома из промывных вод нами разработан и запатентован [196] способ их извлечения с использованием хитозана, обладающего более высокой сорбционной спсобностью по сравнению с другими исследованными сорбентами, что можно объяснить особенностями строения молекул хитозана и возможностью образования хелатного комплекса хитозана с ионами металлов в воде

Хитозан состоит из остатков N-ацетилглюкозоамина, связанных между собой β(1-4)-глюкозидными связями. Молекулярная масса колеблется в пределах 200000-700000. Структурное звено хитозана (R-$NHCOOCH_3$) можно представить следующим образом:



В структуре хитозана присутствует функциональная группа — $NHCOOCH_3$, атомы азота которой обладают неподеленной электронной парой, с помощью которой хитозан и образует комплексные соединения с ионами металлов. Механизм образования хелатного комплекса хитозана с ионом металла, растворимым в кислой и нейтральной среде, может быть представлен в виде уравнения:



Образование хелатного комплекса, устойчивого в нейтральных средах, обеспечивает быстрое и устойчивое удаление в первую очередь ионов Cr^{6+} и Cr^{3+} , а затем ионов Fe^{2+}и Fe^{3+} и соединений железа из очищаемой воды.

Предприятием «Омнимед» (г. Н. Новгород) совместно с сотрудниками НГТУ разработаны две модели магнитно-механических фильтров [197], используемых в качестве бытовых водоочистителей для снижения концентрации ионов железа в природной и водопроводной воде и модель сорбционно-ионообменного фильтра, содержащего слои каталитической загрузки: йодсодержащая смола + пиролюзит + катионообменная смола + уголь БАУ, обеспечивающие редуцирование металлорганических примесей и локальное обеззараживание воды.

7.8 Разработка способов утилизации отходов пластмасс, масел, полиуретанов

Источником появления загрязненных водных стоков при утилизации пластмасс является стадия предварительной подготовки, которая состоит в промывке отходов. В настоящее время основным методом является предварительная холодная промывка отходов с последующей очисткой воды по замкнутому контуру. При утилизации отходов полимеров основной задачей является оптимизация расходов по переработке и снижение экологического резонанса используемых систем. Использование холодной промывки позволяет снизить расходы на производство тепловой энергии. Процесс протекает в водной среде, следовательно, сохраняются

все преимущества поверхностной очистки, в отличие от систем сухой чистки, требующих измельчения отходов, что приводит к большему истиранию лезвий мельниц.

Для использования систем очистки воды по закрытому контуру разработан процесс очистки, основанный на использовании электрокоагуляции, пенной электрофлотации и электроокисления. Сущность метода заключается в генерации анодных процессов окисления в присутствии кислорода воздуха. При этом, как показано в 7.6, окисление в присутствии озонированного кислорода позволяет ускорить процесс в 5-10 раз.

7.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Результаты ПНИР будут использоваться в образовательном процессе:

1. Результаты исследований и разработок будут использованы в учебных дисциплинах: «Промышленная экология», «Процессы и аппараты химических технологий», «Экологический менеджмент», «Производственная санитария и гигиена труда», «Аттестация рабочих мест», «Экологическая безопасность отрасли»
2. Использование материалов исследования в курсах лекций, практических занятиях, семинарах и деловых играх по курсам «Промышленная экология», «Процессы и аппараты химических технологий», «Экологический менеджмент», «Производственная санитария и гигиена труда», «Аттестация рабочих мест», «Экологическая безопасность отрасли»
3. Использование материалов исследования в курсовом и дипломном проектировании студентов по специальности 280102 и магистрантов по направлению 240300;

Результаты ПНИР будут использоваться для подготовки:

1. Кадров высшей квалификации по направлению НИР для решения экологических проблем современного производства: магистрантов по направлению подготовки 240300(550800)
2. Для привлечения студентов к исследованиям в процессе прохождения производственной, преддипломной практик, а также НИРС (ознакомление с патентоведением, принципами экологического мониторинга, современными методами локальной очистки сточных вод, имитационного моделирования, результатами проведенных исследований)
3. Для участия студентов, магистрантов и молодых ученых и специалистов в семинарах, конференциях, конкурсах и олимпиадах

Результаты работ ПНИР имеют перспективы коммерциализации в части: создания теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов. Результаты ПНИР могут быть использованы на автопредприятиях (ОАО «ГАЗ», ООО «ПАЗ» и др.) при организации экологически безопасного производства транспортных средств.

7.10 Обобщение и оценка результатов исследования

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования по тематике ПНИР с использованием как известных существующих положений по способам повышения замкнутости водооборота ряда водоемких технологий по изготовлению и эксплуатации автотранспортных средств, так и результатов лабораторных и производственных испытаний позволяют сделать следующие основные выводы:

1. При осуществлении экологического мониторинга машиностроительных производств разработаны методики выявления приоритетных загрязнителей технологических сред и производственных стоков с использованием компьютерных программ экологической оценки промышленных стоков;
2. Сформулированы методологические и практические рекомендации по выбору рационального решения регенерации технологических сред, очистки и обеззараживания промстоков;
3. Установлено, что определяющими при выборе способа редуцирования ИПМ из водных сред могут служить следующие факторы: степень окисления ионов металлов, их окислительно-восстановительная способность и электрохимическая активность, а также основные физико-химические свойства соединений этих металлов, присутствующих в водной среде;
4. Показано, что при проведении обеззараживания сточных вод, содержащих органические примеси, наиболее эффективна комбинация озонирования и постоянного тока в минерализованной среде, которая может быть использована в качестве второй ступени при очистке поверхностных сточных вод (после фильтрации от взвешенных веществ), т.к. увеличивается не только степень деструкции органического загрязнителя, но и возрастает выход конечного, менее токсичного продукта – CO_2;
5. Обосновано и предложено комбинирование методов очистки сточных вод для создания максимально замкнутых систем водоснабжения, что диктуется экологическими требованиями. При этом замкнутая система позволит обеспечить: рациональное использование воды во всех технологических процессах, максимальную рекуперацию компонентов сточных вод, сокращение капитальных и эксплуатационных затрат, исключение загрязнения окружающей среды;
6. В результате экспериментального исследования различных методов регенерации стоков водно-щелочного раствора после регенерации отработанного моторного масла установлено, что наиболее целесообразно электрохимическое окисление стока в присутствии озонированного кислорода, или биологическая очистка;
7. Предложены принципиальные схемы локальных систем очистки сточных вод и водоподготовки, блок-схема для создания максимально замкнутого водооборота объектов авторециклинга;
8. Даны предложения по использованию результатов НИР в образовательном процессе.

8 Повышение безопасности пассажирских перевозок и оптимизация маршрутной сети городского пассажирского транспорта методами имитационного моделирования

Эффективная и надежная работа городского пассажирского транспорта (ГПТ) является важнейшим фактором социально-политической и экономической стабильности. ГПТ обеспечивает основную часть трудовых поездок населения, оказывая непосредственное влияние на эффективность функционирования системы городского хозяйства, предприятий, организаций, учреждений и всех отраслей экономики регионов и страны. Пассажирский транспорт - один из важных факторов обеспечения жизнедеятельности более чем 1300 городских поселений России.

Городской пассажирский транспорт является сложной социально-экономической системой, так как включает большое число взаимосвязанных и взаимодействующих между собой компонентов, имеющих определенную структуру, формирующих как единое целое и направленных на решение сложных задач. Принятие грамотных управленческих решений в таких системах невозможно без применения моделирования.

Вопросы оптимизации как маршрутной сети в целом, так и отдельных маршрутов важны как с экономической целью (снижение убытков автотранспортных предприятий), так и с социальной - удобство и комфорт пассажиров. Оптимизация тесно связана с задачей обеспечения безопасности пассажирских перевозок: на стадии оптимизации решаются вопросы выбора маршрутов, подбора транспортных средств, выработки требований к остановочным пунктам и т. д. от которых напрямую зависит безопасность. В настоящий момент для моделирования маршрутной сети и ее последующей оптимизации используются современные программные пакеты такие как PTV Vision, Aimsun, AnyLogic и др.

Перегруженность транспортом существующих улиц городов, в том числе общественным транспортом заставляет искать новые подходы к оптимизации транспортных потоков. Помимо экономических и социальных факторов на первый план выдвигаются экологические требования по снижению выбросов от работы автотранспорта, а так же вопросы реализации пропускной способности улиц, в том числе, за счёт оптимизации транспортных потоков общественного транспорта. Время стихийной организации рынка транспортных услуг в прошлом. Он сложился, неся с собой кроме положительного результата - обеспечения свободы перемещения ряд отрицательных явлений; перегруженность улиц, дешёвые не удовлетворяющие современному уровню развития транспортные средства, не здоровую конкуренцию. Все эти факторы базируются на интуитивном установлении критериев для транспортной сети как при установлении муниципального заказа, так и при разработке маршрутов, выставляемых на тендеры.

В связи с появлением на маршрутах огромного числа автобусов особо малой вместимости, параметры остановочных пунктов, рассчитанные около 50 лет назад, перестали удовлетворять современной интенсивности движения маршрутных транспортных средств. Результатом этого

стали очереди на остановках, высадка и посадка пассажиров во втором и третьем ряду, резко возросшее число дорожно-транспортных происшествий с пассажирами в районе остановочных пунктов. Для устранения назревших проблем необходимо пересмотреть методики определения параметров остановочных пунктов и внести коррективы с учетом увеличения неоднородности потока маршрутных транспортных средств по составу и интенсивности движения.

Цель работы: Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности

Решаемые задачи:

- Оценка влияния различных факторов на время простоя автобуса на промежуточных остановках городского пассажирского транспорта (ГПТ)
- Создание новой имитационной модели пассажирского маршрута
- Создание новой имитационной модели сети маршрутов ГПТ
- Разработка методики оптимизации графика и схемы организации движения автобусов по маршруту на базе созданной имитационной модели
- Обследование пассажирского маршрута
- Оценка адекватности полученной имитационной модели
- Оптимизация пассажирского маршрута по различным критериям.

8.1 Систематизация сведений по исследуемой проблеме, проведение патентно-информационного поиска

Проектирование транспортных систем городского пассажирского транспорта является одной из основных задач, стоящих перед муниципальными службами. При этом предлагаемая маршрутная система должна обеспечить условия, при которых жителям городов было бы выгодно пользоваться общественным транспортом. Для оптимизации маршрутной сети по различным параметрам используется моделирование. Исходной информацией при моделировании являются данные об остановочных пунктах и данные о маршрутах.

При исследовании закономерностей изменения продолжительности простоев транспортных средств на остановочных пунктах исследователями учитывались различные факторы. Так, некоторые исследователи предполагали, что при расчетах можно пренебречь продолжительностью простоя на остановочных пунктах, сделав допущение, что высадка и посадка носит мгновенный характер [199]. Однако, очевидно, что это не соответствует действительности. Кроме того, это подтверждается ранее проведенными исследованиями, приведенными в работе [200], в соответствии с которыми время простоя имеет продолжительность до 15% по отношению к продолжительности рейса. Другие исследователи для определения времени простоя транспортных средств на остановке использовали методы регрессионного и корреляционного анализа с использованием количества входящих пассажиров в качестве независимой переменной [201].

Можно также использовать распределение Эрланга, для описания распределения продолжительности простоя транспортных средств на остановках или определять его как функцию от пассажирообмена остановочного пункта, как в работе [202], с учетом времени входа и выхода одного пассажира, как в работе [203]; или с использованием показательного закона распределения от этого же параметра, как в работе [204], а также нормального закона распределения, как в работе [205].

Другие исследователи выявили, на время простоя влияет количество дверей транспортного средства [206] или типа подвижного состава [207], хотя другие отмечают, что посадка или высадка одного пассажира продолжается от 2 до 5 секунд [206]. В исследованиях авторов, описанных в работе [206], приводятся данные, что время посадки зависит от формы организации оплаты за поездку, наличия и количества багажа у пассажиров. Вывод, что время простоя зависит от наполнения транспортных средств и от времени открытия (закрытия) дверей, в работе [207].

Другие авторы, результаты исследований которых приведены в работе [208], выявили и описали зависимость времени простоя на остановках маршрутов городского пассажирского транспорта от номинальной вместимости транспортных средств, длины перегона, коэффициента использования пассажировместимости, среднего удельного времени на посадку и высадку пассажира и среднего расстояния его поездки. Также исследователи сделали заключение о линейной зависимости между продолжительностью выхода и количеством сошедших пассажиров при обратно пропорциональном влиянии количества дверей. Изменение продолжительности входа пассажиров как функции от их количества носит нелинейный характер. Исследователи объясняют это изменением степени наполнения транспортных средств [209]. Некоторые исследователи принимают зарубежные методики, в частности Highway Capacity Manual [210], но говорят об адаптации методики к Российским условиям. Последние проводимые исследования в предметной области [210, 211] указывают на появление новых факторов, влияющих на простой автобусов на остановочных пунктах: большое количество разномарочного подвижного состава, высокая интенсивность транспортного потока на правой полосе, «отстой» транспортных средств (в основном коммерческого транспорта).

Таким образом, можно сделать вывод, что разработанные ранее модели движения транспортных средств по маршрутам имели различный подход к определению времени их простоя на остановочных пунктах. Вследствие этого, необходимо дальнейшее исследование зависимости между временем простоя и факторами, определяющими его величину.

8.2 Выбор и обоснование принятого направления исследований и способов решения

Особенности функционирования транспортных систем, такие как стохастичность, нестационарность, множественность критериев качества, делают практически невозможным построение адекватных аналитических моделей. Поэтому в последние годы все чаще стали использовать именно имитационное моделирование для изучения движения транспортных потоков на различных улично-дорожных сетях, в том числе и в районе остановочных пунктов. Имитационное моделирование является эффективным инструментом исследования транспортных систем. Оно может использоваться для осмысления особенностей существующей транспортной системы, выявления в ней «узких мест» для прогнозирования поведения системы в будущем и для анализа возможных последствий реализации различных управляющих воздействий на исследуемую систему. Прогнозирование с использованием имитационных моделей позволит обеспечить качественное обслуживание пассажиров и избежать негативных последствий нововведений (например: закрытие Канавинского моста в Нижнем Новгороде в 2010 году).

Согласно многочисленным прогнозам, в ближайшее время острота транспортных проблем в крупных городах России будет обостряться. В таких условиях компьютерное моделирование позволит, с одной стороны, прогнозировать состояние системы общественного транспорта, выявлять будущие проблемы и, с другой стороны, позволит повысить качество управления системой городского общественного транспорта как на уровне муниципальных служб, так и на уровне отдельных перевозчиков. Использование имитационных моделей позволит выбирать оптимальные схемы маршрутов общественного транспорта; обоснованно выбирать стратегию формирования парка различных видов транспортных средств; минимизировать издержки перевозчиков и улучшать качество обслуживания пассажиров за счет оптимизации графиков работы общественного транспорта и выбора оптимального количества транспортных средств каждого вида на заданном маршруте.

В настоящий момент исследователи в области моделирования пассажирских перевозок в основном используют программные комплексы PTV Vision [213]. Недостаток их использования заключается в том, что данный комплекс моделирования основан на зарубежных методиках, в частности Highway Capacity Manual [214]. Такие пакеты не позволяют изменять алгоритмы, заложенные в них. Отечественные исследователи утверждают, что зарубежные методики требуют адаптации к российским условиях [212]. Целью НИР является разработка имитационной модели пассажирского автобусного маршрута и сети маршрутов в пакете с открытой архитектурой. Такая модель должна наиболее точно отразить реалии Российских пассажирских маршрутов. Выполнение экспериментов на такой модели позволит оптимизировать работу общественного транспорта: составить наиболее оптимальное расписание движения, рассчитать количество и качество транспортных средств.

8.3 Проведение обследования времени простоя автобусов на остановочных пунктах

Для построения адекватной имитационной модели простоя автобусов было решено провести натурный эксперимент непосредственно на остановочных пунктах. Основными параметрами были выбраны: время освобождения остановочного пункта (время убытия автобуса за вычетом времени прибытия на остановочный пункт) и время обслуживания пассажиров (простоя при посадке и высадке пассажиров от открытия дверей до их закрытия).

При определении времени простоя, как уже было сказано в пункте 8.1, исследователи учитывают различные факторы: пассажирообмен остановочного пункта, его геометрические параметры, тип транспортных средств и т.д. В разработанной имитационной модели не составляет труда задать каждой остановке необходимые отличительные черты: наличие кармана задается булевской переменной (true – карман есть, false – карман отсутствует), длина остановки (задается в виде целочисленного параметра). Но сбор необходимых данных для моделирования значительно усложнится, поэтому в качестве параметра, влияющего на время простоя, было решено использовать пассажирообмен остановочных пунктов, т.к. в модели он всегда известен.

Для проведения эксперимента были выбраны случайным образом 7 остановочных пунктов г. Нижнего Новгорода.:

1. Остановка Площадь Лядова (рисунок 8.1). Характеризуется карманом для пассажирских транспортных средств и высокой интенсивностью их поступления. Транспортные средства поступают сразу с двух направлений, кто создает дополнительные простои транспортных средств.

Рисунок 8.1 - Остановочный пункт пл. Лядова (утренний «час пик»)

2. Остановка «Технический университет». Остановка с одной полосой движения транспорта. Автобусы вынуждены вставать «в очередь» для посадки и высадки пассажиров.

Рисунок 8.2 - Остановочный пункт «технический университет»

3. Остановка «Серая Лошадь». Отличается светофорным регулированием до и в середине остановочного пункта, что создает дополнительный простой транспортных средств.

Рисунок 8.3 - Остановочный пункт «Серая Лошадь»

4. Остановка «пл. Минина». Самая протяженная остановка в городе с высоким пассажирообменом.

Рисунок 8.4 - Остановочный пункт пл. Минина

5. Остановка «больница Семашко». Остановка с невысоким пассажирообменом и несколькими полосами для движения транспортных средств. Также имеется светофорное регулирование перед остановочным пунктом.

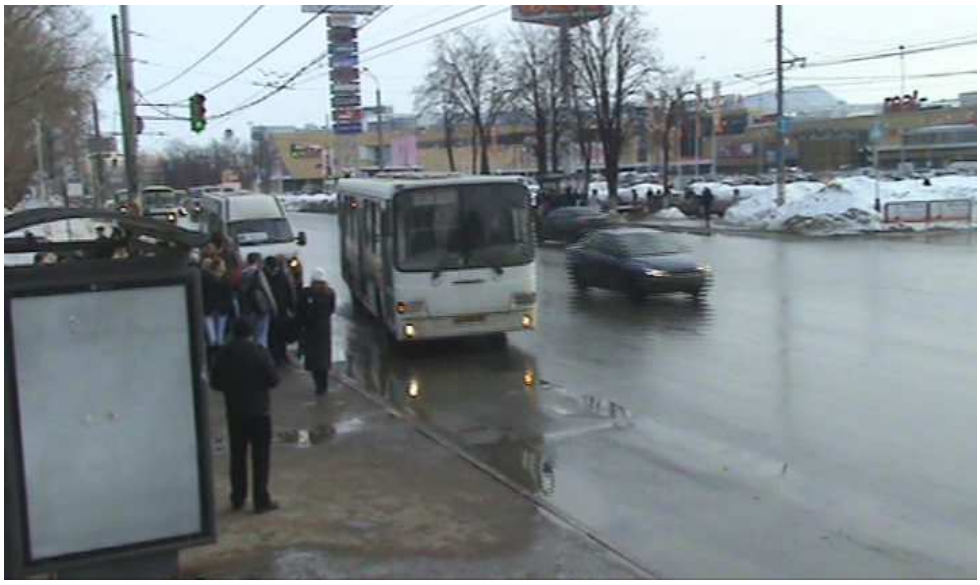


Рисунок 8.5 - Остановочный пункт «больница Семашко»

6. Остановка «Московский Вокзал». Остановка с заездным карманом, разделенная на две части (для транспортных средств разных направлений). Характеризуется высокой наполняемость на вход пассажиров.

Рисунок 8.6 - Остановочный пункт «Московский Вокзал»

7. Остановка «Красные Зори». Характеризуется высокой интенсивностью движения легкового и общественного транспорта, в результате чего образуются дополнительные простои маршрутных транспортных средств из-за невозможности покинуть зону остановочного пункта.

Рисунок 8.7 - Остановочный пункт «Красные Зори»

Экспериментальные исследования проводились с помощью двух цифровых цифровой видеокамеры Sony и JVC. На остановках: Красные Зори, Семашко, Технический Университет, Московский Вокзал, Серая Лошадь использовалась только одна из них. На остановках пл. Минина и пл. Лядова запись производилась сразу на 2 камеры, т.к. из-за большой длины остановочного пункта в первом случае и высокой интенсивности прибытия транспортных средств во втором случае, одной видеокамеры было недостаточно.

Обработка видеоматериала проводилась с помощью программ для просмотра видеофайлов (Light Alloy, Media Player Classic, Movavi). Необходимые данные заносились в Excel (рисунок 8.8).

N	Тип ТС	N марш	Прибытие	Откр	Закр	Отъезд	Передняя дверь		Средняя дверь		Задняя дверь	
			16:51:04				вышло	вошло	вышло	вошло	вышло	вошло
1	Л	68		0:00:35	0:00:46		0	0	0	5	0	4
2	Л	26		0:01:07	0:01:22		0	0	5	7	0	4
3	Л	64		0:01:57	0:02:08		0	0	1	3	1	1
4	Л	43		0:02:23	0:02:46		0	0	1	4	6	7
5	Л	30		0:03:15	0:03:29		0	0	1	3	0	1
6	Л	68		0:04:05	0:04:16		0	0	0	6	0	1
7	Л	26		0:06:43	0:07:05		1	0	4	7	3	10
8	Л	41		0:08:50	0:08:57		0	0	1	2	0	2
9	Л	64		0:08:52	0:09:02		0	3	0	2	2	0
10	М	43		0:09:19	0:09:35		0	2	1	10	0	5
11	Л	80		0:09:56	0:10:15		0	0	4	11	0	9
12	Л	26		0:12:30	0:12:46		0	0	0	8	0	2
13	Л	43		0:12:41	0:12:59		0	0	2	8	0	4
14	Л	68		0:14:57	0:15:17		0	0	0	12	0	1
15	Л	41		0:16:00	0:16:14		0	0	2	3	0	0
16	М	26		0:17:28	0:17:44		0	0	1	11	1	5
17	Л	80		0:19:41	0:19:54		0	0	4	8	0	5
18	Л	64	0:20:09	0:20:42	0:20:59		0	0	6	5	0	2
19	Л	68		0:21:58	0:22:11		0	0	0	14	0	4
20	Л	26		0:24:28	0:24:48		0	1	4	10	2	6
21	Л	43		0:25:56	0:26:17		0	1	1	10	1	9
22	Л	68		0:26:31	0:26:41		0	0	0	5	0	5
23	Л	43		0:30:33	0:31:03		0	0	0	22	0	7
24	Л	68		0:32:59	0:33:26		0	0	6	19	1	7
25	Л	26	0:32:40	0:32:56	0:33:21		0	0	0	10	0	1
26	Л	30		0:33:41	0:33:58		0	0	0	8	0	4
27	Л	43		0:35:57	0:36:11		0	0	2	5	1	7
28	Л	26		0:38:40	0:39:05		0	0	2	18	1	13
29	Л	43	0:39:43	0:40:03	0:40:18		0	0	2	3	0	8
30	Л	80		0:43:36	0:43:51		0	0	2	6	0	11
31	Л	64		0:44:21	0:44:40		0	0	3	7	5	6
32	Л	30		0:45:24	0:45:44		0	1	0	12	0	12
33	Л	26		0:49:09	0:49:35		0	5	9	12	7	5
34	Л	68		0:52:40	0:53:00		0	0	0	14	0	2
35	Л	30	0:52:49	0:53:08	0:53:36		0	0	4	5	2	2
36	Л	68		0:54:16	0:54:27		0	0	0	3	0	0
37	М	43		0:56:22	0:56:36		0	0	0	10	0	4
38	Л	26		0:59:04	0:59:18		0	0	5	7	0	7

Рисунок 8.8 - Форма обследования остановочных пунктов

Всего за время проведение эксперимента было собрано 307 замеров по автобусам большого класса (ЛИАЗ-5256 и МАЗ-103) и 195 по маршрутным транспортных средствам (ПАЗ-3205).

Дальнейшая обработка экспериментальных данных проводилась в пакетах STATISTIKA и EXCEL.

8.4 Установление зависимости времени простоя автобуса на остановке от влияющих на него факторов

Наиболее удобным и простым способом моделирования времени простоя является моделирование его с помощью генераторов случайных чисел. Поэтому для начала было решено рассмотреть время простоя автобусов на остановочных пунктах как случайную величину. Подобные исследования проводились в Волгограде [202] и Иркутске [210]. Но Волгоградское исследование проводилось уже достаточно давно и для уже снятых с эксплуатации моделей транспортных средств. А исследование в Иркутске нельзя принять брать за образец, т.к. в Нижнем Новгороде применяется совершенно другая система оплаты за проезд, что может сильно изменить картину. Поэтому было решено провести подобное исследование и в Нижнем Новгороде и сравнить результаты.

Выбор закона распределения времени простоя автобусов при посадке и высадке пассажиров проводился в компьютерном пакете STATISTIKA 6.0. отдельно для автобусов большого класса и маршрутных транспортных средств.

Для автобусов большого класса наилучшее приближение дал закон Эрланга 5-го порядка (см. рисунок 8.9). Как видно из рисунка расчетное значение критерия хи-квадрат Пирсена очень мало и меньше теоретического значения.

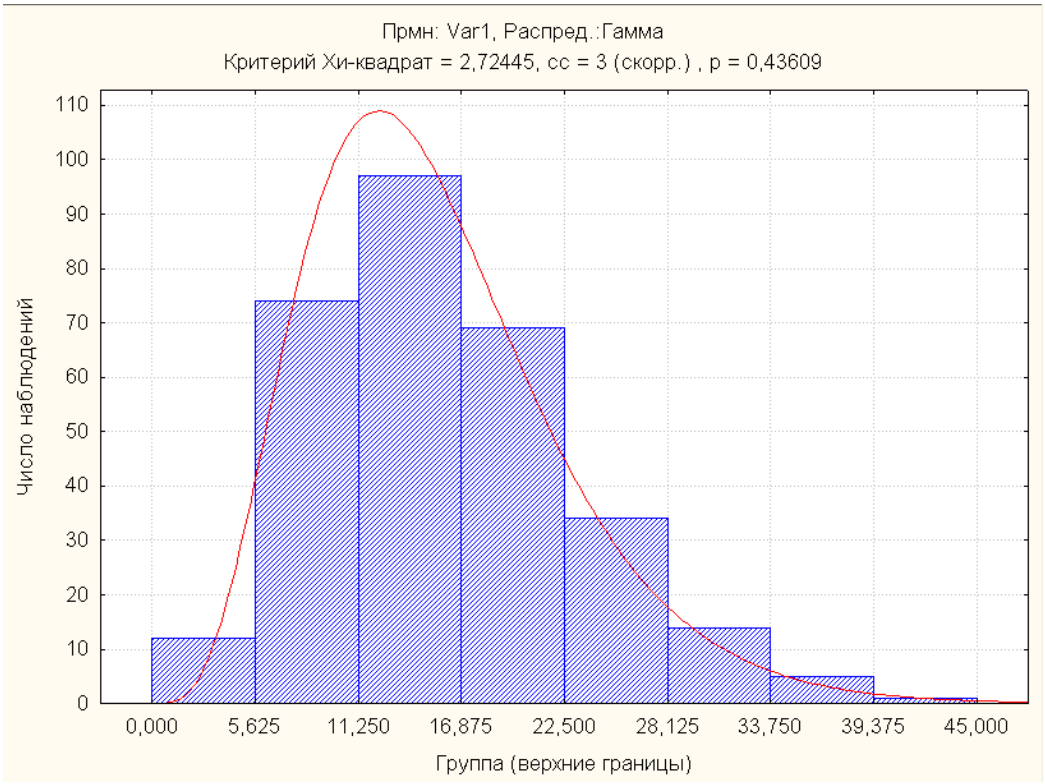


Рисунок 8.9 - Проверка соответствия закона распределения в пакете Статистика

Примечательно, что помимо вышеупомянутого распределения, отличное приближение давали еще законы Эрланга других порядков, в частности четвертого и восьмого (рисунок 8.10).

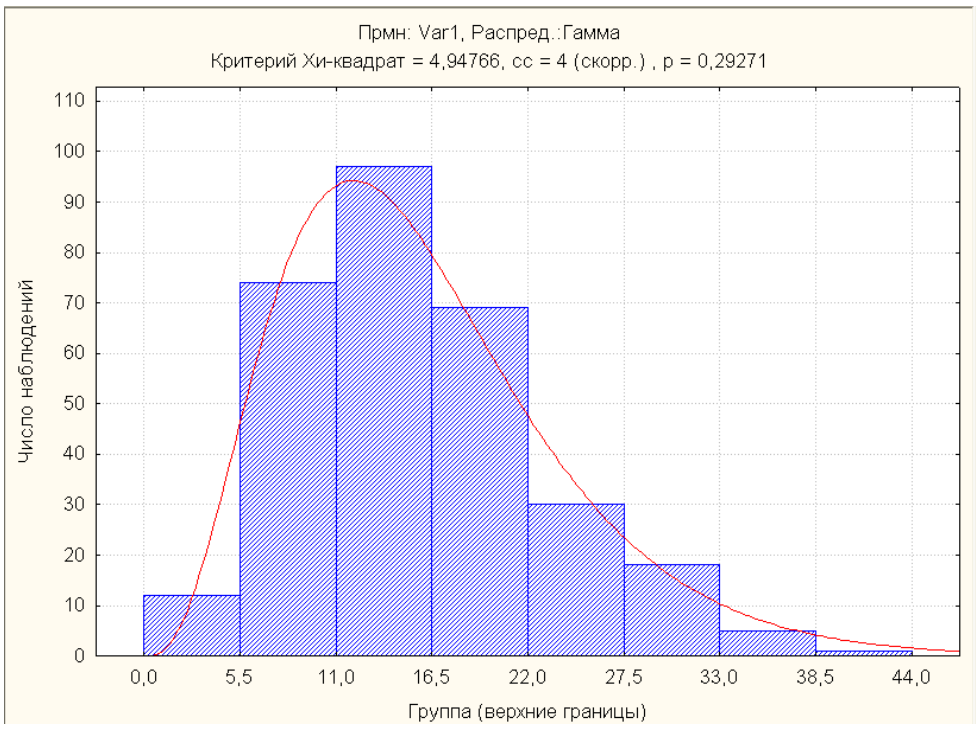


Рисунок 8.10 - Закон распределения Эрланга 4-го порядка

А вот закон Эрланга второго порядка, предложенный Волгоградскими исследователями показал не лучшие результаты. Несмотря на это, был сделан вывод о том, что время простоя автобусов на остановочных пунктах хорошо описывается распределением Эрланга (как частным случаем Гамма-распределения). Причем порядок закона зависит от собранного статистического материала в широких пределах (от 1 до 10 и более).

Для маршрутных транспортных средств ситуация несколько отличалась. Наилучшее приближение показал экспоненциальный закон распределения или, иначе говоря, закон Эрланга первого порядка.

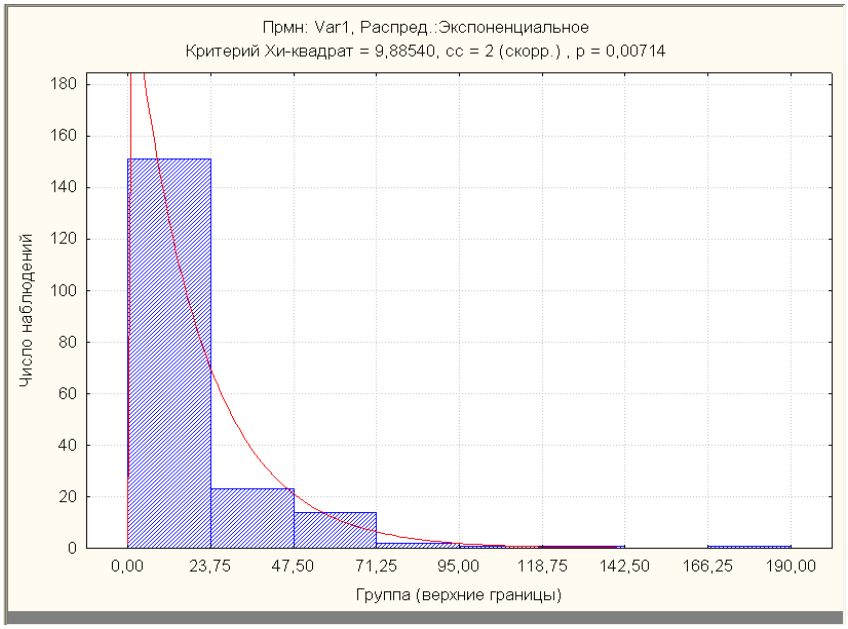


Рисунок 8.11 - Экспоненциальный закон распределения (Эрланга 1-го порядка) для маршрутных транспортных средств

Анализ факторов, влияющих на время простоя автобуса на остановочном пункте показал, что наибольшее влияние оказывают: тип транспортного средства и пассажирообмен остановочного пункта.

У маршрутных транспортных средств наблюдается так называемое явление «отстоя», когда транспортное средство простаивает с открытыми дверьми в ожидании дополнительных пассажиров. Социальные автобусы большого класса напротив, стремятся сразу же покинуть остановочный пункт, как только посадка-высадка пассажиров завершена.

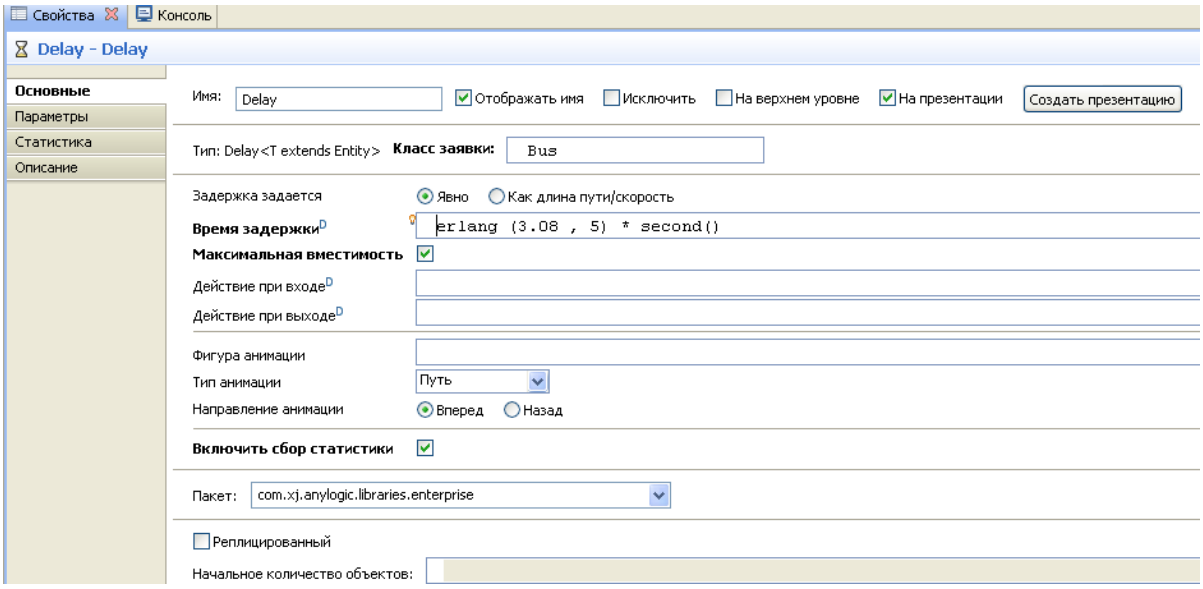


Рисунок 8.12 - Окно свойств объекта Delay в модели с полученным распределением Эрланга 5-го порядка

При нахождении зависимости времени простоя автобуса от пассажирообмена остановочного пункта была применена линейная модель, которая в итоге дала достаточно высокий коэффициент корреляции равный 0,71 для социальных автобусов большого класса (рис. 8.13) и, напротив, очень низкий коэффициент корреляции, равный 0,31 для маршрутных транспортных средств (рис. 8.14).

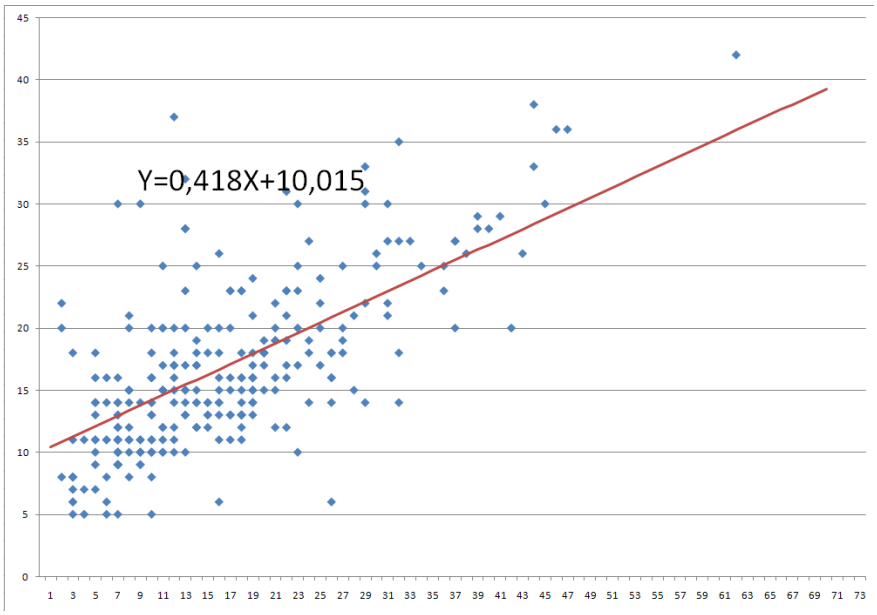


Рисунок 8.13 - Регрессионный анализ для социальных автобусов

По мнению исследователей, это связано с так называемым явлением «отстоя» маршутных транспортных средств, которые простаивают на остановочных пунктах в ожидании посадки дополнительных пассажиров. Предположительно сильная корреляция будет наблюдаться с наполняемостью маршрутных транспортных средств, но для этого нужно дополнительное исследование.

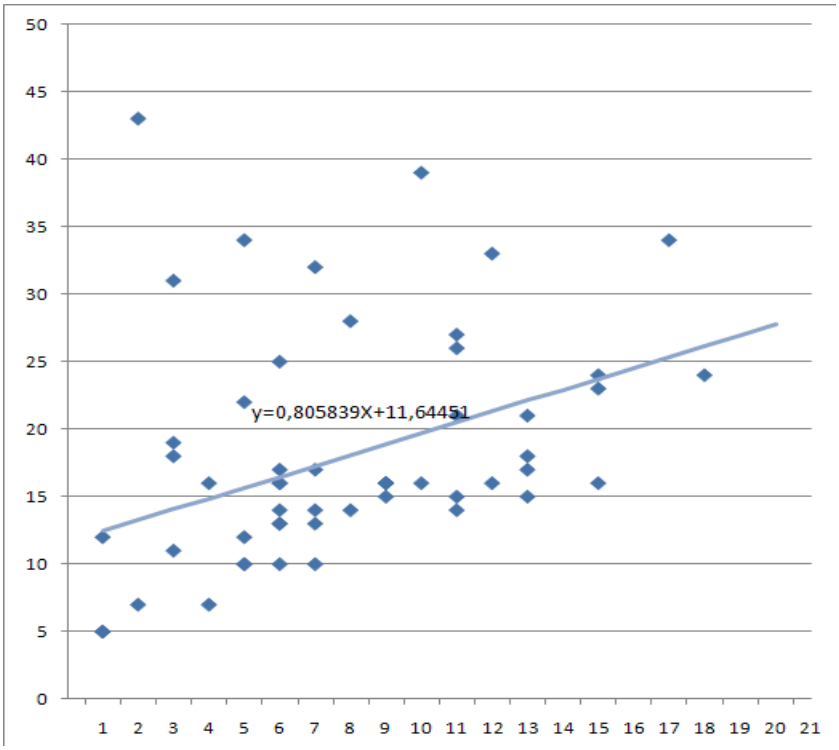


Рисунок 8.14 - Регрессионный анализ для маршрутных транспортных средств

Выводы по разделу: для моделирования времени простоя автобусов на остановочных пунктах при моделировании маршрута или сети маршрутов с успехом может быть применен закон Эрланга 5-го порядка. Для более точного моделирования отдельных остановочных пунктов: комбинация полученной регрессионной модели и закона распределения Эрланга 5-го порядка. Для маршрутных же транспортных средств в рамках модели маршрута или сети маршрутов – экспоненциальное распределение (закон распределения Эрланга 1-го порядка). Для более точного моделирования остановочных пунктов для маршрутных транспортных средств необходимо учитывать наполняемость, т.к. сильное влияние оказывает явление «отстоя».

8.5 Обзор программных пакетов используемых при моделировании пассажирских потоков

В настоящий момент при моделировании пассажирских перевозок в России в основном используются программные комплексы PTV Vision и AIM Sun. Их основной недостаток – закрытая архитектура, то есть невозможность добавления принципиально новых конструкций. Ряд российских исследователей утверждают, что зарубежные методики требуют адаптации к российским условиям [212], не говоря уже о возможности создания новых методик. Исходя из

этого, принято решение о разработке имитационной модели пассажирского автобусного маршрута (и маршрутной сети) в пакете с открытой архитектурой. Такая модель должна наиболее точно отразить реалии российских пассажирских маршрутов, логику пассажиров, диспетчеров и т. д. Для её построения выбран отечественный профессиональный пакет имитационного моделирования Anylogic 6. При её построении была активно задействована стандартная библиотека Anylogic Enterprise Library.

8.6 Разработка новой имитационной модели пассажирского маршрута

Как указывалось выше при создании модели используется пакет имитационного моделирования Anylogic 6.

В модели используются следующие объекты:

Network – данный объект задает граф маршрутной транспортной сети. На анимации (рис. 8.15) транспортная сеть представляет собой набор прямоугольников, имитирующих остановочные пункты и ломаных линий, имитирующих перегоны маршрута. Для более наглядного отображения в модель желательно включение ГИС-карты моделируемого участка города, хотя возможна и растровая подложка, при этом функционал остается прежним.

Source в данном случае – генератор автобусов. Автобусы выходят на линию в соответствии с действующим расписанием, которое может задаваться как с помощью специального модуля расписаний Schedule, так и обычной табличной функцией. В последней версии модели расписание считывается из Excel-файла, при прогоне модели, возможны отклонения от него, задаваемые из панели управления.

NetworkEnter – объект задает вход в транспортную сеть. С момента входа транспортные средства начинают отображаться на анимации (рис. 16). Необходимый объект при моделировании транспортных сетей в Anylogic.

NetworkMoveTo – объект моделирует перегон маршрута. Он указывает транспортному средству путь следования к ближайшему остановочному пункту. В модели заложена возможность менять скорость автобуса в зависимости от времени суток, т.к. скорость в течении дня и на различных перегонах маршрутов может значительно отличаться.

SourcePed – генератор пассажиров на остановочном пункте. Каждый поступающий на остановочный пункт пешеход (назовем его заявкой) обладает определенными характеристиками: место назначения, наличие проездного билета и т.д. В соответствии с этим пешеход выбирает маршрут движения и вид транспортного средства (либо садиться в первый подошедший, либо ждет только муниципальный автобус). Возможно включение в модель любых дополнительных свойств пассажиров. Пассажиры моделируются на остановочном пункте согласно пуассоновскому распределению, с интенсивностью, определенной в результате обследования пассажиропотока.

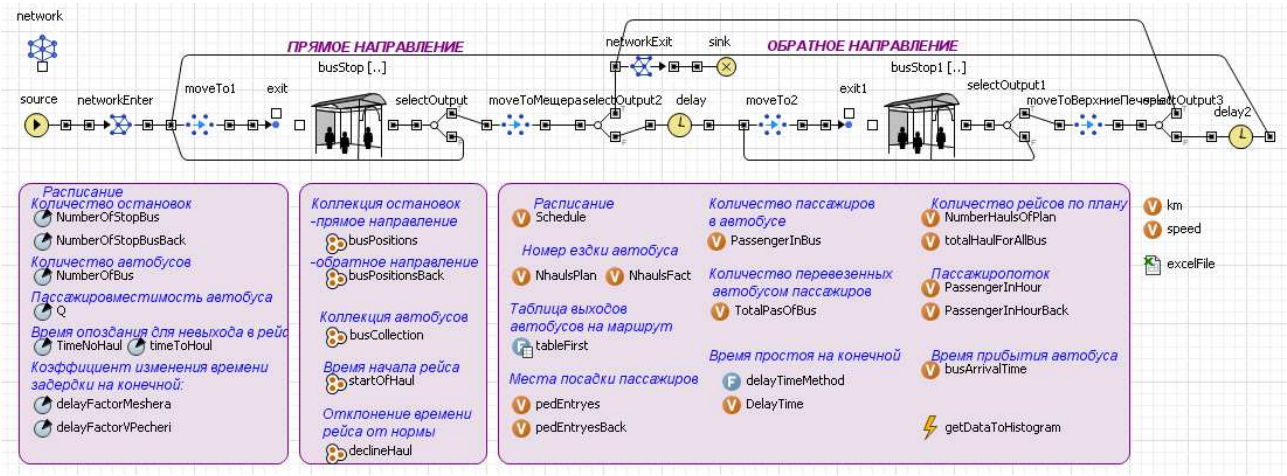


Рисунок 8.15 - Логика работы имитационной модели пассажирского маршрута

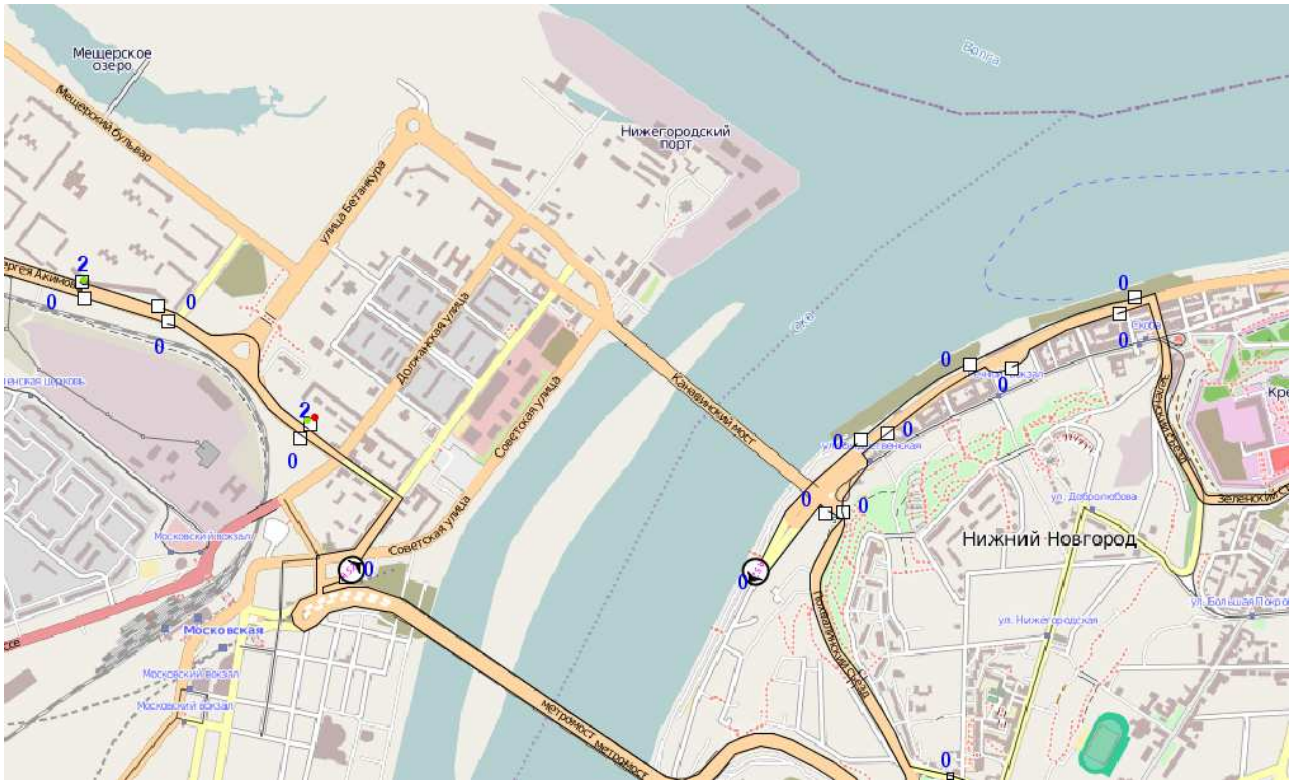


Рисунок 8.26 - Визуализация работы имитационной модели пассажирского маршрута

Queue – моделирует очередь ожидающих посадки пассажиров. Очередь работает по принципу FIFO (First In First Out) – первым пришел, первым будешь обслужен. Конечно, в реальности это далеко не так, но для построения адекватной модели не существенно, кто из пассажиров не смог осуществить посадку, важен сам факт отказа в обслуживании.

Pickup – вместе с объектом *Dropoff* моделируют посадку-высадку пассажиров. При посадке проверяется несколько условий. Во-первых, условие перегруженности автобуса. При высокой загрузке транспортного средства возможен отказ пассажиру в посадке. Количество пассажиров, получивших отказ в обслуживании, фиксируется. Это может быть одним из критериев дальнейшей

оптимизации маршрута и всей сети. Второе условие посадки пассажиров – возможность добраться на подошедшем автобусе к месту назначения.

Delay – объект моделирует время простоя автобуса на остановочном пункте. Время простоя автобуса при посадке и высадке пассажиров – это случайная величина, зависящая от многих факторов: пассажирообмена остановочного пункта, количества дверей транспортного средства, заполненности салона автобуса, и т.д. Для определения времени простоя автобуса бы проведен эксперимент с фиксацией прибытия автобусов на видеокамеры. О результатах эксперимента готовиться публикация.

Для удобства построения модели конкретного маршрута или транспортной сети, описанные выше объекты инкапсулировались в реплицированном объекте BusStop (рис. 8.17).

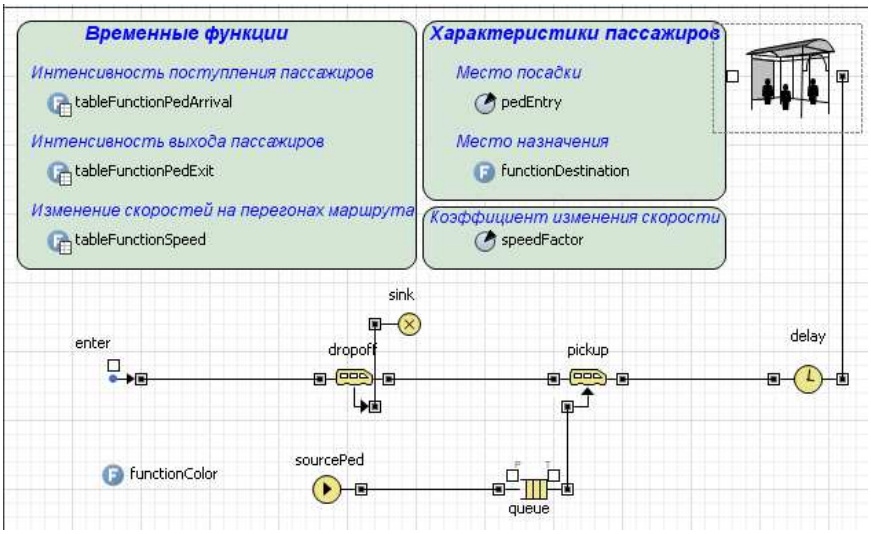


Рисунок 8.17 - Логика активного объекта BusStop

После закрытия дверей (окончания посадки пассажиров) транспортное средство направляется на следующую остановку и цикл (остановочный пункт – перегон маршрута – остановочный пункт) повторяется. При выполнении всех заявленных рейсов транспортные средства уничтожаются (объект *Sink*). Тем самым моделируется их заезд в парк.

8.7 Разработка новой имитационной модели сети пассажирского транспорта

Особого внимания требует вопрос о распределении пассажиропотоков по маршрутам. У пассажира часто имеется возможность выбора альтернативных маршрутов для перемещения. Возникает задача определения, каким образом пассажиропоток будет распределен между видами транспорта и маршрутами. Она рассматривается в ряде работ, например в [215]. При построении модели транспортной сети должны учитываться следующие факторы, определяющие выбор пассажира: интенсивность поступления транспорта на остановочный пункт, время поездки, стоимость проезда на различных видах транспорта, наличие льгот на проезд в каком-либо виде

транспорта. Отдельного рассмотрения требует описание пересадки пассажира с одного транспортного средства на другое. Модели рассмотрены в следующем порядке:

- Распределение пассажиропотоков по маршрутам одного вида транспорта. Модель опирается на то, что поступление транспорта на остановочный пункт является случайным пуассоновским процессом. Пассажир, находящийся на остановочном пункте, чаще всего не склонен терять время в ожидании, и осуществляет посадку в первое подошедшее транспортное средство. При этой гипотезе пассажиры распределятся между маршрутами пропорционально интенсивности движения транспортных средств по ним;
- Распределение пассажиропотока при существовании скоростного вида транспорта (метро). В этом случае выбор пассажиром способа перемещения зависит от его оценки свободного времени. Модель должна прогнозировать, как распределятся пассажиропотоки между видами городского пассажирского транспорта, при изменении стоимости и скорости проезда, интенсивности движения;
- Функционирование двух видов транспорта (муниципального и маршрутного такси) при двух категориях пассажиров - имеющих льготы на проезд в муниципальном транспорте, и не обладающих такой льготой. Категории населения, пользующиеся льготами, ориентированы на перемещение по городу с использованием муниципальных маршрутов. Пассажиры, не имеющие льгот, не обращают внимания на вид транспорта и осуществляют посадку в первое подошедшее транспортное средство следующее в подходящем направлении.

Авторы работы полагают, что оптимальным вариантом была бы комбинация описанных выше подходов. Для выбора наиболее подходящего варианта, при поддержке департамента транспорта Нижнего Новгорода, было проведено обследование пассажиропотоков соответствующих двум маршрутам города: 52 и Т7 (маршрутное такси). Подробное описание обследования приводится ниже.

В модели логика пассажира реализована с помощью созданного нового Java-класса (в основе Anylogic лежит именно Java). В модели этот класс назван Passenger. У данного класса были добавлены необходимые поля, такие как: проездной билет (поле булевского типа: *true* – имеется проездной, *false* – проездного нет), место назначения, (пассажир выбирает только тот транспорт, который идет к месту назначения, заданного фигурой анимации типа *ShapeRectangle*) и т.д. С помощью дополнительных полей стало возможным создание «умных» пассажиров, умеющих выбирать маршрут, тип транспортного средства, выбирающих остановку для пересадки.

8.8 Разработка методики оптимизации графика движения автобусов по маршруту

В ходе проведенного обследования выяснилось, что большинство обследованных рейсов нерегулярны, т. е. автобусы выходят на рейс не по расписанию (например на маршруте 52 процент регулярных рейсов – 19%). Поэтому важнейшей задачей является создание реального расписания, с целью восстановления регулярности движения.

Построенная имитационная модель имеет низкий уровень абстракции. Например, в ней в отличие от большинства других моделей, моделируются отдельные пассажиры, а не пассажиропотоки между микрорайонами. Исходные данные для моделирования, полученные в результате обследования пассажиропотоков, были занесены в базу данных Excel, откуда считывались в имитационную модель. Таким образом, чтобы поменять, расписание движения автобусов, достаточно изменить Excel-таблицу.

В модели возможно управление скоростями движения автобусов (имитация пробок), простоем автобусов на конечных остановках, пассажировместимостью транспортных средств и интенсивностью поступления пассажиров на остановки (рисунок 8.18). Некоторые из этих операций реализуются за несколько секунд: достаточно передвинуть бегунок на панели управления.

В ходе работы модели в режиме реального времени отбражается статистика работы маршрута: наполняемость работающих автобусов (рисунок 8.20), количество пассажиров на всех остановках, рисуются гистограммы пассажиропотоков в прямом и обратном направлениях по каждому часу (рисунок 8.21), а также круговые диаграммы распределения пассажиров по месту посадки и высадки в прямом и обратном направлениях (рисунок 8.22). Таким образом, имеется информация, необходимая для принятия управленческих решений, таких как изменение расписания.

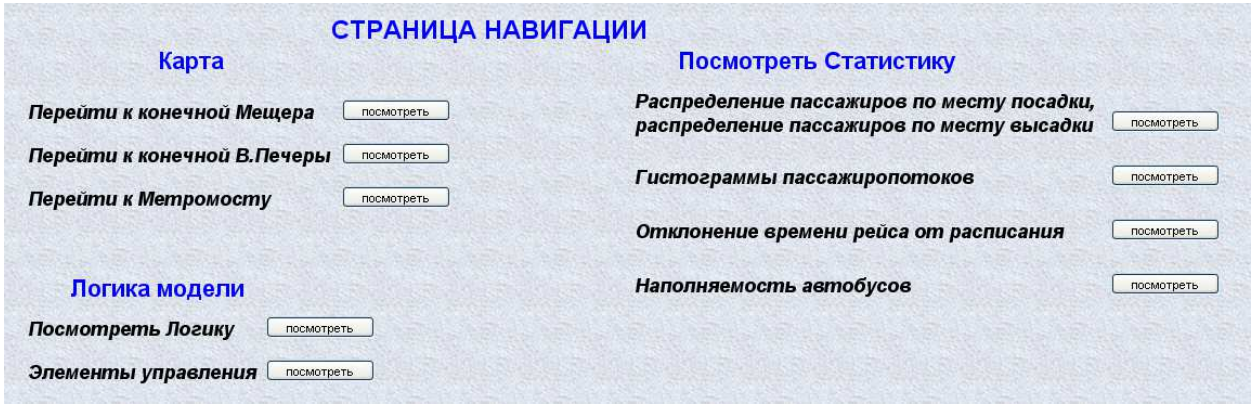


Рисунок 8.18 - Страница навигации в модели

Рисунок 8.19 - Элементы управления в модели

Выбрав подходящую систему критериев и проведя виртуальный эксперимент – сделав несколько прогонов модели можно выбрать вариант расписания, удовлетворяющий выбранной системе условий и спрогнозировать возможные эффекты такого изменения.

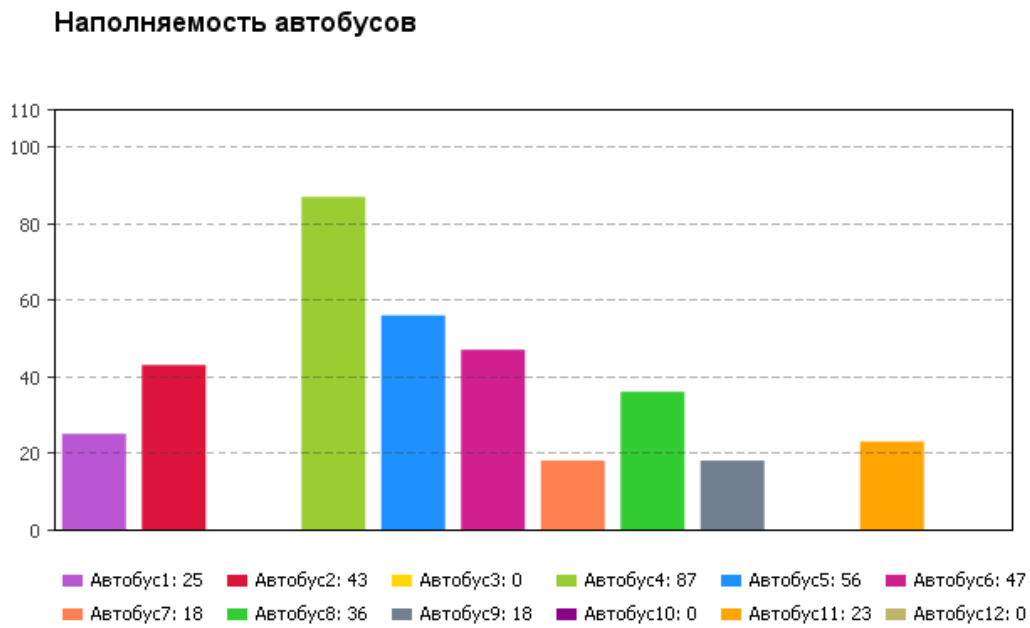


Рисунок 8.20 - Наполняемость автобусов в режиме реал-тайм

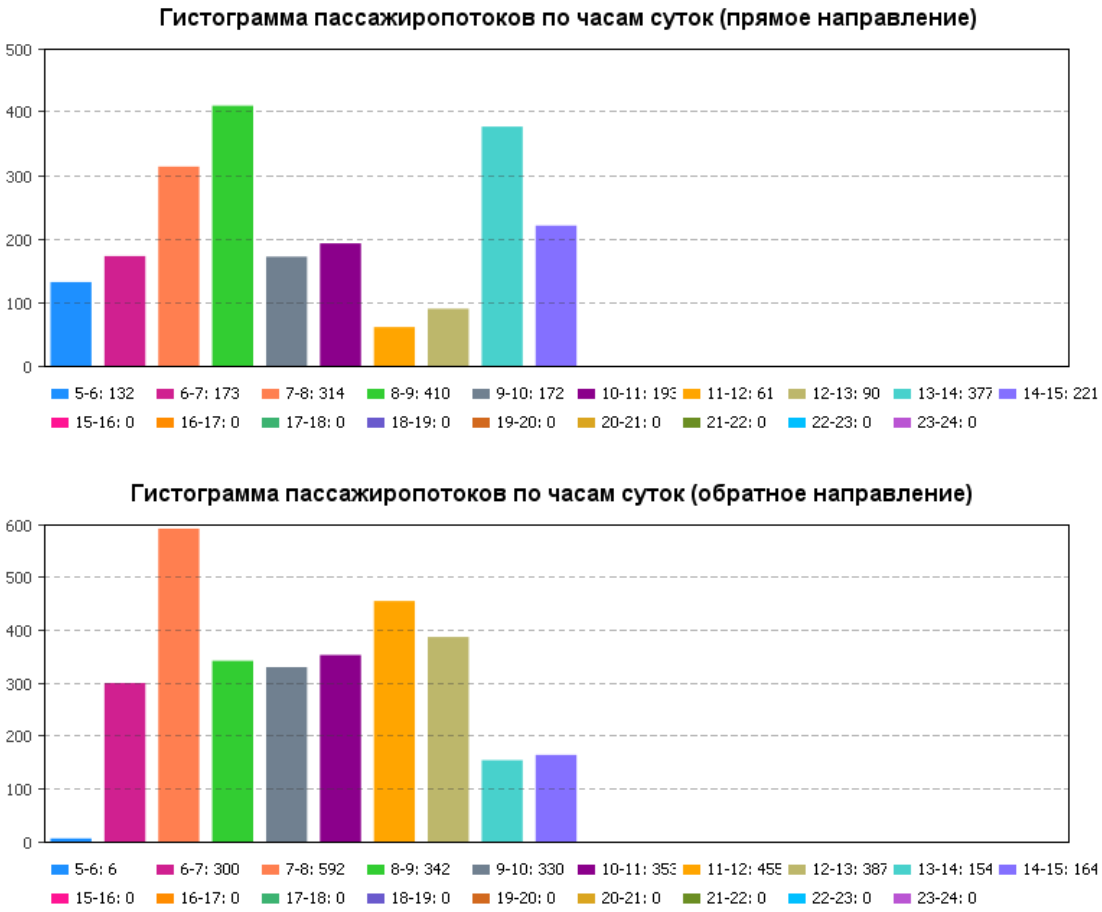


Рисунок 8.21 - Гистограммы пассажиропотоков по каждому часу в режиме реал-тайм

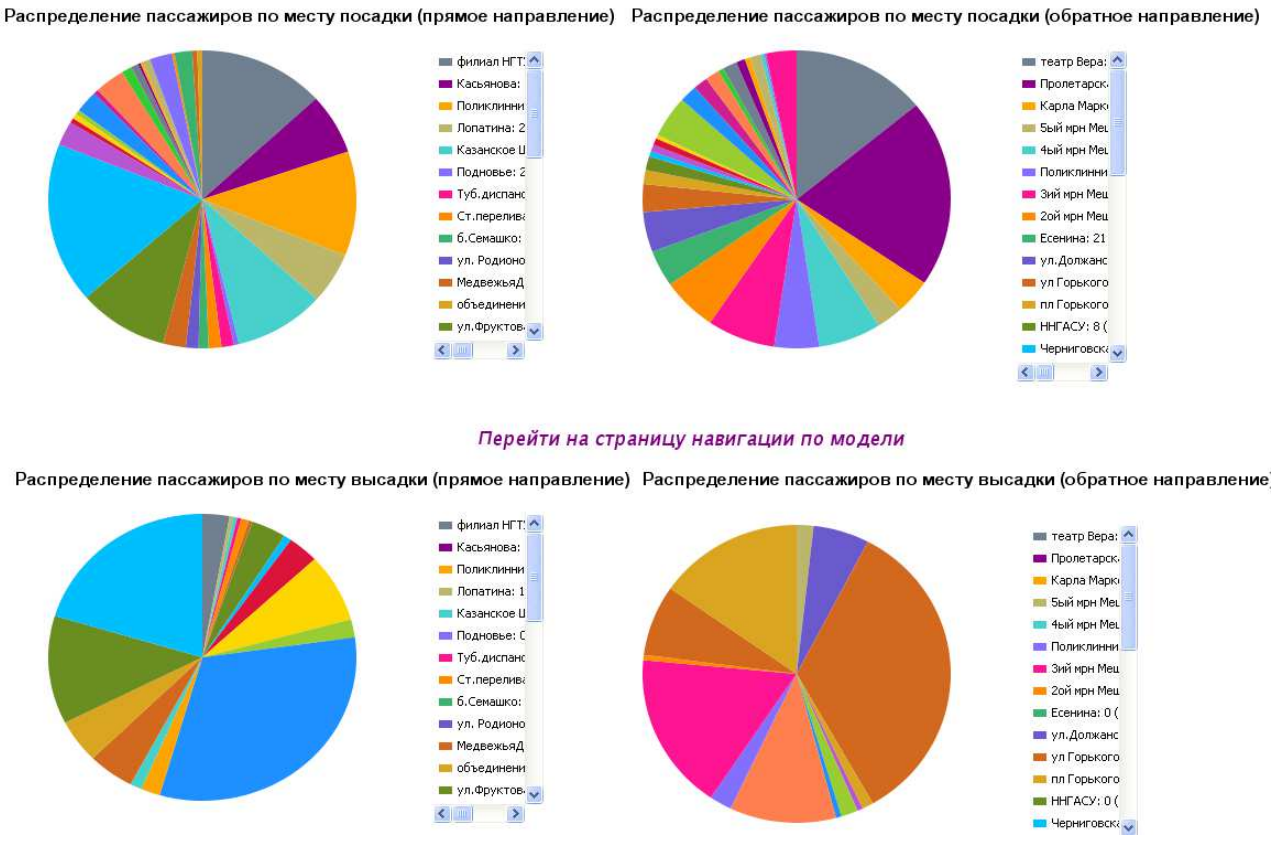


Рисунок 8.22 - Диаграммы распределения пассажиров по остановочным пунктам

8.9 Обследование пассажирского маршрута

С 26 по 28 апреля 2011 года силами АМИ НГТУ проводилось обследование автобусных маршрутов на предмет сбора информации о принципах работы автобусных маршрутов в Нижнем Новгороде, выявления закономерностей с целью последующего моделирования автобусных маршрутов, а в перспективе создания транспортной модели города.

По согласованию с городской администрацией для обследования были определены муниципальный маршрут № 52 "Верхние Печоры – мкр-н "Мещера" и коммерческий маршрут № 7 "Кузнечиха – м-н "Касторама".

К обследованию привлекались студенты 3-5 курсов и магистранты первого года обучения специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" (счётчики). Руководство обследованием осуществлялось к.т.н., доц. Ясеновым В. В. , к. ф.-м. н., доц. Елисеевым М. Е. и ст. преподавателем Липенковым А. В.

Для проведения обследования в автобусах большого класса ЛиАЗ 5256, вместимостью 110/23+1 человека, номинальная вместимость 90 чел., определялось 4 студента (два на среднюю дверь). Для проведения обследования в автобусах малого класса ПАЗ 3205 вместимость 36-42/21-25 человек назначалось два студента. Время проведения обследования за один раз определялось в два круга, т.е. около 4 часов. Для планирования выхода счётчиков операторы маршрутов предоставили расписание движения автобусов. Для доставки счётчиков к первым рейсам и домой с поздних рейсов была организована доставка силами студентов на личном транспорте.

Обследование проводилось 26 апреля на муниципальном маршруте № 52.

27 апреля проводилось обследование маршрута № 7 с отправлением от остановки "Касторама". 28 апреля обследование пассажиропотока по маршруту № 7 с отправлением от остановки "мкр. Кузнечиха".

Данные о пассажиропотоках фиксировались в специально разработанных для обследования бланках.

Ряд бланков был отбракован с целью повышения уровня достоверности информации. Отбраковка бланков производилась по двум критериям:

1) По каждому из временных интервалов были вычислены суммы квадратов разностей отклонений от среднего и выделены по три бланка с наибольшим значением этой величины.

2) По каждой записи были вычислены разности вошедших и вышедших и эта величина отнесена к числу пассажиров перевезенных за рейс.

Сразу отбраковывались бланки у которых значение второго критерия превышало 15%. По сумме двух критериев браковались бланки, выделенные по первому критерию, у которых значение второго критерия находилось в диапазоне от 10 до 15 %.

По Т7 напр. Касторама – Кузнечиха отбраковано 5 бланков из 98 (5%). По Т7 напр. Кузнечиха – Касторама отбраковано 10 бланков 98 (11%). По 52 напр. В. Печеры – Мещерское озеро отбраковано 13 бланков из 48 (27%). По 52 напр. Мещерское озеро – В. Печеры отбраковано 10 бланков из 48 (21%). Общий процент отбраковки – 13%. Считается допустимой при таком методе проведения обследования выбраковка до 30% бланков.

В пределах каждого из выделенных временных интервалов были определены средние пассажиропотоки (число пассажиров перевезенных за рейс) и среднее наполнение автобуса. Кроме того, анализировалась регулярность движения, вычислялись средние скорости движения и определялся ряд параметров, необходимых для последующего моделирования. Более точному проведению анализа движения автобусов по маршруту препятствовало отсутствие поостановочного расписания движения автобусов.

Ниже кратко перечислены основные результаты полученные в ходе обследования.

По Т7:

За исключением вечерних рейсов (после 20.00) наибольший интервал между рейсами – 21 мин. при среднем интервале 10,4 мин.

В среднем за круговой рейс перевозится 97 пассажиров. Наибольшая наполняемость – 154%, при этом максимальная наполняемость рейсов в среднем 80% (за 100% принята наполняемость 37 пасс.). Наибольших значений пассажиропоток достигает в направлении Касторама-Кузнечиха с 6.50 до 8.30, в направлении Кузнечиха-Касторама с 16.00 до 18.00;

По 52:

Наибольший интервал между рейсами – 1 ч 17 мин. (три интервала более 1 ч.), при среднем интервале 21 мин.

В среднем за круговой рейс перевозится 174 пассажира. Наибольшая наполняемость – 81% (за 100% принята наполняемость 110 пасс.), по одному из рейсов.

Наибольших значений пассажиропоток достигает в направлении Мещерское озеро – Верхние Печеры с 7.50 до 10.20, в направлении Верхние Печеры – Мещерское озеро с 13.00 до 16.00. Утренние рейсы (с 5.00 до 7.00) в направлении Верхние Печеры – Мещерское озеро наименее наполнены – менее 22% (имеется в виду максимальная загрузка).

Ниже приводятся диаграммы отражающие данные, полученные в ходе обследования.

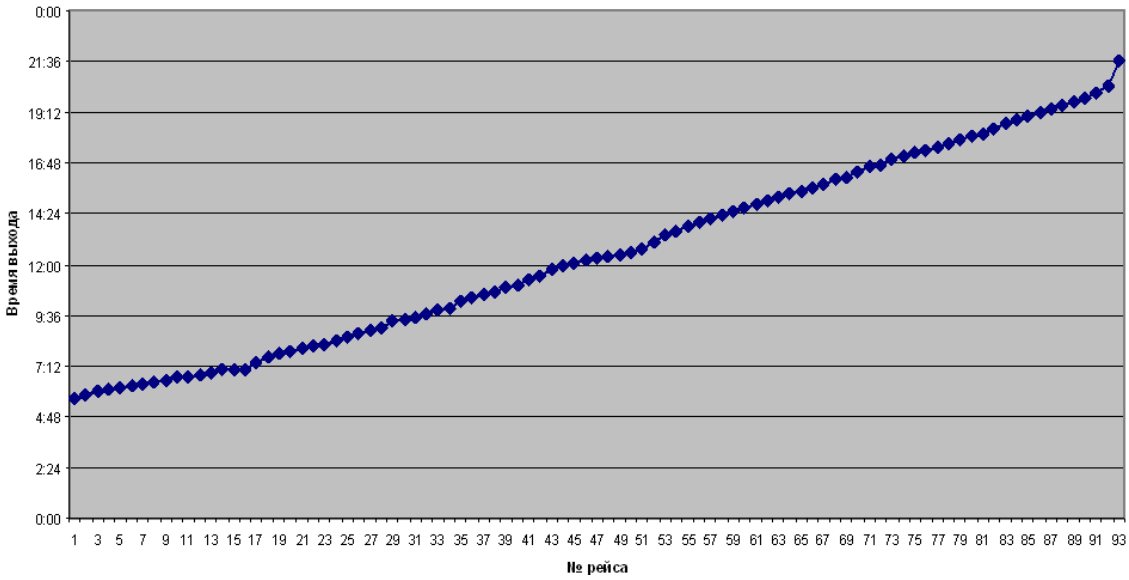
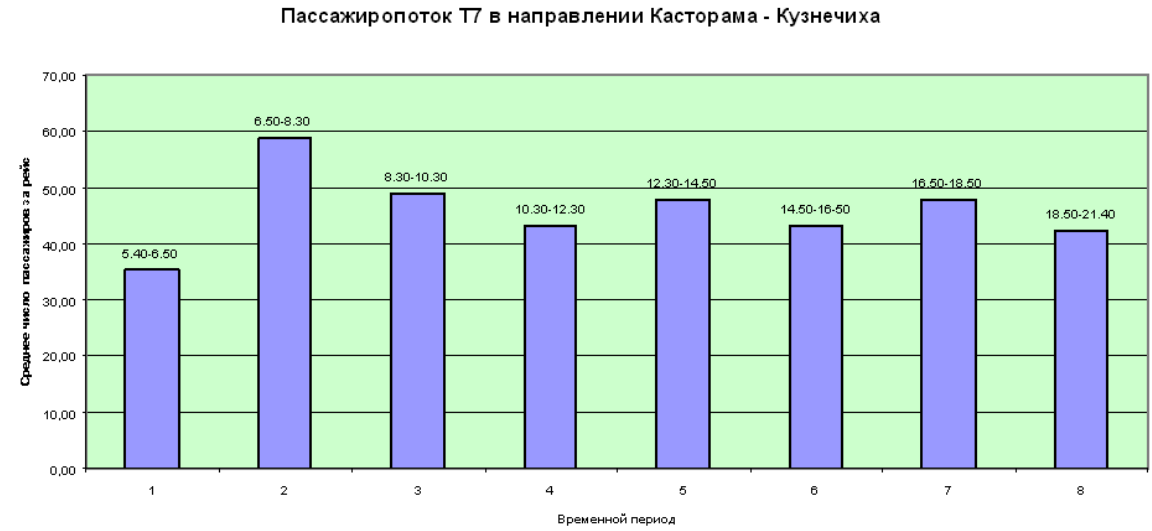


Рисунок 8.23 - Интервальность движения Т7 Касторама-Кузнечиха



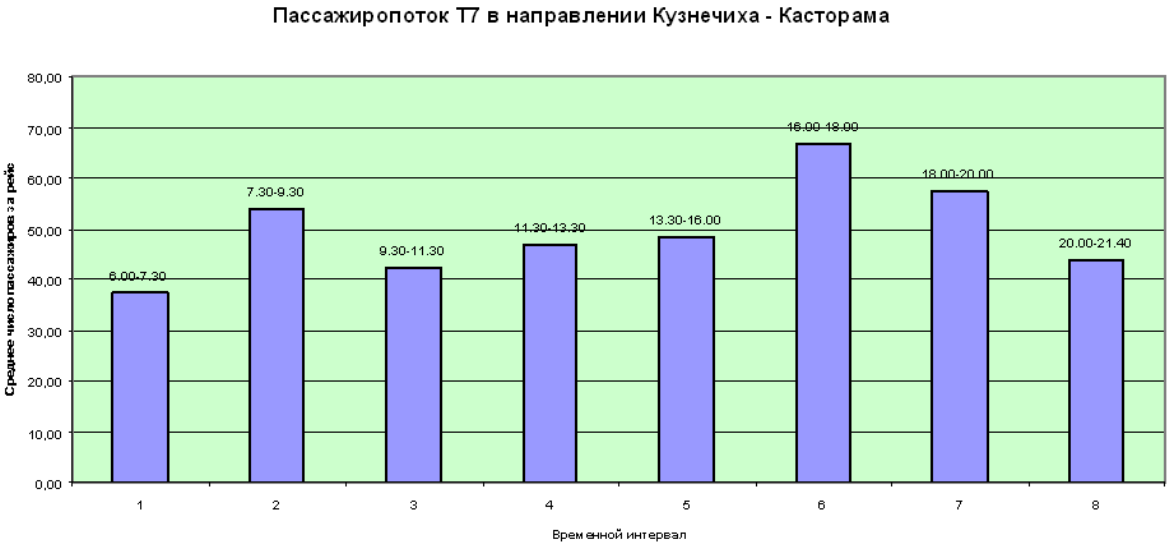


Рисунок 8.24 - Средние пассажиропотоки Т7

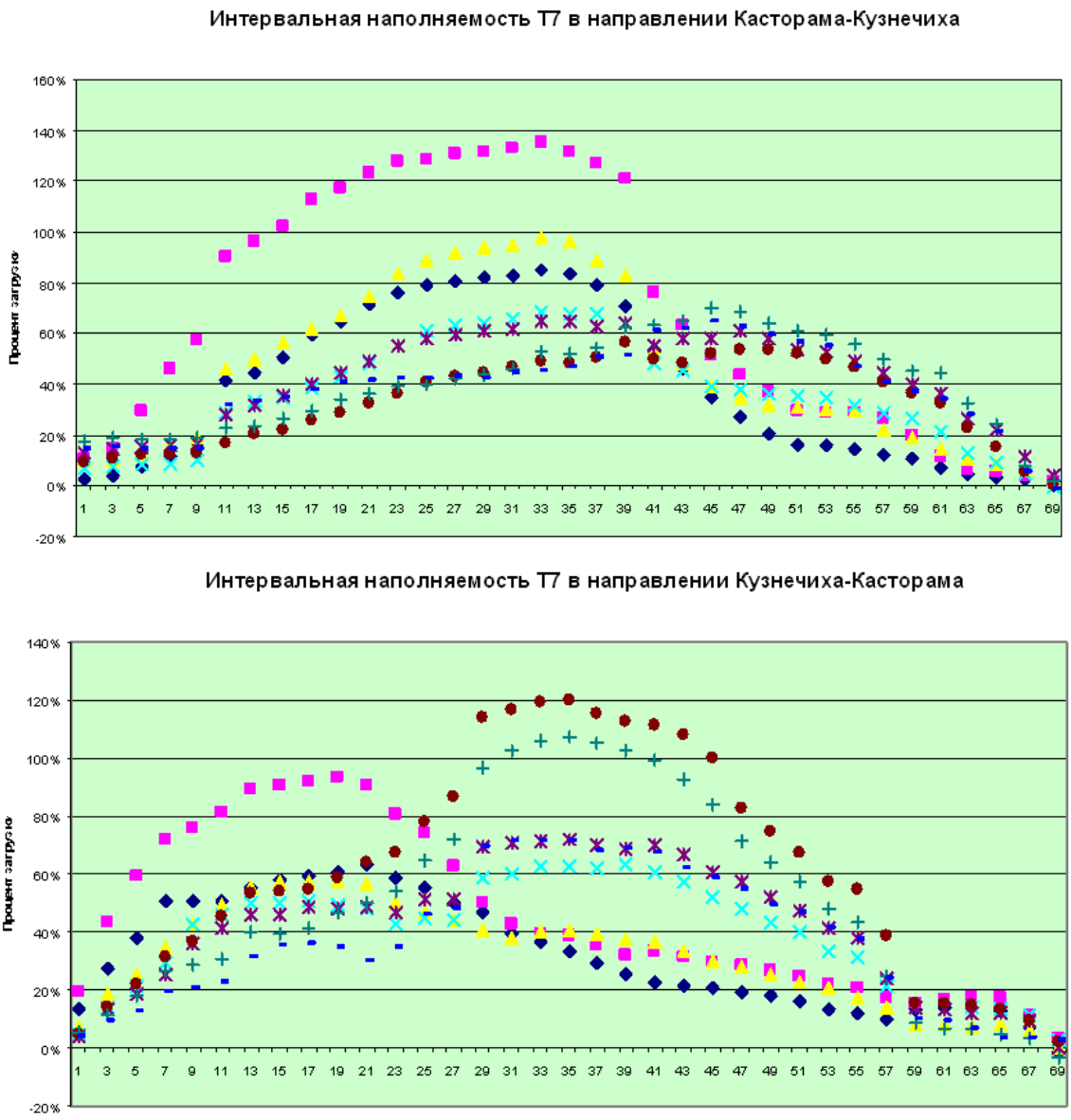


Рисунок 8.25 - Средняя наполняемость Т7

Ряды данных соответствуют различным временным интервалам.

ИНТЕРВАЛЬНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТ. 52

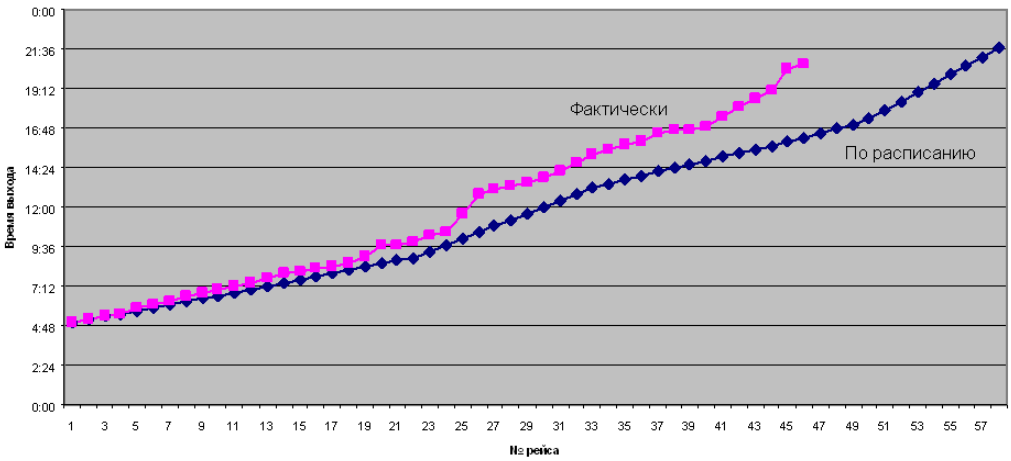
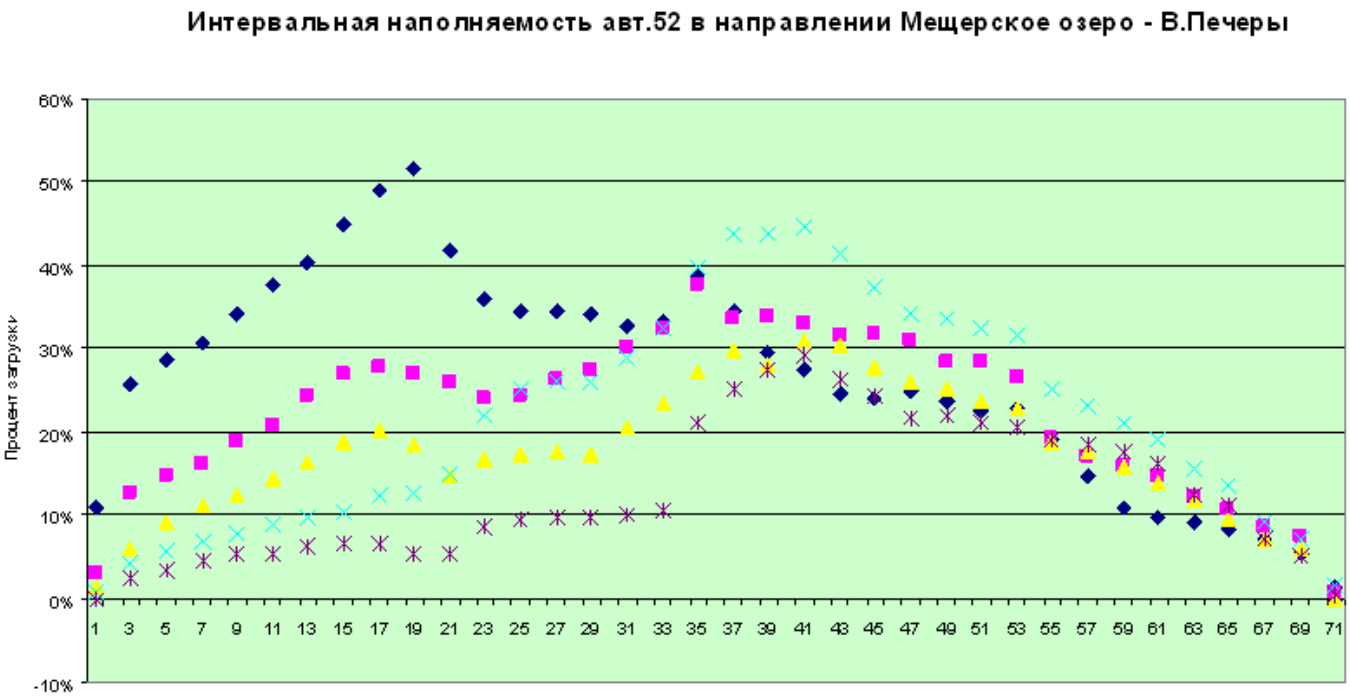


Рисунок 8.26 - Интервальность движения

Рисунок 8.27 - Средние пассажиропотоки авт. 52



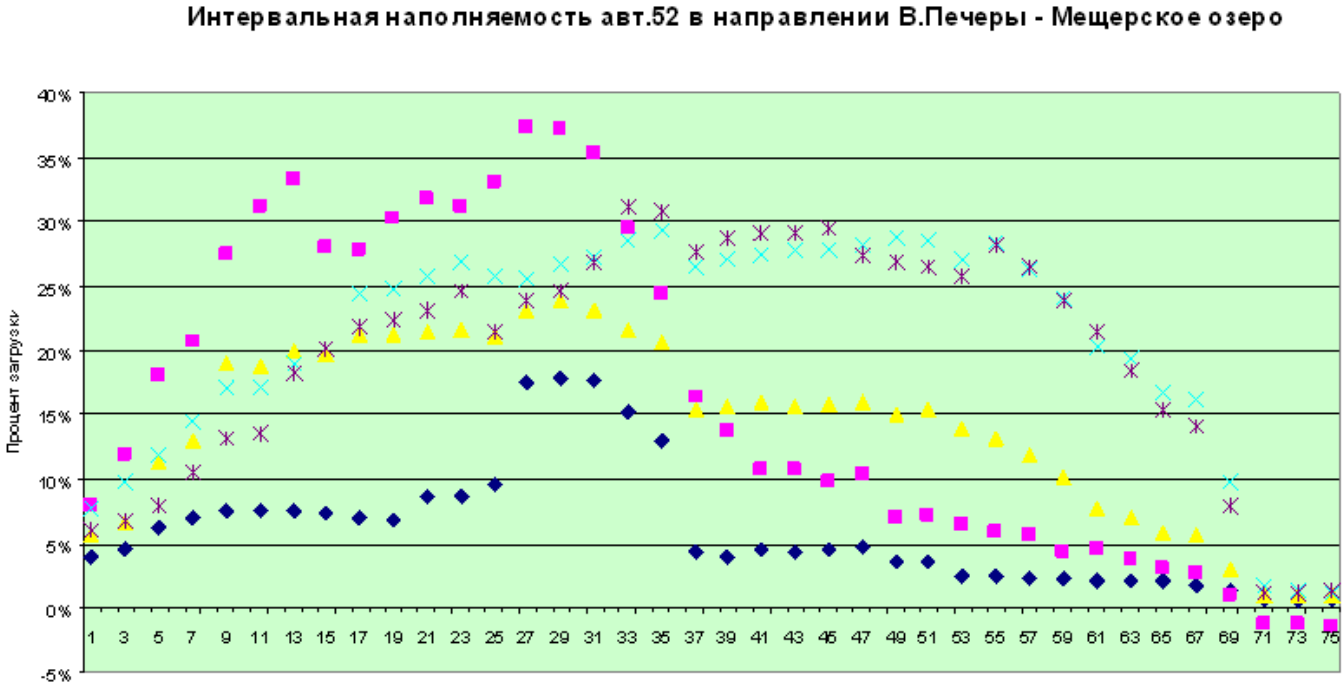


Рисунок 8.28 - Средняя наполняемость авт. 52

Ряды данных соответствуют различным временным интервалам.

8.10 Оптимизация пассажирского маршрута по различным параметрам

Построенная модель реального маршрута позволяет:

1) менять графики движения автобусов, изменяя файл расписания;
2) менять вместимость автобусов (т. е. проводить имитационный эксперимент по изменению качественного состава автобусов);
3) изменять интенсивности поступления пассажиров;
4) увеличивать или уменьшать скорости движения на отдельных участках, в частности, имитировать пробки, в перспективе также пробки вызванные ДТП;
5) определять оптимальное число транспортных средств на маршруте с учетом различных критериев, что имеет самостоятельную практическую ценность.

В ходе работы модели, в режиме реального времени, отображается статистика работы маршрута: наполняемость работающих автобусов, количество пассажиров на всех остановках, рисуются гистограммы пассажиропотоков в прямом и обратном направлениях по каждому часу, а также круговые диаграммы распределения пассажиров по месту посадки и высадки в прямом и обратном направлениях, а также отклонение от расписания, что позволяет оптимизировать графики движения автобусов (рис. 23).

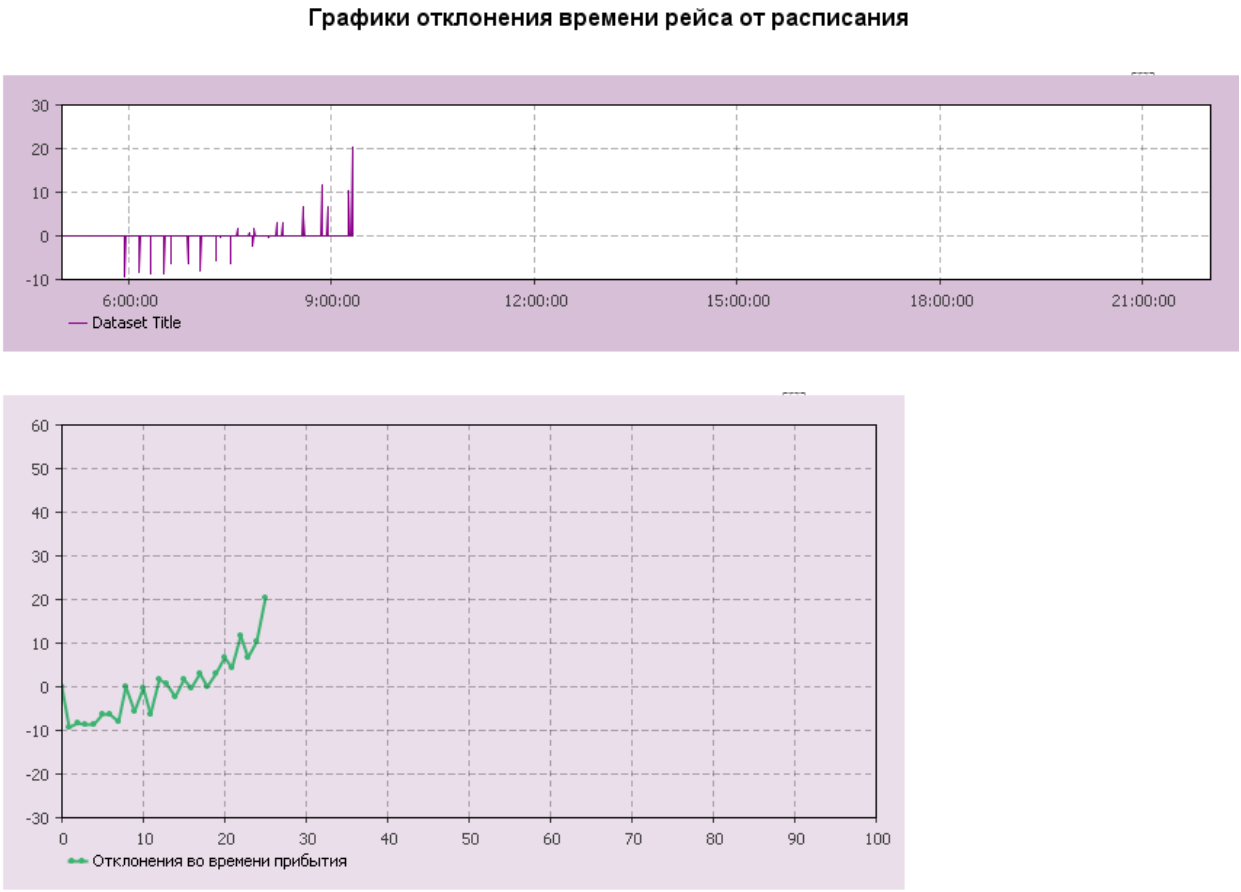


Рисунок 8.29 - Два вида графиков отклонения автобуса №52 от расписания в течении дня.

Модель автобусов 52 и Т7 может быть использована для составления оптимального расписания, подбора транспортных средств для данных маршрутов и других задач.

8.11 Анализ результатов исследований

При моделировании реальных маршрутов выяснилось, что расписание имеет лишь приблизительный характер, а в случае маршрутных такси (Т7) формальный характер, то есть четко по расписанию выполняются лишь первые утренние рейсы. Отклонение от расписания и, соответственно, реальное время выхода автобусов в некоторых случаях регулируется диспетчером, в других случаях самими водителями. Моделирование логики этих субъектов транспортного процесса представляет значительные сложности.

Проведенное обследование пассажиропотоков позволило оценить адекватность разработанной модели и скорректировать ее для реальных маршрутов. Информация о вошедших пассажирах и времени прохождения автобусов остановки позволяет вычислить функцию интенсивности поступления пассажиров на остановку. В данном исследовании, весь период движения был разбит на интервалы в 1 час, в пределах которых интенсивность поступления считалась неизменной, то есть была построена функция поступления «ступенчатого» вида или, иначе говоря, дискретная функция.

В момент генерации экземпляра объекта «пассажир» ему сразу же, вероятностным образом, задается пункт назначения. Вероятности выхода пассажира на той или иной остановке вычисляются на основании информации о выходящих пассажирах из бланков обследования.

8.12 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Построенная модель, как уже упоминалось выше, может быть использована, как для оптимизации отдельных маршрутов общественного транспорта, так и маршрутной сети, т. е. приносить экономическую выгоду и задействоваться в производственном процессе. Для более эффективного использования модель желательно наполнить информацией о всех видах городского пассажирского транспорта. В этом случае ее применение принесет наибольший экономический и общественный эффект.

Представленные результаты работы будут использоваться в образовательном процессе, в том числе для подготовки:

- кадров высшей квалификации по направлению НИР;
- студентов и магистрантов:

1) привлечение студентов к исследованиям в процессе прохождения конструкторской, преддипломной практик, а также НИРС;

2) использование материалов исследования в курсовом и дипломном проектировании студентов по специальности 190601 «Эксплуатация транспортных средств» и магистрантов по направлению 190701 «Организация и безопасность движения»;
3) использование материалов исследования в курсах лекций «Математическое моделирование производственных процессов», «Управление техническими системами», «Организация автомобильных перевозок и безопасность дорожного движения»;
4) участие студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых и специалистов в семинарах, конференциях, мастер-классах и т.д.

8.13 Обобщение и оценка результатов исследования

1. Проведены обследования пассажиропотоков и остановочных пунктов, в ходе которых получены данные представляющие самостоятельный научный интерес и имеющие практическую важность.
2. Разработаны модели автобусного маршрута и маршрутной сети. Модели наполнены реальными данными и имитируют действующие маршруты. На основании виртуальных экспериментов – «прогонов» можно провести оптимизацию маршрута и группы маршрутов по различным критериям и получить результаты с высоким уровнем достоверности.
3. Проведенные исследования могут быть использованы на практике, например, для составления оптимального расписания движения транспортных средств, подбора класс автобусов и т. д., а также в образовательном процессе.
4. Модель, дополненная информацией о других маршрутах наземного транспорта, включая городской электрический транспорт и метро, и соответствующих пассажиропотоках, может быть использована при имитационном моделировании всей городской транспортной сети.

9 Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения

В разделе 9 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Тольяттинского государственного университета (ТГУ) – Окунева А.П., к.т.н., доцента кафедры «Автомобили и тракторы».

9.1 Анализ публикаций по теме исследования

Проблемам безопасности, несущей способности и прочности кузовных конструкций уделяется большое внимание. Опубликованные за последние десятилетия результаты научных исследований в области кузовостроения позволяют получить довольно полную картину основных принципов и методов проектирования, испытания и доводки несущих конструкций автомобилей. Поскольку автомобилестроение является динамично развивающейся отраслью промышленности, то каждое последующее литературное издание не только дополняет и расширяет знания, полученные предшествующими исследователями, но также определяет пути дальнейшего развития проблем безопасности и прочности кузовных конструкций.

Начало развитию расчетов несущих систем автомобиля и автобуса положено С.И. Котляром, Н.Ф. Бочаровым, К.М. Атояном, З. Бржоска, Б. Шамо, Я. Павловским. Применяемые ими в период 50 – 60-х годов методы оценки прочности конструкций кузовов и рам базировались на теории изгиба балок, которыми представлялись отдельные части несущих систем.

Дальнейшее развитие расчетный анализ прочности кузовов автобусов и легковых автомобилей, основанный на методах строительной механики и теории упругости, получил в работах М.Б. Школьникова, Н.И. Воронцовой совместно с А.А. Кругловым, Ю.А. Сарычевым и В.А. Колтуновым, Г.М. Багрова и других ученых школы НАМИ. Результатом их работ явилось создание теоретической и экспериментальной базы в НАМИ и на автополигоне, необходимой для проведения оценки прочности кузовов, кабин, рам автомобилей и автобусов.

Большой вклад в развитие методик оценки прочности кузовных конструкций был внесен такими учеными, как Р.А. Акопян; К.М. Атоян; Э.И. Григолюк совместно с Е.А. Коганом и Н.А. Кулаковым; Н.Ф. Бочаров; В.Н. Зузов и В.Н. Белокуров. Несомненно, ценными и весьма важными являются работы нижегородского ученого В.Б. Цимбалина.

Характерным в теории расчета кузовов на прочность для периода семидесятых годов являлось применение стержневых расчетных моделей, которые использовались для исследований в условиях

действия изгибной и скручивающей статических нагрузок, имитирующих эксплуатационные нагрузочные режимы.

В начале восьмидесятых годов вышло переводное издание книги Дж. Фентона [221] под редакцией Э.И. Григолюка, в которой представлен материал, касающийся инженерного расчета кузова легкового автомобиля с точки зрения безопасности. Достоинство работы Дж. Фентона заключается в том, что в ней рассматриваются основные моменты и факторы, которые следует учитывать при проектировании кузовов и рам автомобилей на основе применения расчетных методов оценки их прочности и безопасности.

Определенный прогресс в области практического применения расчетов на автомобильных заводах связан с массовым использованием вычислительной техники в конструкторских отделах и развитием метода конечных элементов (МКЭ). Основные положения этого метода весьма подробно описаны во многих отечественных и зарубежных литературных источниках. Особенно широко и подробно идеи метода конечных элементов расписаны в зарубежной литературе. Необходимо отметить работы таких зарубежных авторов, как О. Зенкевич [222], Дж. Оден , Г. Шпур. Большой вклад в математическое обоснование МКЭ был внесен К. Бате [223] и Е. Вилсоном. В своей работе они излагают теорию численных методов анализа, применяемых при решении задач строительной механики. Примеры реализации метода конечных элементов для решения инженерных задач, а также некоторые программные реализации представлены в книгах таких авторов как Дж. Аргирос, Д. Норри и Ж. де Фриз, Ж.-К. Сабоннадьер и Ж.-Л. Кулон. Наряду с работами американских авторов большой вклад в развитие метода конечных элементов и его практическую направленность внесли советские исследователи Розин Л.А., В.А. Постнов, С.А. Дмитриев, Б.К. Елтышев, А.А. Родионов.

Практическое применение прочностных расчетов кузовных конструкций на отечественных автомобильных заводах началось в восьмидесятые годы. Их эффективность значительно повысилась с появлением пакетов программ, которые начали внедряться в расчетных и конструкторских отделах в рамках Системы Автоматизированного ПРоектирования (САПР). Примерно до середины девяностых годов основное внимание на заводах уделялось расчетам на прочность. Особенностью расчетов несущих конструкций этого периода является применение более сложных пространственных моделей, в той или иной мере учитывающих реальные конструкции, рассмотрение всевозможных вариантов нагружения и изменения конструкций в относительно короткие сроки, в статике и динамике, проведение модального анализа с целью выявления собственных колебаний конструкций. Характерной особенностью проведения расчетов на заводах в девяностые годы является автоматизация подготовки конечно-элементной подробной модели, состоящей только из

пластинчатых (оболочечных) элементов. Это стало возможно при совместном использовании пакетов автоматизированного проектирования с пакетами прочностных расчетов.

В настоящее время расчеты кузовов на безопасность и прочность ведутся в основном с применением таких программных комплексов, как ANSYS, ABAQUS, MSC.NASTRAN, LS-DYNA и др. Анализируя многолетний опыт работ в области автоматизированного проектирования и расчетов, следует отметить, что в настоящее время многими автомобильными заводами достигнуты значительные успехи. Специалистами расчетного отдела Группы ГАЗ накоплен немалый опыт работ в области статических расчетов кузовных конструкций с применением пакета MSC.NASTRAN и нелинейных динамических расчетов с использованием пакета LS-DYNA. Следует отметить работы Г.М. Цоя [224], В.И. Отмахова [225] и М.В. Мешалова, связанные с особенностями моделирования сварных точек кузовных конструкций, а также с вопросами оптимизации толщин кузовных панелей. Специалисты ОАО «АВТОВАЗ» широко используют возможности пакета программ компании MSC при решении задач проектирования узлов и агрегатов автомобиля. Результаты применения программного обеспечения MSC.DYTRAN при доводке кузова легкового автомобиля по требованиям пассивной безопасности отражены в работах Е.Н. Шмелева и С.А. Курдюка, выполненных совместно с Е.О. Ивановым и А.Р. Кирсановым. Следует также отметить работу [226], связанную с изучением особенностей применения насыщенных планов расчетов для решения задачи структурной оптимизации конструкции автомобиля при фронтальном ударе.

Особенности компьютерного моделирования при оценке пассивной безопасности и прочности кузовных конструкций рассмотрены в работах сотрудников кафедр «Автомобили и тракторы» ведущих технических университетов страны НГТУ им. Р.Е. Алексеева и ТГУ, в которых вопросами исследования свойств несущих систем занимаются как заслуженные ученые, так и молодые специалисты. Немалый вклад в развитие данной тематики внесен учеными МГТУ им. Н.Э. Баумана В.Н. Зузовым, Б.А. Афанасьевым [227] и др. В их совместной работе рассматриваются вопросы, связанные с определением нагрузочных режимов для рам, кабин и кузовов колесных машин; моделированием их напряженно-деформированного состояния с использованием различных расчетных методов, в том числе и МКЭ.

Большое внимание проблеме повышения пассивной безопасности автотранспортных средств уделяется в соответствующей зарубежной литературе. Результаты исследований зарубежных конструкторов-расчетчиков широко освещаются в материалах международных конференций пользователей современных расчетных программных продуктов. Среди пользователей системы LS-DYNA наиболее интересными, с точки зрения проблемы пассивной безопасности автомобилей,

являются работы следующих авторов: N. Biswanath [228] и J. Dinesh, G.S. Choi [229] и H.K. Min, A.A. Gustavo [230] и H.K. Matthew.

В заключение данного раздела необходимо отметить, что метод конечных элементов позволяет в равной степени рассчитывать как кузовные конструкции, так и прочие элементы, определяющие пассивную безопасность автомобиля: рулевое управление, подушки и ремни безопасности и др. Существуют также специальные программные комплексы, позволяющие рассчитать поведение манекенов внутри салона автомобиля в условиях краш-тестов (MADYMO, PRADIS). Таким образом, программы, основанные на методе конечных элементов, позволяют решать практические задачи, связанные с оценкой и повышением несущей способности автотранспортных средств.

9.2 Постановка задач исследования и выбор способов решения поставленных задач

В данной работе исследуются прочность и пассивная безопасность несущих систем легковых автомобилях в условиях эксплуатационного и аварийного нагружения. Таким образом, задачами исследования являются:

- Выбор объектов исследования. Обоснование и выбор режимов их нагружения;
- Разработка конечно-элементных моделей исследуемых объектов;
- Расчетный анализ напряженно-деформированного состояния моделей;
- Оценка прочности и безопасности конструкций по результатам расчетов;
- Разработка практических рекомендаций по совершенствованию исследуемых несущих конструкций.

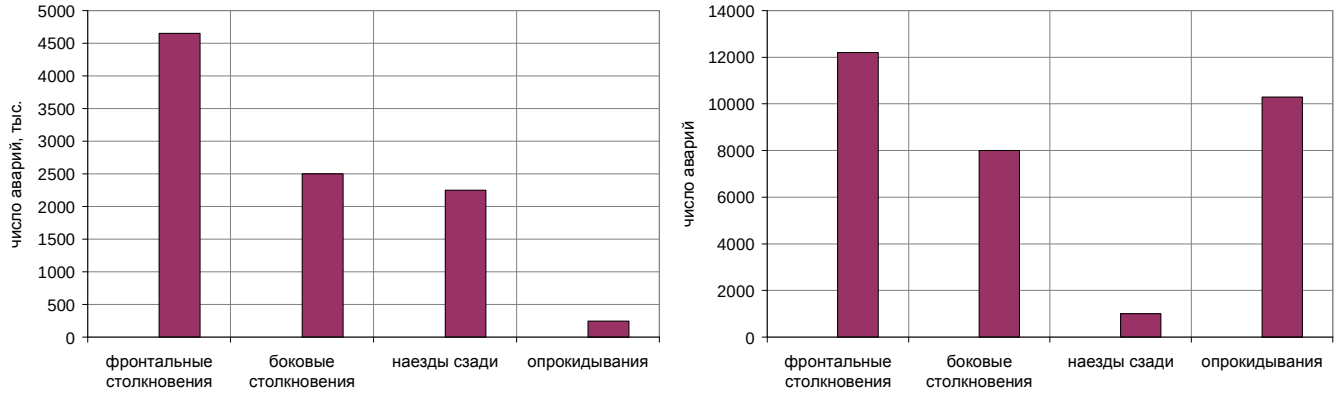
Для решения указанных задач в работе используются современные программные комплексы, работа которых основана на методе конечных элементов.

9.3 Анализ нормативных документов, регламентирующих несущую способность кузовов легковых автомобилей

Основные требования пассивной безопасности, предъявляемые к конструкции автомобиля достаточно подробно описаны и систематизированы в литературных изданиях А.И. Рябчинского [231] и Л.Н. Орлова [232]. Большое количество действующих Правил ЕЭК ООН касается требований безопасности кузовов легковых автотранспортных средств, включая требования к конструкциям бамперов, каркасов сидений, дверных замков, ремней безопасности, рулевых колес и колонок, элементов интерьера. Наиболее важными нормативными документами, регламентирующими требования безопасности являются:

- № 32 (ОСТ 37.001.264-83) – для легковых автомобилей в отношении поведения их конструкции в случае удара сзади;
- № 33 (ОСТ 37.001.263-83); № 94 – для легковых автомобилей и транспортных средств категории М1 в отношении поведения их конструкции в случае лобового столкновения;
- № 95 (ОСТ 37.001.438-86) – для транспортных средств категорий М1 и N1 (для легковых автомобилей) в отношении защиты водителя и пассажиров в случае бокового столкновения (при боковом ударе);
- ОСТ 37.001.439-86 – для легковых автомобилей с закрытым кузовом в части определения ударно-прочностных свойств кузова при опрокидывании автомобиля;
- ОСТ 37.001.444-86 – для легковых автомобилей с открывающимся или съемным верхом (крышей) в отношении ударно-прочностных свойств кузова при опрокидывании автомобиля.

Наиболее подробно можно остановиться на последних требованиях, регламентирующих требования прочности и безопасности конструкций легковых автомобилей при возможном опрокидывании, поскольку данный тип аварий является весьма серьезным и очень травмоопасным. Так например в 1999 году, американский департамент безопасности дорожного движения *NHTSA* (*National Highways Traffic Safety Administration*) опубликовал данные (рис. 9.1а), согласно которым опрокидывания автомобилей составляют всего 2,5% от общего числа аварий. Но среди аварий со смертельным исходом доля опрокидываний намного выше, чем, к примеру, среди боковых столкновений или наездов сзади (рис. 9.1б). Похожая статистика характерна для многих стран мирового сообщества, в том числе и для России.



а) б)

Рисунок 9.1 - Статистика дорожно-транспортных происшествий
а) автомобильные аварии на дорогах США в 1999 году; б) аварии со смертельным исходом

Согласно американской статистике, 90% случаев опрокидывания связано с элементарной потерей концентрации водителем. Т. е. водитель не замечает поворота и съезжает в кювет (рис. 9.2а). Однако опрокидывание может произойти и на прямом участке дороги. При слишком резком повороте руля (например, объезд внезапно появившегося препятствия) автомобиль может выскочить на встречную полосу, и это может закончиться опрокидыванием (рис. 9.2б). Не следует также резко выворачивать руль обратно для коррекции заноса – машина может перевернуться на правой обочине (рис. 9.2в).

а) б) в)

Рисунок 9.2 - Случаи опрокидывания автомобиля
а) съезд на обочину второстепенной дороги; б) опрокидывание на левой обочине прямолинейной трассы; в) опрокидывание на левой обочине прямолинейной трассы (резкая коррекция заноса)

Уровень травматизма при опрокидывании автомобиля может быть значительно снижен за счет использования водителем и пассажирами ремней безопасности. Статистика показывает, что около 80% погибших при таких авариях не были пристегнуты ремнями безопасности. Известно, что пользование ремнями сокращает риск получить смертельные травмы при опрокидывании на 75%. Специальные подушки безопасности также повышают уровень пассивной безопасности автомобиля. Однако, ни ремни, ни подушки не смогут сохранить жизнь и здоровье людей, если несущая система автомобиля не удовлетворяет предъявляемым требованиям по пассивной безопасности.

Для кузовов легковых автомобилей как с жесткой, так и с опрокидывающейся или съемной крышей (верхом), в соответствии с ОСТ 37.001.439-86 и ОСТ 37.001.444-86, деформация крыши измеренная от первоначального до конечного положения геометрического центра ударной поверхности не должна превышать 130 мм, причем после воздействия ударного элемента жесткие детали открывающейся или съемной крыши и защитных элементов кузова не должны своим состоянием и расположением создавать угрозу ранения водителя и пассажиров. При испытании двери автомобиля не должны открываться под воздействием удара. После испытания двери (с каждой стороны) должны легко открываться без применения специального инструмента. Схема стенда и методика проведения испытания показаны на рисунок 9.3. Испытаниям подвергаются автомобили,

имеющие все элементы и оборудование, включенные в его массу в снаряженном состоянии. Двери испытываемого автомобиля должны быть заперты, но не заблокированы. Окна должны быть закрыты.

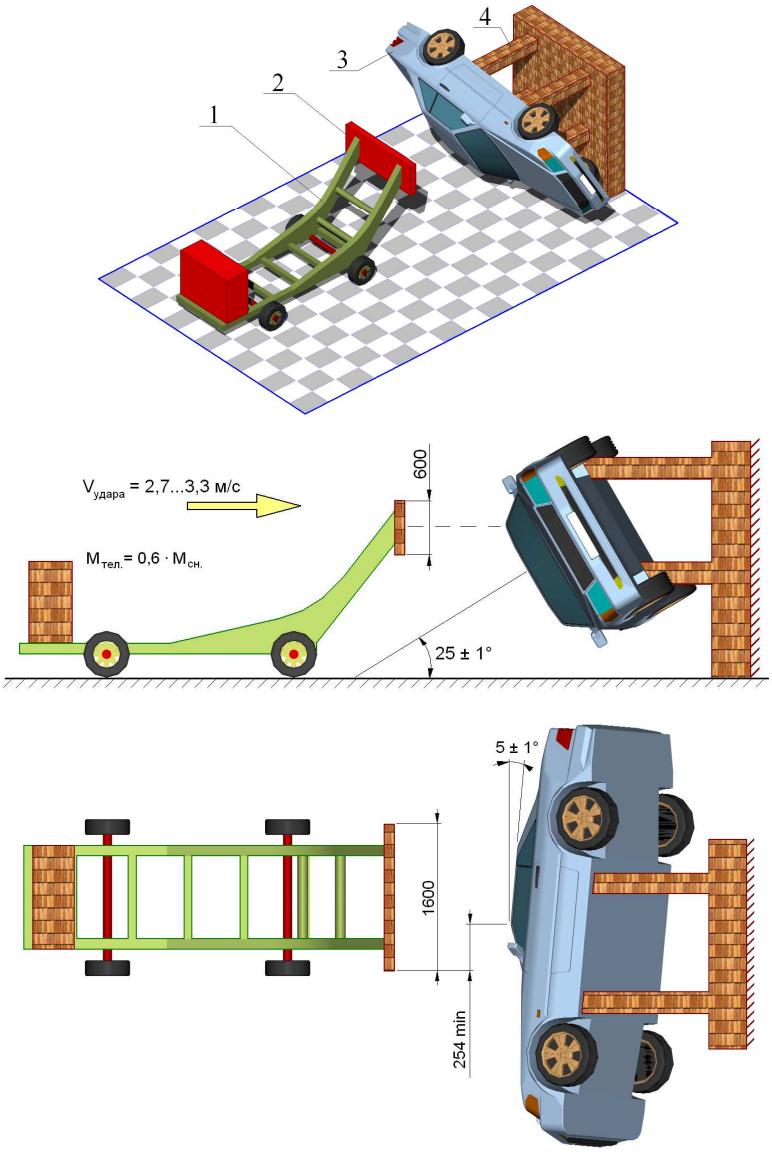


Рисунок 9.3 - Схема стенда и условия проведения испытаний

Испытание на опрокидывание имитируют нанесением удара по крыше. Испытываемый автомобиль или кузов 3 жестко (влияние упругих элементов подвески исключается) устанавливают на стенде 4 так, чтобы его средняя продольная плоскость образовывала с горизонтальной плоскостью угол 25±1°. Следы исходной плоскости и плоскости ударной поверхности должны находиться на горизонтальной плоскости под углом 5±1°. Ударный элемент 2, представляющий прямоугольник длиной 1600 мм и высотой 600 мм, должен иметь жесткую конструкцию и крепиться на подвижной тележке 1 (допускается также использование маятникового ударного устройства). Ударную поверхность необходимо покрыть фанерой толщиной 20 мм и закруглить края радиусом 40 мм. Точку

первоначального контакта ударной поверхности с кузовом испытуемого автомобиля следует располагать на горизонтальной осевой линии ударной поверхности на расстоянии не менее 254 мм от вертикального края, ближнего к передней стойке кузова. Общая масса подвижной тележки с ударным элементом (приведенная масса маятника) должны составлять 60% от массы полностью укомплектованного автомобиля в снаряженном состоянии. В момент, непосредственно предшествующий удару, ударная поверхность должна двигаться по инерции. Скорость удара равна 2,7…3,3 м/с для автомобиля с закрытым кузовом и 2,4…2,5 м/с для автомобиля с кузовом, имеющим откидывающийся или съемный верх (крышу).

9.4 Выбор и обоснование режимов эксплуатационного и аварийного нагружения кузовов легковых автомобилей

В качестве эксплуатационного режима нагружения рационально рассматривать режим кручения, который наблюдается при переезде автомобилем несимметричных неровностей. Заезд одним колесом на бордюр, подъем автомобиля на домкрате, диагональное вывешивание на бездорожье, прохождение поворота — во всех этих ситуациях нагрузки на кузов стремятся скрутить его вокруг продольной оси.

В качестве аварийных режимов нагружения будут рассмотрены условия опрокидывания легковых автомобилей, подробное описание которых представлено в подразделе 9.3.

9.5 Разработка компьютерной модели кузова легкового автомобиля

Исследования прочности и безопасности несущих конструкций легковых автомобилей проведены с использованием трех конечно-элементных моделей.

Первая расчетная модель кузова типового легкового автомобиля состоит из балочных и пластинчатых элементов (рисунок 9.4). Пластинчатые элементы получаются при нанесении конечно-элементной сетки на поверхности, а балочные – при разбивании коробчатых участков на конечные элементы. На рис.9.4б показаны элементные группы модели: 1 – обшивка корпуса автомобиля; 2 – продольные лонжероны основания; 3 – продольные силовые элементы крыши; 4 – поперечины основания кузова; 5 – поперечины крыши; 6 – лобовые стойки; 7 – силовые элементы тоннеля; 8 – балки переднего и заднего бамперов; 9 – нижние части центральных стоек; 10 – верхние части центральных стоек; 11 – силовые элементы передка; 12 – силовые элементы передней и задней частей кузова; 13 – балки в основании для установки сидений.

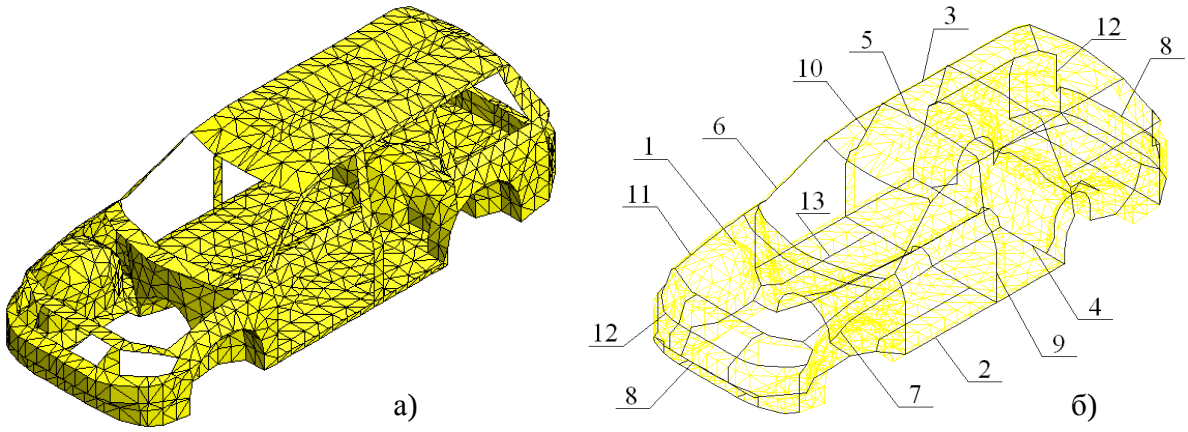


Рисунок 9.4 - Расчетная модель кузова легкового автомобиля
а) конечно-элементная модель кузова автомобиля; б) элементные группы модели

Толщина пластинчатых элементов первой расчетной модели составляет 0,9 мм. В таблице 9.1 приведены соотношения геометрических характеристик сечений стержневых элементов модели в сравнении с элементами шестой группы (стойкой лобового окна). При этом K_{Ix}, K_{Iy} и K_F – коэффициенты изменения моментов инерции, моментов сопротивления и площади сечений.

Таблица 9.1 Относительные характеристики сечений

Группа	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
K_{Ix}	27,8	0,3	5,1	1,7	1,0	0,2	6,4	5,1	1,0	0,4	0,2	2,0
K_{Iy}	36,7	0,7	5,1	0,3	1,0	0,2	9,9	5,1	1,0	0,4	0,2	3,8
K_F	4,2	0,8	2,3	1,0	1,0	0,6	2,6	2,3	1,0	0,7	0,6	1,9

Второй расчетной моделью является модель кузова легкового автомобиля ГАЗ-3105 (рисунок 9.5). Коллективом исследователей настоящего раздела НИР выполнялась доработка этой расчетной модели, созданной специалистами расчетного отдела ГАЗ: проверка качества конечно-элементной сетки, редактирование отдельных участков модели с целью устранения начальных проникновений компонент модели, моделирование сварных соединений отдельных компонент и др. Подробная модель кузова состоит из 182414 узлов и 173749 оболочечных элементов типа *SHELL*, а также 5468 элементов типа *RIGID*, которые имитируют точки контактной сварки. Обоснование правомерности выбора данной расчетной модели, основанное на расчетно-экспериментальном анализе результатов конечно-элементного анализа и данных экспериментальных исследований приведено в подразделе 9.9.

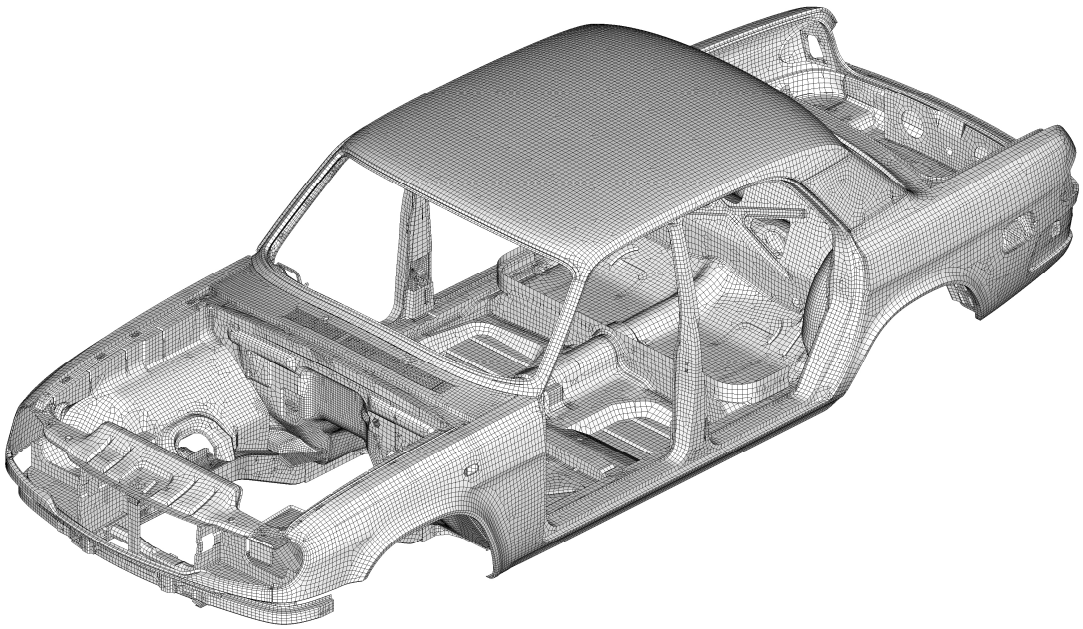


Рисунок 9.5 - Конечно-элементная модель кузова ГАЗ-31105

Третьей расчетной моделью является подробная конечно-элементная модель кузова автомобиля ВАЗ-1118 "Калина", разработанная на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ им. Р.Е. Алексеева в рамках договора с ОАО «АвтоВАЗ» и выполнения министерской программы «Разработка методики выбора и анализа силовой схемы кузова при проектировании и доводке легковых автомобилей» (рисунок 9.6). Модель состоит из 121-ой компоненты. Для образования пластинчатых элементов все панели кузова разбиты сеткой конечных элементов, шаг которой находится в пределах 5…10 мм. Он позволяет наиболее подробно представить реальные формы панелей, конструктивные особенности несущих элементов кузова в модели. Применение относительно частой сетки обусловлено также обеспечением возможности более подробного и точного представления сварных соединений с учетом существующего расположения шага сварных точек. Разработанная КЭМ кузова имеет 325997 пластинчатых элементов, из них 315338 четырехугольных и 10659 треугольных. Количество последних составляет 3,2% от общего числа элементов. Сварные точки в модели представлены элементами *RigidBody*. Всего в модели присутствует 3210 таких элементов. Рассматриваемая конечно-элементная модель (как и другие модели, являющиеся объектами исследования данной работы) не включает в себя расчетные схемы дверей, капота, крышки багажника и стекол.

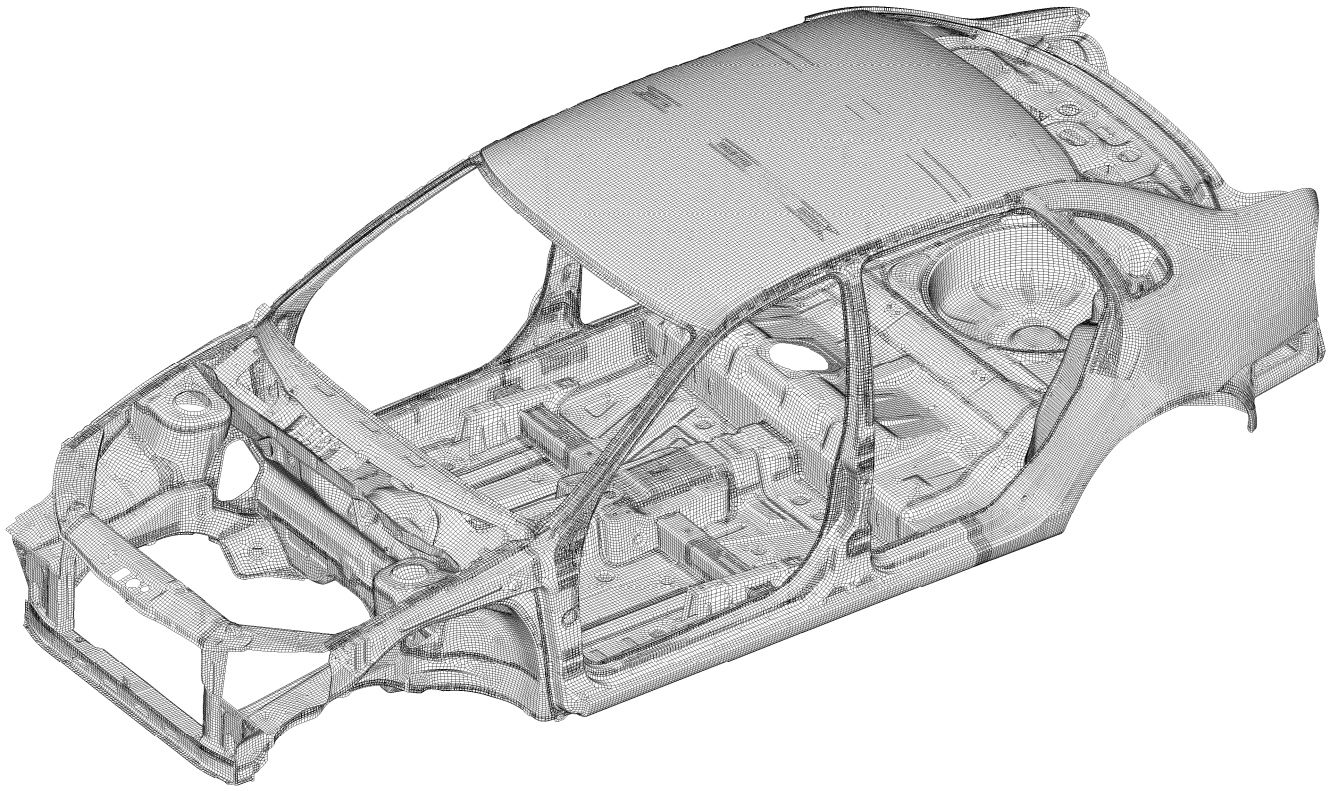


Рисунок 9.6 - Конечно-элементная модель кузова автомобиля ВАЗ-1118

9.6 Моделирование эксплуатационных режимов нагружения кузова легкового автомобиля

Исследование прочности несущей конструкции кузова легкового автомобиля проведено с использованием комбинированной модели, показанной на рисунке 9.4.

Существенным фактором, определяющим жесткость конструкции на кручение, являются взаимно уравновешенные поперечные сдвигающие силы, действующие в полу и крыше. Значительную роль играют два нижних обвязочных бруса (продольные балки, образующие нижний элемент боковой рамы), действующих как пара скручиваемых труб. При этом необходимо обеспечить хорошую связь между силовыми элементами левой и правой боковин, которая достигается использованием соответствующих профилей поперечных элементов основания и крыши, а также добавлением накрест лежащих диагоналей в передней стенке, основании и задней части кузова. Для снижения массы конструкции рекомендуется использовать легкие сплавы, например алюминий, который более экономичен в отношении массы, чем сталь. Принимая во внимание данные замечания, было рассмотрено изменение жесткости конструкции в результате последовательного изменения следующих параметров:

- толщина пластинчатых элементов (толщина обшивки);

- высота поперечного сечения продольных лонжеронов основания;
- высота поперечного сечения продольных силовых элементов крыши;
- размеры сечения поперечин основания;
- ширина сечения поперечины крыши связывающей центральные стойки боковин;
- материалы балочных и пластинчатых элементов;
- влияние дополнительных диагоналей на жесткость конструкции.

Результаты соответствующих расчетов представлены на рисунке 9.7 и в таблицах 9.2 - 9.8.

Таблица 9.2 Влияние толщины панелей на угловую жесткость конструкции

Толщина, мм	Масса, кг	Прирост массы, %	Угловая жесткость, кНм/град	Прирост жесткости, %
0,7	261,9	---	15,5	---
0,9	289,9	10,6	16,7	7,7
1,1	317,8	21,3	17,7	14,5

Таблица 9.3 Влияние высоты поперечного сечения продольных лонжеронов на угловую жесткость

Сечение, мм	Масса, кг	Прирост массы, %	Угловая жесткость, кНм/град	Прирост жесткости, %
100 x 100	284,7	---	15,6	---
120 x 100	289,9	1,82	16,7	7,0
140 x 100	295,0	3,61	17,8	14,1

Таблица 9.4 Влияние поперечного сечения продольных элементов крыши на угловую жесткость

Сечение, мм	Масса, кг	Прирост массы, %	Угловая жесткость, кНм/град	Прирост жесткости, %
25 x 25	288,8	---	16,0	---
40 x 25	289,9	0,38	16,7	4,3
55 x 25	290,9	0,72	17,2	7,5

Таблица 9.5 Влияние сечения поперечин основания на угловую жесткость

Сечение, мм	Масса, кг	Прирост массы, %	Угловая жесткость, кНм/град	Прирост жесткости, %
40 x 60	287,7	---	16,3	---
60 x 60	289,9	0,7	16,7	2,5
80 x 60	292,1	1,5	17,0	4,3

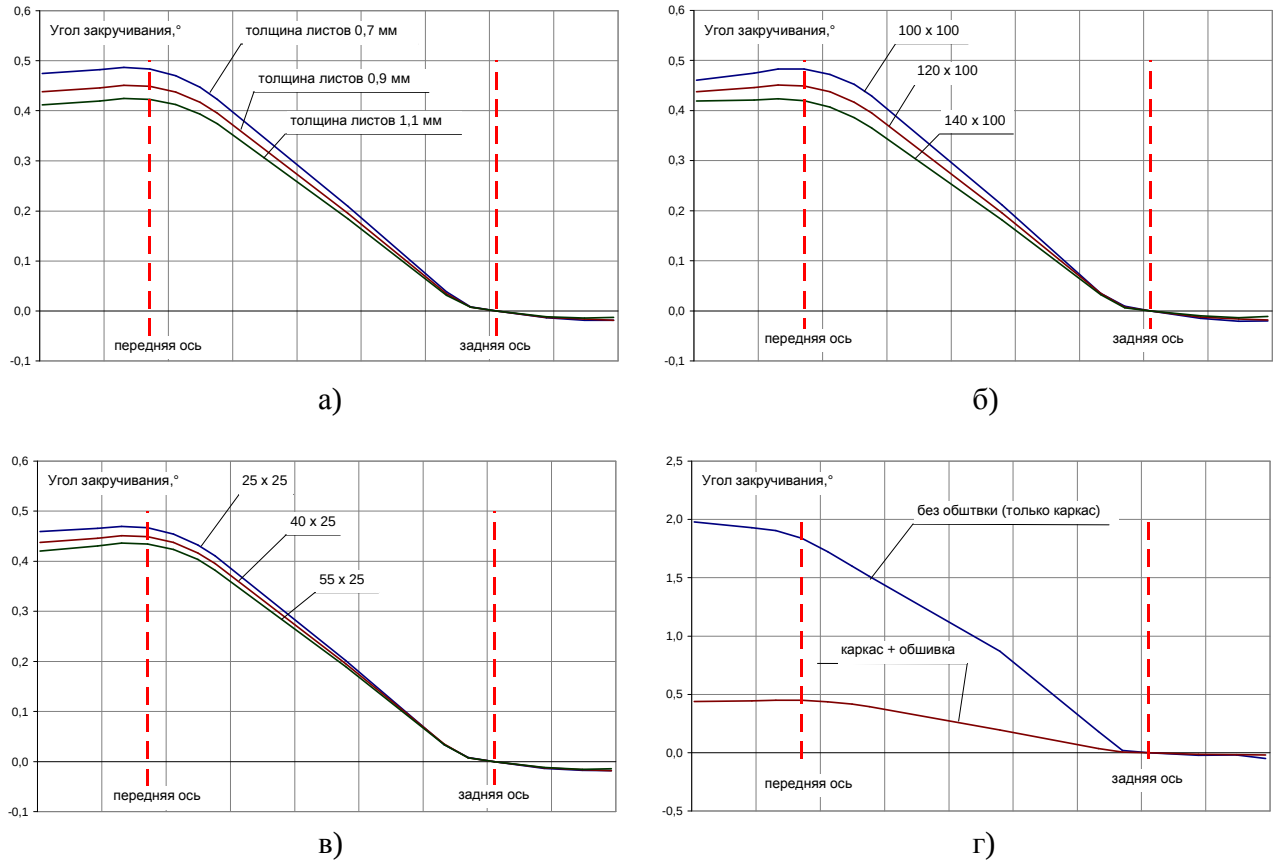


Рисунок 9.7 - Зависимости углов закручивания основания кузова от скручивающего момента
а) при разной толщине листов обшивки модели
б) при разной высоте поперечного сечения продольных лонжеронов
в) при разной высоте поперечного сечения продольных элементов крыши
г) при разных вариантах исполнения расчетной модели

Таблица 9.6 Влияние ширины сечения поперечины крыши, связывающей центральные стойки боковин на угловую жесткость

Сечение, мм	Масса, кг	Прирост массы, %	Угловая жесткость, кНм/град	Прирост жесткости, %
---	288,2	---	16,4	---
20 x 40	289,5	0,4	16,6	1,2
60 x 40	289,9	0,6	16,7	1,8
80 x 40	290,2	0,7	16,8	2,4

Таблица 9.7 Влияние материалов балочных и пластинчатых элементов на угловую жесткость

Материал элементов		Масса, кг	Угловая жесткость, кНм/град
пластины	балки		
Стальные балки (только каркас)		164,1	4,07
Сталь	Сталь	289,9	16,7
Алюминий	Сталь	205,8	12,36

Таблица 9.8 Влияние дополнительных диагональных силовых элементов на угловую жесткость

Расположение	Масса, кг	Прирост массы, %	Угловая жесткость, кНм/град	Прирост жесткости, %
---	289,9	---	16,7	---
в предн. части.	301,4	3,9	17,1	2,4
в основании	299,4	3,3	17,3	3,5
в задн. части	297,0	2,5	17,0	1,8

Анализ результатов показывает, что в условиях такого эксплуатационного вида нагружения как кручение, очень важную роль в обеспечении жесткости конструкции играет обшивка, продольные пороги кузова, а также поперечные элементы, связывающие боковины кузова, в частности диагональные силовые элементы, которые могут быть расположены в основании.

Подробное описание практических рекомендаций по совершенствованию конструкции кузовов легковых автомобилей в условиях действия скручивающих нагрузок, которые следует из полученных результатов расчетов, представлено в подразделе 9.10.

9.7 Моделирование аварийных режимов нагружения кузова легкового автомобиля

Моделирование условий опрокидывания кузова ГАЗ-31105

Исследование поведения кузова при ударном нагружении в условиях характерных для опрокидывания легкового автомобиля с учетом нелинейной характеристики материала и больших пластических деформаций элементов проведено по результатам расчетов модели кузова, показанной на рисунке 9.5.

На рисунке 9.8 показаны условия закрепления и нагружения расчетной модели. Модель кузова закреплялась на четырех опорах по краям порогов салона. Удар наносился жесткой плитой в верхний левый угол крыши. Скорость плиты составляла $V_{ПЛ}$ = 2,7 м/с; ее масса $M_{ПЛ}$ была равна 60% от снаряженной массы ГАЗ-31105 ($M_{СН}$ = 1400 кг), т.е. $M_{ПЛ}$ = 840 кг. Таким образом, энергия удара равнялась: $E_{УД} = \frac{M_{ПЛ} \cdot V_{ПЛ}^2}{2} = \frac{840 \cdot (2,7)^2}{2}$ = 3,06 кНм. В соответствии с правилами, плита наклонена под углом 25° к боковине кузова; угол между крышей и плитой составляет 5°. На рис. 9.9 показана модель кузова автомобиля до и после удара. Время удара составило 0,15с – за этот период энергия удара была полностью поглощена конструкцией кузова.

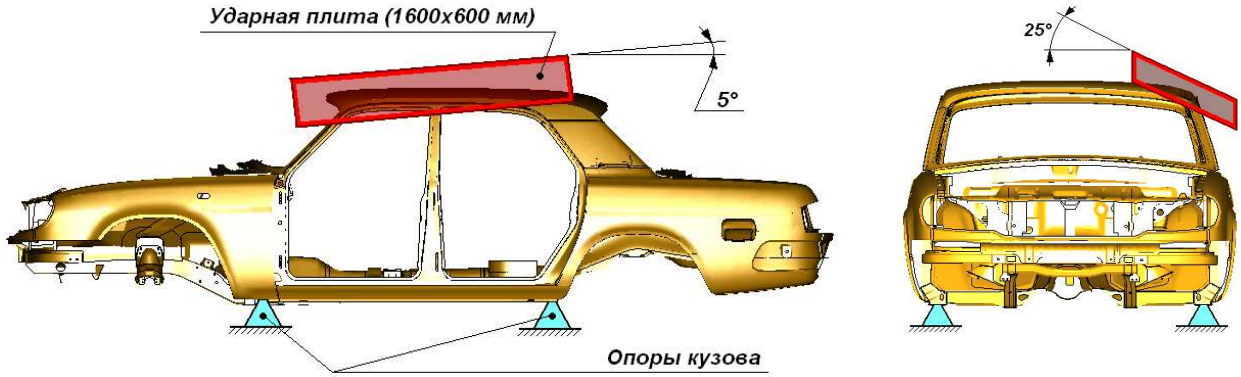


Рисунок 9.8 - Условия закрепления и нагружения кузова

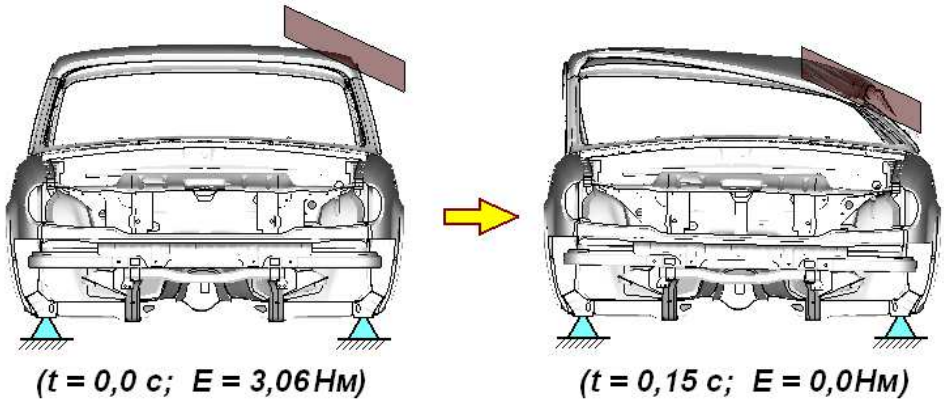


Рисунок 9.9 - Деформируемость кузова легкового автомобиля

На рисунке 9.10 показаны зоны возникновения пластических деформаций (пластических шарниров). При этом номера зон проставлены в соответствии с последовательностью их возникновения. Необходимо отметить, что в процессе разрушения в зонах A,B и C возникают локальные пластические деформации. В некоторых местах напряжения значительно превышают предел текучести. Однако в этих зонах сечения сохраняют свою геометрическую форму. Следует сказать, что в зоне B, расположенной в правой боковине, наблюдается существенный наклон центральных стоек кузова вправо. Зоны D также являются местом возникновения больших напряжений и, как следствие, пластических деформаций.

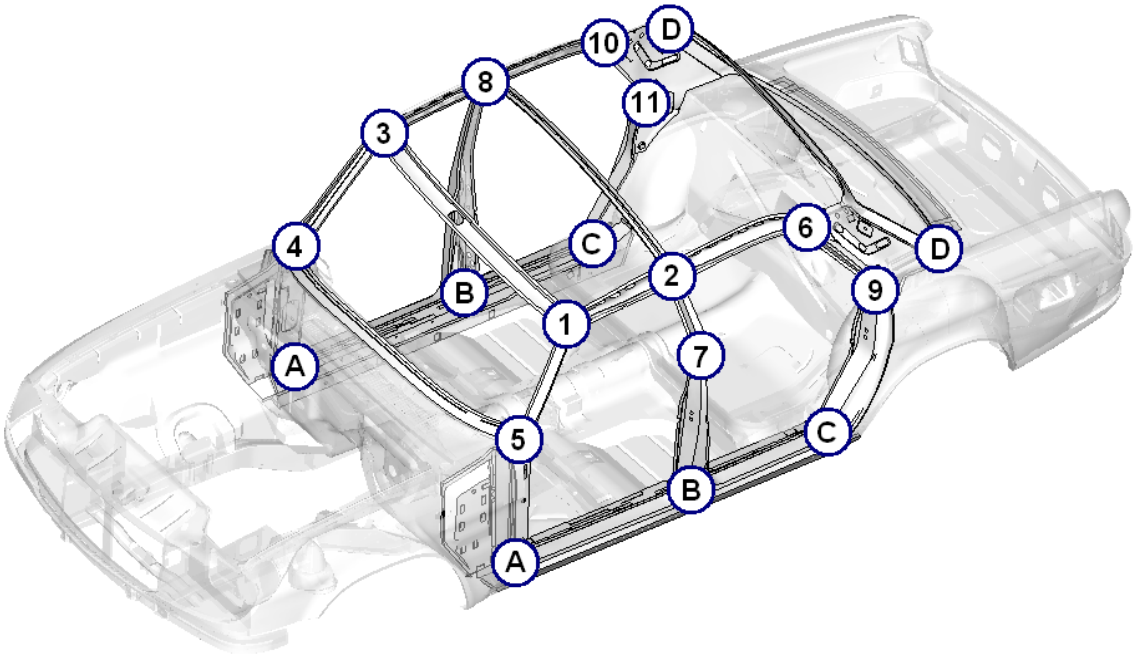


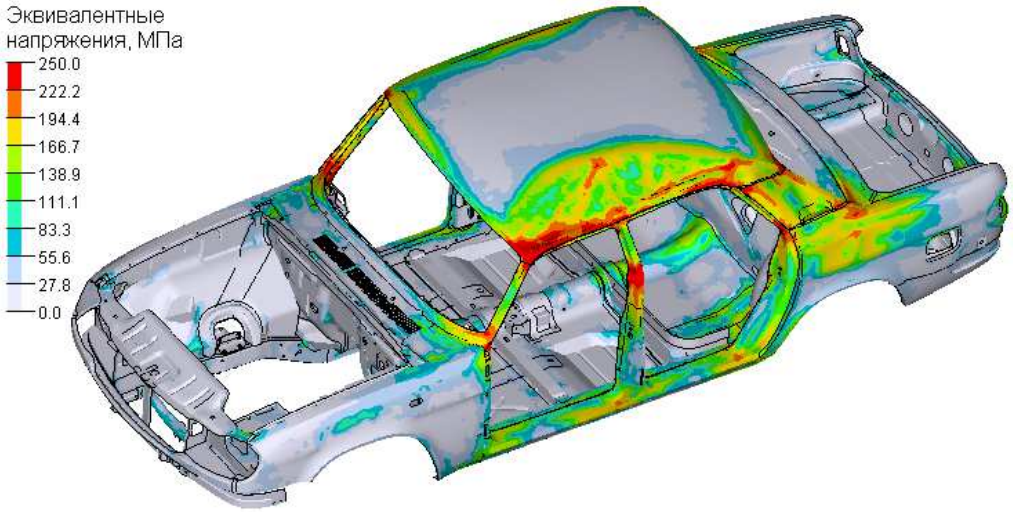
Рисунок 9.10 - Зоны возникновения упруго-пластических деформаций

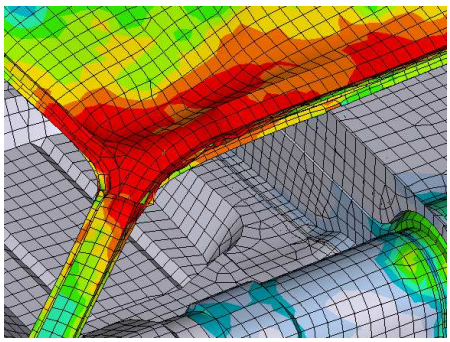
На рисунке 9.11 показано напряженно-деформированное состояние кузова легкового автомобиля после удара, а также представлены увеличенные изображения некоторых зон, в которых возникли пластические деформации (обозначение зон соответствует рисунку 9.10).

На рисунке 9.12 показан график перемещения ударной плиты за время удара. Суммарное перемещение составило 212 мм. На рисунке 9.13 приведен график изменения скорости плиты, а на рисунке 9.14 – график изменения реакции жесткой стенки (разрушающей нагрузки).

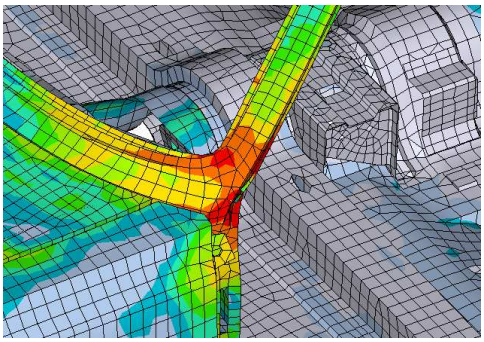
На рис. 9.15 показан график, отражающий изменение разрушающей нагрузки Pp в зависимости от перемещения ударной плиты. Площадь под графиком представляет собой энергоемкость кузова.

Видно, что максимальное значение разрушающей нагрузки составило 19кН. Среднее значение величины *P*p на допускаемом перемещении 130 мм составило 14,51кН, при этом энергоемкость кузова равна: $E_{130} = 14{,}51 \cdot 0{,}130 = 1{,}88$ кНм. Среднее значение величины *P*p на перемещении 210 мм, т.е. за все время нагружения, составило 14,46 кН, при этом энергоемкость кузова составляет: $E_{210} = 14{,}46 \cdot 0{,}210 = 3{,}03$ кНм.

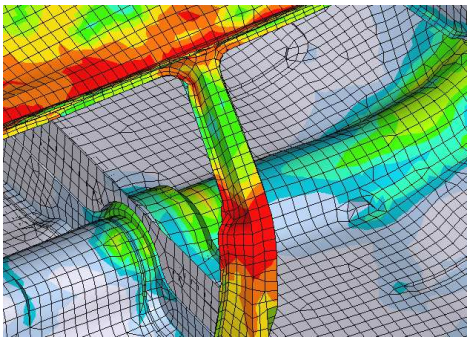




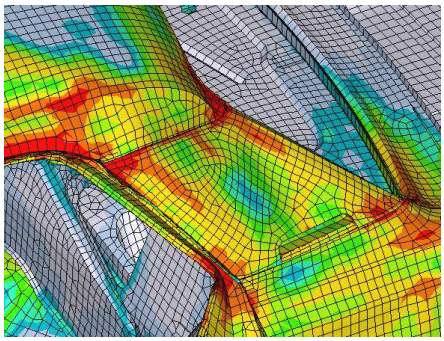
Зона 1



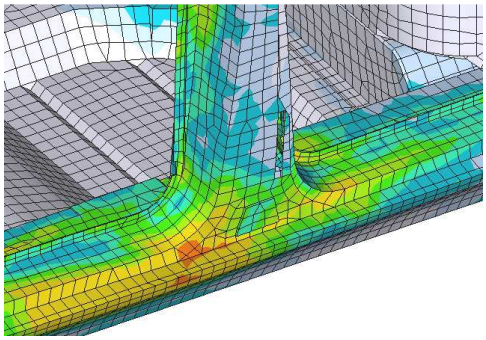
Зона 5



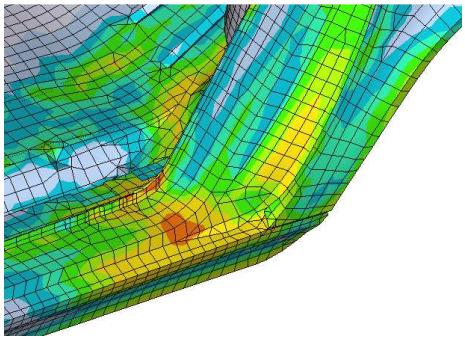
Зоны 2 и 7



Зоны 6 и 8



Зона B



Зона C

Рисунок 9.11 - Распределение эквивалентных напряжений по критерию прочности Мизеса в элементах подробной конечно-элементной модели кузова, МПа

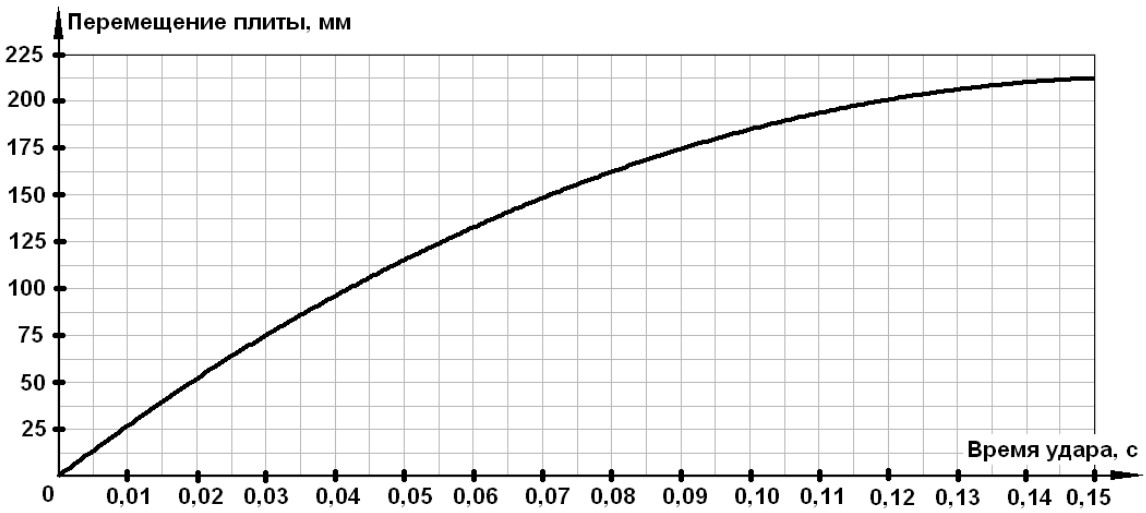


Рисунок 9.12 - График перемещения плиты за время удара

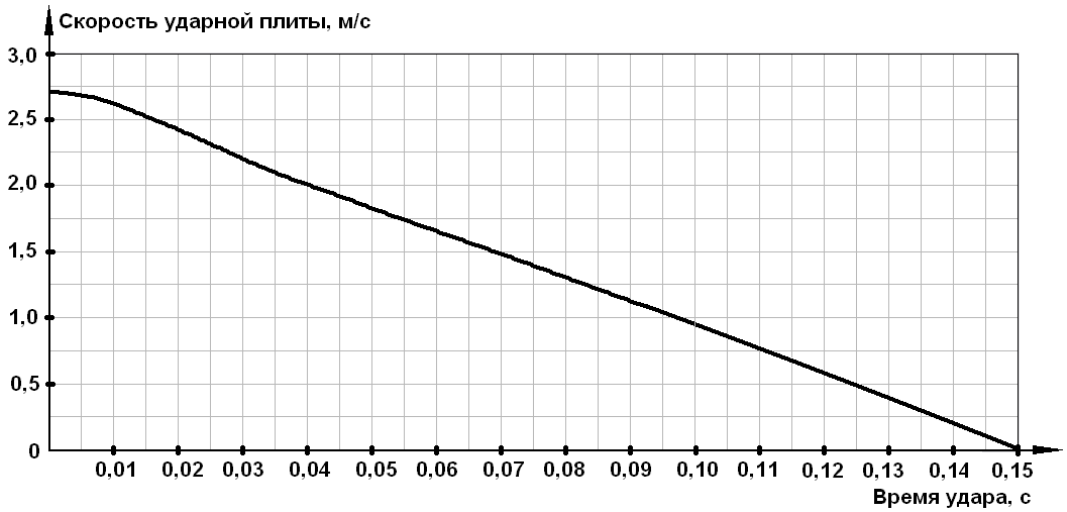


Рисунок 9.13 - График изменения скорости плиты за время удара

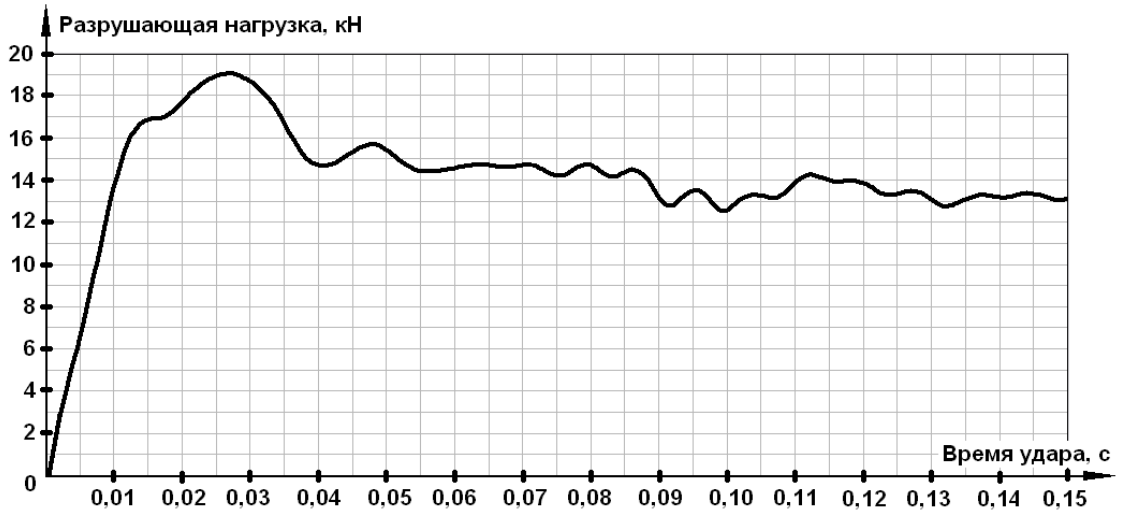


Рисунок 9.14 - График изменения разрушающей нагрузки за время удара

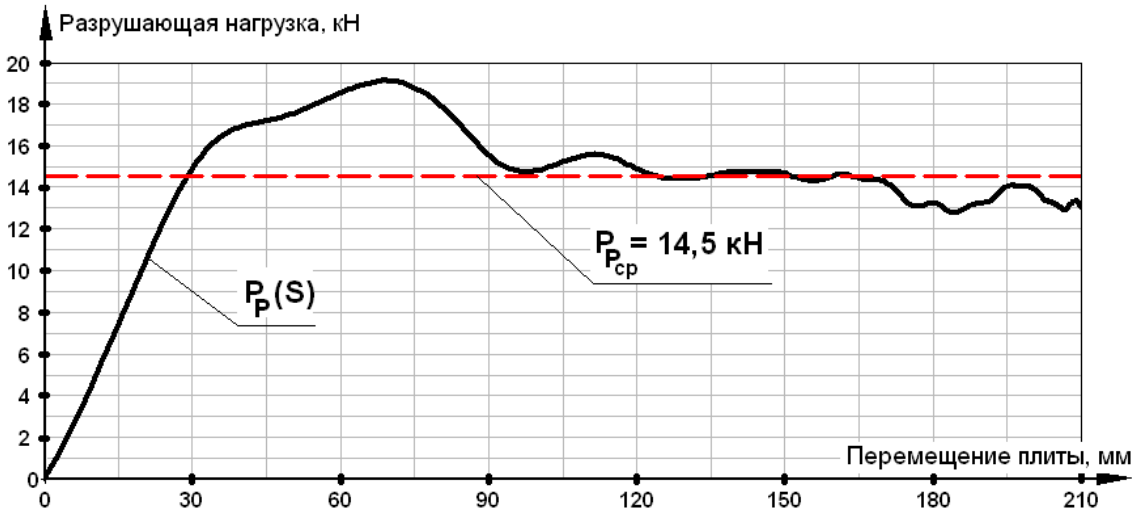


Рисунок 9.15 - График изменения разрушающей нагрузки *P*р в зависимости от перемещения ударной плиты

Моделирование условий опрокидывания кузова ВАЗ-1118

В данном пункте представлены результаты исследования поведения модели кузова (рисунок 9.6) при ударном нагружении с учетом физической и геометрической нелинейностей. На рисунке 9.16 показаны условия закрепления и нагружения расчетной модели. Удар по условиям ОСТ 37.001.439-86 наносился плитой в верхний левый угол крыши. Скорость плиты составляла: $V_{ПЛ}$ = 2,7 м/с; ее масса $M_{ПЛ}$ равна 60% от снаряженной массы ВАЗ-1118 ($M_{СН}$ = 1050 кг), т.е. $M_{ПЛ}$ = 630 кг.

Таким образом, кинетическая энергия удара составила $E_{УД} = \frac{M_{ПЛ} \cdot V_{ПЛ}^2}{2} = \frac{630 \cdot (2,7)^2}{2} = 2,29$ кНм.

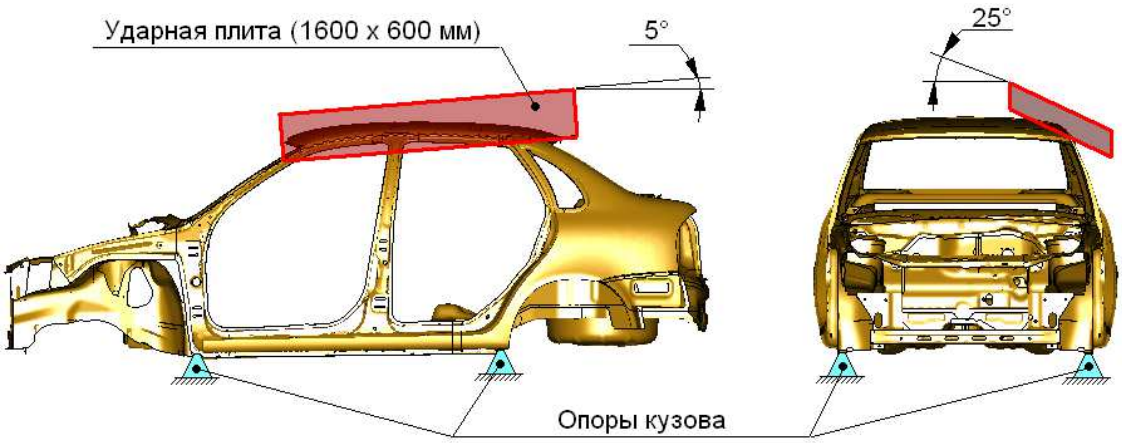
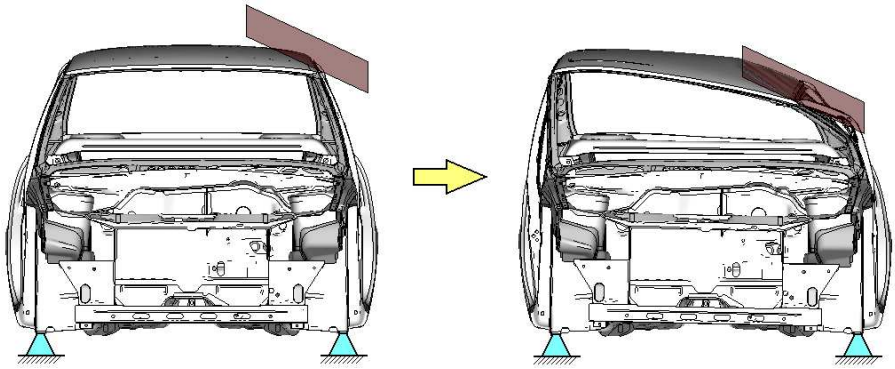


Рисунок 9.16 - Условия закрепления и нагружения кузова

На рисунке 9.17 показана модель кузова автомобиля до и после удара. Время удара составило 0,14с. За этот период времени энергия удара была полностью поглощена конструкцией кузова.



(t = 0,0 с; E = 2,29 кНм) (t = 0,14 с; E = 0,0 кНм)

Рисунок 9.17 - Деформируемость кузова легкового автомобиля

На рисунке 9.18 показаны зоны возникновения пластических шарниров. При этом номера зон проставлены в соответствии с последовательностью их возникновения в процессе ударного нагружения модели по времени:

- t = 0,010с

В этот момент времени возникают пластические деформации сечений (пластические шарниры) в зонах 1, 2 и 3 переднего левого дверного проема. Этому соответствует значение разрушающей нагрузки равное 11,5 кН.

- t = 0,015с

В этот период времени пластические шарниры появляются в зонах 4 и 5 правой лобовой стойки. В центральной стойке наблюдается постоянный рост напряжений, который приводит к ее излому и образованию пластического шарнира в зоне 6. При этом значение разрушающей нагрузки приближается к своему первому максимуму и составляет 14 кН.

- t = 0,040с

В данный момент времени в зонах 7 и 8 эквивалентные напряжения превышают предел текучести стали, что приводит к возникновению пластических шарниров. Значение разрушающей нагрузки составляет 11 кН.

- t = 0,055с

За данный период времени пластические деформации распространяются в зону 9 нижней части центральной стойки правой боковины. Наблюдается существенный наклон стойки вправо. Все это сопровождается ростом значения разрушающей нагрузки до величины13кН.

- t = 0,070с

Этот момент времени характерен распространением пластических деформаций и появлением пластических шарниров на двух задних поперечинах крыши, в местах их соединения с левой боковиной (в зоне 10). Величина разрушающей нагрузки снижается до значения 11,5 кН.

- t = 0,090с

Происходит излом в первой левой стойке заднего окна (зона 11). Параллельно с этим развиваются пластические деформации в противоположной зоне 12 правой боковины. При этом величина разрушающей нагрузки практически не изменяется и составляет 12кН.

- t = 0,110с

Наблюдается излом левой и правой стоек заднего окна (зоны 13 и 14), а значение разрушающей нагрузки достигает своего второго максимума и составляет 16кН. После излома стоек наблюдается снижение разрушающей нагрузки до значения 12кН.

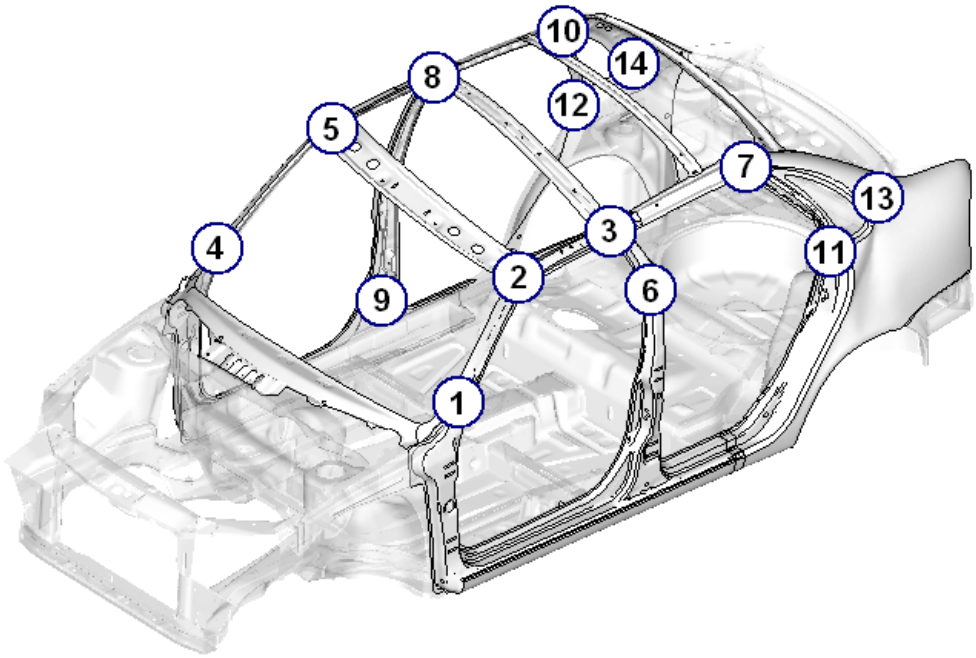
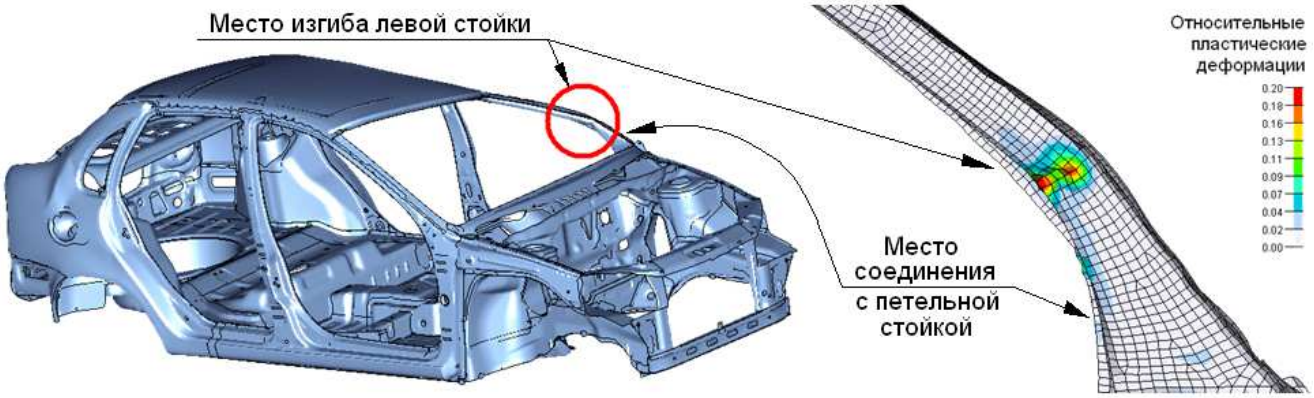


Рисунок 9.18 - Зоны возникновения упруго-пластических деформаций

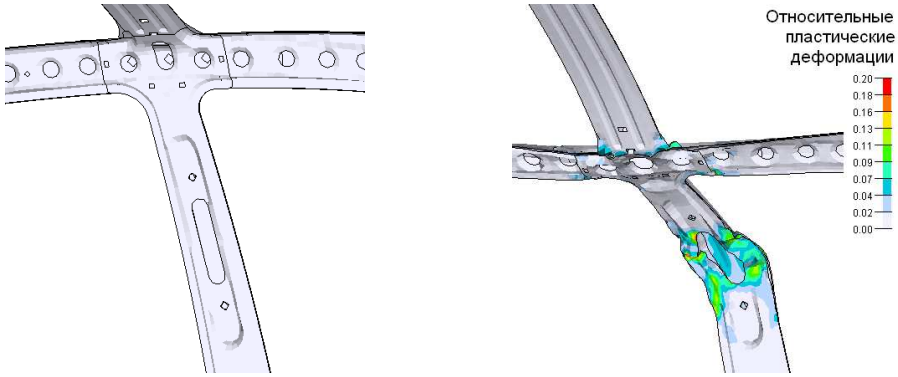
Следует отметить, что изгиб левой стойки лобового окна (зона 1 на рисунка 9.18) происходит в месте уменьшения поперечного сечения стойки, расположенного над ее соединением с передней петельной стойкой (рисунок 9.19). Аналогично расположена зона пластических деформаций правой стойки лобового окна (зона 4).



а) б)

Рисунок 9.19 - Зона изгиба левой стойки лобового окна
а) деформированный вид кузова;
б) распределение относительных пластических деформаций в месте изгиба левой стойки

Излом левой центральной стойки (зона 6 на рисунка 9.18) происходит в месте крепления ремня безопасности, где стойка имеет продолговатый вырез на внутренней панели. Таким образом, в верхней части стойки имеется зона с открытым поперечным сечением, в котором и образуется соответствующий пластический шарнир (рисунок 9.20).



а) б)

Рисунок 9.20 - Зона излома центральной стойки левой боковины
а) не деформированное состояние стойки; б) распределение относительных пластических деформаций в месте излома стойки при аварийном нагружении)

На рисунке 9.21 показан график перемещения ударной плиты за время удара, из которого видно, что ее суммарное перемещение составило 200 мм. На рисунке 9.22 приведен график изменения скорости плиты. На рисунке 9.23 показан график изменения реакции жесткой стенки (разрушающей нагрузки), где отмечено среднее значение разрушающей нагрузки за полное время удара, равное $Pp_{ср}$ = 12,27 кН. На рисунке 9.24 показано напряженно-деформированное состояние кузова легкового автомобиля после удара, а также представлены увеличенные изображения некоторых зон, в которых возникли пластические деформации (обозначение зон соответствует рисунку 9.18).

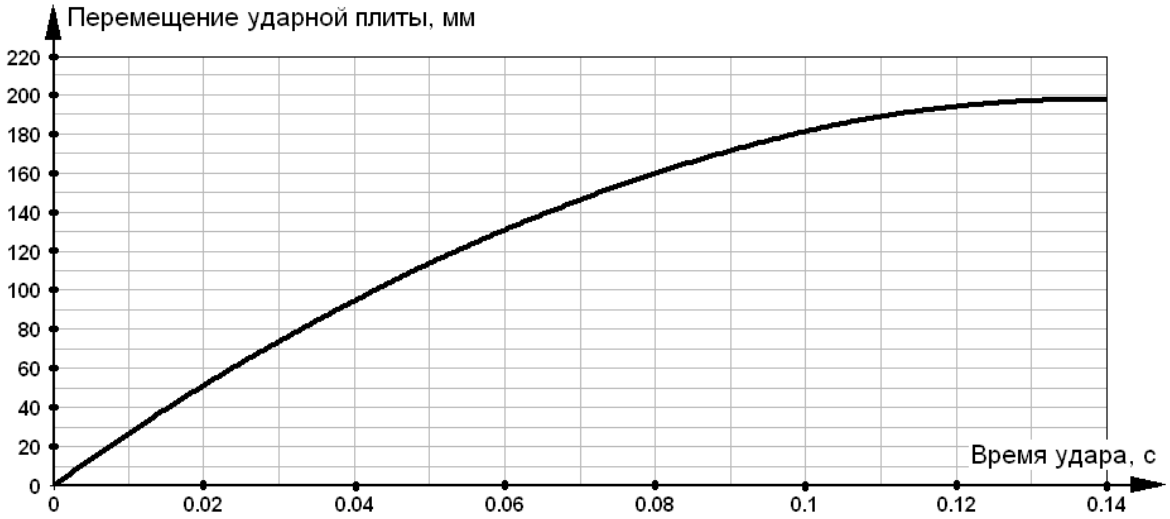


Рисунок 9.21 - График перемещения плиты за время удара

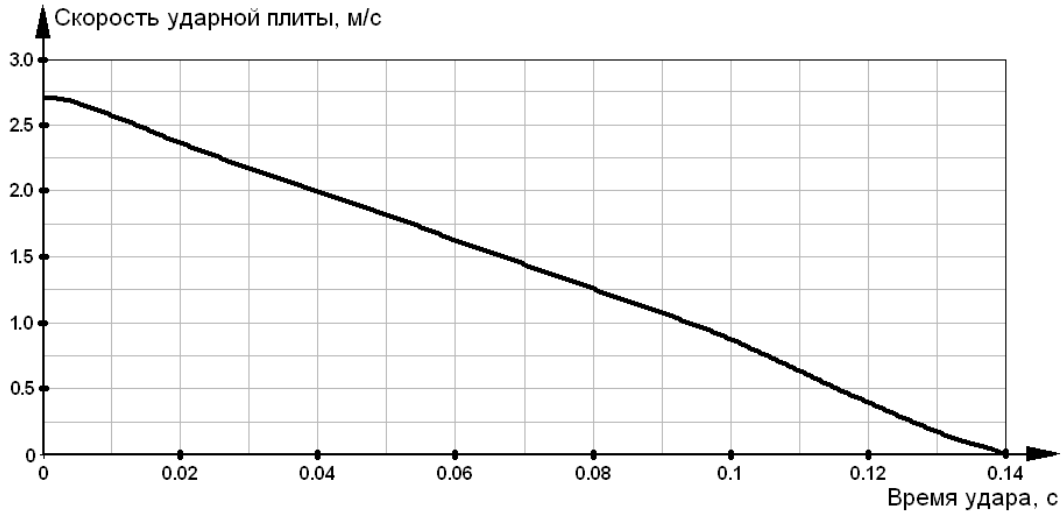


Рисунок 9.22 - График изменения скорости плиты за время удара

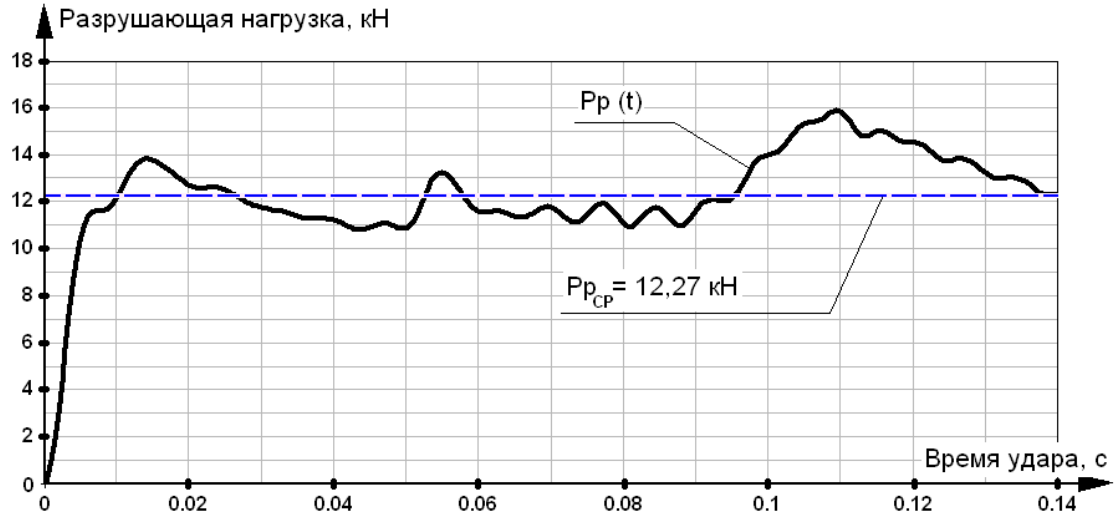
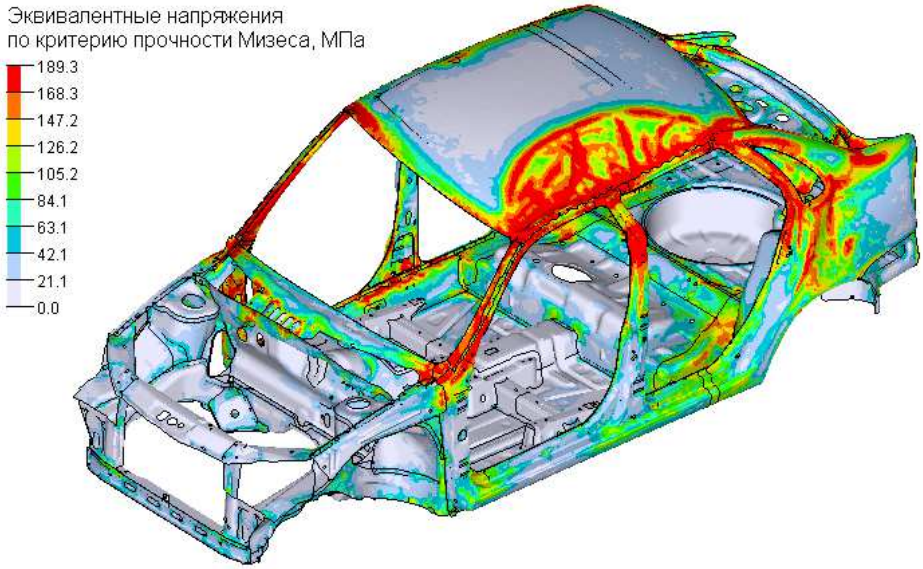
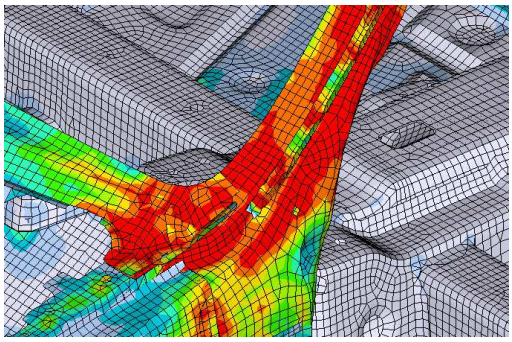
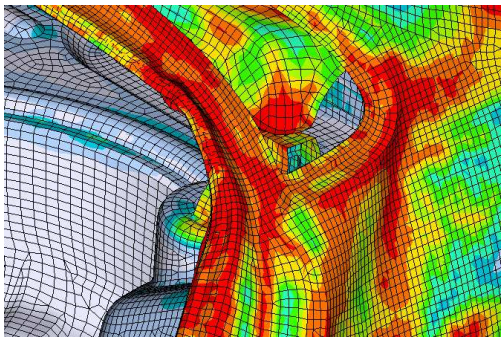


Рисунок 9.23 - График изменения разрушающей нагрузки за время удара

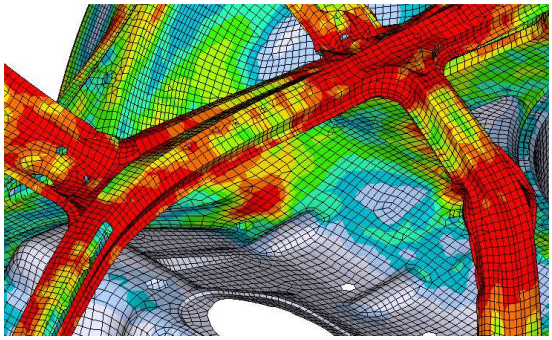




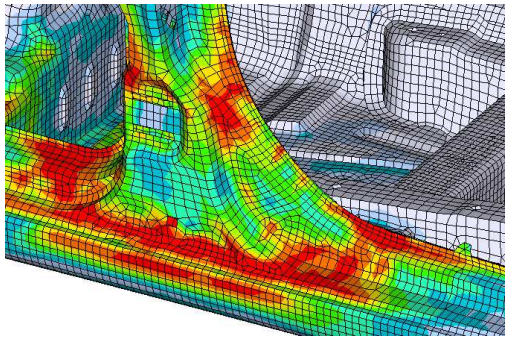
Зона 1



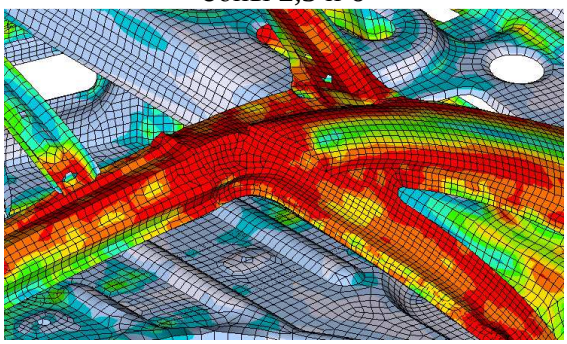
Зоны 11 и 13



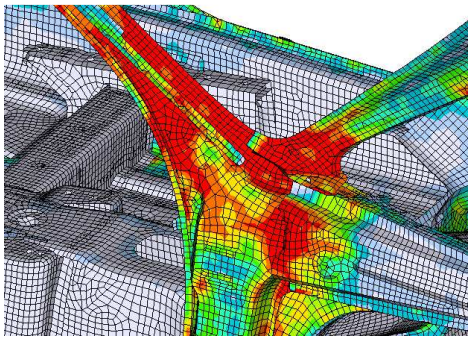
Зоны 2,3 и 6



Зона 9



Зона 7



Зона 4

Рисунок 9.24 - Распределение эквивалентных напряжений по критерию прочности Мизеса, МПа

На рисунке 9.25 приведен график изменения разрушающей нагрузки *P*р в зависимости от перемещения *S* ударной плиты. Очевидно, что площадь под графиком *P*р = Ф(*S*) представляет собой энергоемкость кузова. Математическая обработка графика показала, что энергоемкость кузова при перемещении плиты на 200 мм составляет E_{200} = 2406,1 кН·мм, а энергоемкость кузова при перемещении плиты на 130 мм равна E_{130} = 1467,7 кН·мм (перемещение ударной плиты на 130 мм допускаемо по требованиям ОСТ 37.001.439-86). Видно, что полученное значение E_{130} меньше энергии удара ($E_{уд}$ = 2290,0 кН·мм) на 35%.

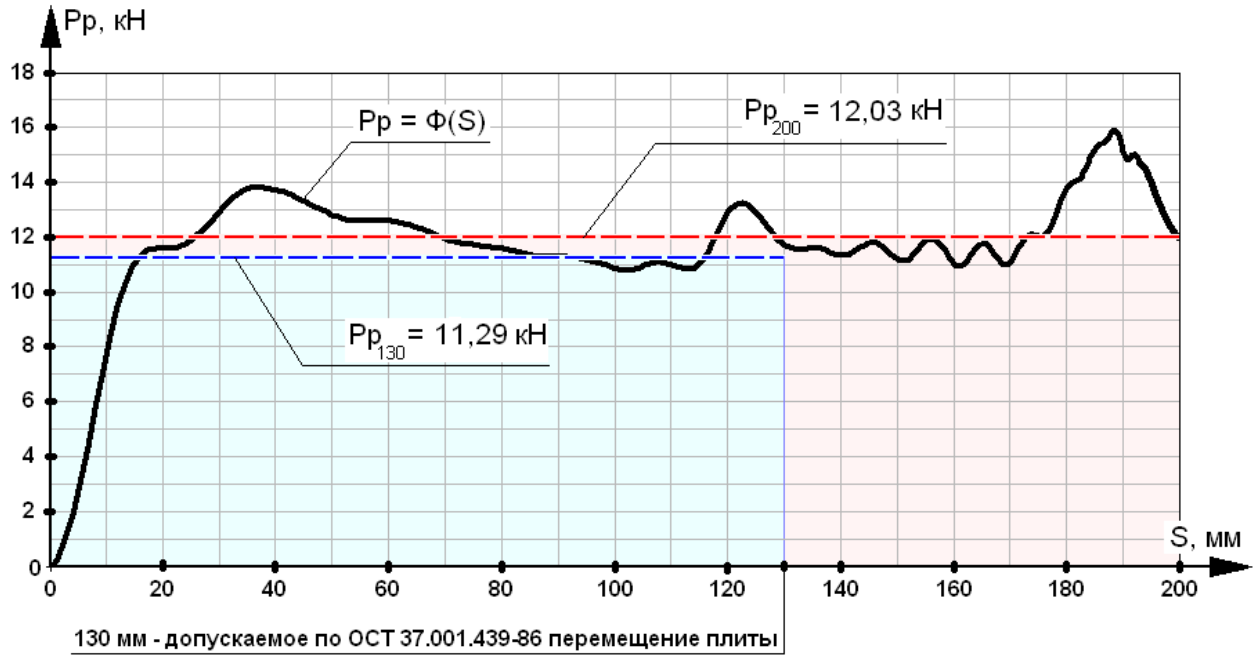


Рисунок 9.25 - График изменения Pp в зависимости от перемещения ударной плиты

Можно определить соответствующие эквивалентные значения разрушающей нагрузки:

$$Pp_{200} = \frac{\int_0^{200} Pp(S)}{200} = \frac{E_{200}}{200} = 12{,}03 \text{ кН}, \qquad Pp_{130} = \frac{\int_0^{130} Pp(S)}{130} = \frac{E_{130}}{130} = 11{,}29 \text{ кН}.$$

9.8 Анализ результатов компьютерного моделирования

Результаты моделирования ударного процесса для моделей кузовов ГАЗ-31105 и ВАЗ-1118 показали, что кузова автомобилей обладают достаточной несущей способностью (максимальное значение разрушающей нагрузки составляет 16...19кН). Однако перемещения плиты составили 210 мм (для модели ГАЗ-31105) и 200мм (для модели ВАЗ-1118), что больше регламентированного ОСТ 37.001.439-86 значения 130 мм. Это подтверждает тот факт, что для полной оценки пассивной

безопасности легкового автомобиля в условиях возможного опрокидывании в расчетах необходимо также учитывать двери, стекла, сиденья и элементы интерьера.

Представленный подход определения несущей способности кузова в условиях опрокидывания на основе метода конечных элементов и компьютерного моделирования позволяет оценивать пассивную безопасность автомобилей в соответствии с существующими ОСТами, ГОСТами и Правилами ЕЭК ООН. Это подтверждают выполненные на примере рассмотренных кузовов автомобилей расчетные исследования.

Расчет подробной конечно-элементной модели кузова с учетом физической и геометрической нелинейностей дает возможность получать все необходимые характеристики конструкции (характер деформируемости кузова, величину разрушающей нагрузки, энергоемкость кузова и др.) для оценки ее пассивной безопасности.

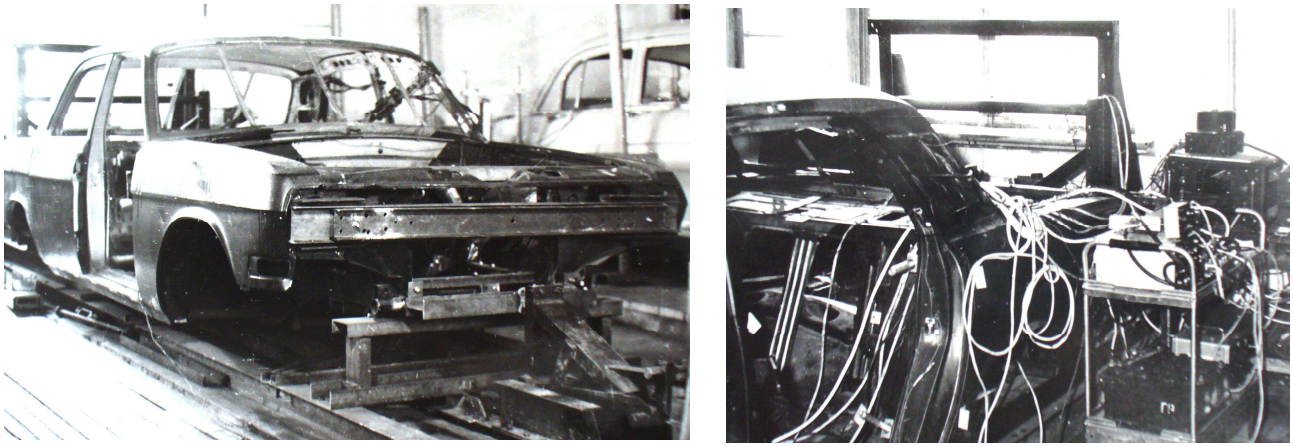
Результаты компьютерного моделирования ударного процесса показали, что рассматриваемые модели не обладают достаточной несущей способностью в направлении возможного действия ударной нагрузки, имитирующей условия опрокидывания автомобилей. Это связано с тем, в моделях не учтены двери, стекла, сидения, элементы обшивки салона, которые необходимо учитывать при оценке пассивной безопасности легковых автомобилей. В данной работе это не входило в задачи исследования.

9.9 Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований

При выполнении расчетной оценки пассивной безопасности кузовов автомобилей, основанной на результатах компьютерного моделирования важным является обоснование практического применения используемых подробных конечно-элементных моделей, основных теоретических положений и принимаемых допущений. Поэтому особое значение имеет проведение сравнительной оценки результатов экспериментальных и расчетных исследований деформируемости кузовных конструкции.

Сравнительный анализ жесткости кузова автомобиля ГАЗ-31105 в направлении возможного действия аварийной нагрузки при опрокидывании, действующей на передний угол крыши выполнен с целью установления адекватности выбранной конечно-элементной модели кузова (рисунок 9.5) его натурным образцам на основе сравнения результатов расчетов и экспериментов. При этом использовались данные ранее проведенных на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ экспериментов. Объектом экспериментальных исследований был кузов ГАЗ-24. Поскольку основные силовые элементы салона кузова автомобиля ГАЗ-31105 практически идентичны тем, что использовались в конструкции ГАЗ-24, то сравнение результатов расчетов кузова ГАЗ-31105 и

данных эксперимента по кузову ГАЗ-24 можно считать правомерным. При проведении статических испытаний кузов легкового автомобиля устанавливался на стенде. Целью испытаний являлось определение деформируемости и жесткости кузова при действии статической нагрузки, действующей на угол крыши. На рисунке 9.26 показаны фотографии стенда с исследуемым кузовом и применяемой аппаратурой. Измерение деформаций частей и участков кузова осуществлялось индуктивными датчиками перемещений аппаратуры ВИ6-5 МА с регистрацией показаний на универсальном магнитоэлектрическом осциллографе К 20-22. Для измерения деформаций пассажирского отделения использовались датчики перемещений ДП-2 и ДП-3 с применением дополнительных насадок и удлинительных струн.



а) б)

Рисунок 9.26 - Фотографии стенда с исследуемым кузовом и применяемой аппаратурой
а) Общий вид стенда с испытуемым кузовом автомобиля
б) Регистрирующая аппаратура и размещение датчиков

При испытаниях передняя часть кузова лонжеронами подмоторной рамы устанавливалась на подставку. В местах расположения проушин задних концов рессор кузов закреплялся на жестком упоре (рисунок 9.27). Нагрузка действовала в угол сопряжения стойки ветрового окна с крышей (направление C_0). Аналогичные условия закрепления и нагружения моделировались при статическом конечно-элементном расчете подробной модели. Определение расчетных значений деформаций кузова и его отдельных частей проводилось в тех же местах левой боковины, в которых при испытаниях были смонтированы датчики перемещений, схема расположения которых также показана на рисунке 9.27.

При натурных испытаниях нагружение салона легкового автомобиля осуществлялось за счет приложения сжимающего усилия, действующего в угол сопряжения стойки ветрового окна с крышей. Величина нагрузки составляла 2,5кН и действовала под углом $\alpha = 11°$ к плоскости боковины и

составляла угол β = 19° с крышей (рисунок 9.28). На рисунке 9.29 показан деформированный вид расчетной модели кузова.

В таблице 9.9 приведены результаты экспериментов и расчетов. Расхождение результатов не превышает 17%. Жесткость салона в направлении действия силы при испытаниях составила 230 Н/м, при расчетах – 201 Н/м, что меньше экспериментального значения на 14,4%.

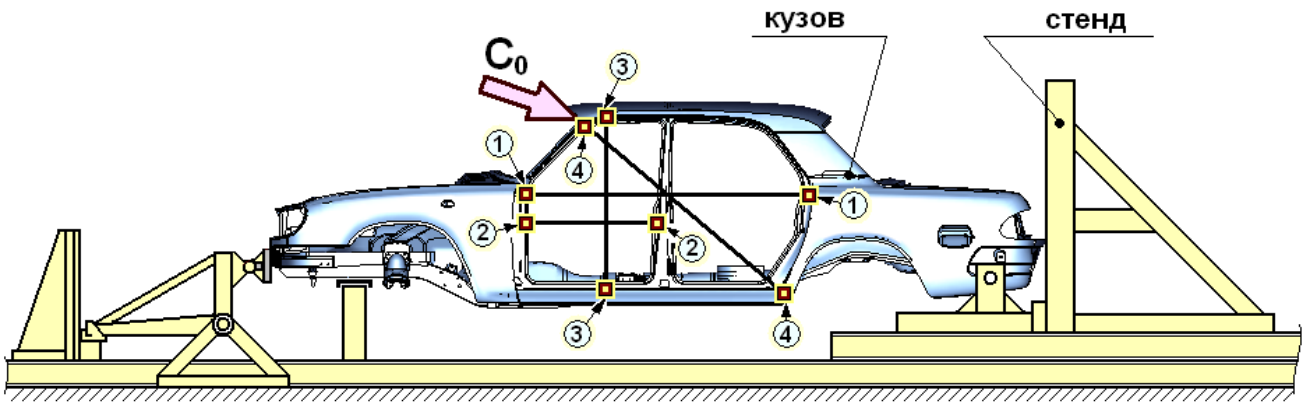


Рисунок 9.27 - Схема нагружения кузова легкового автомобиля при испытаниях

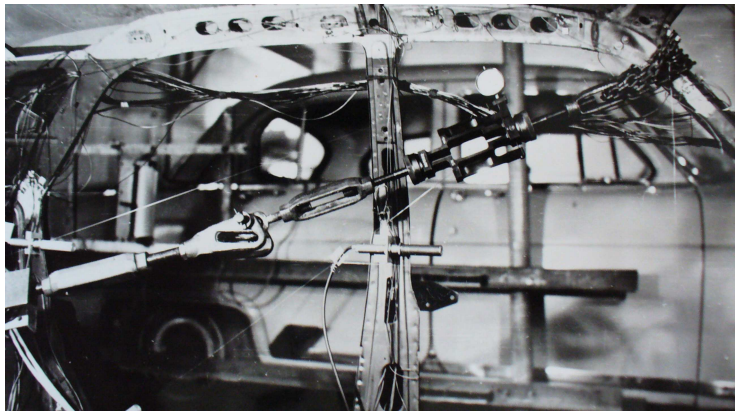


Рисунок 9.28 - Сжатие пассажирского отделения нагрузкой, действующей в угол крыши

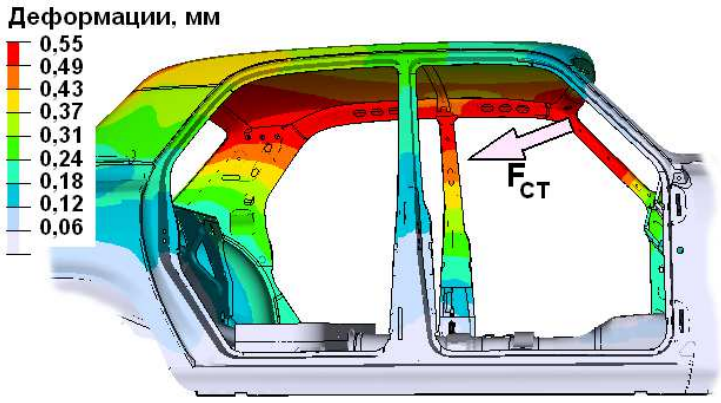


Рисунок 9.29 - Деформации КЭМ кузова (Δ_{max} = 0,55 мм)

Таблица 9.9 Результаты расчета и эксперимента при нагружении салона усилием, действующим в угол сопряжения стойки лобового окна с крышей

Датчик (рис.9.25)	Место установки датчика	Деформации, мм		Расхождение результатов, %
		Эксперимент	Расчет	
1-1	Горизонтально Левые дверные проемы салона	0,06	0,07	16,6
2-2	Горизонтально Проем передней левой двери	0,06	0,07	16,6
3-3	Вертикально Проем передней левой двери	0,27	0,30	11,1
4-4	Диагонально Левая сторона салона	0,40	0,45	12,5

Сравнительная оценка полученных результатов показывает, что расчетная модель кузова является менее жесткой, чем реальный кузов автомобиля ГАЗ-24. Однако, расхождение полученных результатов расчетов с экспериментальными данными не превышает 17%. Следовательно, выбранная КЭМ кузова легкового автомобиля с достаточной степенью точности описывает поведение реальной конструкции. Данная модель может быть использована для моделирования аварийных условий нагружения, возникающих при опрокидывании автомобиля.

9.10 Разработка практических рекомендаций по совершенствованию несущей способности кузова легкового автомобиля

По результатам статических расчетов модели кузова автомобиля, подробно описанных в подразделе 9.6 и имитирующих условия скручивания, было установлено:

- Повышение угловой жесткости конструкции за счет увеличения толщины всех панелей нерационально, поскольку, прирост жесткости сопровождается значительным утяжелением кузова. Поэтому, панели с увеличенной толщиной должны применяться только для главных элементов конструкции.
- Усиление продольных лонжеронов – вполне эффективная мера для повышения угловой жесткости (прирост массы на 2% сопровождается увеличением жесткости почти на 7%). Большего эффекта можно добиться при одновременном усилении поперечин основания. Такие мероприятия могут привести к тому, что угловая жесткость кузова будет определяться, в основном, жесткостью основания, что характерно для рамных конструкций и кузовов с несущим основанием. В безрамных кузовах необходимо получать оптимальное распределение жесткости среди силовых элементов крыши, боковин и основания.

- Применение большего поперечного сечения продольных силовых элементов крыши способствует повышению угловой жесткости (прирост жесткости почти в десять раз превышает прирост массы). При этом необходимо обеспечивать соответствующую связь между левыми и правыми продольными элементами крыши. В частности, определенный эффект может быть получен при добавлении в конструкцию поперечины крыши, связывающую центральные стойки боковин.
- Угловая жесткость конструкции может быть увеличена за счет применения диагональных балок, дополнительно связывающих между собой левые и правые силовые элементы кузова.

По результатам нелинейных динамических расчетов модели кузова автомобиля, подробно описанных в подразделе 9.9 и имитирующих условия опрокидывания, было установлено:

- Передним силовым контуром, включающим элементы оконного проема, поглощается в среднем 25…35% от общей энергии удара; центральным контуром, расположенным в плоскости центральных стоек салона – 30…50%; в третьем контуре, включающем элементы проема заднего окна – 30…37%;
- Пассивная безопасность салона существенно повышается при применении в его конструкции развитых силовых элементов крыши и задних стоек с закрытыми сечениями.

9.11 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Результаты НИР имеют важное практическое значение для конструкторских отделов авто-предприятий, занимающихся производством новых и модификацией существующих (базовых) легковых автомобилей. Выполненные исследования, предложенные подходы и результаты имитационного моделирования могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки кузовных конструкций легковых автомобилей с целью выбора их рациональных силовых схем.

Результаты НИР могут быть использованы в образовательном процессе, в частности, подходы компьютерного моделирования условий действия эксплуатационных и аварийных нагрузок на несущие системы легковых автомобилей могут быть внедрены:

- в курсах базовых образовательных программ подготовки бакалавров по направлению "Наземные транспортные системы": "Строительная механика автомобиля", "Основы проектирования кузовных конструкций";
- в курсах базовых образовательных программ подготовки магистров по направлению "Наземные транспортные системы": "Прочность и безопасность кузовных конструкций".

9.12 Обобщение и оценка результатов исследования

1. Предложенный подход определения несущей способности кузова в условиях опрокидывания на основе метода конечных элементов и компьютерного моделирования позволяет оценивать пассивную безопасность несущих конструкций легковых автомобилей в соответствии с существующими ОСТами, ГОСТами и Правилами ЕЭК ООН. Это подтверждают выполненные расчетные исследования на примере типовых кузовов легковых автомобилей;
2. Расчет подробной конечно-элементной модели кузова с учетом физической и геометрической нелинейностей дает возможность получать все необходимые характеристики конструкции (характер деформируемости кузова, величину разрушающей нагрузки, энергоемкость кузова и др.) для оценки ее пассивной безопасности;
3. Повышение угловой жесткости кузова легкового автомобиля за счет увеличения толщины панелей является нерациональным, поскольку, прирост жесткости сопровождается значительным утяжелением кузова. Поэтому, панели с увеличенной толщиной должны применяться только для главных несущих элементов конструкции.
4. Усиление продольных лонжеронов – эффективная мера для повышения угловой жесткости кузова. Большего эффекта можно добиться при одновременном усилении поперечин основания.
5. Угловая жесткость конструкции может быть увеличена за счет применения диагональных усилителей, дополнительно связывающих между собой левые и правые элементы кузова.
6. В условиях опрокидывания автомобиля передним силовым контуром кузова, включающим элементы оконного проема, поглощается в среднем 25…35% от общей энергии удара; центральным контуром, расположенным в плоскости центральных стоек салона – 30…50%; в третьем контуре, включающем элементы проема заднего окна – 30…37%;
7. Пассивная безопасность салона легкового автомобиля существенно повышается при применении в его конструкции развитых силовых элементов крыши и задних стоек с закрытыми сечениями.

10 Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля

В разделе 10 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Удмуртского государственного университета (ГОУ ВПО УГУ) – Ившина К.С., к.т.н., доцента кафедры «Дизайн промышленных изделий».

Цель работы – расчетно-экспериментальные исследования прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля и оценка ее соответствия требованиям нормативных документов.

Область применения – разработанная подробная конечно-элементная модель каркаса кабины может быть использована для исследования ее несущей способности в условиях действия аварийных нагрузок.

Значимость работы – в работе рассмотрены подходы моделирования условий проведения сертификационных испытаний кабин грузовых автомобилей.

Прогнозируемые предположения о развитии объекта исследования – разработанную модель, подходы и методику компьютерного моделирования условий аварийного нагружения кабины предполагается использовать в дальнейшем для оценки пассивной безопасности грузовых автомобилей.

Актуальность работы – повышение пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей является весьма актуальной проблемой в настоящее время. В этой связи наблюдается постоянное ужесточение требований пассивной безопасности, предъявляемых к автотранспортным средствам. Поэтому внедрение в практику конструкторских отделов заводов и органов по сертификации методики расчетно-экспериментальной оценки безопасности кабин является задачей своевременной и важной. В настоящее время безопасность кабины, заложенная в конструкции при проектировании, оценивается при сертификации автомобиля по результатам стендовых испытаний полномасштабных кабин. Важная роль при разработке безопасных кабин и кузовов автомобилей отводится применению расчетных методов оценки их безопасности. Дальнейшее развитие методов оценки несущей способности и пассивной безопасности является одним из важных условий на пути создания безопасных кабин грузовых автомобилей.

Цель работы – исследование прочности и пассивной безопасности кабины в условиях аварийного нагружения на соответствие требованиям Правил ЕЭК ООН №29 по результатам расчетов и компьютерного моделирования.

10.1 Анализ статистических данных ДТП с участием грузовых автомобилей

Статистическая информация о ДТП с грузовыми автомобилями получена на основании анализа отчетов, проводимых в различные годы в России и Западной Европе. Анализ статистических данных ДТП, произошедших на территории РФ, с участием грузовых автомобилей выполнен на основании данных отчетов Центра Безопасности Дорожного Движения Нижегородского Государственного Технического Университета им. Р.Е. Алексеева и данных отчетов, выполненных зарубежными исследователями. В ходе анализа выявлено соотношение количества транспортных средств участвующих в ДТП в Нижегородской области и России [233].

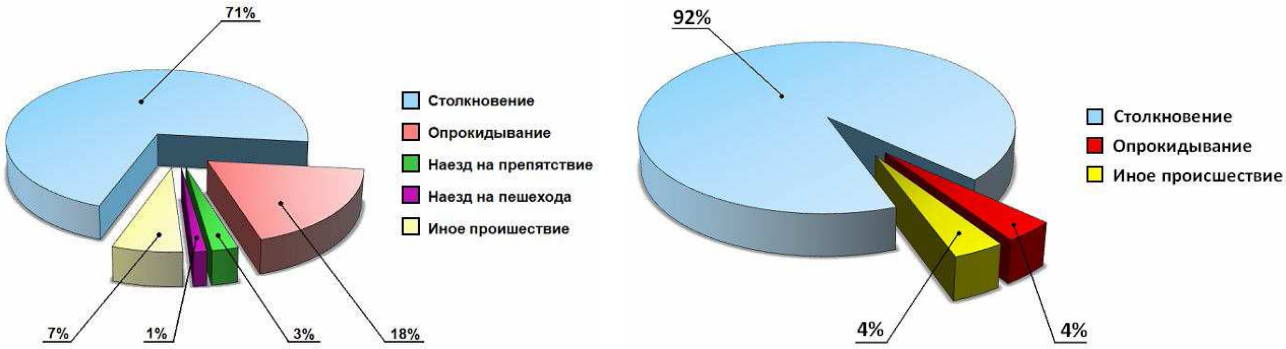
В ходе анализа парка транспортных средств (Рис. 10.1) выявлено количественное соотношение видов транспортных средств зарегистрированных в Российской Федерации и Нижегородской области в целом.

Рисунок 10.1 – Структура транспортного парка

В структуре парка категории грузовых транспортных средств N1, N2, N3 составляют 9-14%. Установлено что: общее количество транспортных средств категории N2 и N3 больше, чем автомобилей категории N1 на 30%; среди транспортных средств категории N1 автомобили ГАЗ занимают 75%; среди транспортных средств категории N2 автомобили ГАЗ занимают 85%.

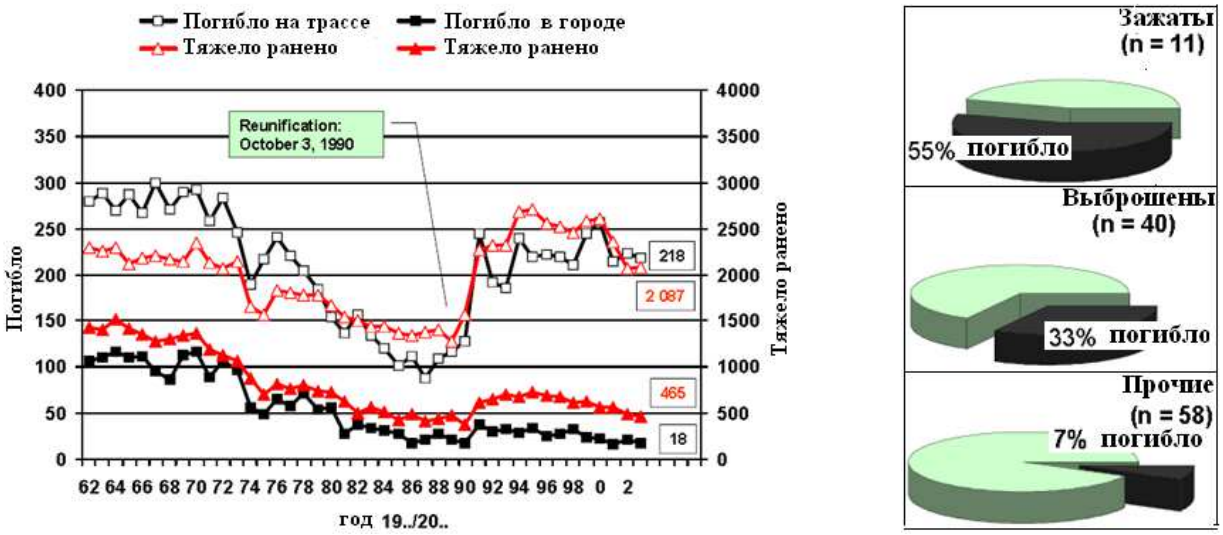
Для детального анализа были выбраны 239 тяжелых случая ДТП (происшествия, в которых пострадало не менее 5 человек, при этом число погибших не превышает 5) и 20 особо тяжелых ДТП (происшествия, в которых погибло более 5 человек и более 5 получили ранения разной степени тяжести). На рис. 10.2 приведено соотношение погибших и раненных среди этих ДТП. При этом раненных в результате ДТП примерно в 7 раз больше, чем погибших.

Германские исследователи *Grandel* и *Niewohner* собрали данные по ДТП с пострадавшими и погибшими в Германии с участием грузового транспорта в период с 1962 по 2003 гг. [234]. Они показаны на рис. 10.3. Для примера в 2003 году в таких ДТП погибло 236 человек и 2552 были тяжело ранены. При этом на территории страны зарегистрировано 346 тыс. грузовых транспортных средств полной массой выше 7,5 т (12,4%) и 178 тыс. полуприцепов (6,4%). Отдельно проведены исследования наиболее опасных видов ДТП с наличием раненных и погибших (109 случаев), произошедшие в 1994 году в Германии с участием грузовых автомобилей. Они показаны на рис. 10.4.



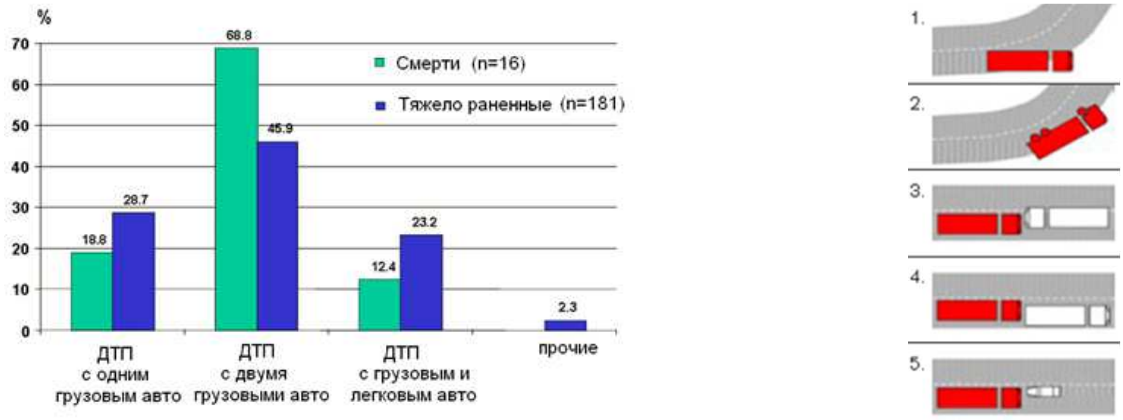
а) б)

Рисунок 10.2 – Соотношение раненых и погибших в результате ДТП
а) соотношение раненых в различных типах ДТП с участием коммерческого транспорта категорий M2, M3 и N3; б) соотношение погибших в различных типах ДТП с участием коммерческого транспорта категорий M2, M3 и N3



а) б)

Рисунок 10.3 – Статистика ДТП в Германии с участием грузовых автомобилей
а) соотношение раненных и погибших участников ДТП с участием грузовиков по типам дорог; б) соотношение погибших пассажиров грузовиков



а) б)

Рисунок 10.4 – Подробные исследования ДТП в Германии
а) соотношение раненных и погибших пассажиров грузовых автомобилей при ДТП; б) виды изученных ДТП

Исследования проводились в отношении зажатых и выброшенных пассажиров. Зажатыми оказались пассажиры в 11 случаях (10%), выброшенными в 40 случаях. При этом погибло 55% и 33% соответственно. А из остальных 58 случаев погибло лишь 7% пассажиров. Таким образом, можно говорить, что значительное количество погибающих пассажиров находится зажатыми в кабинах грузовых транспортных средств, что говорит о их низкой несущей способности.

Другими германскими учеными института травматологии проведены исследования [235], в которых рассмотрены 197 случаев ДТП с участием грузового транспорта произошедшие в 1997 году. Они приведены на рис. 10.4 а. В исследовании отдельно рассмотрены ДТП произошедшие на территории 14 стран *EEVC WG* и отдельно в Баварии. Согласно отчету [236] в общей массе ДТП с грузовым транспортом исследователи выделяют три группы по типу участников (рис.10.4 б): с одиночным грузовым автомобилем, с двумя грузовыми автомобилями, с грузовым и легковым автомобилем. Наиболее опасными по количеству смертельных случаев и наличию раненных среди них выделяются ДТП с участием двух грузовых автомобилей (47,7%), меньше приходится на ДТП с участием одного грузового автомобиля (28%), третье место занимают ДТП с участием легковых автомобилей(22,3%), на долю остальных ДТП приходится 2%.

Похожая статистика получена группой компаний *Volvo*. Ими накоплена богатая статистика по грузовому транспорту полной массой 3,5 т и выше для всей территории Западной Европы [237]. При этом в рассмотрении экспертов находятся более 1500 случаев ДТП с пострадавшими и погибшими в год на грузовом транспорте. Указывается, что на долю водителей и пассажиров грузового транспорта приходится 6% ранений и смертей в общей массе раненных и погибших. Согласно данным приведенным на рис. 10.5, в исследовании более подробно выделяются виды ДТП с одиночным грузовым автомобилем (47% против 47,7%) и с участием двух грузовых автомобилей (30% против 28%).

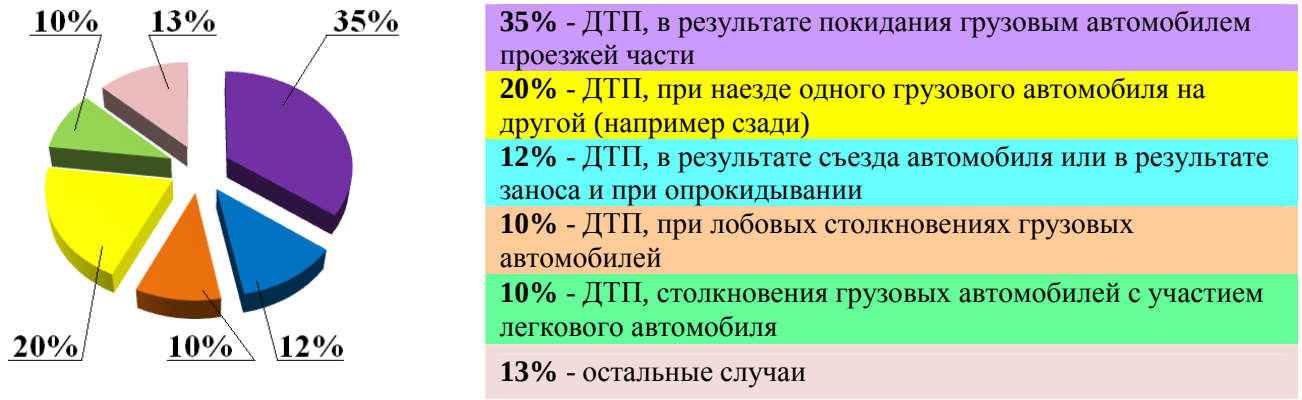


Рисунок 10.5 – Соотношение раненных и погибших участников ДТП с участием грузовиков

Французские исследователи выяснили, что на их территории происходит 3,8% ДТП с грузовыми транспортными средствами всех категорий по данным на 2006 год. По данным *SEESAR* на 2007 год из рассмотренных 190 случаев ДТП с грузовым транспортом в 30% случаев водители

и пассажиры грузовых автомобилей погибали, при этом ремни безопасности могли бы спасти жизни только 55%пассажиров.

Изученные статистические исследования по ДТП с участием грузовых автомобилей позволяют установить три основные группы ДТП по типу участника, а именно, с одиночным грузовым автомобилем, с двумя грузовыми автомобилями, с грузовым и легковым автомобилем. Согласно статистики наиболее частым видом ДТП среди пассажиров кабин грузовых автомобилей являются случаи ДТП с участием одного грузового автомобиля (47 – 48%). На долю грузовых автомобилей приходится примерно 6% всех ранений и смертей на автомобильном транспорте. Смертельные исходы при ДТП наиболее выражены при лобовом столкновении двух грузовых автомобилей (до 70% случаев). В структуре парка транспортных средств на долю грузовых приходится 9-14%.

10.2 Анализ требований пассивной безопасности и прочности, предъявляемых к грузовым автомобилям

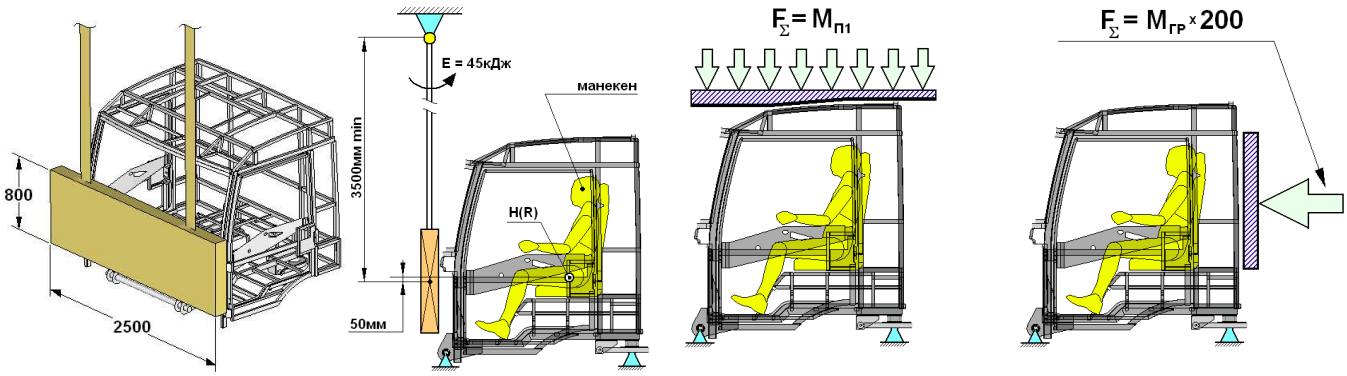
Одним из важных требований при создании грузового автомобиля является обеспечение безопасности его конструкции в целом, пассивной безопасности и прочности, в частности.

Известно, что пассивная безопасность грузового автомобиля в основном обеспечивается конструкцией его кабины. Согласно существующим требованиям, она должна иметь соответствующую прочность и несущую способность по разрушающим нагрузкам. Конструкция кабины должна обеспечивать поглощение энергии удара, сохранение внутреннего остаточного пространства безопасности для водителя и пассажиров в случаях фронтального столкновения автомобиля с препятствием, опрокидывания автомобиля. Кабина также должна выдерживать удар в заднюю стенку незакрепленного на платформе груза. Эти требования в настоящее время регламентируются ГОСТ Р 41.29-99, которым предусмотрено оценку пассивной безопасности проводить как по результатам натурных испытаний, так и на основе расчетного (компьютерного) моделирования. При этом рассматриваются условия нагружения, имитирующие возможные аварийные ситуации. Правомерность, обоснованность и достоверность использования результатов расчетов для оценки пассивной безопасности автомобиля подтверждены практикой их применения ведущими автомобильными заводами, фирмами, научно-исследовательскими организациями, учеными и специалистами, занимающимися вопросами исследования работоспособности кабин и кузовов в аварийных ситуациях.

Требования пассивной безопасности, предъявляемые к кабинам грузовых автомобилей регламентирует ГОСТ Р 41.29-99, которым предусматривается проведение трех видов испытаний (рис. 10.6): тип *A* – имитация фронтального столкновения; тип *B* – имитация опрокидывания автомобиля; тип *C* – имитация удара незакрепленного на платформе груза в заднюю стенку

кабины. В каждом виде испытаний кабина устанавливается либо на транспортном средстве, либо на отдельной раме, которые закрепляются на испытательном стенде с помощью крепежных тросов или цепей.

Испытание типа *A* (удар спереди) предусматривает удар маятником размерами 800х2500 мм и массой 1500 кг по передней части кабины (рис. 10.6 а). При этом маятниковый комплект имеет жесткую конструкцию. Длина стержней маятника не должна быть меньше 3500 мм. Перед ударом маятник устанавливается в вертикальном положении, соприкасаясь фронтальной стороной с наиболее выдвинутой вперед частью транспортного средства. Его центр тяжести должен совмещаться с продольной осью автомобиля и находится на расстоянии 50мм под точкой *R* сиденья водителя. Для грузового автомобиля с полной массой свыше 7000 кг энергия удара должна составлять 45кДж. В процессе испытания в деталях крепления кабины к раме допускаются деформации и изломы, однако кабина должна оставаться прикрепленной к раме. В ходе испытания ни одна дверь кабины не должна самопроизвольно открываться. После проведения испытания внутри кабины должно оставаться остаточное жизненное пространство, в котором может поместиться на сиденье водителя, установленном в среднем положении специальный манекен человека 50-процентной репрезентативности, который не должен соприкасаться с жестко закрепленными частями внутреннего оборудования кабины.



а) б) в)

Рисунок 10.6 – Схема нагружения кабины по ГОСТ Р 41.29-99
а – испытание типа *A*; б – испытания типа *B*; в – испытания типа *C*

Испытание типа *B* (вертикальное нагружение кабины) имитирует условие, возникающее при возможном опрокидывании автомобиля (рис. 10.6 б). При этом кабина должна выдерживать вертикальную статическую нагрузку, соответствующую максимальной разрешенной массе $M_{П1}$, приходящуюся на переднюю ось транспортного средства. Эта нагрузка должна равномерно распределяться по всем несущим элементам конструкции крыши кабины при помощи жесткой плиты соответствующей формы.

Испытание типа *C* (горизонтальное нагружение задней стенки кабины) предполагает, что задняя стенка кабины должна выдерживать статическую нагрузку, равную 200 кгс на каждую тонну разрешенной массы груза $M_{ГР}$. Эту нагрузку прикладывают через жесткую плиту

перпендикулярно к средней продольной оси транспортного средства (рис. 10.6 в). Плита должна перекрывать заднюю поверхность кабины над лонжеронами и перемещаться вдоль указанной оси.

Оценка деформаций кабины при испытаниях типов *B* и *C* проводится с помощью манекена так же, как при испытании типа *A*.

Существуют и другие требования пассивной безопасности (рис. 10.7), предъявляемые к конструкциям кабин грузовых автомобилей. Наиболее «жесткими» из них являются шведские требования, относящихся к карьерным автомобилям (удар маятником в левый передний угол крыши – Швеция, циркуляр 15150-170/59 от 29.12.1959г.). Испытание по шведской методике предполагает удар маятником в передний угол крыши под углом 15° к продольной плоскости автомобиля. Энергия удара должна составлять 3000 кГм. После проведения испытаний в кабине должно остаться необходимое остаточное жизненное пространство.

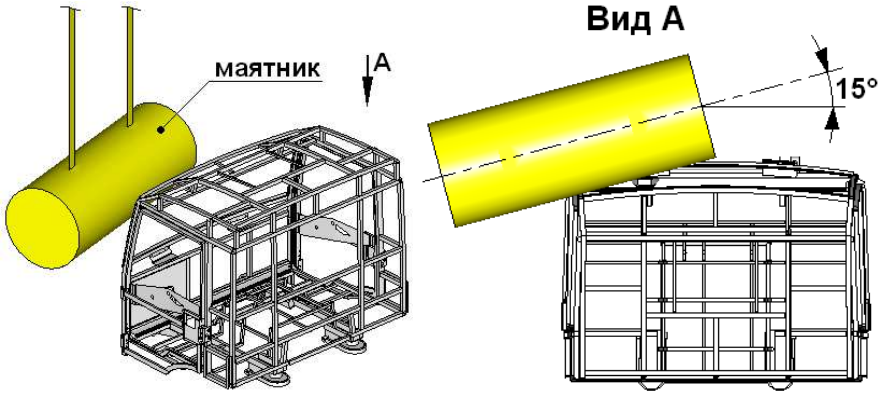


Рисунок 10.7 – Схема нагружения кабины по шведским требованиям

При оценке прочности каркаса кабины особый интерес представляет такой режим нагружения, при котором происходит скручивание кабины (рис. 10.8). Прочность кабины должна быть достаточной для того, чтобы воспринимать перекосы рамы и колебания кабины, при которых вертикальные перемещения задних упругих опор кабины составляют 5 мм.

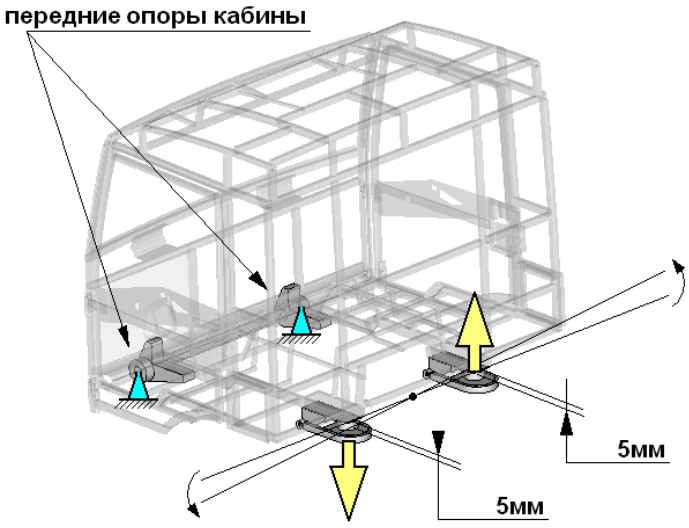


Рисунок 10.8 – Схема нагружения кабины при кручении

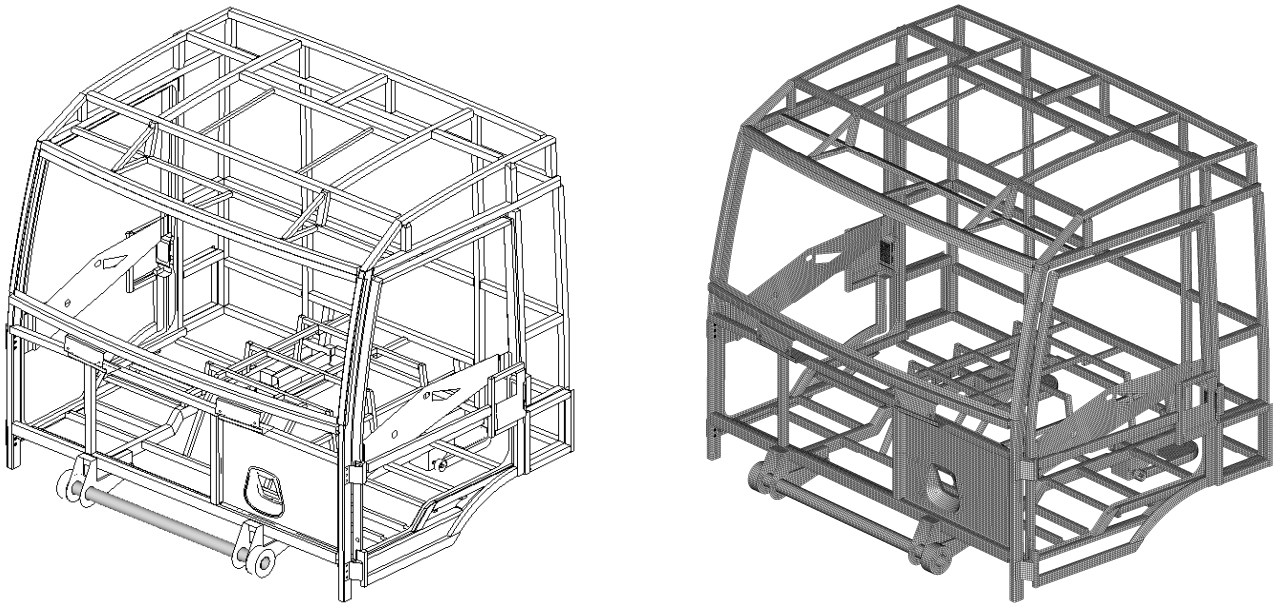
10.3 Анализ конструкции кабины перспективного грузового автомобиля

Для исследований прочности и безопасности в качестве примера рассмотрим кабины перспективных грузовых автомобилей полной массой 12...44 тонн имеющие каркасную конструкцию (рис. 10.9 а).

Грузоподъемность автомобилей составляет 8 и 30 тонн соответственно. Кабина имеет безкапотную конструкцию и два посадочных места – для водителя и одного пассажира. Силовой агрегат автомобиля располагается под кабиной, в основании которой предусмотрено соответствующее пространство. Кабина закреплена на раме с помощью четырех опор: двух неподвижных передних и двух упругих задних. Передние опоры кабины представляют собой кронштейны, связанные между собой трубой. Труба через упругие элементы закреплена на неподвижных опорах, установленных на лонжеронах рамы. Внутри трубы проходит торсион, соединенный с одной стороны с лонжероном рамы, с другой стороны – с кабиной. Сзади кабина установлена на двурычажных опорах с пневмоэлементами. Кабина имеет трубчатый каркас.

10.4 Разработка подробной конечно-элементной модели кабины

На основе геометрической модели каркаса кабины (рис. 10.9 а) была разработана подробная конечно-элементная модель (КЭМ) (рис. 10.9 б). Поверхности геометрической модели были разбиты сеткой оболочечных конечных элементов типа *SHELL*. Полученная модель содержит 207243 элементов, в том числе 6698 элементов типа *RIGID*, имитирующих сварные соединения между трубами каркаса.

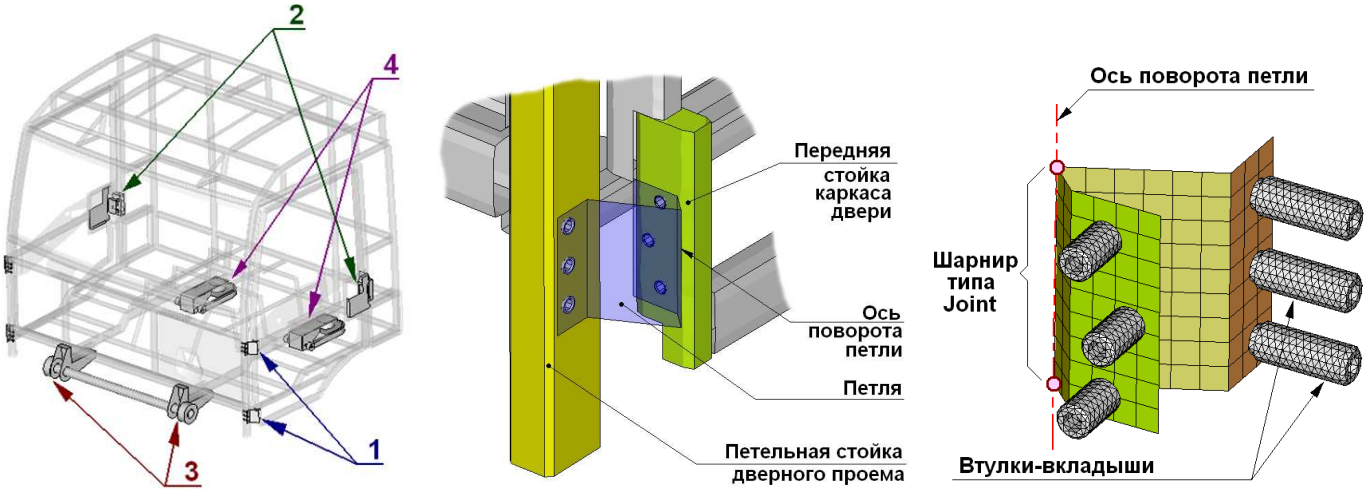


а) б)

Рисунок 10.9 – Модели кабины перспективного грузового автомобиля
а) геометрическая модель каркаса кабины грузового автомобиля;
б) подробная КЭМ каркаса кабины

Следует отметить, что разработанная КЭМ, имеет свои особенности. В частности, в модель введен каркас дверей. Наиболее тщательно проработаны следующие узлы (рис. 10.10):

- дверные петли (поз. 1);
- запирающие элементы дверного замка (поз. 2);
- передние опоры кабины (поз. 3);
- задние опоры кабины (поз. 4).



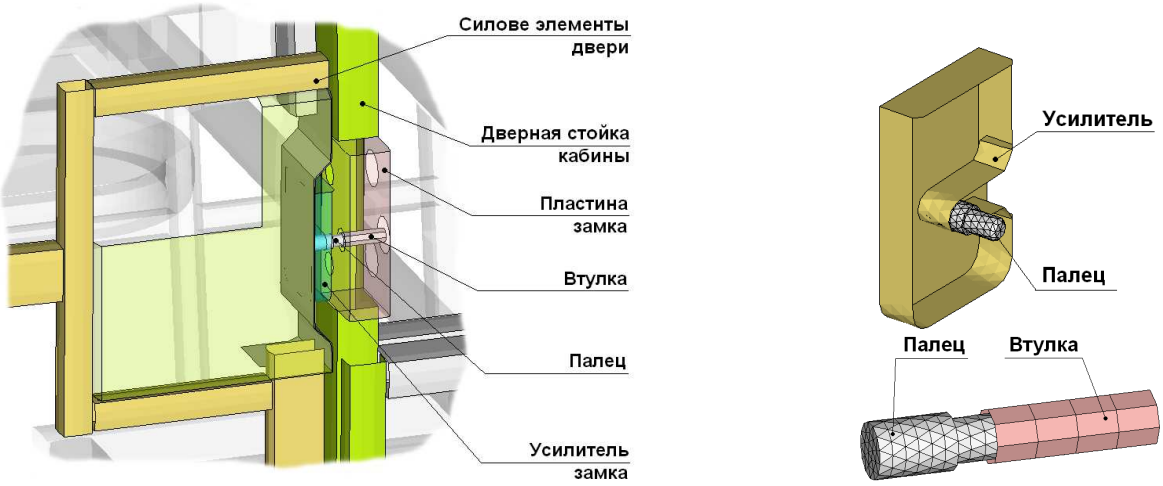
а) б)

Рисунок 10.10 – Отдельные элементы КЭМ кабины
а) расположение элементов; б) КЭМ дверной петли

Дверные петли моделировались следующим образом: в отверстия петельной стойки кабины и вертикальной стойки двери (рис. 10.10 б) были вставлены втулки-вкладыши, которые представлены в модели с помощью твердотельных элементов типа *SOLID*. Втулки жестко соединены с элементами петли, при этом составные части петли соединены между собой с помощью цилиндрического шарнирного элемента типа *JOINT*, образующего ось поворота петли. Таким образом имитируется шарнирная связь силовых элементов дверной стойки с петельной стойкой кабины.

Запирающие элементы дверного замка представлены в виде нескольких конечно-элементных моделей отдельных деталей, показанных на рис. 10.11. К силовым элементам двери присоединен усилитель замка, который смоделирован абсолютно жесткими элементами. Усилитель жестко связан с пальцем, который представлен твердотельными элементами типа *SOLID*.

К задней стойке дверного проема кабины приварена пластина замка с отверстиями, в одном из которых располагается втулка, в которую входит палец замка. Существующая связь между стойкой двери и стойкой дверного проема кабины осуществлена за счет заданного контакта между пальцем и втулкой (рис. 10.12). При этом палец может свободно перемещаться относительно втулки в осевом направлении. Между ними также задан зазор в радиальном направлении, составляющий 0,5 мм.



а) б)

Рисунок 10.11 – Отдельные элементы кабины
а) элементы каркасов кабины и двери; детали дверного замка;
б) подробные модели элементов замка

Показанные на рис. 10.10 – 10.13 подробные конечно-элементные модели элементов крепления двери кабины позволяют с достаточным уровнем точности воспроизвести реальные условия соединения, фиксации дверей в закрытом положении и возможное их открывание под нагрузкой. При этом становится возможным проведение детальной оценки относительного поведения дверей и основного каркаса кабины в условиях ее аварийных нагружений.

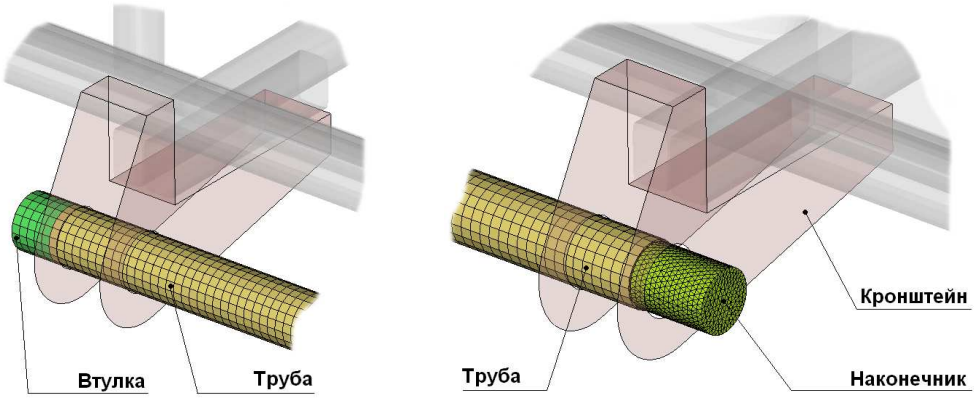


Рисунок 10.12 – Подробные модели наконечника и втулки

Передние опоры кабины были представлены в виде кронштейнов, в отверстия которых была вставлена труба, приваренная по периметру отверстий к кронштейнам с помощью одномерных элементов типа *RIGID*. Для более точного представления передних опор с помощью твердотельных элементов типа *SOLID* был смоделирован стальной наконечник, который приварен к левому концу поперечной трубы (рис. 10.12). С левого конца трубы была расположена втулка. Так как торсион, расположенный в трубе, не воспринимает аварийных нагрузок, то он не был включен в состав конечно-элементной модели кабины.

Задние опоры представлены в модели с помощью кронштейнов, косынок, приваренных к силовым элементам кабины, рычагов, втулок и пальцев (рис. 10.13 а). В отверстия косынок

кронштейнов вставлен палец. Между пальцем и кронштейнами заданы условия контакта таким образом, что палец может свободно поворачиваться относительно своей оси. Палец жестко связан с втулками, которые в свою очередь приварены к рычагу, связанному с рамой автомобиля. Условные жесткие подушки (рис. 10.13 б), расположенные между опорными пластинами рычагов и пластинами кронштейнов, ограничивают вертикальные перемещения задней части кабины при аварийных видах нагружения. Более подробная информация по разработке и расчету моделей кабин представлена в работах [238], [239].

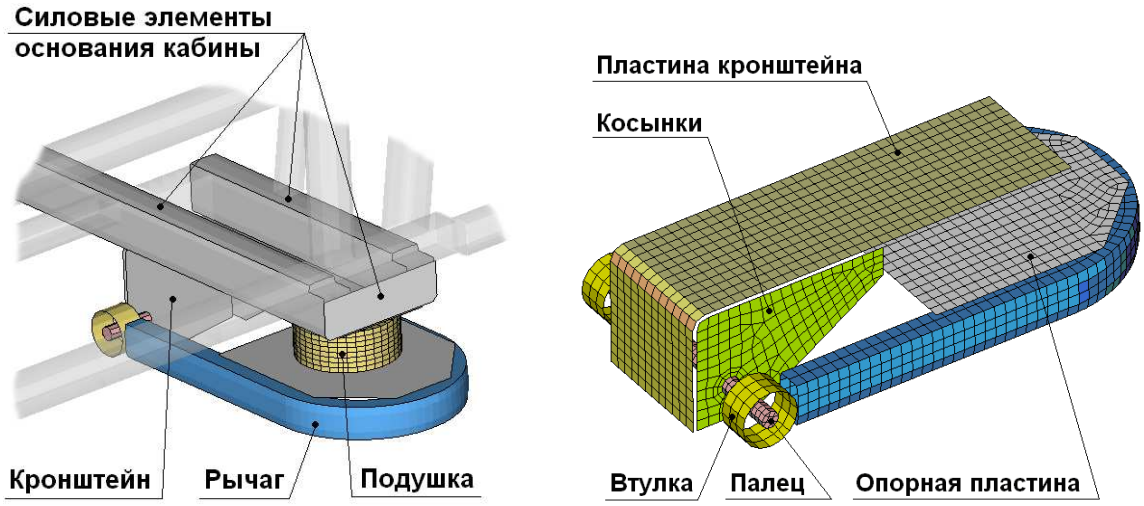
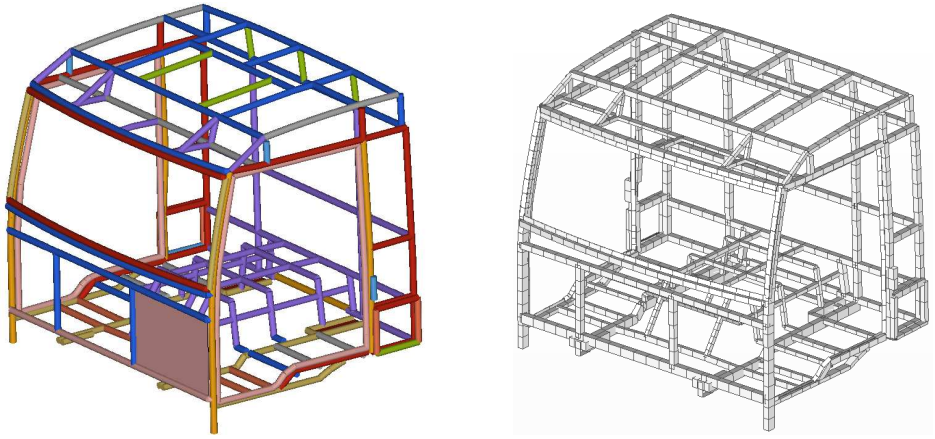


Рисунок 10.13 – КЭМ задней опоры кабины

Для оценки влияния на прочность и пассивную безопасность разных вариантов изменения каркаса кабины дополнительно была разработана стержневая модель (рис. 10.14). На основе анализа технической документации была разработана геометрическая модель силовой схемы (рис. 10.14а). Созданные линии были разбиты на балочные конечные элементы типа *BEAM*. В результате была получена расчетная стержневая модель (рис. 10.14б), состоящая из 2437 узлов и 1604 элементов. При этом, в отличие от подробной модели, стержневая не содержит силовых элементов дверей.



а) б)

Рисунок 10.14 – Модели каркаса кабины грузового автомобиля
а) геометрическая модель; б) стержневая конечно-элементная модель каркаса (без дверей)

Оценка прочности конструкции каркаса в условиях кручения проводилась по результатам статического упругого расчета. В этом случае поведение каркаса анализировалось в зоне упругих деформаций. При оценке несущей способности конструкции (имитации условий по требованиям ГОСТ), рассматривались упруго-пластические деформации. Для учета больших пластических деформаций и геометрической изменяемости конструкции всем несущим элементам разработанных моделей (подробной и стержневых) был присвоен материал с упруго-пластической характеристикой (рис. 10.15).

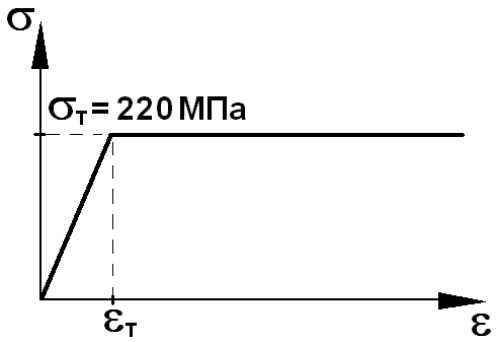


Рисунок 10.15 – Упругопластическая характеристика материала

На участке диаграммы напряжение-деформация, предшествующем пределу текучести (σ_T = 220 МПа), материал ведет себя как идеально упругий. За этим участком следует зона накопления в материале пластических деформаций с постоянным значением напряжений ($\sigma = \sigma_T$).

10.5 Расчетная оценка пассивной безопасности модели кабины

Методика оценки пассивной безопасности кабины грузового автомобиля включает в себя несколько этапов.

На первом этапе проектирования осуществляется выбор безопасной силовой схемы конструкции. Он проводится на основе расчета разрушающих нагрузок инженерным методом с использованием специально-разработанной программы. Безопасной силовой схемой конструкции считается такая, которая при расчете дает наибольшие значения разрушающих нагрузок с определенным запасом, превышающих те значения, которые регламентируются Правилами ЕЭК ООН №29. На этом этапе для выбранной безопасной силовой схемы кабины осуществляется подбор соотношения характеристик силовых элементов на простейших по форме сечениях. При выборе конструкции основных силовых элементов необходимо пользоваться методами оптимизации конструкции. При этом конструкция должна выбираться для удовлетворения всех требований безопасности. Международные европейские Правила предполагают задание трех видов нагрузок. Дополнительно используются требования Швеции.

На втором этапе выполняются работы по созданию подробных расчетных конечно-элементных моделей конструкции. Они должны вестись параллельно с проектированием и

разработкой рабочих чертежей. При разработке конечно-элементных моделей кабин грузовых автомобилей принимаются определенные допущения, которые предполагают некоторое упрощение геометрии конструкции. Так, например, на расчетной модели не выполняют технологические отверстия, не учитывают возможные неоднородности в материале, заменяя его на однородный во всех направлениях. Сварные соединения могут представляться в виде жесткой стыковки панелей (балок) по узлам.

На третьем этапе проводится уточнение и доводка модели на основе сравнительного анализа результатов расчетов и испытаний отдельных образцов узлов и участков конструкции кабины. Натурный эксперимент такого образца и соответствующий расчет конечно-элементной модели проводятся для подтверждения правильности разработанной модели кабины и условий ее нагружения. Для выбранных образцов создаются натурные и расчетные модели. При этом при выборе экспериментального образца учитывается сложность его геометрических (выштамповки, сложная геометрия сечений) и физических (неоднородность материалов, наличие разного рода сварных соединений) форм. В ходе эксперимента фиксируется изменение геометрической формы сечений, момент и характер разрушения элементов узла. Таким образом, по результатам сравнительного анализа поведения наиболее ответственного узла подтверждается правильность выбора расчетной модели узла и кабины в целом, а в случае необходимости проводится доводка модели.

На четвертом этапе проектирования проводится расчет полономасшабной модели кабины грузового автомобиля на соответствие требованиям Правил ЕЭК ООН №29. После проведения соответствующих расчетов и их анализа оценивается ее работоспособность и в случае необходимости разрабатываются рекомендации по совершенствованию конструкции кабины.

Оценка безопасности кабины в случае лобового столкновения автомобиля с плоским препятствием (испытание типа *А* в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99)

Оценка пассивной безопасности кабины в условиях, имитирующих столкновение автомобиля с плоским препятствием, выполнена по результатам расчета подробной КЭМ. В этом случае удар по модели кабины наносился жесткой плитой маятника с энергией 45кДж.

Анализ результатов расчета показывает, что первый вариант конструкции кабины не удовлетворяет требованиям испытания типа *А* по условиям ГОСТ Р 41.29-99, поскольку она не имеет достаточного запаса по несущей способности с точки зрения восприятия фронтальной ударной нагрузки и не обеспечивает сохранение остаточного жизненного пространства. Ниже в разделе 10.7 и 10.8 будет дан анализ результатов расчетов по выбору безопасной рациональной схемы конструкции.

Оценка безопасности кабины в условиях, имитирующих опрокидывание автомобиля (испытание типа *B* в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99)

Оценка пассивной безопасности кабины в условиях, имитирующих опрокидывание грузового автомобиля, выполнена по результатам расчетов подробных КЭМ. Предварительно, расчетная модель была нагружена абсолютно жесткой плоской плитой, перемещающейся вниз на 100 мм. Анализ рассмотренных результатов расчетов показал, что исходная конструкция кабины удовлетворяет требованиям испытания типа *B* ГОСТ Р 41.29-99 для автомобилей полной массой 12т и 44т. Более подробно результаты расчетов приведены в разделе 10.7.

Оценка безопасности кабины в условиях, имитирующих удар незакрепленного груза (испытание типа *C* в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99)

Оценка пассивной безопасности кабины в условиях, имитирующих удар незакрепленного груза выполнена по результатам расчета подробной КЭМ В этом случае через заднюю стенку кабина нагружалась жесткой плитой, которая перемещалась в горизонтальном направлении на 100 мм. Анализ результатов расчета показывает, что исходная конструкция кабины удовлетворяет требованиям испытания типа *C* в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99. Правомерность данного вывода подтверждена анализом результатов расчета рассматриваемой кабины, приведенного в разделе 10.7.

Оценка работоспособности кабины по условиям шведских требований (удар маятником в левый передний угол крыши – циркуляр 15150-170/59 от 29.12.1959г, Швеция)

Исследование поведения кабины в случае ее динамического нагружения маятником в передний угол крыши, имитирующим условия нагружения в соответствии со шведской методикой, касающейся карьерных грузовых автомобилей, проведено на основе результатов расчета стержневой модели (без дверей). В этом случае удар по кабине наносился жестким маятником, энергия которого в момент соприкосновения с элементами кабины составляла 3000 кГм (30кДж). Анализ результатов расчета показывает, что исходная конструкция кабины не удовлетворяет шведским требованиям, предъявляемым к карьерным автомобилям, поскольку каркас не имеет достаточного запаса по несущей способности с точки зрения восприятия ударной нагрузки в левый угол крыши и не обеспечивает сохранение остаточного жизненного пространства безопасности внутри кабины. Таким образом, первый вариант конструкция кабины полностью удовлетворяет требованиям испытаний *B* и *C* в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99, но не удовлетворяет требованиям испытания типа *A*. Поэтому на основании проведенных исследований рассмотрены конструктивные мероприятия по повышению несущей способности рассматриваемой кабины. Более подробно по ним информация приведена в разделах 10.8 и 10.9. В разделах 10.7, 10.8 и 10.9 приведены результаты анализа расчетов усиленной кабины. Определены конструктивные мероприятия повышения несущей способности на все виды нагрузок.

10.6 Расчетная оценка прочности модели кабины

Оценка прочности исходной кабины в режиме кручения выполнена с использованием подробной КЭМ кабины. Модель каркаса закреплялась на передних опорах, а задним опорам задавалось относительное перемещение: левая опора перемещалась вниз на 5мм, а правая вверх на такое же расстояние за время, равное 0,1с.

Исходная конструкция кабины может отвечать требованиям прочности с точки зрения действия скручивающей нагрузки, при условии, что наиболее нагруженные элементы каркаса должны быть выполнены из высококачественной стали 09Г2С. Одновременно с этим рекомендуется обеспечить более рациональную стыковку силовых элементов кабины в ответственных (наиболее нагруженных) местах, заменив стыки с фигурными вырезами на торцевую стыковку (сверху) по всему периметру профиля.

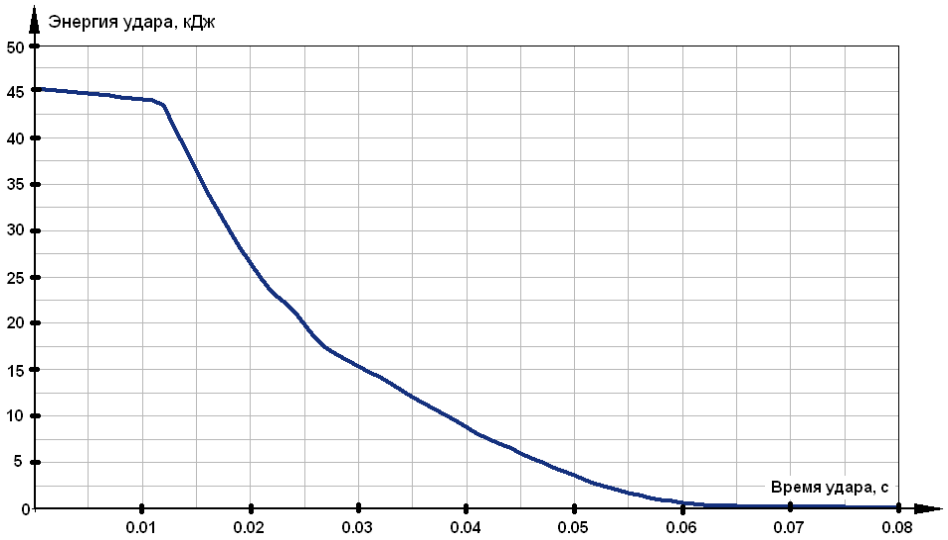
Выполненные исследования исходного варианта показали, что каркас кабина имеет неравномерное распределение напряжений в условиях кручения. На основании этого в данной работе выполнены расчеты вариантов силовой схемы конструкции.

10.7 Анализ результатов расчетов

Анализ безопасности кабины в случае лобового столкновения автомобиля с плоским препятствием (испытание типа *А* в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99)

На рис. 10.16 а показан график изменения кинетической энергии маятника. На рис. 10.16 б показан график изменения предельной по разрушению конструкции нагрузки, максимальное значение которой достигает 400кН в момент, когда время t = 0,013с. В начале удара (t = 0…0,01с) жесткая плита маятника вступает в контакт с выступающим поперечным элементом передней части кабины, расположенным под лобовым окном. При этом кабина слабо сопротивляется ударной нагрузке – энергия удара практически не уменьшается. Эффективное поглощение энергии удара начинается после того, как плита ударяет по вертикальным стойкам кабины. На графике видно, что полное поглощение энергии удара конструкцией кабины происходит за 0,07…0,08с.

На рис. 10.17 показан деформированный вид кабины в тот момент времени, когда маятник остановился. Видно, что энергия удара в основном поглощается нижними поперечными элементами передней и задней частей, передними стойками.



а)

б)

Рисунок 10.16 – Графики результатов расчетов модели
а) изменение кинетической энергии фронтального удара; б) изменение разрушающей нагрузки

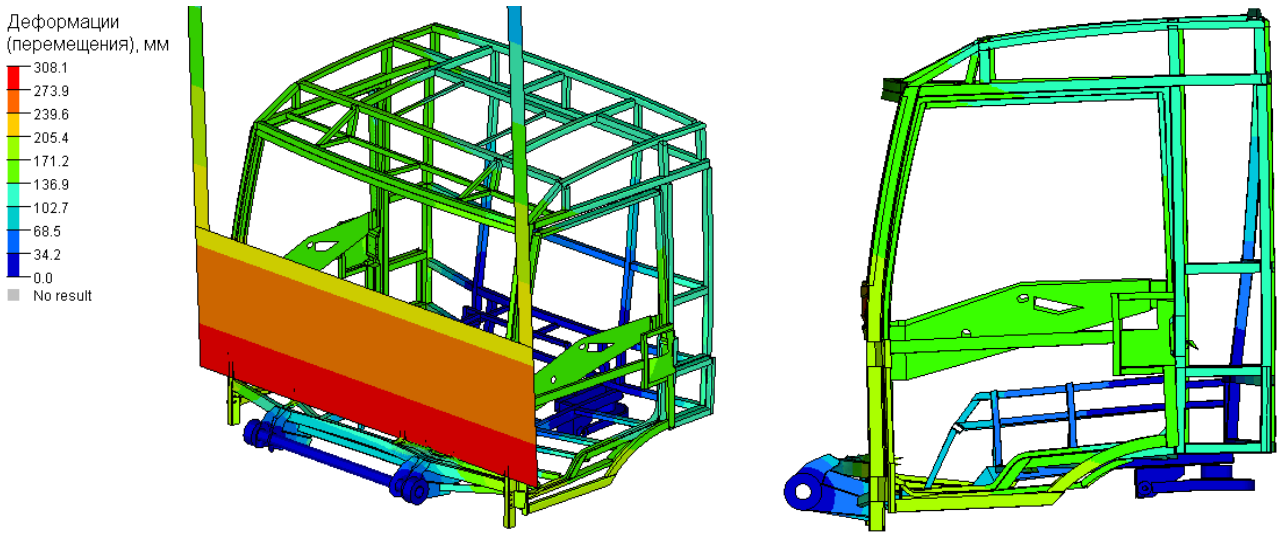
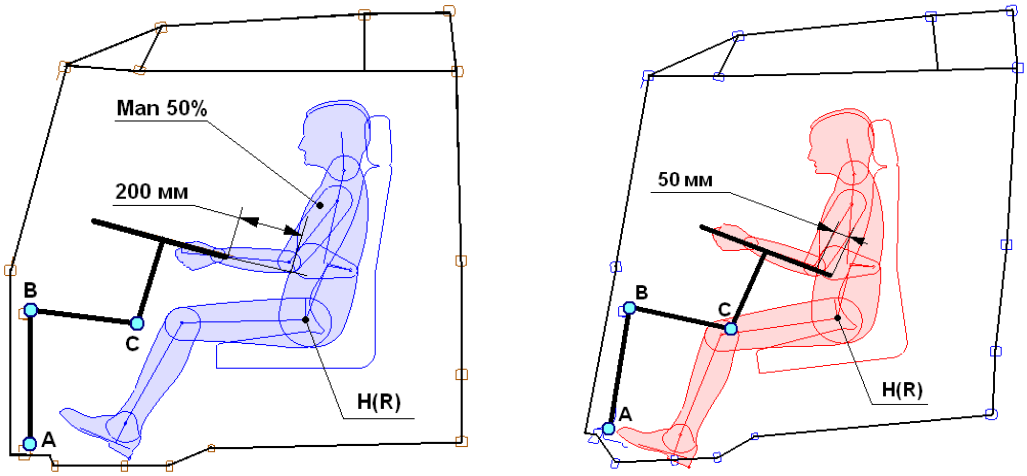


Рисунок 10.17 – Деформированный вид конструкции кабины в конце удара
(в момент поглощения энергии удара), мм

Для оценки пассивной безопасности кабины по ее деформируемости, сохранению остаточного жизненного пространства, взаимному перемещению манекена и рулевого колеса, на рис. 10.18 показаны положения манекена человека пятидесятипроцентной репрезентативности на сидении, установленном в среднем положении до (рис. 10.18а) и после (рис. 10.18б) удара, и шаблона рулевого колеса с колонкой.



а) б)

Рисунок 10.18 – Относительное расположение рулевой колонки и манекена в кабине
а) до удара – расстояние между рулевым колесом и манекеном 200 мм
б) после удара – проникновение рулевого колеса в зону туловища манекена составляет 50 мм

Из рис. 10.18а видно, что в исходном положении расстояние между рулевым колесом и туловищем манекена составляет 200мм. В процессе удара наблюдаются существенные деформации передней части кабины, наклон основания кабины и, как следствие, наклон сиденья водителя. В результате туловище манекена смещается вперед, в то время как рулевая колонка и рулевое колесо перемещается внутрь кабины. Если предположить, что звено *AB* рулевой колонки связано с вертикальной стойкой дверного проема и получает такие же деформации как и стойка, то очевидно, что рулевое колесо может нанести существенную травму туловищу водителю (рис. 10.18б). Результаты расчета показывают, что внедрение рулевого колеса в зону туловища манекена может достигать 50 мм.

На рис. 10.19 показано напряженно-деформированное состояние каркаса кабины и отдельные фрагменты после удара маятником. Видно, что некоторые элементы передних и задних опор испытывают значительные перегрузки. Возникающие при этом напряжения в наиболее деформируемых элементах превышают значение 220 МПа (предела текучести металла).

Таким образом исходная конструкция кабины грузового автомобиля не удовлетворяет требованиям пассивной безопасности при лобовом столкновении. Ниже в разделе 10.8 выполнены расчеты усиленной конструкции для выполнения требований безопасности в этом режиме нагружения.

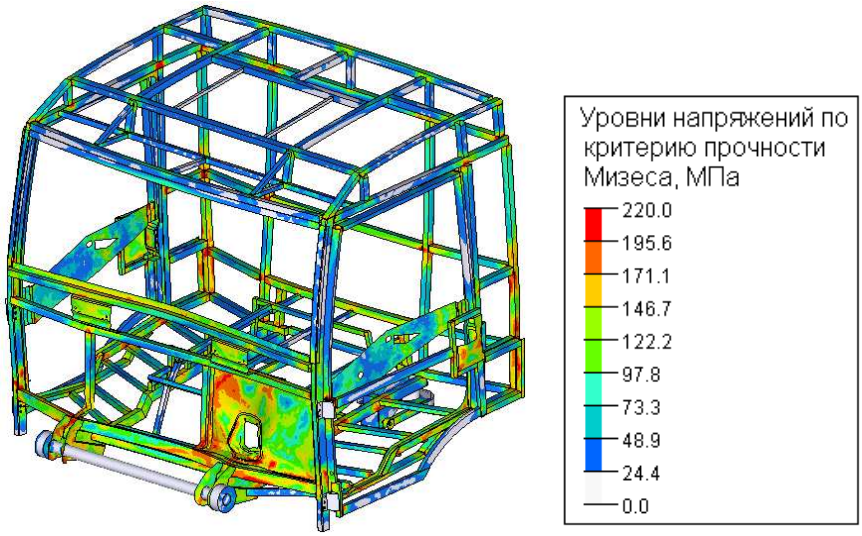


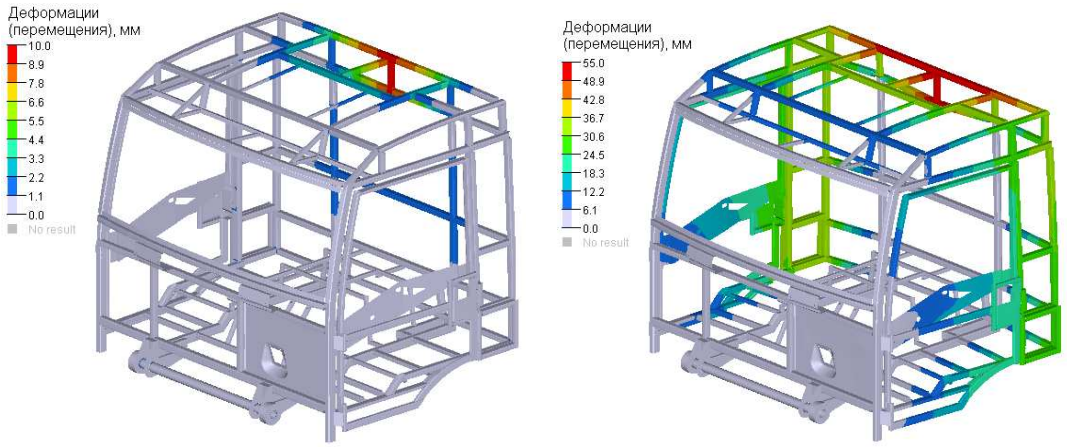
Рисунок 10.19 – Напряженно-деформированный вид конструкции каркаса исходной кабины при фронтальном ударе

Анализ безопасности кабины в условиях, имитирующих опрокидывание автомобиля (испытание типа *B* в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99)

На рис. 10.20 показан график изменения разрушающей нагрузки при вертикальном нагружении кабины. Из графика видно, что максимальное значение разрушающей нагрузки превышает 120 кН, что значительно больше регламентированных значений (48кН и 80кН для автомобилей полной массой 12т и 44т соответственно).

Рисунок 10.20 – График изменения разрушающей нагрузки при вертикальном нагружении кабины плоской жесткой плитой

На рис. 10.21 показаны деформированные виды модели кабины при нагружении регламентированными нагрузками. При этом видно, что в обоих случаях в кабине сохраняется необходимое остаточное жизненное пространство.



а) б)

Рисунок 10.21 – Деформированный вид конструкции каркаса кабины, мм
а) при вертикальной нагрузке 48кН (σ_{max} = 10 мм);
б) при вертикальной нагрузке 80кН (σ_{max} = 55 мм)

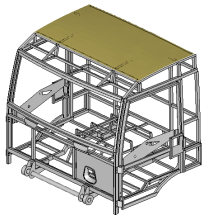
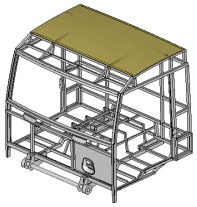
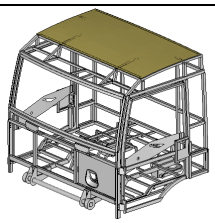
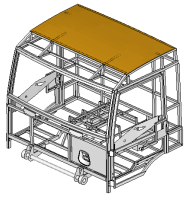
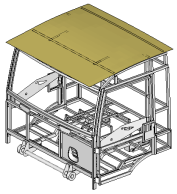
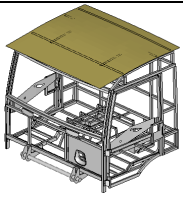
Необходимо отметить, что в рассмотренном виде нагружения основная часть нагрузки приходится на заднюю часть кабины, которая получает наибольшие перемещения. При этом силовые элементы передней части кабины остаются практически недеформированными.

При аварийном нагружении вертикальная нагрузка может быть распределена не только по элементам задней части кабины, но и по элементам крыши, а также может быть перераспределена на переднюю часть кабины (стойки лобового окна). Для анализа подобных ситуаций были рассмотрены результаты расчетов нескольких вариантов КЭМ и нагружений. В каждом из них, на модель кабины действовала вертикальная нагрузка, прикладываемая с помощью жесткой плиты, облегающей по форме крыши. При этом в каждом из рассматриваемых вариантов задняя кромка жесткой плиты перемещалась из крайнего исходного положения вниз на 100 мм. В табл. 2 показаны особенности каждой из рассмотренных моделей, при разных вариантах их нагружения. Разные варианты нагружения жесткой плитой (только поступательное, с возможным поворотом, с ограничениями и неограниченными размерами плиты, степенями ее свободы) рассмотрены для того, чтобы иметь результаты для сравнения со всеми возможными условиями, применяемыми при испытаниях и сертификации.

Для каждого анализируемого варианта нагружения определен характер (графики) изменения предельной по разрушению нагрузки (рис. 10.22). Анализ полученных результатов показывает, что двери кабины не оказывают существенного влияния на несущую способность кабины при вертикальном нагружении (графики нагрузок вариантов 1 и 2 практически совпадают). Добавление в КЭМ кабины подробных элементов задних опор также не оказало существенного влияния на результат (график нагрузки варианта 3 мало чем отличается от графика варианта 1). Следует отметить, что в первых трех вариантах расчетов нагружающая плита могла совершать исключительно поступательное движение. Поворот плиты был исключен. При этом значительная часть нагрузки воспринималась элементами задней части (стенки) кабины. Из графиков видно, что

в этих вариантах расчетов (варианты 1,2 и 3) максимальное значение разрушающих нагрузок составляет примерно 95кН, что в два раза больше регламентированной нагрузки 48кН для автомобиля полной массой 12т; и на 18% больше нагрузки 80кН, регламентированной для автомобиля полной массой 44т.

Таблица 10.1 Варианты расчетных моделей кабины, особенности закрепления и нагружения

Вариант	Внешний вид	Особенности КЭМ кабины	Особенности жесткой плиты
1		КЭМ без подробных элементов задних опор (втулок, рычагов, подушек) и с условным креплением в передних опорах	Плита, облегающая поверхность крыши, совершает только поступательное движение вниз (поворот плиты относительно поперечной оси кабины исключен)
2		Тоже, что и вариант 1, но без силовых элементов дверей	Тоже, что и вариант 1
3		Подробная КЭМ варианта 1 с элементами задних опор	Тоже, что и вариант 1
4		Тоже, что и вариант 3	Плита совершает поступательное движение вниз и допускается ее поворот относительно поперечной оси, совпадающей с ее задней кромкой
5		Тоже, что и вариант 3	Тоже, что и вариант 4, но с увеличенными по длине размерами плиты
6		Модель варианта 3 с уточненными передними опорами (с втулками и наконечниками, рис. 10.19)	Тоже, что и вариант 5

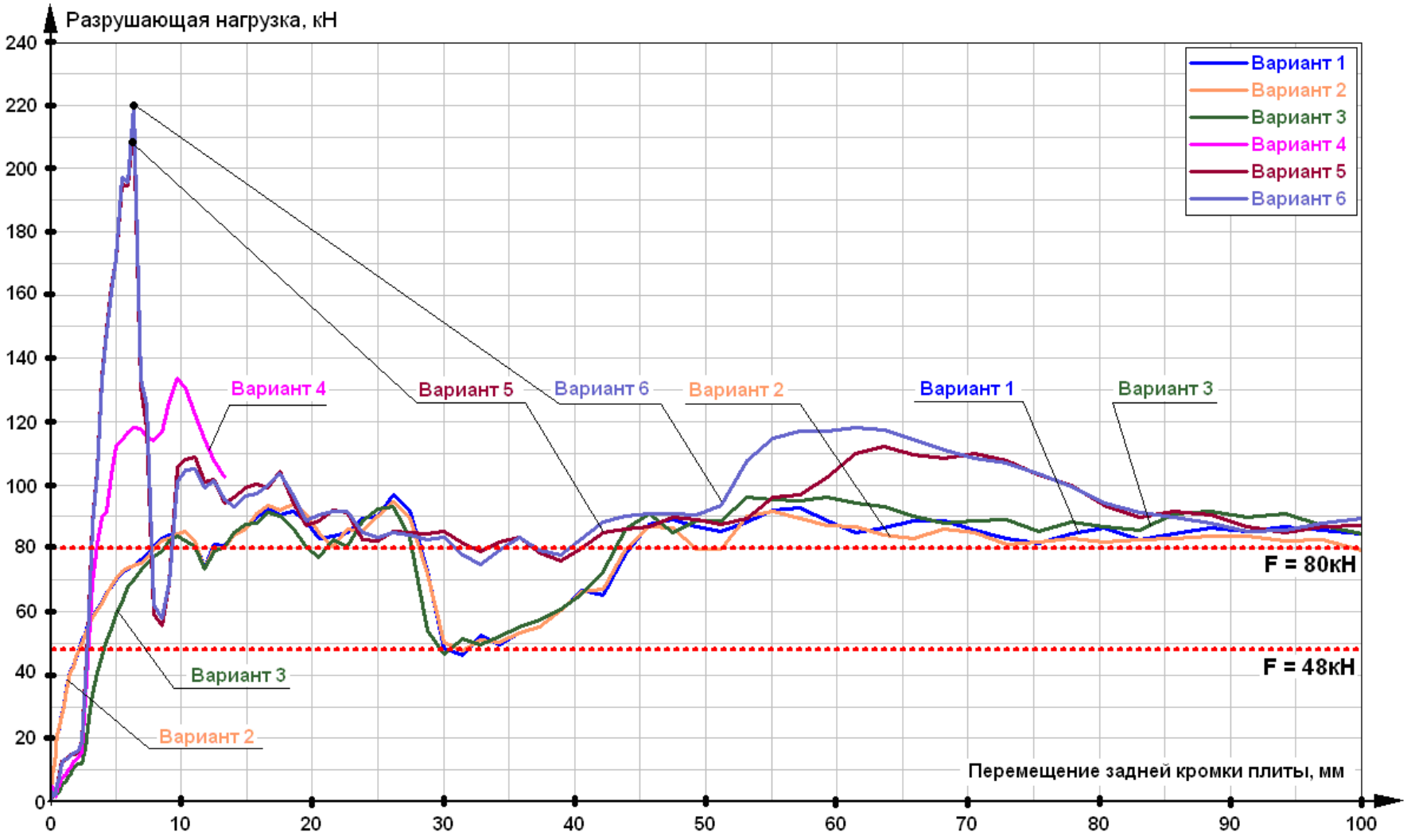


Рисунок 10.22 – Графики изменения разрушающей нагрузки при вертикальном нагружении КЭМ кабины с различными вариантами закрепления и нагружения

В реальных аварийных ситуациях возможны случаи, когда вертикальная нагрузка будет воздействовать на все элементы крыши, в том числе и на верхние поперечные элементы оконного проема. Такие условия могут быть имитированы в том случае, когда нагружающая плита будет совершать сложное движение (поступательное вниз по оси y и вращательное относительно поперечной оси *z* (рис. 10.23), совпадающей с задней кромкой плиты – варианты 4,5 и 6). В этом случае максимальное значение разрушающей нагрузки существенно увеличивается и составляет 130кН (вариант 4). При увеличении геометрических размеров нагружающей плиты (варианты 5 и 6) величина разрушающей нагрузки достигает значения равного 220кН, что существенно больше значений нагрузок, регламентированных требованиями ГОСТ Р 41.12-99. Это происходит за счет перераспределения нагрузки на переднюю часть кабины, ее передние стойки. В этом случае плита, переместившись на 3мм на уровне задней кромки, поворачивается относительно своей поперечной оси, продавливая внутренний каркас крыши при нагрузке 13кН. Далее она опирается на переднюю часть каркаса кабины (надоконный пояс и передние стойки с сечением 60х40х3), в результате чего на графиках вариантов 5 и 6 наблюдается интенсивный рост нагрузок.

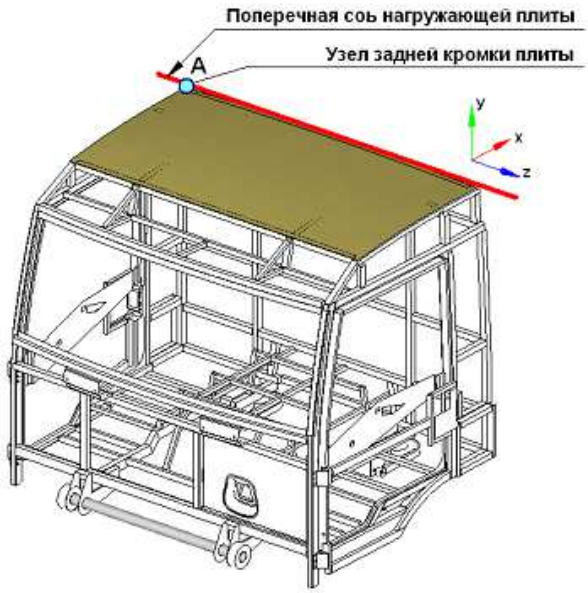
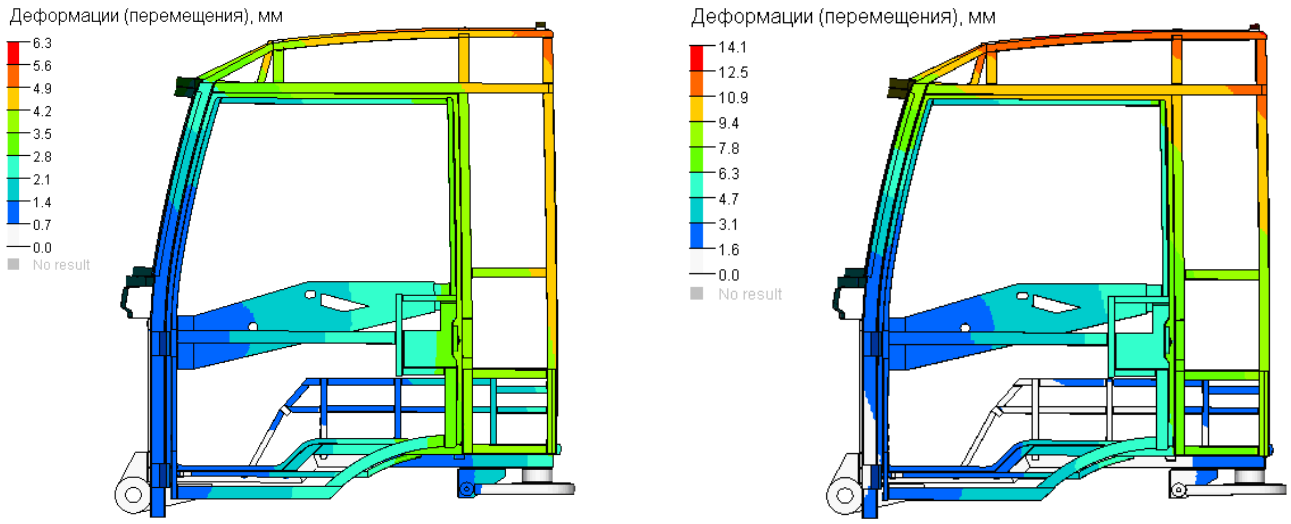


Рисунок 10.23 – Схема нагружения кабины жесткой плитой, совершающей сложное движение

Результаты расчетов показали, что деформации кабин во всех вариантах КЭМ при нагружении регламентированными нагрузками (48кН и 80кН для автомобилей полной массой 12т и 44т соответственно) не превышают допустимых значений. При нагрузке 48кН деформации крыши не превышают 6,5 мм; при нагрузке 80кН максимальные деформации составляют 14 мм. На рис. 10.24 видно, что для всех вариантов закрепления и нагружения подробной конечно-элементной модели каркаса кабины при перемещении задней кромки плиты на 100мм обеспечивается несущая способность кабины по разрушающей нагрузке, которая превышает на 18% значение F = 80кН и тем более выше значения F = 48кН, относящегося к автомобилю полной массой 12т. Таким образом, в каждом из вариантов нагружения в кабине сохраняется необходимое

остаточное жизненное пространство, в котором может быть размещен специальный манекен человека 50-процентной репрезентативности. Для примера, на рис. 10.24 показаны деформированные виды кабины, полученные при расчете 3-го варианта КЭМ.



а) б)

Рисунок 10.24 – Деформированный вид конструкции каркаса кабины (вариант 3), мм
а) при вертикальной нагрузке 48кН (σ_{max} = 6,3 мм)
б) при вертикальной нагрузке 80кН (σ_{max} = 14,1 мм)

Анализ результатов расчетов показал, что распределение эквивалентных напряжений по критерию прочности Мизеса в силовых элементах разных вариантов КЭМ имеет схожий характер. В каждом варианте максимальные напряжения возникают в одних и тех же местах каркаса: в углах крыши (зоны А и Б), в опорах (зоны Г, З и Ж), в местах соединения поперечных элементов передней (зоны Д и Е) и задней части с боковинами. На рис. 10.25 показаны эти зоны кабины для варианта 6 при вертикальном приложении нагрузки 80кН.

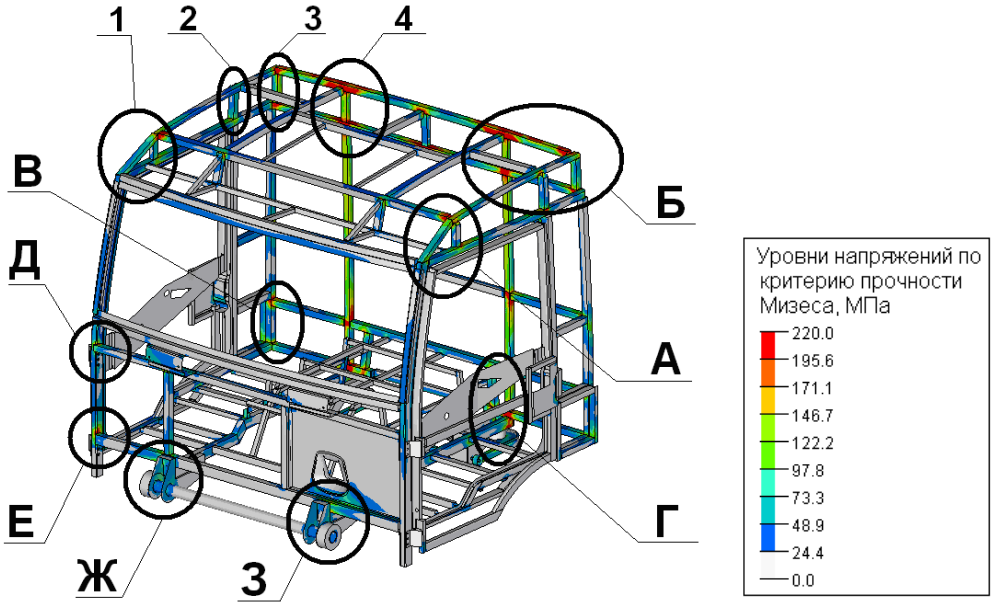
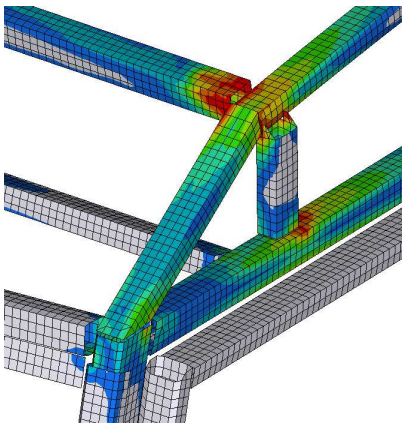
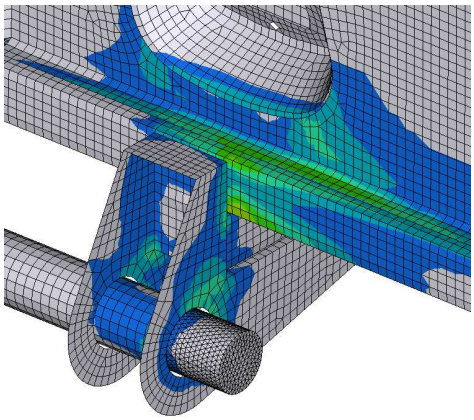


Рисунок 10.25 – Напряженно-деформированный вид конструкции кабины (вариант 6) при вертикальной нагрузке 80кН и характерные зоны



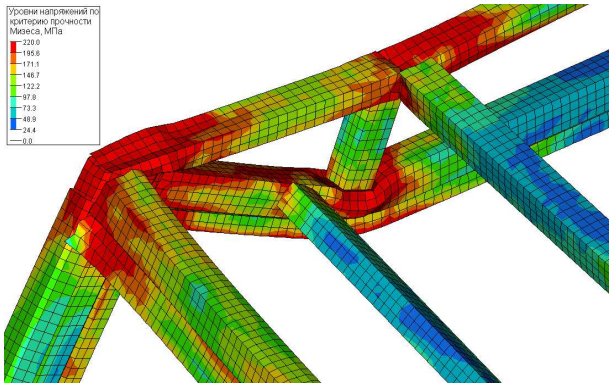
Зона А



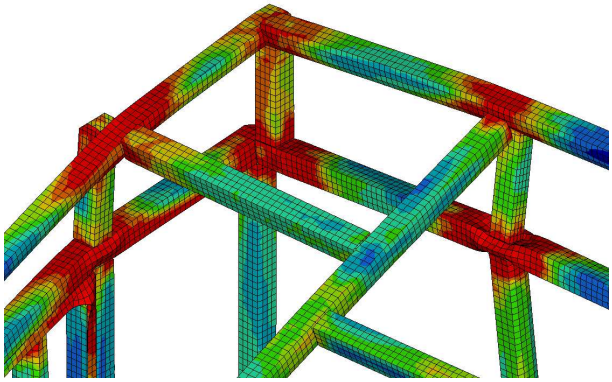
Зона З

Рисунок 10.26 – Зоны возникновения наибольших эквивалентных напряжений

На рис. 10.27. показаны зоны смятия (1,2,3 и 4) тонкостенных элементов в местах их соединения при перемещении нагружающей плиты, превышающей 50 мм.



а)



б)

а – передний угол крыши (зона смятия 1); б – задний правый угол крыши (зоны смятия 2,3 и 4)

Рисунок 10.27 – Зоны смятия тонкостенных элементов в соединениях

На рисунках видно, что большие пластические деформации верхней поперечной трубы задней части каркаса вызваны тем, что на нее опираются короткие стойки каркаса крыши с меньшими размерами сечений. Существенные пластические деформации элементов каркаса крыши в местах их соединения (фрагменты 2, 3 и 4) вызваны наличием разных типоразмеров сечений стыкуемых элементов и фигурных вырезов на их концах.

Анализ безопасности кабины в условиях, имитирующих удар незакрепленного груза (испытание типа С в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99)

На рис. 10.28 показан график изменения предельной по разрушению конструкции горизонтальной нагрузки. Из графика видно, что максимальное значение разрушающей нагрузки достигает 115кН, что существенно больше регламентированных ГОСТ Р 41.29-99 нагрузок: 16кН для автомобиля полной массой 12т (грузоподъемность 8т) и 60кН для автомобиля полной массой 44т (грузоподъемность 30т).

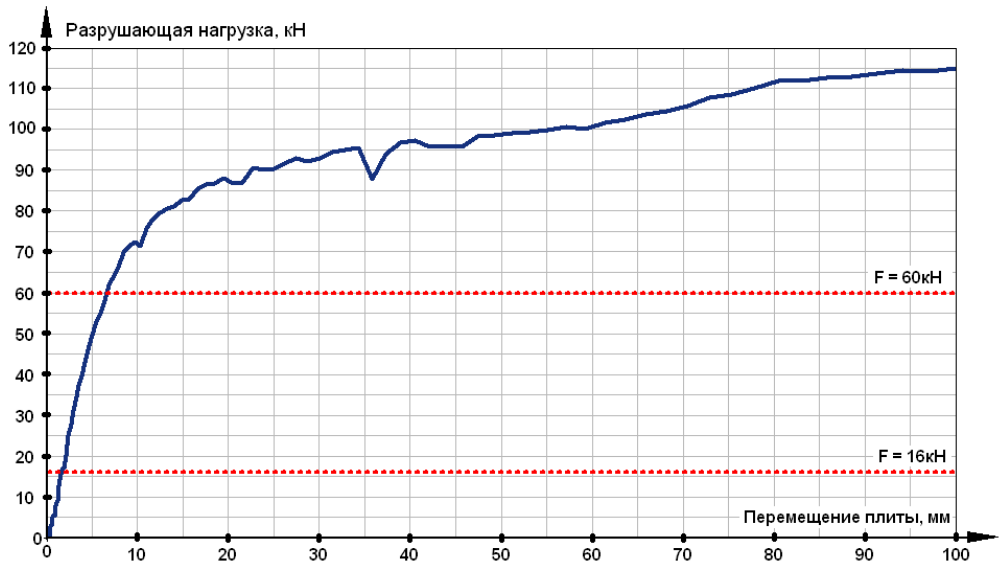


Рисунок 10.28 – График изменения разрушающей нагрузки
при горизонтальном нагружении

На рис. 10.29. показано распределение напряжений по критерию прочности Мизеса в элементах каркаса, а также наиболее напряженные зоны конструкции при горизонтальной нагрузке 60кН. Видно, что наиболее нагруженными оказываются силовые элементы каркаса, расположенные около задних опор. В самих опорах максимальные напряжения не превышают 150 МПа, т.е. элементы опор имеют достаточный запас прочности с точки зрения восприятия горизонтальной аварийной нагрузки.

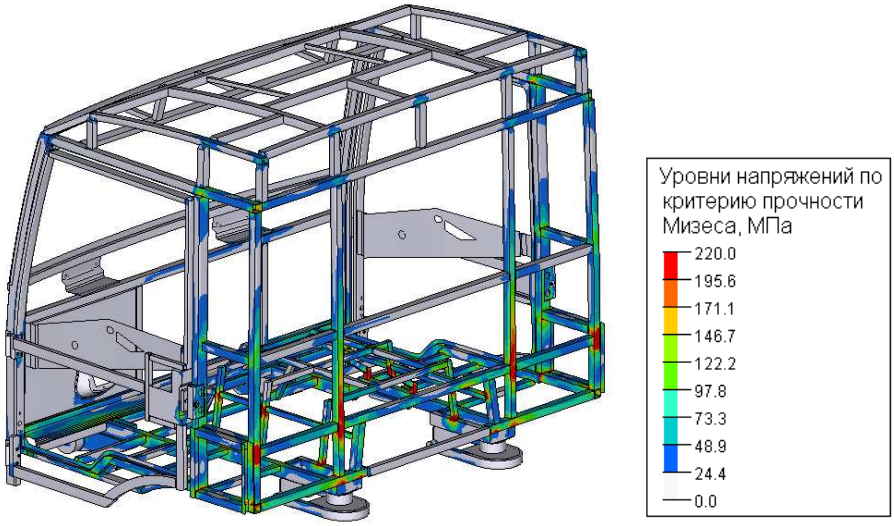
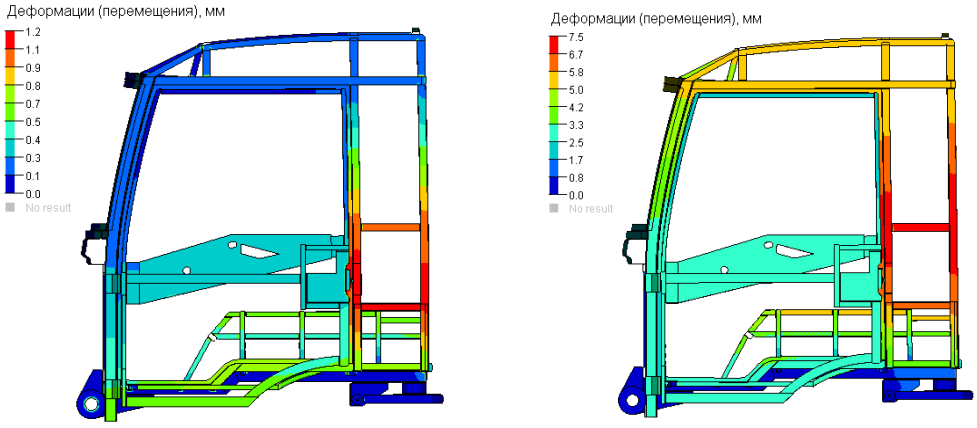


Рисунок 10.29 – Напряженно-деформированный вид конструкции кабины
при горизонтальной нагрузке 60кН

На рис. 10.30. показан деформированный вид модели при ее нагружении регламентированной нагрузкой (16кН и 60кН для автомобилей полной массой 12т и 44т соответственно). Из рис. 10.30а и 10.30б видно, что деформации кабины являются незначительными и находятся в допустимых пределах, при этом в кабине сохраняется необходимое остаточное жизненное пространство для водителя и пассажира.



а) б)

Рисунок 10.30 – Деформированный вид конструкции кабины, мм
а) при горизонтальной нагрузке 16кН (σmax = 1,2 мм);
б) при горизонтальной нагрузке 60кН (σmax= 7,5 мм)

Анализ работоспособности кабины по условиям шведских требований (удар маятником в левый передний угол крыши – циркуляр 15150-170/59 от 29.12.1959г, Швеция)

На рис. 10.31 показан график изменения кинетической энергии маятника. Из графика видно, что энергия удара была поглощена конструкцией кабины лишь на 70% за время 0,8 с. После этого момента времени маятник «пролетает» над сдеформированной кабиной.

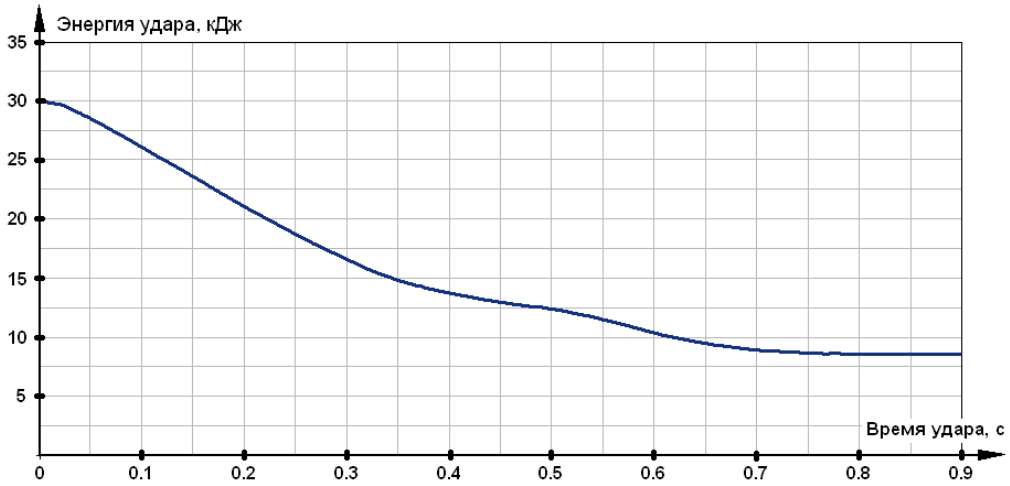
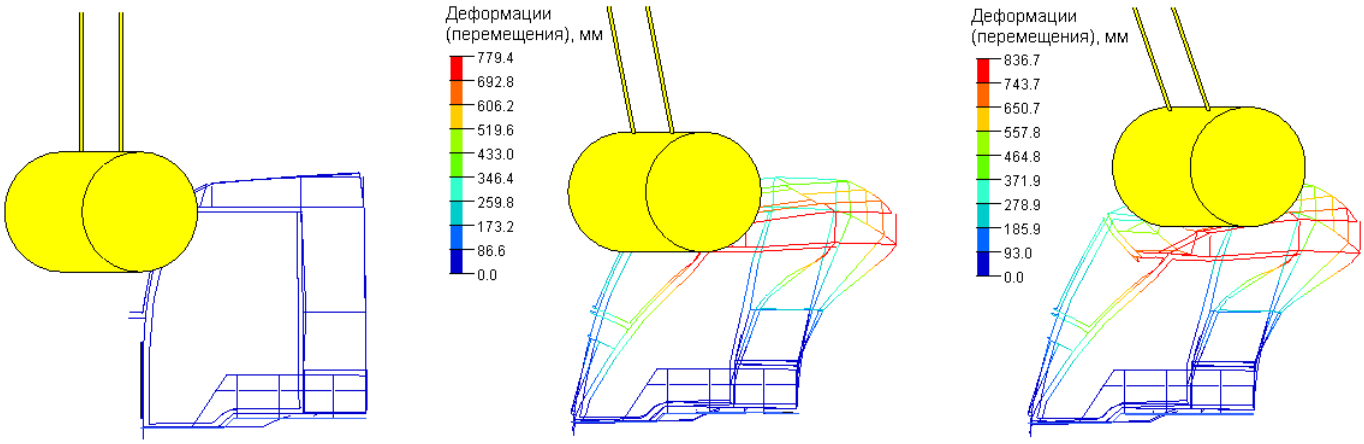


Рисунок 10.31 – График изменения кинетической энергии удара

На рис. 10.32 показаны деформированные виды кабины в разные моменты времени. Видно, что в процессе удара конструкция кабины сильно деформируется (максимальные деформации левого угла крыши составляют 836 мм). При этом в кабине не остается места для необходимого жизненного пространства безопасности и создается реальная угроза жизни водителя.

Для оценки достоверности полученных результатов расчета стержневой модели были проведены сравнительные расчеты двух моделей в одинаковых условиях, при которых стержневая модель (без дверей) и подробная модель нагружались маятником с энергией удара равной 300 кГм (3кДж). Это значение в 10 раз меньше того, которое, регламентируется шведскими требованиями.



t = 0,0с t = 0,4с (σ_{max} = 780 мм) t = 0,8с (σ_{max} = 836 мм)

Рисунок 10.32 – Деформированные виды кабины в разные моменты времени

На рис. 10.33 показаны графики изменения кинетической энергии маятника в обоих расчетах. На рис. 10.34, 10.35 показаны деформированные виды моделей кабины.

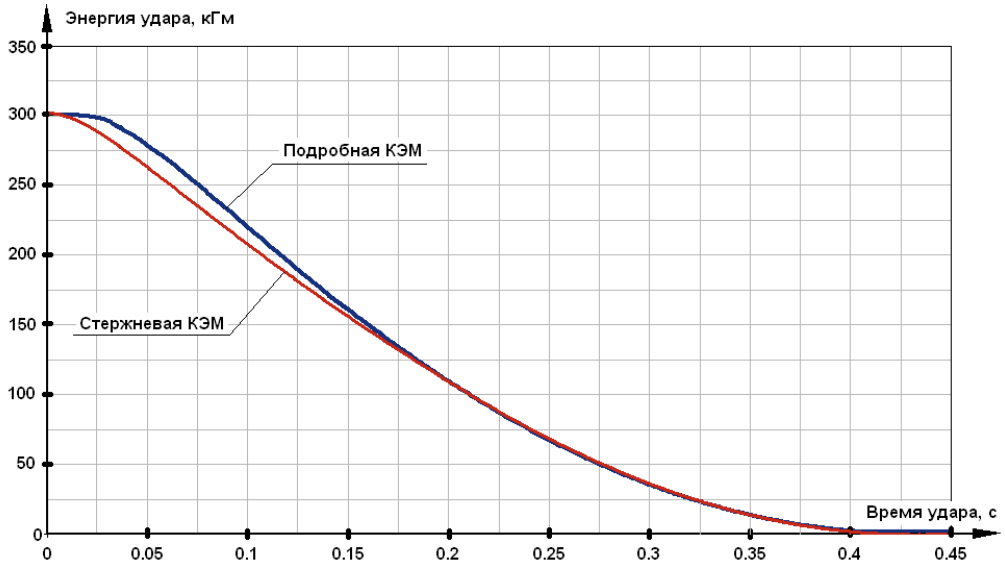


Рисунок 10.33 – Графики изменения кинетической энергии удара

На рис. 10.36 показан график изменения разрушающей нагрузки, полученный при расчете подробной КЭМ. Из графика видно, что максимальное значение разрушающей нагрузки составляет 19 кН, при котором происходит полное поглощение энергии удара величиной, равной 300кГм. Из рис. 10.36 видно, что энергия удара была полностью поглощена моделями кабины за время 0,45 с. При этом наблюдается минимальное расхождение полученных результатов. Из рис. 10.34, 35 видно, что деформации стержневой модели практически идентичны деформациям подробной КЭМ. Расхождение в результатах не превышает 3%. Это свидетельствует о том, что поведение стержневой модели кабины без дверей в достаточной мере соответствует поведению подробной КЭМ. Следовательно, полученные результаты расчетов (рис. 10.34,35), можно считать вполне обоснованными.

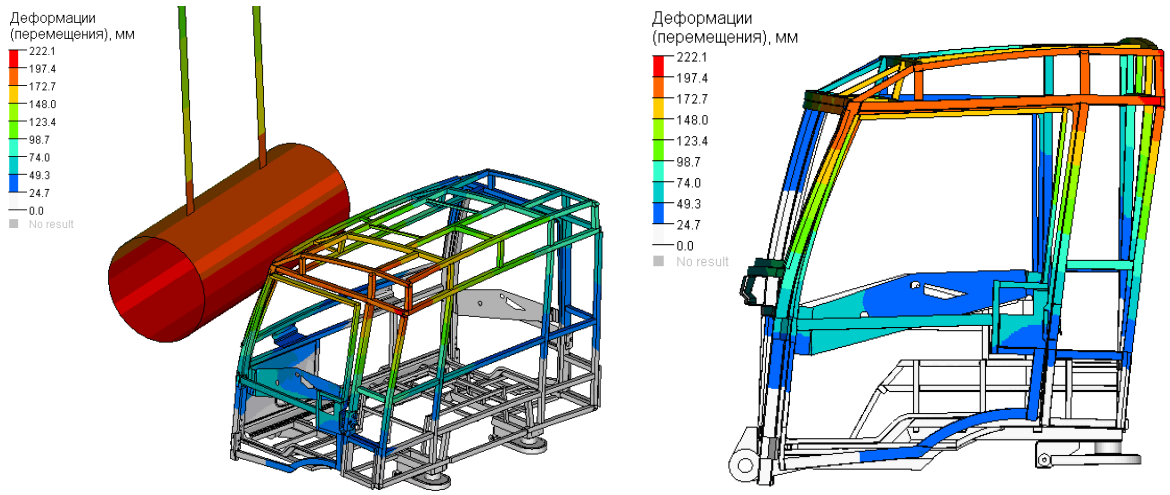


Рисунок 10.34 – Деформированный вид подробной КЭМ каркаса кабины, мм (σ_{max} = 222 мм)

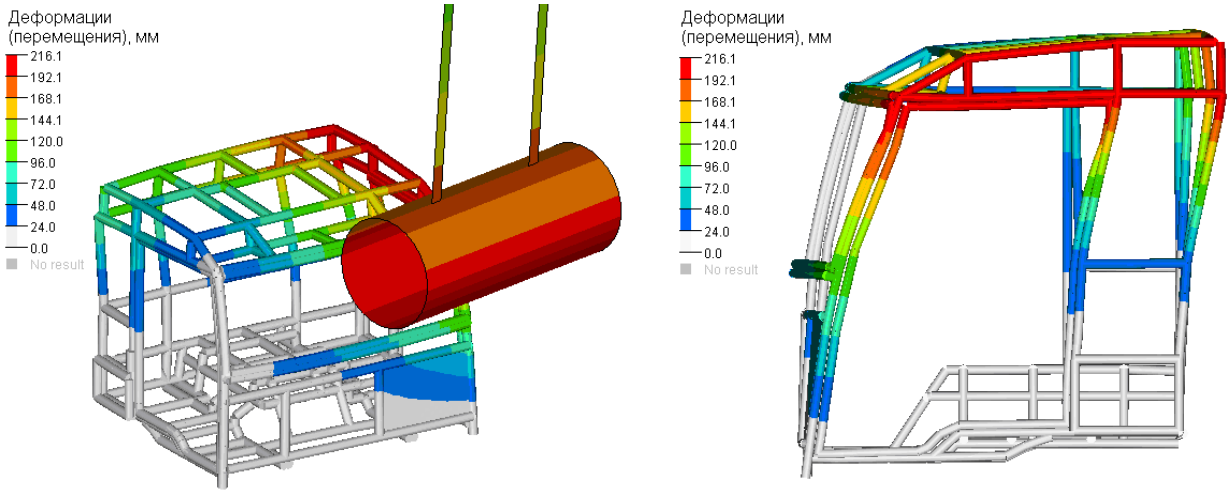


Рисунок 10.35 – Деформированный вид стержневой КЭМ каркаса кабины, мм (σ_{max} = 216 мм)

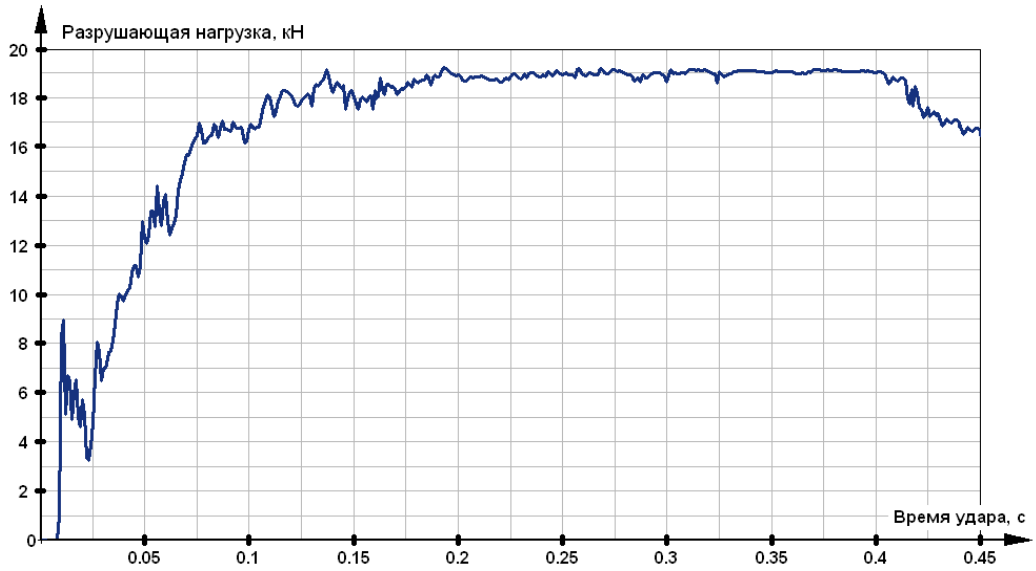
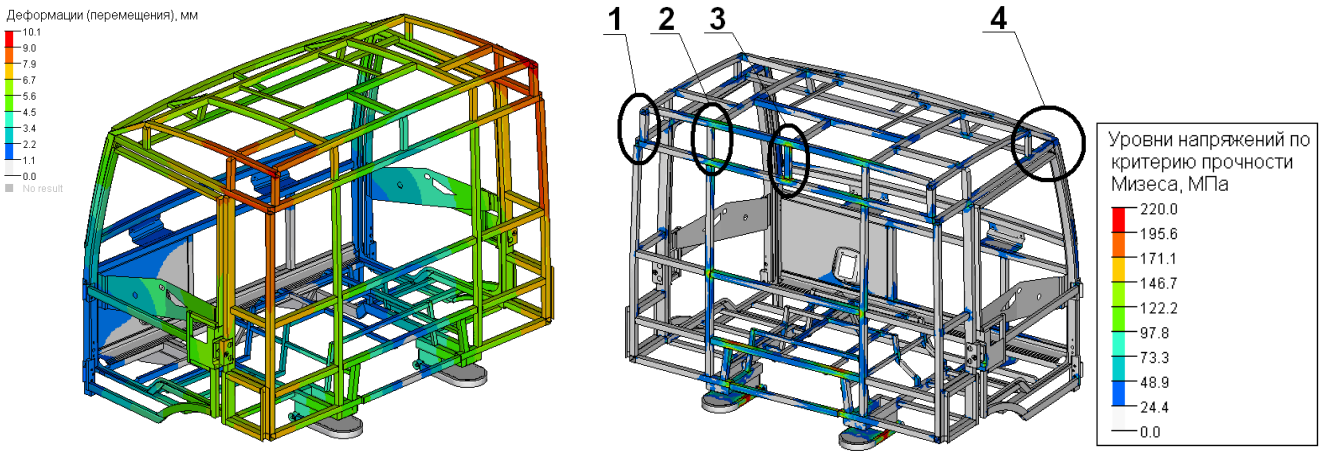


Рисунок 10.36 – График изменения разрушающей нагрузки (результат расчета подробной КЭМ)

10.8 Анализ прочности модели кабины

На рис. 10.37 показаны деформированный и напряженный виды кабины.

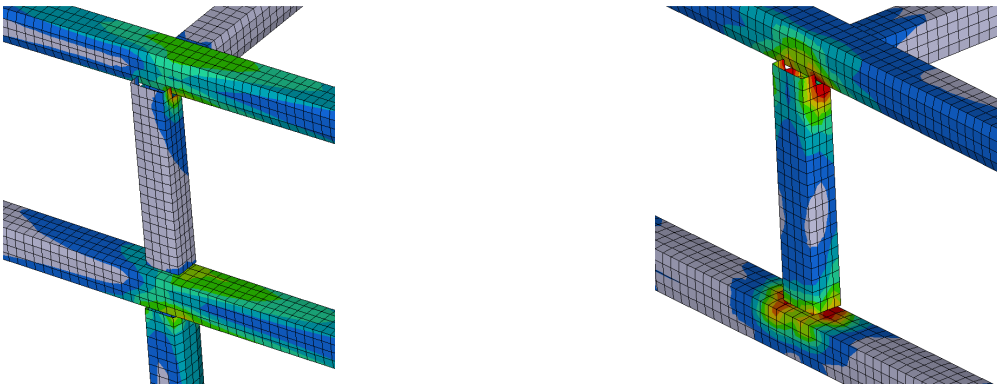


а) б)

Рисунок 10.37 – Результаты расчетов модели при кручении
а) деформированный вид подробной КЭМ кабины при кручении, мм
б) распределение напряжений по всем элементам конструкции, МПа

На рис. 10.38 приведено распределение напряжений по критерию прочности Мизеса в элементах каркаса, а также показаны наиболее напряженные зоны конструкции при кручении. Видно, что наиболее нагруженными оказываются силовые элементы кабины, расположенные в области задних опор. При этом в рычагах задних опор также возникают существенные напряжения, значения которых достигают 220 МПа. Следовательно, рычаги должны быть выполнены из более качественной стали с лучшими прочностными характеристиками. Например, можно рекомендовать Сталь 09Г2С, предел текучести которой составляет σ_T = 300…350 МПа. В передних опорах максимальные напряжения не превышают 130 МПа. Элементы этих опор имеют достаточный запас прочности с точки зрения восприятия скручивающей нагрузки.

Следует также отметить, что исходная конструкция верхней части каркаса кабины имеет достаточно большое количество элементов с фигурными вырезами по концам и со смещениями. Возможно это облегчает технологический процесс монтажа пластиковых панелей. Однако, с другой стороны, они существенно снижают прочность конструкции. Результаты расчета показывают, что при кручении, в этих элементах (рис. 10.38) возникают относительно большие эквивалентные напряжения (σ = 150…220 МПа), что негативно сказывается на прочности и жесткости кабины. С целью исключения данного недостатка, рекомендуется замена таких элементов на аналогичные профили с лучшей стыковкой (заподлицо) с каркасом кабины.



Зона 2 Зона 3

Рисунок 10.38 – Зоны конструкции кабины (в соответствии с рис. 10.37) с наибольшими напряжениями

10.9 Выбор рациональной силовой схемы кабины

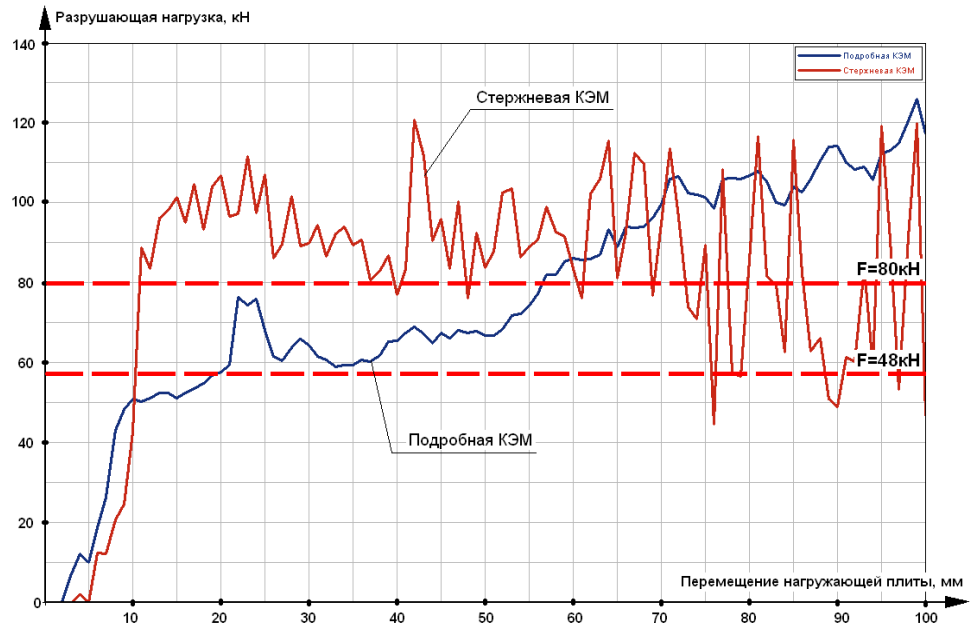
Оценка влияния на прочность и пассивную безопасность разных вариантов изменения каркаса кабины была выполнена по результатам расчетов стержневой модели Разработанная стержневая модель может использоваться для проведения сравнительных оценок изменения несущей способности кабины при внесении в ее конструкцию каких-либо изменений.

Для оценки адекватности разработанных стержневой и подробной моделей, были выполнены расчеты в соответствии с условиями испытаний ГОСТ Р 41.29-99, проведен сравнительный анализ полученных результатов. Рассматривалось три вида нагружения стержневой КЭМ: вертикальное нагружение крыши, нагружение задней стенки и фронтальный удар маятником. Для каждого анализируемого варианта нагружения определен характер (графики) изменения предельной по разрушению нагрузки.

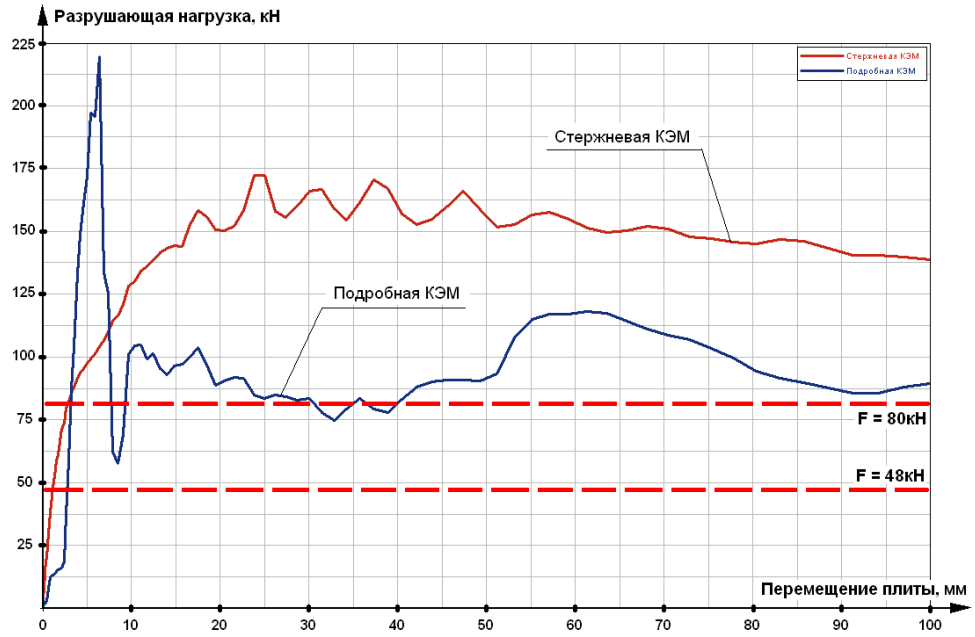
На рис. 10.39а приведено сравнение графиков разрушающей нагрузки при одинаковом вертикальном нагружении стержневой и подробной КЭМ плоской жесткой стенкой, совершающей только поступательное движение вниз. На рис. 10.39б показаны аналогичные результаты при нагружении жестким слепком, повторяющим форму крыши и совершающим сложное движение.

Полученные результаты показывают, что стержневая модель, также как и подробная, выдерживает регламентированные нагрузки 48кН и 80кН для автомобилей полной массой 12т и 44т соответственно. При этом, стержневая модель является более жесткой, чем подробная КЭМ. В обоих случаях нагружения величина разрушающей нагрузки для стержневой модели выше на 30…50% аналогичной нагрузки для подробной КЭМ.

Расхождение результатов расчета стержневой и подробной моделей объясняется тем, что стержневая модель имеет жесткое соединение элементов в узлах, не учитывает возможность изменения формы тонкостенных сечений (смятия) силовых элементов при их пластических деформациях, не учитывает реальные относительно слабые связи элементов с фигурными вырезами по концам.



а)



б)

Рисунок 10.39 – Графики изменения разрушающих нагрузок при вертикальном нагружении стержневой и подробной КЭМ

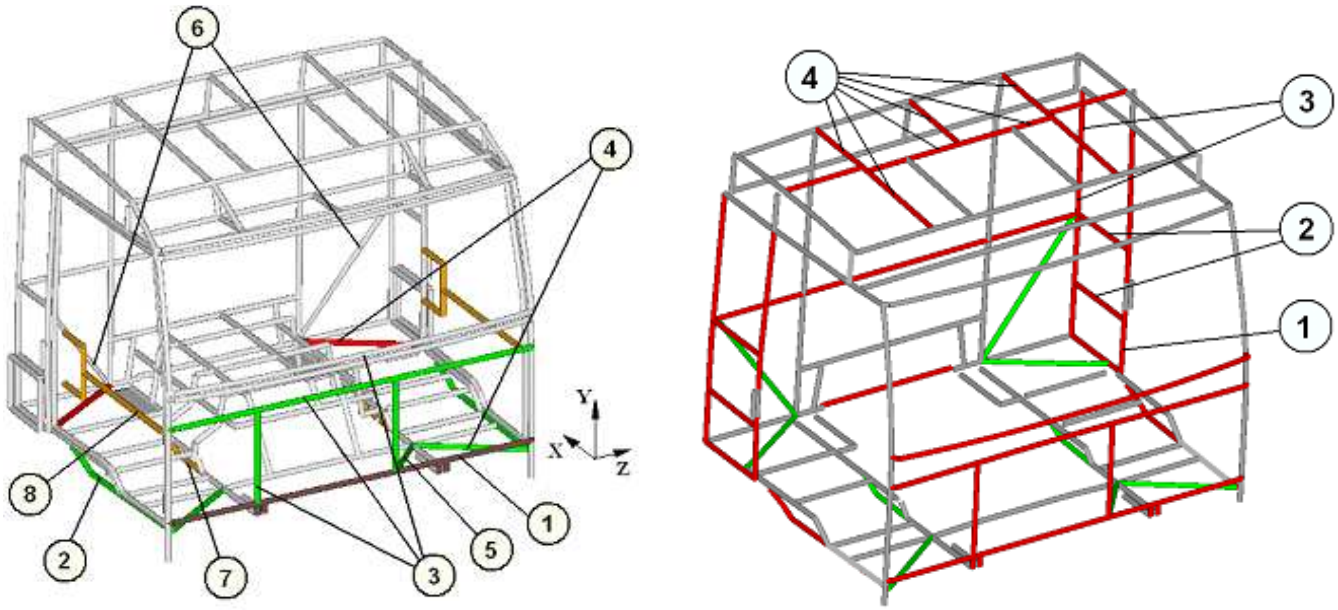
а) нагружение плоской жесткой плитой, совершающей только поступательное движение;

б) нагружение жестким слепком, совершающим сложное движение

Указанные допущения сказываются и на характере поведения тонкостенного профиля в месте закрепления модели. Наличие внешних опор стержневой модели в узлах означает, что в этих узлах закрепляется все сечение по контуру, в то время как в реальной конструкции опоры установлены на нижних полках трубчатых элементов. Сравнительные расчеты показали, что принятые в стержневой модели допущения приводят к определенному завышению значения разрушающей нагрузки.

10.10 Разработка и оценка пассивной безопасности рационального варианта конструкции кабины грузового автомобиля

Исходя из анализа полученных результатов расчета разных вариантов конструкции кабины, был разработаны модифицированные варианты (вариант 4 и 5) силовой схемы кабины (рис. 10.40 а и 10.40 б).



а) б)

Рисунок 10.40 – Модифицированные варианты конструкции
а) вариант 4; б) вариант 5

При этом для получения модели по варианту 4 в исходную конструкцию кабины (вариант модели 1) были внесены следующие изменения:

- сечение 60х40х3 переднего нижнего бруса кабины (рис. 10.40 а, поз. 1), заменено на профиль 100х60х3 (размер 100 мм расположен горизонтально по оси *X*);
- пороги кабины (поз. 2) усилены силовыми элементами с сечением 60х40х2, (размер 60 мм расположен вертикально – по оси *У*);
- силовые элементы поз. 3 передней части (вертикальные стойки над внутренними лонжеронами, поперечный брус и подоконный пояс) с типоразмером 40х40х2 заменены на элементы с размерами сечения 60х40х3 (размер 60мм расположен в продольной плоскости – по оси *X*);
- по углам кабины в основании введены раскосы поз. 4 с профилем 40х28х2 (размер 40 мм расположен вертикально);
- введен раскос поз. 5 с размерами поперечного сечения 60х40х3 (размер 60 мм расположен вертикально);
- в задней части каркаса вместо горизонтальных крайних поперечин введены раскосы поз. 6 с размерами поперечного сечения 40х28х1,5;

- центральные части лонжеронов в местах изгибов (поз. 7) усилены трубой с профилем 40х40х1.5;
- в расчетной модели кабины варианта 4, в дверной проем были введены силовые элементы поз. 8, имитирующие продольные дверные брусья, выполненные из трубы 40х28х1,5 (размер 28 расположен горизонтально).

С целью снижения металлоемкости модифицированного варианта 4 конструкции кабины, рассмотрена силовая схема каркаса по варианту 5 (рис. 10.40 б). При этом в вариант 4 дополнительно были внесены следующие изменения:

- задние (замочные) стойки поз. 1 дверного проема с профилем 60х40х3 замены трубами 40х40х2 и смещены вперед на 100 мм;
- горизонтальные элементы поз. 2 в боковинах кабины из трубы 40х40х2 заменены на трубу 40х28х1.5;
- угловые задние стойки поз. 3 кабины из трубы 40х40х2 заменены на элементы с сечением 40х28х1,5 (размер 40 в продольной плоскости кабины).
- элементы крыши поз. 4 выполнены из трубы 40х28х1.5 (размер 40 мм расположен горизонтально).

На рис. 10.41. показана подробная силовая схема предлагаемого варианта 5 конструкции кабины, на которой каждому типоразмеру сечения соответствует определенный цвет.

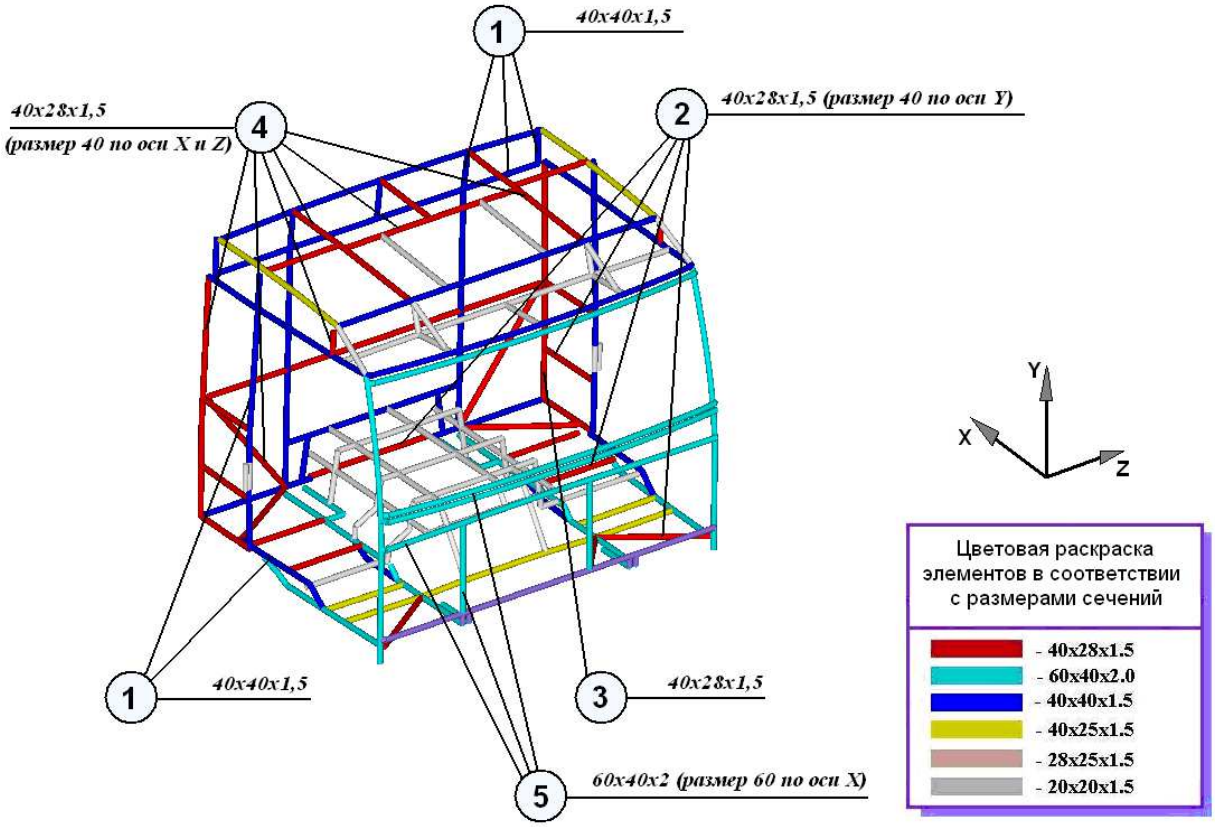
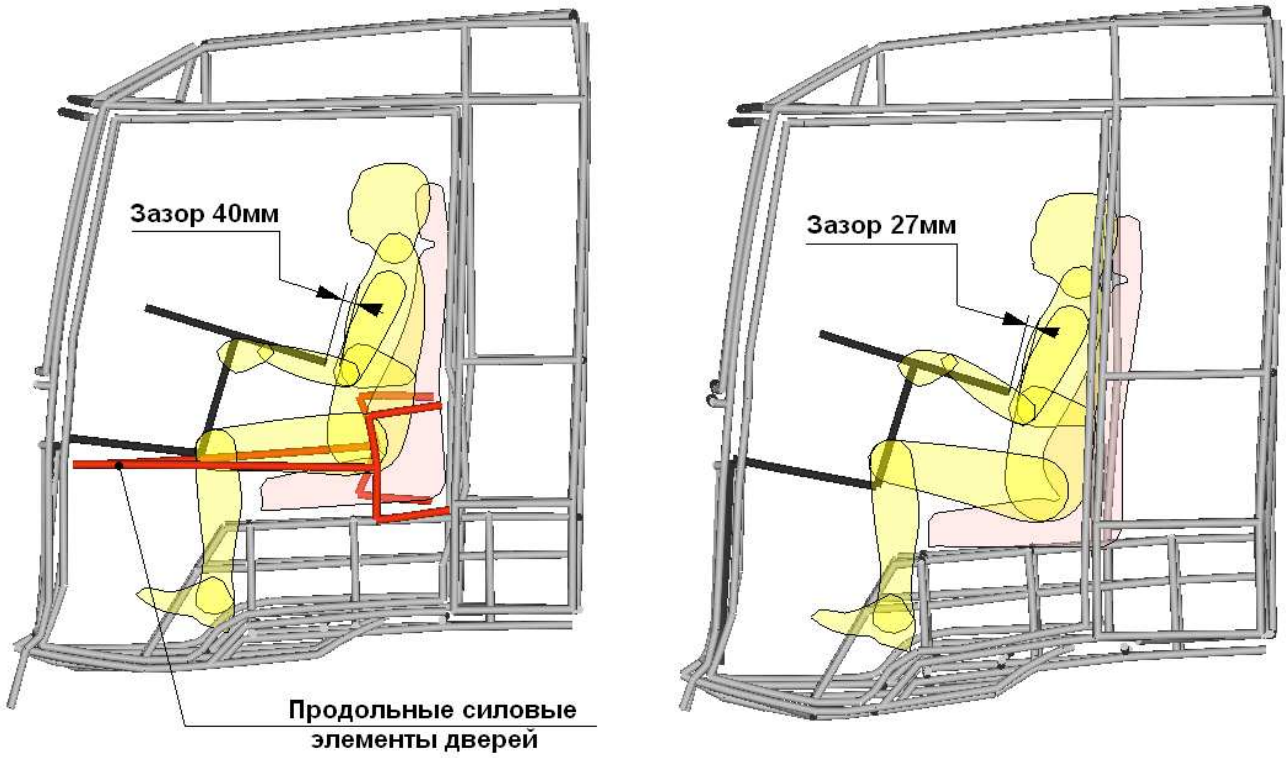


Рисунок 10.41 – Силовая схема каркаса кабины по варианту 5

Из анализа результатов предыдущих расчетов ясно, что предложенные варианты 4 и 5 конструкции кабины удовлетворяют требованиям ГОСТ Р 41.29-99 при нагружениях, имитирующих условия испытаний типов *B* и *C*. Поэтому более подробно рассмотрим результаты расчетов этих вариантов кабины по условиям испытания типа *A*.

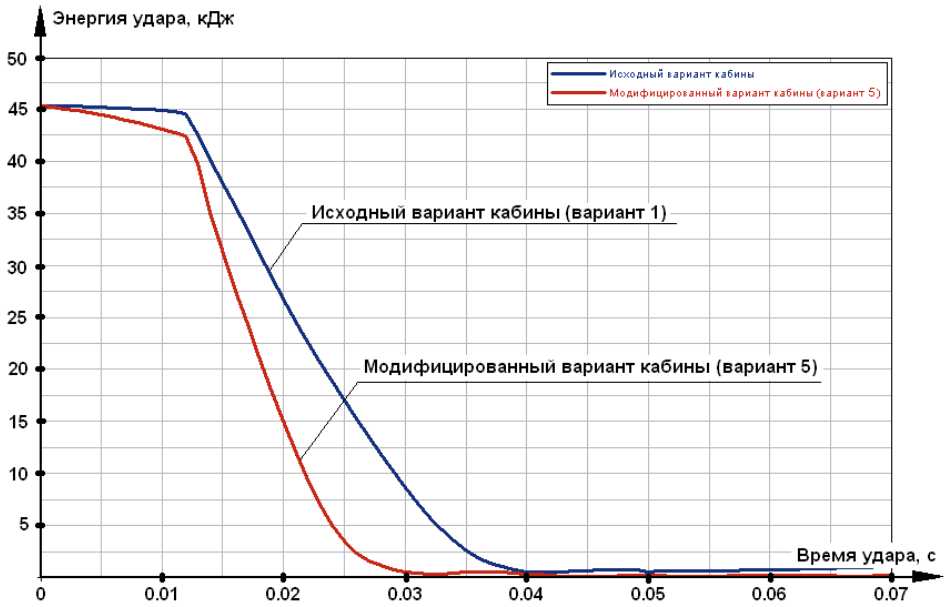
На рис. 10.42 показаны деформированные виды каркасов кабины, выполненных по вариантам 4 и 5, при их фронтальном нагружении. Анализ результатов расчета показывает, что для каждого из этих вариантов между рулевым колесом и телом манекена остается необходимый зазор. В расчетной модели варианта 4 были учтены продольные брусья дверей на уровне замков. Величина зазора в этом случае составляет 40 мм. Если брусья дверей убрать, то зазор уменьшается до 30 мм. При расчете варианта 5 кабины, со смещенными вперед на 100 мм замочными стойками, продольные элементы дверей не учитывались. В этом варианте зазор между туловищем манекена и рулевым колесом составил 27 мм. При введении брусьев дверей в модель варианта 5 зазор между туловищем манекена и рулевым колесом увеличивается до 46 мм. В действительности, с учетом 35% и погрешности стержневой модели, зазор может составить 30 мм. Этого вполне достаточно для того, чтобы обеспечить сохранение внутри кабины необходимого остаточного жизненного пространства для водителя.



а) б)

Рисунок 10.42 – Относительное расположение рулевого колеса с колонкой и манекена в кабине
а) вариант 4 – зазор 40 мм; б) вариант 5 – зазор 27 мм

На рис. 10.43 показаны графики изменения кинетической энергии удара и разрушающей нагрузки, полученные при фронтальном ударном нагружении плитой маятника для двух вариантов конструкции кабины: исходного варианта 1 и модифицированного варианта 5. Анализ результатов расчетов показывает, что в случае фронтального удара модель варианта 5 является более энергоемкой, чем модель кабины исходного варианта. При этом элементы стержневой модели варианта 5 поглощают энергию удара за 0,03с, что на 0,01 с раньше времени, требуемого для поглощения энергии удара исходной конструкцией кабины. Видно, что конструкция варианта 5 более эффективно поглощает энергию как на начальной стадии удара (t = 0…0,01с), так и на последующей фазе (t = 0,01…0,03с).



а)

б)

Рисунок 10.43 – Результаты расчета варианта 5 модели кабины в сравнении с вариантом 1 при фронтальном ударе плитой маятника

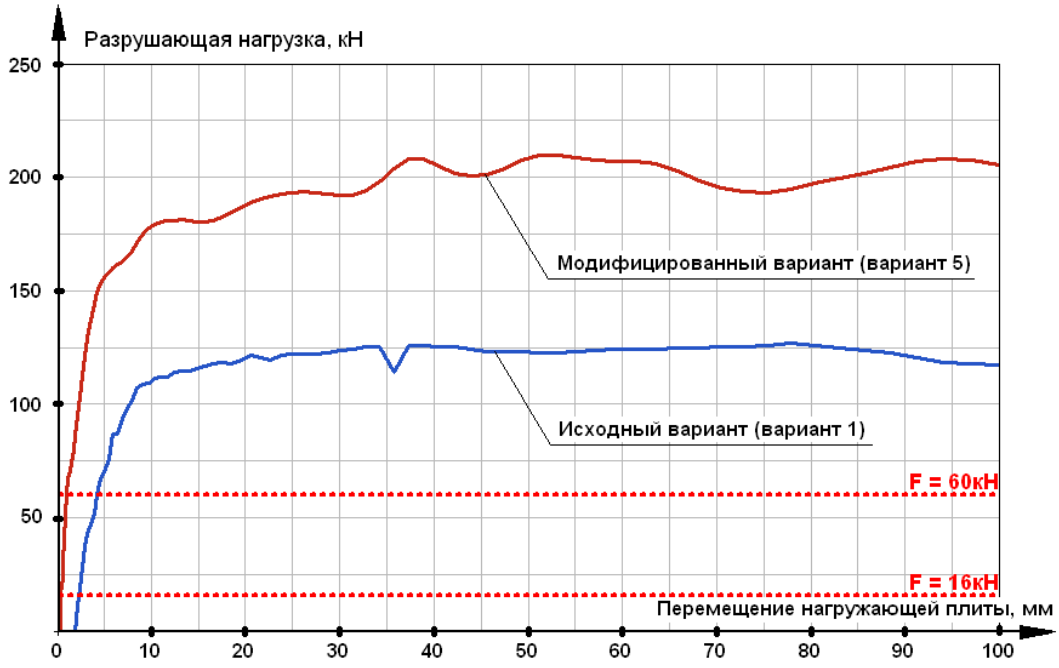
а) графики изменения энергии удара; б) графики изменения разрушающей нагрузки

На рис. 10.44 показаны результаты полученные при нагружении варианта 5 модели вертикальной и горизонтальной нагрузками, в соответствии с условиями испытаний типов *B* и *C*, регламентированных ГОСТ Р 41.29-99. Результаты расчета показывают, что при вертикальном нагружении модели (рис. 10.44а) варианта 5 плоской жесткой плитой, совершающей только поступательное движение, максимальное значение разрушающей нагрузки составляет 160кН при деформации 40мм и 195кН при деформации 225мм, что на много больше регламентированных ГОСТ Р 41.29-99 нагрузок 48кН и 80кН для автомобилей полной массой 12т и 44т соответственно. При этом видно, что несущая способность кабины варианта 5 сохраняется как при относительно малом продавливании крыши (до 50мм), так и при относительно больших деформациях, превышающих 200мм. Фактически, если оценивать безопасность кабины по регламентированному значению нагрузки, то она обеспечивается уже в области деформирования кабины в пределах 40мм.

Максимальное значение разрушающей нагрузки при нагружении варианта 5 модели со стороны задней стенки (рис. 10.44б) составляет 210 кН, что на 60% больше максимального значения для исходного варианта кабины (варианта 1) и существенно больше регламентированных ГОСТ Р 41.29-99 нагрузок 16кН и 60кН для автомобилей полной массой 12т и 44т соответственно.

Рассмотренная стержневая модель кабины является более жесткой, чем подробная и дает завышенный, в среднем на 30%, результат по разрушающей нагрузке при аварийном нагружении. Следовательно, конструкция каркаса реальной кабины будет обладать меньшей несущей способностью, чем рассмотренная модель варианта 5. С учетом этого можно утверждать, что кабина варианта 5 будет иметь достаточный запас по пассивной безопасности с точки зрения испытаний типов *A* и *C*, регламентированных ГОСТ Р 41.29-99 как для автомобиля полной массой 12т, так и для автомобиля полной массой 44т. При этом, с точки зрения аварийного вертикального нагружения (испытания типа *B*) кабина варианта 5 имеет необходимый запас прочности только в случае установки ее на автомобиль полной массой 12т. Установка кабины с силовым каркасом по варианту 5 нежелательна для автомобилей с полной массой 44 т, так как данная силовая схема не имеет достаточного 30% запаса несущей способности относительно регламентированного значения (F = 80кН) в условиях вертикального нагружения. На такие автомобили рекомендуется устанавливать кабину выполненную по варианту 4 и дополнительным смещением задних (замочных) стоек дверных проемов вперед на 100 мм.

а)



б)

Рисунок 10.44 – Результаты расчетов вариантов 1 и 5 кабины в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99
а) вертикальное нагружение модели (имитация условий испытания типа В);
б) нагружение модели со стороны задней стенки кабины (имитация условий испытания типа С)

Анализ результатов проведенных расчетов показывает, что разработанная силовая схема кабины по измененному варианту удовлетворяет требованиям испытаний *А*, *В* и *С*, в соответствии с ГОСТ Р 41.29-99. Изменения, связанные с уменьшением металлоемкости каркаса, рекомендуется реализовывать только в кабинах, предназначенных для грузовых автомобилей с полной массой 12т, учитывая наличие минимального запаса несущей способности в вертикальном направлении у кабины автомобиля с полной массой 44т.

10.11 Разработка практических рекомендаций по модернизации конструкции кабины

1. С целью повышения несущей способности и пассивной безопасности при лобовом столкновении с препятствием в условиях испытания типа *А* согласно требованиям ГОСТ Р 41.29-99, целесообразно каркас кабины, предназначенной для грузовых автомобилей с полной массой 12т и 44т, выполнить по варианту 4. При этом необходимо произвести следующие изменения конструкции кабины по варианту 1:
   - сечение 60х40х3 переднего нижнего бруса кабины (рис. 10.40 а, поз. 1) заменить на профиль 100х60х3 (размер 100 мм расположен горизонтально по оси *Х*);
   - пороги кабины поз. 2 усилить силовыми элементами с сечением 60х40х2, (размер 60 мм расположен вертикально – по оси *У*);
   - силовые элементы поз. 3 передней части (вертикальные стойки над внутренними лонжеронами, поперечный брус и подоконный пояс) с типоразмером 40х40х2 заменить на элементы с размерами сечений 60х40х3 (размер 60мм расположен в горизонтальной плоскости – по оси *Х*);
   - по углам кабины, в основании ввести раскосы поз. 4 с профилем 40х28х2 (размер 40 мм расположен вертикально);
   - ввести раскос поз. 5 с размерами поперечного сечения 60х40х3 (размер 60 мм расположен вертикально);
   - в задней части вместо горизонтальных крайних нижних поперечин ввести раскосы поз. 6 с размерами поперечного сечения 40х28х1,5;
   - центральные лонжероны кабины поз. 7 усилить трубой с сечением 40х40х1.5;
   - целесообразно все вертикальные стойки задней части каркаса (задней стенки) выполнить в верхней части не разрезными, а едиными сквозными. Если это сделать не возможно. То имеет смысл установить в указанных местах усиливающие косынки. Наличие в исходной конструкции смещенных коротких стоек каркаса крыши с меньшими размерами сечений, опирающихся на профиль поперечной трубы, приводит к большим его пластическим деформациям и потере несущей способности в условиях аварийного нагружения кабины.
2. С целью снижения металлоемкости при обеспечении требований прочности и пассивной безопасности целесообразно конструкцию каркаса кабины, предназначенную для грузового автомобиля с полной массой 12т, выполнить по варианту 5. При этом дополнительно к изменениям варианта 4 необходимо выполнить следующее:
   - задние (замочные) стойки поз. 1 дверного проема с профилем 60х40х3 заменить трубами с сечением 40х40х2 и сместить их вперед на 100 мм;

- горизонтальные элементы поз. 2 в боковинах кабины, выполненные из трубы 40х40х2, заменить на трубу 40х28х1.5;
- угловые задние стойки поз. 3 кабины, выполненные из трубы 40х40х2, заменить на элементы с сечением 40х28х1,5 (размер 40 в продольной плоскости кабины).
- элементы крыши поз. 4 выполнены из трубы 40х28х1.5 (размер 40 мм расположить горизонтально).

3. С целью обеспечения требований равнопрочности конструкции элементов каркаса и их соединения целесообразно:
   - обеспечить более рациональную стыковку силовых элементов кабины в ответственных (наиболее нагруженных) местах, заменив стыки с фигурными вырезами на торцевую стыковку по всему периметру профиля;
   - нижний средний силовой пояс задней части каркаса (в районе задних опор) следует выполнить из стали 09Г2С.

Все предлагаемые варианты силовых схем каркаса кабины и разработанные рекомендации проверены расчетами и могут быть внедрены в производство кабин, перспективных грузовых автомобилей.

10.12 Обобщение и оценка результатов исследования

1. Проведена расчетная оценка прочности и пассивной безопасности кабин перспективных грузовых автомобилей полной массой 12т и 44т на основе разработанных стержневой и подробной конечно-элементных моделей, использования современных пакетов расчета и компьютерного моделирования условий нагружения, в соответствии с действующими нормативными документами ГОСТ Р 41.29-99 (Правил ЕЭК ООН №29).
2. Выполненные расчеты и анализ полученных результатов показали, что конструкция исходного варианта кабины полностью удовлетворяет требованиям испытаний типов *B* и *C*, однако не удовлетворяет требованиям испытания типа *A* по условиям ГОСТ Р 41.29-99.
3. Анализ результатов расчетов показал также, что исходная конструкция кабины не удовлетворяет шведским требованиям, предъявляемым к карьерным автомобилям, поскольку каркас не имеет достаточного запаса по несущей способности с точки зрения восприятия ударной нагрузки в левый угол крыши и не обеспечивает сохранение остаточного жизненного пространства безопасности внутри кабины.
4. Анализ результатов расчетов КЭ моделей на режиме кручения показал, что исходная кабина имеет недостаточную конструкцию. Наиболее нагруженными являются элементы, расположенные около задних и передних опор кабины, а также в верхней

части каркаса в местах стыковки элементов с фигурными вырезами по концам. Причем, при осесимметричном смещении задних опор (упругих элементов) на 50 мм, значения напряжений в указанных местах достигают предела текучести (220МПа).

5. С целью повышения прочности и пассивной безопасности исходной конструкции кабины проведены многовариантные исследования конструкции при различных видах нагружения по оценке влияния отдельных силовых элементов на работоспособность кабины. В результате разработана рациональная схема каркаса кабины в сравнении с исходным вариантом, отвечающая требованиям прочности и пассивной безопасности.
6. Анализ результатов проведенных расчетов показывает, что предложенные конструктивные изменения по варианту 4 (рис. 10.40 а), связанные с усилением каркаса, должны быть реализованы в кабинах автомобилей с полной массой 12т и 44т. Изменения, связанные с уменьшением металлоемкости каркаса, рекомендуется реализовывать только в кабинах, предназначенных для грузовых автомобилей с полной массой 12т, учитывая наличие минимального запаса несущей способности в вертикальном направлении у силовой схемы варианта 5 для кабины автомобиля с полной массой 44т.

Таким образом проведено исследование прочности и пассивной безопасности перспективного грузового автомобиля на основе результатов расчетов и компьютерного моделирования нагрузочных режимов в условиях действия аварийных и эксплуатационных нагрузок. Разработаны методика и критерии оценки пассивной безопасности кабин по результатам расчетов. Выполнена оценка пассивной безопасности исходной конструкции кабины и вариантов ее усиления. На основе чего выбрана рациональная силовая схема конструкции кабины, отвечающая всем требованиям пассивной безопасности и существующим требованиям прочности кабин. Разработаны практические рекомендации по модернизации исходной конструкции кабины с целью повышения ее пассивной безопасности.

Заключение

В итоге выполнения поисковых научно-исследовательских работ в области технических наук были получены следующие научно-технические результаты:

1. Проведены экспериментальные исследования и представлены методики определения физико-механических параметров снега: связности, угла внутреннего трения, коэффициента жесткости, плотности снега. Разработана методика экспериментального определения распределения нормальных давлений в контакте колес транспортных средств с опорной поверхностью. Получен закон распределения нормальных давлений в зоне взаимодействия пневмоколесного движителя сверхнизкого давления с опорной поверхностью. Разработана имитационная модель качения одиночного пневмоколесного движителя сверхнизкого давления со снежным полотном пути в программном комплексе MATLAB/Simulink, позволяющая оценивать характер и количественные показатели процесса взаимодействия эластичных колес транспортного средства с деформируемой опорной поверхностью в зависимости от конструктивных параметров пневмоколесного движителя, эксплуатационных факторов (внутреннего давления воздуха в шинах, вертикальной нагрузки на колесо) и физико-механических параметров снега. Предложен интегральный критерий оценки тяговой эффективности транспортных машин с колесным движителем. Разработана методика оценки энергоэффективности транспортных средств на шинах сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, использующая предложенный критерий эффективности.
2. Разработана виртуальная модель автобуса среднего класса, учитывающая основные конструктивные параметры транспортного средства, влияющие на его управляемость и устойчивость. Хорошая сходимость результатов моделирования с данными натурных испытаний позволяет говорить о достаточной достоверности модели ее реальному прототипу и о возможности ее использования для исследования свойств управляемости и устойчивости автобусов среднего класса; Проведены исследования по поиску оптимального соотношения *a/L*, характеризующего развесовку транспортного средства, при котором модель автобуса будет иметь наилучшие показатели управляемости и устойчивости как при входе в поворот, так и при смене полосы движения. Предложены способы повышения устойчивости и улучшения управляемости автобусов среднего класса, среди которых можно выделить: смещение центра масс автобуса от задней оси к положению центра масс, соответствующему *a/L*=0,5; использование стабилизаторов поперечной устойчивости с более высокими показателями жесткости; использование упругих элементов подвески, имеющих нелинейные характеристики; использование функциональных возможностей систем активной

безопасности, в частности систем электронного контроля устойчивости (ЭКУ); снижение высоты положения центра масс автобуса.

3. Проведен обзор отечественных аналогов разработок команд, участвующих в проекте Formula Student. Рассчитана требуемая надежность рулевого управления и тормозной системы перспективного гоночного болида. Проведена оценка тягово-скоростных качества болида класса Formula Student. Проведена оценка надежности, а также расчет элементов подвески болида. При проектировании подвески болида был применен расчетный метод, позволяющий на стадии создания виртуальной модели задать все необходимые и требуемые эксплуатационные свойства. Показано применение новых программных пакетов рассчитывающих напряжения и деформации, позволяющих задавать исследуемые материалы, моделировать необходимые режимы нагружения. Предложен алгоритм выбора рациональных параметров гоночного болида. Определен перечень работ, выполняемых при каждом виде ТО болида, периодичность проведения ТО с учетом ее корректирования по условиям эксплуатации автомобиля.
4. Повышение эффективности искрового ДВС на малых нагрузках возможно за счет использования независимого привода клапанов газораспределения. Это позволит значительно уменьшить потери на газообмен, что в первую очередь снижает эффективность искровых двигателей на частичных нагрузках. Для обеспечения рабочего процесса на различных режимах работы требуется система топливоподачи, удовлетворяющая жестким требованиям по экономичности и токсичности. Проведены исследования разных способов ввода газа в искровой двигатель. Исследования позволили проверить степень соответствия различных систем современным требованиям. Показано, что применение электромагнитных форсунок для ввода газообразного топлива не является оптимальным. Для реализации всех преимуществ газа как топлива целесообразно использовать классический газовый смеситель с электронным управлением. С его помощью можно реализовать все алгоритмы, необходимые для снижения токсичности, гарантировать динамичную и экономичную работу двигателя при минимальной стоимости компонентов.
5. Выведены теоретические зависимости по расчету основных параметров пневматического привода (и др.) в зависимости от параметров коробки передач (и др.), автомобиля (и др.) и условий сопротивления движению при протекании процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр: а) критическом, б) подкритическом, в) при постоянном давлении. Найдены аналитические уравнения связи между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления. Получены аналитические зависимости для определения показателей

контактной и изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя.

6. Предложен модельный ряд электромобилей LCV сегмента включающий: вариант коммерческого автомобиля (грузоподъемность – 1000 кг); вариант специального автомобиля для служб экстренного реагирования (скорая помощь, МЧС и другие, у которых грузоподъемность – 750 кг и до 6 пассажирских мест); вариант специальных автомобилей для перевозки определенных слоев населения (детей, инвалидов и т.д. грузоподъемностью до 1200 кг, 14 пассажирских мест). Определены характеристики электродвигателей для модельного ряда трех вариантов электромобилей LCV. Разработана кинематическая схема трансмиссии для создаваемого экологически безопасного электромобиля, в которой используется асинхронный привод, редуктор, карданная передача и ведущий мост. Проведен анализ и выбраны конструктивные варианты исполнения агрегатов шасси электромобиля. Разработаны математические модели, позволяющие оценить показатели тягово-скоростных и энергетических затрат при движении электромобилей, в том числе затраты энергии при движении в городском цикле. Установлено, что ожидаемый пробег электромобиля на одной зарядке в городском цикле составит L = 160 км. Разрабатываемый НГТУ электромобиль с перспективными источниками и накопителями энергии по совокупности технико-экономических показателей не уступает лучшим мировым аналогам и превосходит прототип ГАЗель-Электро.
7. Разработаны методики выявления приоритетных загрязнителей технологических сред и производственных стоков с использованием компьютерных программ экологической оценки промышленных стоков. Сформулированы методологические и практические рекомендации по выбору рационального решения регенерации технологических сред, очистки и обеззараживания промстоков. Обосновано и предложено комбинирование методов очистки сточных вод для создания максимально замкнутых систем водоснабжения, что диктуется экологическими требованиями. При этом замкнутая система позволит обеспечить: рациональное использование воды во всех технологических процессах, максимальную рекуперацию компонентов сточных вод, сокращение капитальных и эксплуатационных затрат, исключение загрязнения окружающей среды. Предложены принципиальные схемы локальных систем очистки сточных вод и водоподготовки, блок-схема для создания максимально замкнутого водооборота объектов авторециклинга.
8. Проведены обследования пассажиропотоков и остановочных пунктов. Разработаны модели автобусного маршрута и маршрутной сети. Модели наполнены реальными данными и

имитируют действующие маршруты. Результаты проведенных исследований могут быть использованы на практике, например, для составления оптимального расписания движения транспортных средств, подбора класс автобусов и т. д., а также в образовательном процессе. Разработанная модель, дополненная информацией о других маршрутах наземного транспорта, включая городской электрический транспорт и метро, и соответствующих пассажиропотоках, может быть использована при имитационном моделировании всей городской транспортной сети.

9. Предложен подход определения несущей способности кузова в условиях кручения и опрокидывания на основе метода конечных элементов и компьютерного моделирования. Установлено, что повышение угловой жесткости кузова легкового автомобиля за счет увеличения толщины панелей является нерациональным, поскольку, прирост жесткости сопровождается значительным утяжелением кузова. Доказано, что усиление продольных лонжеронов – эффективная мера для повышения угловой жесткости кузова, при этом большего эффекта можно добиться при одновременном усилении поперечин основания. На основе результатов расчетов выявлено, что в условиях опрокидывания автомобиля передним силовым контуром кузова, включающим элементы оконного проема, поглощается в среднем 25…35% от общей энергии удара; центральным контуром, расположенным в плоскости центральных стоек салона – 30…50%; в третьем контуре, включающем элементы проема заднего окна – 30…37%. При этом, пассивная безопасность салона легкового автомобиля существенно повышается при применении в его конструкции развитых силовых элементов крыши и задних стоек с закрытыми сечениями.
10. Проведена расчетная оценка прочности и пассивной безопасности кабин перспективных грузовых автомобилей. С целью повышения прочности и пассивной безопасности конструкции кабины проведены многовариантные исследования при различных видах нагружения по оценке влияния отдельных силовых элементов на работоспособность кабины. В результате разработана рациональная схема каркаса кабины в сравнении с исходным вариантом, отвечающая требованиям прочности и пассивной безопасности. Анализ результатов проведенных расчетов показывает, что предложенные конструктивные изменения, связанные с усилением каркаса, могут быть реализованы в кабинах автомобилей с полной массой 12...44т. Изменения, связанные с уменьшением металлоемкости каркаса, рекомендуется реализовывать только в кабинах, предназначенных для грузовых автомобилей с меньшей полной массой.

Работы выполнены научными коллективами НОЦ «Транспорт» Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева с непосредственным участием молодых ученых и преподавателей, не являющихся штатными сотрудниками НГТУ.

Список использованных источников

1. Аникин А.А. Разработка научных методов повышения проходимости по снегу особо легких гусеничных машин. - Дис. докт. тех. наук: 05.05.03. НГТУ, Н.Новгород, 2010. – 308 с.
2. Барахтанов Л.В. Повышение проходимости гусеничных машин по снегу: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – Горький, 1988 г. – 352 с.
3. Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.
4. Беляков В.В. Взаимодействие со снежным покровом эластичных движителей специальных транспортных средств: Дисс. докт. техн. наук: 05.05.03. НГТУ, Н.Новгород,1999. – 485 с.
5. Вездеходные транспортно-технологические машины // Под редакцией В. В. Белякова и А. П. Куляшова. – Н. Новгород.: ТАЛАМ, 2004. – 960 с.
6. Донато И.О. Проходимость колесных машин по снегу. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 321 с.
7. Малыгин В.А. Исследование воздействия на снежный покров машин с гусеничным движителем // Снегоходные машины: ГПИ им. А.А. Жданова. – 1971. – Т. XXVII. – Вып. 10. – С. 58 – 62.
8. Малыгин В.А. Исследование процесса деформации снега под воздействием гусеничного движителя и обоснование выбора размеров опорной поверхности гусениц снегоходных машин: Дисс. … канд. техн. наук: 05.05.03. - Горький, 1971. – 155 с.
9. Панов В.И. Взаимодействие со снежным покровом гусеничносанных поездов и пути повышения тяговых качеств: Дисс. … канд. техн. наук: 05.05.03. - Горький, 1965. – 212 с.
10. Рукавишников С.В. Особенности взаимодействия гусеничного движителя снегоходных машин с полотном пути. – Горький: ГПИ, 1979. - 95 с.
11. Крживицкий А.А. Автотранспорт для снежного пути. – М.: Машгиз, 1939. – 199 с.
12. Крживицкий А.А. Снегоходные машины. – М.: Машгиз, 1949 – 236 с.
13. Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 189 с.
14. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
15. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981. – 230 с.
16. Снегоходные машины / Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, С.В, Рукавишников, А.П. Куляшов. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1986. – 191 с.
17. Ларин В.В. Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колесных машин на местности. – Дис. докт. техн. наук: – Москва, 2007 г. – 608 с.

18. Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – М, 2008 г. – 370 с.
19. Котляренко В.И. Научное обоснование создания и разработка ходовых систем на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления. – Дис. докт. тех. наук. – Москва, 2009. – 280 с.
20. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н.Ф. Бочаров, В.И.Гусев,
21. В.М.Семенов и др. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
22. Барахтанов, Л.В. Физико-механические свойства снега как полотна пути для движения машин / Л.В. Барахтанов, А.А. Аникин, И.О. Донато // Электрон. жур. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». – 2010. – №10 http://technomag.edu.ru/doc/160649.html
23. Донато, И.О. Теоретическое и экспериментальное обоснование повышения проходимости колесных машин по снегу. – Дис… докт. тех. наук. – Н.Новгород, 2007. – 306 с.
24. Аникин, А.А., Теория передвижения колесных машин / А.А. Аникин, В.В. Беляков, И.О. Донато – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 240 с.
25. Макаров, В. С. Методика расчета и оценка проходимости колесных машин при криволинейном движении по снегу: Автореферат дисс… канд. техн. наук: 05.05.03. – Н. Новгород, 2009. – 19 с.
26. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И.Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
27. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 352 с.
28. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Е. Ю. Малиновский, Л. Б. Зарецкий, Ю. Г. Беренгард, М. М. Гайцгори и др. Под ред. Е. Ю. Малиновского. – М.: Машиностроение, 1980. – 216 с.
29. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина: Пер. с англ. / Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
30. Барский И.В. Софиян А.П. К вопросу взаимодействия гусеничного движителя с почвой // Труды МАМИ – М.:1956. – С. 15-18.
31. Проходимость автомобиля / Н.А. Бухарин, Я.Б. Бронштейн, В.М. Буянов и др. – Воен. изд-во МО СССР, 1959. – 310 с.
32. Безбородова Г.Б. О направлениях научных исследований проходимости автомобилей // Изв. вузов. Машиностроение. – 1965. – №5. – С. 145-148.
33. Гребенщиков В.И. Исследование проходимости автомобиля по мягким грунтам // Автомобильная промышленность. – 1956. – №10. – С. 12-15.

34. Кнороз В.И., Петров И.П. Оценка проходимости колесных машин // Труды НАМИ. – 1973. – Вып. 142. – С. 66-76.
35. Вонг. Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
36. Wong, J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, Second Edition. Elsevier, Oxford, England, 488 pages, 2010. ISBN: 978-0-7506-8561-0.
37. Келлер А.В. Повышение проходимости автомобиля с межколесным дифференциалом ограничения буксования ведущих колес: Дисс… канд. техн. наук: 05.05.03. – Челябинск, 1999. – 150 с.
38. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. – М.: Машиностроение, 1975. – 312 с.
39. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989.–312с.
40. Технический регламент «О безопасности колесных транспортных средств», постановление Правительства Российской Федерации № 720 от 10.09.2009 г.
41. ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания».
42. Иванов, А.А. MSC.Adams: Теория и элементы виртуального конструирования и моделирования / А.А. Иванов – 97с.
43. Буров, А.Г. Совместное использование вычислительных пакетов MSC.Adams и MATLAB / А.Г. Буров – 43с.
44. Дьяконов, В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании / В.П. Дьяконов. М.:СОЛОН-Пресс, 2005. – 576с.
45. Поршнев, С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB / С.В. Поршнев. М.: Горячая линия - Телеком, 2003. – 592с.
46. Терёхин, В.В. Моделирование в системе MATLAB: Учебное пособие / В.В. Терёхин. Новокузнецк: Кузбассвузиздат, 2004. -376с.
47. Кузьмин, Н.А. Процессы и закономерности изменения технического состояния автомобилей в эксплуатации: Учебное пособие / Н. А. Кузьмин; Нижегород. гос. техн. ун-т. Н. Новгород, 2002. – 142 с.
48. Технический регламент FS SAE. 2010 Formula SAE Rules/SAE International, 2009. – 99 с.
49. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: элементы подвески / Пер. с нем. А. Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с: ил.
50. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

51. Кравец, В.Н. Теория автомобиля: учебное пособие / В.Н. Кравец; Нижегород. гос. техн. ун-т. Н. Новгород, 2007. – 368 с.
52. Тумасов, А.В. Основы расчета кузовных конструкций автотранспортных средств с применением программного комплекса MSC.NASTRAN; Нижегород. гос. техн. ун-т. Н. Новгород, 2007. – 18с.
53. Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов: монография/ Л.Н. Орлов. – Н.Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т, 2005. – 130 с.
54. Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин автотранспортных средств. Методы расчета и оценки: учеб. пособ./Орлов Л.Н. – Н.Новгород, Нижегород. гос. техн. ун-т, 2005. – 130 с.
55. Рябчинский, А.И. Регламентация активной и пассивной безопасности. – М.: «Академия». 2005.
56. Расчетная оценка прочности элементов кузовных конструкций автомобилей и автобусов: Метод. указания к лаб. и курсовой работам по курсу «Строительная механика автомобиля» для студентов спец. 150100 «Автомобиле- и тракторостроение» всех форм обучения / НГТУ; Сост.: Л.Н. Орлов, Е.В. Кочанов. Н. Новгород, 2002. 24 с.
57. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов, А.П. Болдин и др.; Под ред. Е.С. Кузнецова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с.
58. Успенский И.Н., Коняшов А.С., Проэктирование тормозов. – Горький: Университет им. Лобачевского, 1977. – 81 с.
59. Руководство по эксплуатации мотоцикла Honda CBR600RR. – 148 с.
60. Руководство по ремонту, техническому обслуживанию и эксплуатации автомобилей ВАЗ-2108, ВАЗ-21081, ВАЗ-21083, ВАЗ-2109, ВАЗ-21091, ВАЗ-21093, ВАЗ-21099. – М.: Издательский дом Третий Рим, 2000. – 176 с., ил.
61. Самоль Г.И., Гольдблат И.И. Газобаллонные автомобили. -М. : Машгиз. -1963. -383 с.
62. *EcoTest Phase* 4 *results* 2006 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.adac.com, свободный. – Загл. с титул. экрана.
63. *Motor vehicle pollution in Australia, Supplementary report* №1 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: www.lpg.au, свободный. – Загл. с титул. экрана.
64. Пожарная безопасность газобаллонных автомобилей, ВасюковГ.В., КорольченкоА.Я., РубцовВ.В. Автомобильная промышленность №2, 2006г. стр. 22.
65. Лобынцев Ю.И. Подача топлива и воздуха карбюраторными системами двигателей. -М. :Машиностроение. -1981. -143 с.

66. *Martin Eberhard and Marc Tarpenning The 21st Century Electric Car // Tesla Motors Inc., July* 19, 2006. – 20p.
67. Совершенствование управления бензинового двигателя с использованием искусственных нейронных сетей / Смирнов А.Б. // дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук, М.: 2006. 146 с.
68. Автоматические коробки передач. Пер. с англ. С.А. Лаптева и О.Л. Левенстерна. М: Машгиз, 1958.
69. Лапидус В.И., Хальман Ю.А. Автомобильные автоматические коробки. М: Автотрансиздат, 1958.
70. Хельд П. Автомобильные сцепления и коробки передач. Машгиз, 1960.
71. Недялков, А.П. Дистанционное управление коробкой передач // За рулем. – 1959. - №11.
72. Недялков, А.П. Система автоматического управления сцеплением // Труды «НАМИ». Выпуск 57. М.: «НАМИ», 1963, с. 30-41.
73. Недялков, А.П. Анализ работы центробежного регулятора с неустойчивой характеристикой для автоматического переключения передач // Труды «НАМИ». Выпуск 57. М.: «НАМИ», 1963, с. 41-62.
74. Недялков, А.П. Исследование процесса синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом // Труды «НАМИ». Выпуск 72. М.: «НАМИ», 1965, с. 135-191.
75. Недялков, А.П. Анализ процесса разблокировки синхронизатора коробки передач // Труды «НАМИ». Выпуск 72. М.: «НАМИ», 1965, с. 191-200.
76. Недялков, А.П. Влияние силовых, кинематических и конструктивных параметров коробок передач на их весовые показатели / А.П. Недялков, А.С. Уголев // Автомобильная промышленность. - 1976 - №7. - С. 10-12.
77. Недялков, А. П. Перспективы создания типоразмерного ряда унифицированных механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А.П. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили. Сборник научных трудов. Выпуск 232. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2004, с. 11-62.
78. Недялков, А.П. Расчет основных элементов синхронизаторов коробки передач / А.П. Недялков, А.А. Трикоз // Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 230. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002, с. 160-169.
79. Недялков, А.П. Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. Сб.науч.тр. / НАМИ – 1993. – Вып.214. С. 73-85.

80. Недялков, А.П. Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением./А.П. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили: Сб.науч.тр. / НАМИ – 2004. – Вып.232. С. 63-89.
81. Недялков, А.П. Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А.П. Недялков, А.Н. Блохин // technomag.edu.ru: Наука и Образование: электронное научно-техническое издание. 2011. выпуск 2.
URL http://technomag.edu.ru/doc/165381.html (дата обращения 03.03.11).
82. Недялков, А.П. Расчет основных элементов синхронизаторов коробки передач / А.П. Недялков, А.А. Трикоз // Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 230. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002, с. 160-169.
83. Недялков, А.П. Сравнительная оценка показателей изгибной и контактной несущих способностей / А.П. Недялков, А.А. Трикоз // Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 230. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002, с. 160-169.
84. Недялков, А.П. Метод расчета бессухарного инерционного синхронизатора с кольцевым пружинным элементом / А.П. Недялков, А.А. Трикоз, А.Н. Блохин // «Журнал ААИ». Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2011. - №2(67). – С. 22-25.
85. Петров, В.А. Автоматические сцепления автомобилей. Машгиз, 1961.
86. Есеновский-Лашков, Ю. К. Автоматизация управления автомобилем / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. М.: Автотрансиздат, 1963.
87. Есеновский-Лашков, Ю. К. Механические трансмиссии: Поиски и решения / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк, А. П. Недялков. //Автомобильная промышленность. - 1989 - №3. - С. 18-21.
88. Есеновский-Лашков, Ю. К. Автоматизация управления трансмиссией / Ю.К. Есеновский-Лашков. // Автомобильная промышленность. - 1989 - №12. - С. 17-20.
89. Есеновский-Лашков, Ю. К. АСУ для сцеплений: Тенденции, перспективы развития / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1993 - №2. - С. 7-13.
90. Есеновский-Лашков, Ю. К. Современные концепции автоматизации механических трансмиссий грузовых автомобилей / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1996 - №12. - С. 6-12.
91. Есеновский-Лашков, Ю. К. Новые системы полуавтоматического управления трансмиссиями / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1998 - №11. - С. 37-40.

92. Есеновский-Лашков, Ю. К. Принципиально новая система автоматического управления механической трансмиссией автомобилей и автобусов / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. // Труды НАМИ. - 1998. - С. 62-87.
93. Есеновский-Лашков, Ю. К. Унифицированный электропривод сцепления / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк, А.И. Осадчих // Автомобильная промышленность. - 2007 - №7. - С. 14-18.
94. Поляк, Д. Г. Электроника автомобильных систем управления / Д. Г. Поляк, Ю. К. Есеновский-Лашков. М.: Машиностроение, 1987. - 200 с.
95. Поляк, Д. Г. Указатель оптимальной передачи / Д. Г. Поляк, С.С Каранаух, Л.Д. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1991 - №9. - С. 18-19.
96. Поляк, Л. Д. НАМИ — ведущий разработчик трансмиссий / Л. Д. Поляк, Ю. К. Есеновский-Лашков // Автомобильная промышленность. - 1993 - №10. - С. 36-40.
97. Дымшиц, И. И. Коробки передач. М.: Машгиз, 1960. – 360 с.
98. Цитович, И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. Минск: «Наука и техника», 1979, 253 с.
99. Проектирование трансмиссий. Справочник. Под общ. редакцией А.И. Гришкевича, М.: «Машиностроение», 1984, 270 с.
100. Гаспарянц, Г. А. Некоторые автоматические системы автомобиля / Г. А. Гаспарянц. Москва: МГТУ «МАМИ», 1974. - 220 с.
101. Успенский, И.Н. Конструирование трансмиссии автомобиля. Коробки передач. Учебное пособие. Г.: ГПИ им. А.А. Жданова, 1980.
102. Захарик Ю.М. Обоснование параметров системы автоматического управления сцеплением большегрузного автопоезда. Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Минск, 1991. – 16 с.
103. Чжан Фэнтум. Выбор законов управления механической ступенчатой трансмиссией автомобиля с дизельным двигателем. Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Минск, 1995. – 16 с.
104. Данг Минь Чи. Оптимизация процесса управления двигателем при автоматическом переключении передач автомобиля. Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Минск, 1993. – 19 с.
105. Румянцев, Л.А. Полуавтоматическая механическая трансмиссия. / Автомобильная промышленность. - 1998 - №10. - С. 11-14.
106. Румянцев, Л.А. Полуавтоматическая трансмиссия «Экотранс», переключаемая под нагрузкой. // Строительные и дорожные машины. – 2006. - №3. - С. 26-28.
107. Румянцев Л.А. Российские инновации: двухпоточная коробка передач // Строительные и дорожные машины. – 2009. - №12.

108. Тарасик, В.П. Концепция интеллектуальной системы управления гидромеханической трансмиссией АТС. / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Автомобильная промышленность. - 2000 - №6.
109. Тарасик, В. П. Интеллектуальная система управления автомобилем / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич //Автомобильная промышленность. - 2002 - №2. - С. 18-21.
110. Рынкевич, С. А. Адаптивные системы управления АТС /С. А. Рынкевич //Автомобильная промышленность. - 2005 - №6. - С. 18-21.
111. Гусаков, Д.Н. Разработка методики оптимизации законов управления автоматической трансмиссией полноприводного автомобиля по ряду эксплуатационный показателей. Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Москва, 2010. – 23 с.
112. Кропп, А.Е. Новые механизмы машин. Израиль, 2007, 214 с.
113. Кропп, А.Е. Автотракторная бесступенчатая трансмиссия // Автомобильная промышленность. - №6. – 2007. - с. 20-24.
114. Кропп, А.Е. Машиноведение. Часть 3. Прикладная механика. Учебное пособие / А.Е. Кропп, Ю.В. Янчевкий, Ф.П. Русских. Яр.: ЯрГТУ, 2009г.
115. Кропп, А.Е. Исследование трансмиссий грузовых автомобилей с использованием мехатронных систем управления. / А.Е. Кропп, А.Н. Блохин, С.Р. Бикташев, А.С. Фадеев // Материалы 71-й международной научно-технической конференции ААИ «Безопасность транспортных средств в эксплуатации». – Н. Новгород: НГТУ, 2010. – С. 110-113.
116. Кропп, А.Е. Причины распространения трансмиссий автомобилей с мехатронным управлением / А.Е. Кропп, А.Н. Блохин, А.А. Богдан, Д.В. Афанасьева, А.С. Фадеев // Тезисы докладов IX Международной молодежной научно-технической конференции «Будущее технической науки». – Н. Новгород: НГТУ, 2010. – С. 119-121.
117. Кропп, А.Е. Автоматическое управление шестнадцатиступенчатой коробкой передач большегрузного автомобиля / А.Е. Кропп, А.Н. Блохин, А.А. Богдан, С.Р. Бикташев, К.Я. Лелиовский, А.С. Фадеев // Тезисы докладов IX Международной молодежной научно-технической конференции «Будущее технической науки». – Н. Новгород: НГТУ, 2010. – С. 466-467.
118. Кропп, А.Е. Новые обгонные муфты и их применение // Вестник машиностроения. – 2005. - №6. – с.8-12.
119. Блохин, А.Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля. Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Нижний Новгород, 2006. – 18 с.
120. Гируцкий О.И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля. / О.И. Гируцкий, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. М.: «Транспорт», 2000, 213 с.

121. Александров, Е.Б. Сопоставление двух вариантов блокировки планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач по величинам усилий между звеньями и времени синхронизации при переключении диапазонов демультипликаторов./ Е.Б.Александров, А.П. Недялков, А.А.Трикоз // Сб.науч.тр. / НАМИ – 1999. – Вып.223. С. 96-107.
122. Недялков, А.П. Аналитическое исследование вариантов кинематических схем планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач и выбор оптимальных параметров планетарного механизма. / А.П. Недялков, Е.Б. Александров, А.Н. Блохин // Вестник ИжГТУ. – 2011 – №2(50) – С.39-43.
123. Наркевич Э.И. Трансмиссия с геометрическим рядом плотностей ступеней. // Автомобильная промышленность №11 1992, с. 8-9.
124. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. - 222 с.
125. Юрц А.Э. Преобразование крутящего момента двигателя в трансмиссиях легковых автомобилей // Автомобильная промышленность №12 1995, с. 13-15.
126. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет поршневого пневматического устройства двухстороннего действия // Труды института машиностроения. – Том XX. –Вып.80. - М. – Изд-во АН СССР. – 1960. – с.36-63.
127. Страхович К.И. Основы теории и расчета пневматических транспортных установок // Л-М., ОНТИ, 1934.
128. Бежанов Б.Н. Пневматические механизмы. М., Машгиз, 1957.
129. Бердников В.В. Определение времени срабатывания поршневых пневматических приборов металлорежущих станков. // Станки и инструмент – 1955. – №3.
130. Толстов М.А. Пневматические, пневмогидравлические приспособления. М., Машгиз, 1956.
131. Ковалев П.И. Упрощенная методика пневмоприводов к автоматическим устройствам. // Автотракторное оборудование – 1958. – №6.
132. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. - М.: Машиностроение, 1984. - 376 с., ил.
133. Крюков А.Д. Расчет синхронизатора / Труды ЛПИ. В сб. «Энергомашиностроение». - №177. – М.-Л. – 1955. – с.191-205.
134. Erns-Metsmaier. Les synchroniseurs. «SJA», 1955, v.28
135. Белокосков В.И. Исследование вопросов автоматизации и дистанционного управления автомобилями и тракторами. автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. тех. наук. Л., 1962 (Мин-во с. х. РСФСР, Ленинградский с. х. ин-т.).

136. Боровский Г.М. Расчет калиброванных отверстий в тормозных приборах. Трансжелдориздат, 1934.
137. Недялков, А.П. Исследование влияния различных факторов на величину действительного интервала оборотов ведущих частей трансмиссии при переключении передач / Теория, расчет, и конструкция автомобилей, их агрегатов и деталей. Сб.науч.тр. // НАМИ – 1975. – Вып.154. С. 76-88.
138. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М., 1988. 129с.
139. Афанасьев, Б. А. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79 В 3 т. Т. 2 / Б. А. Афанасьев, Л. Ф. Жеглов, В. Н. Зузов и др.; Под ред. А. А. Полунгяна. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. - 528 с.: ил.
140. Беляков, В. В. Теория автоматических систем автомобилей: учеб. пособие. В 2-х частях. Часть 1 / В. В Беляков, К. О. Гончаров, В. С Макаров; Нижегород. гос. тех.ун-т. им. Р. Е. Алексеева. - Н. Новгород, 2008. - 177 с.
141. Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. - М.: Издательство «За рулем», 1999 — 896 с.
142. Кутенев, В.Ф. Экологические и эргономические проблемы конструкции автотранспортных средств / В.Ф. Кутенев, А.М. Сайкин, Д.А. Загарин // Журнал автомобильных инженеров. – №1 (60). – 2010 г. – с. 46-50.
143. Кисуленко, Б.В. Сопоставимость нормативов и методов испытаний, применяемых в США, Европе и Японии для оценки вредных выбросов грузовых автомобилей и автобусов / Б.В. Кисуленко, Т.Р. Филипосянц, С.А. Аникеев // Журнал автомобильных инженеров. – №3 (56). – 2009 г. – с. 18-21.
144. Гусаров, А.П. Потребление топлива и выбросы CO_2 автомобилями / Журнал автомобильных инженеров. – №3 (56). – 2009 г. – с. 46-53.
145. Кутенев, В.Ф. Проблемные вопросы ограничения выбросов CO_2 от автотранспортных средств / В.Ф. Кутенев, А.В. Козлов, А.С. Теренченко, Ю.В. Шюте // Журнал автомобильных инженеров. – №3 (62). – 2010 г. – с. 55-58.
146. Вайсблюм, М.Е. Европейский подход к снижению выбросов CO_2 / Журнал автомобильных инженеров. – №3 (62). – 2010 г. – с. 59.
147. Эткин, Д.М. Некоторые технико-экономические аспекты электрификации массовых автомобилей в США / Журнал автомобильных инженеров. – №2 (61). – 2010 г. – с. 34-37.
148. Парафенко, Н.И. О создании перспективных моделей экомобилей и организации их серийного производства в украине. Исходные материалы для создания государственной научно–технической программы «Производство малотоннажных грузовых и других

перспективных моделей экомобилей»(проект)
http://e-m.org.ua/download/org/program/ua_eko_transport_program.pdf

149. Smith Electric Vehicles [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.smithelectricvehicles.com/index.asp , свободный.
150. Wikipedia [Электронный ресурс]: [открытая энциклопедия]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://en.wikipedia.org/wiki/General_Motors_EV1 , свободный
151. THINK [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.thinkev.com , свободный
152. Fisker Automotive, Inc. [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.fiskerautomotive.com/#!/karma/gallery:item=item-1 , свободный
153. Conceptcar.ee [Электронн ресурс]: [открытая энциклопедия]. – Электрон. дан. Режим доступа:http://www.conceptcar.ee/bmw/clever/index.html , свободный
154. Ё Мобиль [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://mobilyo.ru/ , свободный
155. Allied Electric [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.alliedelectric.co.uk/, свободный
156. Modec Limited [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.modeczev.com/ , свободный
157. Volvo Truck Corporation[Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.volvotrucks.com, свободный
158. В.Н. Кравец. Теория автомобиля. Учебник для ВУЗов. – Нижний Новгород, НГТУ, 2008 г.
159. Электромобиль: Техника и экономика/ В.А. Щетина, Ю.А. Морговский, Б.И. Центнер, В.А. Богомазов; Под общ. ред. Щетины. – Л.: Машиностроение. Ленингр.отд-ние, 1987. – 253 с.
160. Правила ЕЭК ООН №83.
161. Правила ЕЭК ООН №84.
162. Проведение научных исследований коллективами научно-образовательных центров в области создания и управления новыми видами транспортных систем по проблеме «Создание шасси экологически безопасных городских электромобилей с перспективными источниками и накопителями энергии»: промежуточный (1-й этап) отчет о поисковой научно-исследовательской работе, выполненной в рамках мероприятия №1.1 «Проведение научных исследований научными группами под руководством кандидатов наук» федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы» / Государственный контракт № 14.740.11.0403 от 20 сентября 2010 / Нижегородский государственный технический университет; Руководитель проекта А.М. Грошев.– Нижний Новгород: НГТУ, 2010.–

68 стр.– Отв. исполн. А.Н. Блохин; Соисполн.: А.А. Кошурина, А.В. Тумасов, А.С. Вашурин.

163. Хечинашвили, А. Система контроля и управления источниками энергии тягового привода электромобиля. Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.09.03. – М., 2006 г.
164. Афанасьева Д.В., Князев В.А., Блохин А.Н., Кошурина А.А. Преимущества и недостатки электромобилей / Сборник материалов VIII Всероссийской конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2010. – С. 8-11.
165. Афанасьева Д.В., Блохин А.Н. Эффективная экологичность электромобилей / Будущее технической науки // Тезисы докладов IX Международной молодежной научно-технической конференции. – Н. Новгород: НГТУ, 2010. – С. 140-141.
166. Афанасьева Д.В., Блохин А.Н. Экологические требования, предъявляемые к современному наземному транспорту // Тезисы докладов X Международной молодежной научно-технической конференции. – Н. Новгород: НГТУ, 2011. – С. 117-118.
167. Федеральный закон «Об отходах производства и потребления» от 24.06.1998 № 89-ФЗ;
168. Федеральный закон «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» от 30.03.1999 № 52-ФЗ
169. Федеральный закон «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 № 7-ФЗ;
170. Экологическая доктрина Российской Федерации (одобрена Распоряжением Правительства Российской Федерации) от 31 августа 2002 г.
171. Концепция Областной целевой программы «Развитие системы обращения с отходами производства и потребления в Нижегородской области на 2009-2014 годы»
172. Сметанин В.И. Защита окружающей среды от отходов производства и потребления. – М.:Колос С,2003. – 230с.
173. Отчет Министерства Экологии и Природных ресурсов Нижегородской области «Состояние окружающей среды и природных ресурсов Нижегородской области в 2010 г»
174. Основы экологии и природопользования Учебное пособие / Дикань В.Л., Дейнека А.Г., Позднякова Л.А., Михайлов И.Д., Каграманян А.А. — Харьков: ООО «Олант», 2002.- 384 с
175. Директива 2000/53/ЕС
176. Виноградов С.С. Экологически безопасное гальваническое производство. – М.: Глобус, 2002, 376 с.
177. Стадницкий Г.В., Родионов АМ. Экология. СПб.: Химия, 1996. 240 с.
178. Калыгин В.Г, Попов ЮЛ. Порошковые технологии: экологическая безопасность и ресурсосбережение. М.: Изд-во МГАХМ, 1996. 212 с.
179. Мазур И.И., Молдаванов О.И., Шишов В.Н. Инженерная экология. В 2 т. М.: Высшая школа, 1996. 637 с; 655 с.

180. Экология, охрана природы и экологическая безопасность/Под ред. В.И. Данилова-Данильяна М.: Изд-во МНЭПУ, 1997. 744 с.
181. Берне Ф., Кордонье Ж. Водоочистка. Очистка сточных вод нефтепереработки. Подготовка водных систем охлаждения. М.: Химия, 1997. 288 с.
182. Булатов М.А., Бондарева Т.Н., Кутепов А.М. Химические производства с замкнутым водооборотным циклом. М.: Изд-во МИХМ, 1991. 80 с.
183. Каталог отечественных и зарубежных существующих и не внедренных экологически эффективных и ресурсосберегающих технологий, производств видов сырья, материалов, продукции и оборудования 2.11.2007, автор. Т. Ашихмина С. Дюсембаева А. Жарменов и др. http://ib.ksc.komi.ru
184. В.И.Ильин. «Ресурсосберегающие технологии» №2 «Применение электрохимической технологии и оборудования при создании замкнутых систем водопользования промышленных производств» Экол. пром. производства. – 2003. - № 1. – с. 47-51.
185. Патент РФ № 2116815 B 01 D1/22 Выпарной аппарат, авт. Элькинд К.М., Смирнова В.М., и др.
186. Федорова Е.А. Экологическая экспертиза водных объектов. Н. Новгород: Изд-во ННГАСУ, 2009, 82 с.
187. Соловых Г.Н., Левин Е.В., Пастухова Г.В. Биотехнологическое направление в решении экологических проблем. Екатеринбург, 2003.–295с.
188. Морозов Н.В. Экологическая биотехнология: очистка природных и сточных вод макрофитами. – Казань: Изд-во Казанского государственного педагогического университета, 2001. – 394 с.
189. Холодкевич С.В., Юшина Г.Г., Апостолова Е.С. Сравнительный анализ перспективных методов обезвреживания органических загрязнений воды.// Препринт НИЦ ЭБ РАН, 1995, № 123, 92 с.
190. Ковалева О.В., Ковалев В.В. Кишинев, Молдова; Чинчлей А. Драгалин И. Изучение комбинированных процессов деградации бензотиазола в водной среде // Материалы конгресса Вода: экология и технология АКВАТЭК- 2004, часть II, М.: 1-4 июня 2004, с. 613.
191. Лурье Ю.Ю. Аналитическая химия промышленных сточных вод. -М.:Химия,1984.-448.
192. Sabadil H., Bachmann P., Kastelewicz H. // Beitr. Plasmaphys., 1980, Bd. 20, № 4, S. 283.
193. Симонов В.А., Нехорошева Е.В.,Заворовская Н.А. Анализ воздушной среды при переработке полимерных материалов.-Л.: Химия, 1998.-224с.
194. Кузубова Л.И., Кобрина В.Н. Химические методы подготовки воды (хлорирование, озонирование, фторирование): аналит. обзор / СО РАН, ГННТБ, НИОХ.-Новосибирск, 1996. -132 с. - (Сер. «Экология». Вып.38).

195. Способ регенерации отработанных электролитов полирования и травления сталей // Патент РФ № 2175025/ Е. А. Федорова [и др.]. - 2001. Бюл. № 29.
196. Способ удаления ионов многовалентных металлов из кислых водных сред // Патент РФ № 2154033 / Е. А. Федорова [и др.]. – 2000, Бюл № 22.
197. Магнитный активатор : пат. на полезную модель РФ № 86583 /Н. А. Лаврентьева [и др.]. – 2009, Бюл. № 19.
198. Елисеев М.Е., Липенков А.В. О планировании экспериментов, направленных на повышение безопасности дорожного движения. Автотранспортное предприятие, №6, 2011 (ВАК)
199. Шульга Ю. Н. Объемные стохастические сети и их приложения к моделированию транспортных процессов / Ю. Н. Шульга.— К.: АН УССР, 1986.— 37 с.— (Препринт / Н УССР; 86 – 10).
200. Кравченко Е. А. Резервы повышения скоростей движения автобусов на городских и пригородных маршрутах // Пути увеличения скоростей движения городского пассажирского транспорта и сокращение затрат времени на передвижение.— М., 1972.— с. 10 – 13.
201. William C. Jordan, Mark A. Tuphguist. Zone scheduling of bus routes to improve service reliability // Transportation science.— 1979.— Vol. 13, № 3.— P. 242 – 267.
202. Пассажирские автомобильные перевозки / [Гудков В. А., Миротин Л. Б., Вельможин А. В., Ширяев С. А.].— М.: Горячая линия — Телеком, 2004.— 448 с.
203. Половников В. С., Ольховский С. Ю. Определение среднего времени ожидания пассажира // Вопросы проектирования автоматизированных систем управления транспортом.— Омск: Западно-сибирское книжное издательство. Омское отделение.— 1976.— Вып. 2.— С. 82 – 89.
204. Аникст М. Т., Артынов А. П., Скалецкий В. В. Моделирование работы городского пассажирского транспорта // Управление и информация.— Владивосток: ИАПУ ДВНЦ АН СССР.— 1974.— Вып. 13.— с. 84 – 94.
205. Воронков С. А. Метод определения эксплуатационных нормативов движения маршрутных автобусов в крупных городах: Автореф. дисс. канд. техн. наук.— М.: НИИАТ, 1990.— 20 с.
206. Cundil M., Watts P. Buss boarding and alighting times // Transport and road research laboratory report.— 1973, lr 521.
207. Кравченко Е. А. Исследование скоростей движения автобусов на городских и пригородных маршрутах: Дисс… канд. техн. наук.— М., 1974.— 211 с.
208. Эткин Д. М., Резников А. С. О влиянии некоторых конструктивных параметров городских автобусов на время их простоя на остановках // Сборник трудов НАМИ.— 1978.— Вып. 166.— С. 28 – 32.

209. Васильченко А. И. Моделирование посадки и высадки пассажиров на городском транспорте // Методы оптимального планирования и управления в городском хозяйстве (пассажирский транспорт).— Владивосток: ИАПУ ДВНЦ АН СССР, 1976.— С. 132 – 142.
210. Зедгенизов А.В. Повышение эффективности дорожного движения на остановочных пунктах городского пассажирского транспорта. Диссертация к.т.н. Иркутск, 2008
211. Димова И.П. Повышение эффективности функционирования остановочных пунктов городского пассажирского транспорта и движения транспортных средств в зоне их влияния. Диссертация к.т.н. Тюмень , 2009
212. Михайлов А.Ю., Зедгенизов А.В., Шаров М.И., Куприянова А.Б., Адаптация методов расчета остановочных пунктов маршрутного пассажирского транспорта к Российским условиям. «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах», С.-Петербург, 2006, стр. 302-307
213. Швецов В.Л., Ущев Ф.А. Средства моделирования PTV Vision® как основа технологии управления транспортными системами. "Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах" - Санкт-Петербург, 2010.
214. http://www.trb.org/Main/Public/Home.aspx
215. Липенков А.В., Кузьмин Н.А., Маслова О.А. О разработке имитационной модели городских пассажирских перевозок в Нижнем Новгороде. Материалы международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы инновационного развития транспортного комплекса», Орел, 2011. Том 2, стр. 50-54
216. Липенков А.В. Использование современных средств спутниковой навигации при обследовании пассажиропотоков на городском пассажирском транспорте. Авто-НН 2009. Сборник научных статей Международной научно-технической конференции, Нижний Новгород, 2009.
217. Липенков А.В. Расчет времени ожидания поездки пассажиром при моделировании работы автобусного маршрута. АВТО-НН 2008. Сборник научных статей Международной научно-технической конференции, Нижний Новгород, 2008. Стр. 35
218. Липенков А.В, О.А. Маслова, Ф.П. Аринушкин, А.Н. Рябухин. Определение времени простоя автобусов на остановочных пунктах маршрутов городского пассажирского транспорта. XI Международная молодежная научно-техническая конференция «БУДУЩЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ НАУКИ», 2011
219. Маслова О.А., О.А. Сидорова, В.В. Константинов, Т.С. Перцева, В.М. Юргин. Построение имитационной модели автобусного маршрута городского пассажирского транспорта. XI Международная молодежная научно-техническая конференция «БУДУЩЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ НАУКИ», 2011

220. Липенков А.В.. Моделирование и оптимизация работы маршрутов городского пассажирского транспорта в часы «пик». IX Международная молодежная научно-техническая конференция «БУДУЩЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ НАУКИ», 2009
221. Фентон, Дж. Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет: [пер. с англ.] / Дж. Фентон. – М.: Машиностроение, 1984. – 200 с.
222. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич: [пер. с англ.] / под ред. Б.Е. Победри. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
223. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон / пер. с англ. А.С. Алексеева [и др.]; под ред. А.Ф. Смирнова. – М.: Стройиздат, 1982.– 488с.
224. Цой, Г.М. Автоматизация построения сварных точек кузова автомобиля в конечно-элементной модели / Г.М. Цой, В.И. Отмахов // IV конференция пользователей программных продуктов корпорации MSC.Software: мат. конф. – М.: Представительство MSC в России, октябрь 2001. – С. 18-20.
225. Отмахов, В.И. Оптимизация толщин панелей кузова легкового автомобиля с применением MSC.Nastran / В.И. Отмахов // VI конференция пользователей программных продуктов корпорации MSC.Software: мат. конф. – М.: Представительство MSC в России, октябрь 2003. – С. 15-18.
226. Курдюк, С.А. Особенности применения насыщенных планов расчетов для решения задачи структурной оптимизации конструкции автомобиля при фронтальном ударе / С.А. Курдюк [и др.]: материалы IV Всероссийской научно-технической конференции (2-я с международным участием) // Современные тенденции развития автомобилестроения в России / ТГУ. Тольятти, 2005. – С. 78-81.
227. Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов. Т3. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов [и др.]; под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.: ил.
228. Biswanath, N. Prediction of Seat Deformation in Rear Crash Using LS-DYNA / N. Biswanath, J. Dinesh //8th International LS-DYNA Users Conference-Dearborn, Michigan, 2004. – P. 248-254.
229. Choi, G.S. Vehicle Dynamic Simulation Using A Non-Linear Finite Element Simulation Program (LS-DYNA) / G.S. Choi, H.K. Min //6th International LS-DYNA Users Conference - Dearborn, Michigan, 2000. – P. 123-128.
230. Gustavo, A.A. Parametric finite element model of a sport utility vehicle – development and validation / A.A. Gustavo , H.K. Matthew //7th International LS-DYNA Users Conference-Dearborn, Michigan, 2002. – P. 84-91.

231. Рябчинский, А.И. Регламентация активной и пассивной безопасности автотранспортных средств: учеб. пособ. для студ. высш. уч. заведений / А.И. Рябчинский, Б.В. Кисуленко, Т.Э. Морозова. – М.: Изд. центр «Академия», 2006 – 432 с.
232. Орлов, Л.Н. Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов: монография / Л.Н. Орлов // НГТУ.- Н. Новгород, 2005 г. – 230 с.
233. Road accident analysis in the Nizhniy Novgorod region (Russia) and estimation of safety improving facilities [text] Book of abstracts / World Automotive Congress. – Budapest, Hungary, 2010. – P. 307. – ISBN 978-963-9058-28-6
234. Controle Technique Automobile, Auto Bilan et Visite Technique de votre Véhicule : Dekra Norisko Auto: [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.dekra-norisko.fr/COMMUN/ACTUALITES/docs/Utilisation%20de%20la%20ceinture%20de%20s%C3%A9curit%C3%A9%20sur%20pl.pdf, свободный. – Загл. с титул. экрана.
235. Unfallforschung der Versicherer: [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.udv.de/uploads/media/Benefit_Potential_ESP_Real__Accident_Situations_lr_01.pdf, свободный. – Загл. с титул. экрана..
236. Renault Trucks Corporate : Accueil: [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://corporate.renault-trucks.com/media/document/DI-pdf/DI_sept_2008_EN.pdf, свободный. – Загл. с титул. экрана.
237. Volvo : home: [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.volvo.com/NR/rdonlyres/B6FD1D01-943B-463C-8E3B-908777C82BB0/0/SIAM_conf_2003.pdf, свободный. – Загл. с титул. экрана.
238. Calculative estimation of passive safety of the truck’s cab [text] Book of abstracts / World Automotive Congress. – Budapest, Hungary, 2010. – P. 306. – ISBN 978-963-9058-28-6
239. Орлов, Л. Н. Оценка пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей по результатам компьютерного моделирования / Л. Н. Орлов, А. В. Тумасов и др. // Журнал ААИ – 2009 - №6 – с. 26–28.

Министерство образования и науки Российской Федерации

ПРИЛОЖЕНИЕ №1

Свидетельства о повышении квалификации приглашенных специалистов

к

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОМУ ОТЧЕТУ

о выполнении 1 этапа Государственного контракта
№ 14.740.11.0972 от 05 мая 2011 г.

Исполнитель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» (НГТУ)
Программа (мероприятие): Федеральная целевая программа «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия № 1.4 Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах.
Проект: "Разработка и исследование инновационных конструкций, процессов управления и ресурсосберегающих технологий, повышающих эффективность и безопасность автотранспортного комплекса" 1. Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью. 2. Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования. 3. Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student. 4. Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения. 5. Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением. 6. Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства. 7. Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов. 8. Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности. 9. Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения. 10. Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»
Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Горелову Василию Александровичу

(МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы» по теме: «Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Дыгало Владиславу Геннадьевичу

(ВолгГТУ, г. Волгоград)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Валееву Игорю Данисовичу

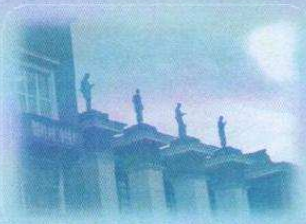
(НТЦ ОАО «КамАЗ», г. Набережные Челны)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»



СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Давыдову Виталию Владимировичу

(ЗАО «Комбарко», г. Москва)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

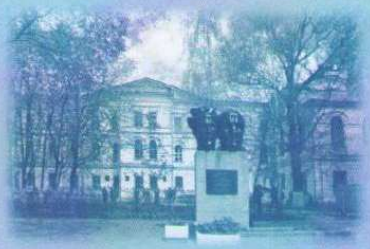
Настоящее свидетельство выдано

Фадееву Александру Сергеевичу

(ГК «КОМ», г. Набережные Челны)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов



Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Бобровникову Дмитрию Евгеньевичу

(ООО «НИИ Комбинированных энергоустановок», г. Москва)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Гущину Андрею Андреевичу

(ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный химико-технологический университет», г. Иваново)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Карпухину Кириллу Евгеньевичу

(Московский государственный технический университет «МАМИ», г. Москва)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»

СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

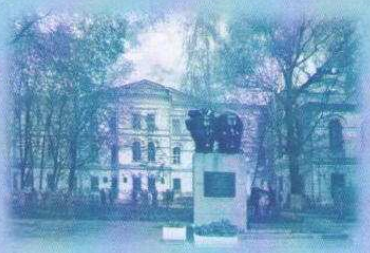
Настоящее свидетельство выдано

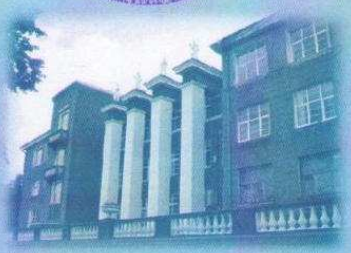
Окуневу Алексею Павловичу

(Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения».

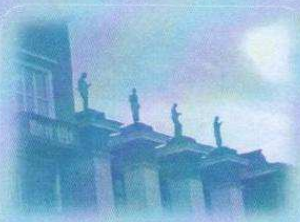
Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов





Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Научно-образовательный центр «Транспорт»



СВИДЕТЕЛЬСТВО
о повышении квалификации

Настоящее свидетельство выдано

Ившину Константину Сергеевичу

(Удмуртский государственный университет, г. Ижевск)

о том, что он выполнил в Научно-образовательном центре «Транспорт» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» поисковую научно-исследовательскую работу в области технических и инженерных наук в рамках мероприятия 1.4 «Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах» Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы» по теме: «Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля».

Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор А.Б. Лоскутов

Министерство образования и науки Российской Федерации

ПРИЛОЖЕНИЕ №2

Рецензии научных руководителей на исследования приглашенных специалистов

к

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОМУ ОТЧЕТУ

о выполнении 1 этапа Государственного контракта
№ 14.740.11.0972 от 05 мая 2011 г.

Исполнитель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» (НГТУ)
Программа (мероприятие): Федеральная целевая программа «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия № 1.4 Развитие внутрироссийской мобильности научных и научно-педагогических кадров путем выполнения научных исследований молодыми учеными и преподавателями в научно-образовательных центрах.
Проект: "Разработка и исследование инновационных конструкций, процессов управления и ресурсосберегающих технологий, повышающих эффективность и безопасность автотранспортного комплекса" 1. Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью. 2. Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования. 3. Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student. 4. Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения. 5. Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением. 6. Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства. 7. Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов. 8. Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности. 9. Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения. 10. Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля.

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Разработка методики оценки и обоснование путей повышения энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью» д.т.н., профессора Барахтанова Льва Васильевича на научные исследования Горелова Василия Александровича

Горелов В.А. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Будучи к.т.н., доцентом каф. СМ-10 «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Горелов В.А. имеет богатый опыт в решении практических задач, связанных с обеспечением и поддержанием подвижности наземных транспортных систем и транспортно-технологических комплексов.

Горелов В.А. выполнил большой объем работ, связанных с теоретическими исследованиями возможных способов поддержания профильной и опорной проходимости транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления.

Высокая эрудированность и профессиональные навыки Горелова В.А. позволили ему принять самое активное участие в выполнении НИР и разработке практических рекомендаций по повышению эффективности исследуемых транспортных средств.

Следует отметить, что Горелов В.А. принимал активное участие во всех запланированных этапах исследования, что способствовало своевременному и качественному оформлению отчета по НИР.

Д.т.н., профессор каф. «Автомобили и тракторы» НГТУ

Барахтанов Л.В. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Исследование управляемости и устойчивости автобуса среднего класса методом имитационного моделирования» к.т.н., доцента Грошева Анатолия Михайловича на научные исследования Дыгало Владислава Геннадьевича

Дыгало В.Г. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Накопленный опыт, отличные знания подходов имитационного моделирования, а также высокая эрудиция, позволили Дыгало В.Г. выполнить поисковую НИР на современном и высоком техническом уровне.

Дыгало В.Г. принимал самое активное участие в проводимых научных семинарах, высказывал свои предложения по разработке адекватной виртуальной модели автобуса среднего класса, с учетом его конструктивных особенностей, которые основывались не только на глубоком анализе статей и публикаций по теме исследования, но также на собственном видении проблемы и собственном опыте участия в аналогичных разработках.

Положительным является то, что все предложения Дыгало В.Г. отражали как современное состояние проблемы, так и самые последние достижения науки и техники в области имитационного моделирования движения автотранспортных средств.

Дыгало В.Г. принимал активное участие во всех этапах НИР, что способствовало своевременному и качественному оформлению соответствующего отчета.

К.т.н., доцент каф. «Автомобили и тракторы», директор АМИ НГТУ

Грошев А.М. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Расчетная оценка эксплуатационных свойств гоночного болида класса Formula Student» к.т.н., доцента Кошуриной Аллы Александровны на научные исследования Валеева Игоря Данисовича

Валеев И.Д. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Валеев И.Д., имея большой опыт в выполнении конструкторских работ, внес неоценимый вклад в выполнение НИР. Будучи эрудированным специалистом в области автотракторной техники Валеев И.Д. помогал выбрать правильное направление исследований при выработке концепции создания гоночного болида, анализировал большой объем публикаций по теме исследования. При этом Валеев И.Д. уделял внимание как зарубежным разработкам, так и отечественным прототипам гоночных болидов класса Formula Student.

Неоценимый вклад Валеев И.Д. внес при выборе компоновке автомобиля, где грамотно проанализировал преимущества и недостатки известных конструкторских решений, на основании чего высказал свое видение оптимальной компоновки.

Участие Валеева И.Д. в проведении поискового научного исследования заслуживает положительной оценки, поскольку содействовал выполнению НИР на высоком и современном техническом уровне.

К.т.н., доцент, директор НОЦ АМИ «Транспорт»

Кошурина А.А. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Выбор рациональной системы подачи газа в ДВС с независимым электромеханическим приводом клапанов газораспределения» к.т.н., доцента Тихомирова Александра Николаевича на научные исследования Давыдова Виталия Владимировича

Давыдов В.В. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Имея большой опыт в экспериментально-практических разработках мехатронных систем, газораспределения Давыдов В.В. оказал существенную помощь и поддержку в выполнении НИР. Давыдовым В.В. был выполнен большой объем работы по анализу существующих конструкций, выбору перспективных направлений развития в области ДВС и их систем.

Совместно со специалистами НГТУ Давыдов В.В. участвовал в проведении экспериментальных исследований, где проявил себя не только грамотным теоретиком, но и способным практиком.

Давыдов В.В. принимал активное участие в обсуждении текущих проблем, поиске рациональных методов их решения, оформлении отчета. Таким образом, участие Давыдова В.В. позволило выполнить НИР на высоком техническом уровне, при этом сам Давыдов В.В. сумел существенно повысить свой уровень знаний в области исследования систем подачи газа в ДВС, который будет использовать в своей дальнейшей профессиональной деятельности.

К.т.н., доцент, зав. каф. «Двигатели внутреннего сгорания»

Тихомиров А.Н. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Разработка аналитического аппарата по исследованию процессов, протекающих в коробке передач с автоматизированным управлением» к.т.н., доцента Блохина Александра Николаевича на научные исследования Фадеева Александра Сергеевича

Фадеев А.С. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Будучи главным конструктором ООО «УК КОМ» (Набережные Челны) Фадеев А.С. прекрасно владеет современными методами проектирования и испытания автокомпонентов автотракторной техники. Накопленный опыт в полной мере был реализован в рамках выполнения данной НИР. В процессе работы Фадеев А.С. показал глубокие теоретические знания и высокий практический уровень, широкие творческие способности и неординарное мышление. Полученные задания всегда выполнял аккуратно и в установленные сроки. За время выполнения НИР Фадеевым А.С. было проведено детально исследование современных и перспективных конструкций мехатронных систем; проработаны требования, на основе которых строится автоматизированная система управления и выбираются функциональные характеристики ее отдельных компонентов; с его участием была предложена схема и разработана система управления многоступенчатой трансмиссией грузового автомобиля, включающая автоматизированную систему, с заложенным в нее законом оптимального переключения передач.

По завершению выполнения работы Фадеев А.С. значительно повысил уровень знаний в области создания новых интеллектуальных трансмиссий грузовых автомобилей, который будет использовать в своей дальнейшей практической деятельности. На основании проделанной работы Фадеев А.С. в перспективе планирует защиту кандидатской диссертации.

К.т.н., доцент каф. «Автомобили и тракторы» НГТУ

Блохин А.Н. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Разработка электромеханической трансмиссии экологически безопасного транспортного средства» д.т.н., профессора Белякова Владимира Викторовича на научные исследования Бобровникова Дмитрия Евгеньевича

Бобровников Д.Е. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Будучи техническим директором ООО «НИИ КЭУ», Бобровников Д.Е. имеет отличные представления о методах разработки и правилах эксплуатации транспортных средств с электродвигателем. В этой связи Бобровников Д.Е. принял самое активное участие в разработке общей методики проведения исследований, а также разработке технических требований, предъявляемых к транспортным средствам с электродвигателем, его узлам и агрегатам.

Не менее важную роль Бобровников Д.Е. сыграл на стадии разработки кинематической схемы электромеханической трансмиссии, где выполнил глубокий анализ конструктивных вариантов исполнения агрегатов и предложил наиболее рациональное конструкторское решение.

Таким образом, работа Бобровникова Д.Е. заслуживает положительного отзыва. Его участие в выполнении научно-исследовательской работы позволило выполнить исследования в установленный срок, в требуемом объеме и с хорошим качеством.

Д.т.н., профессор каф. «Автомобили и тракторы» НГТУ
Исполнительный директор Научно-технологического парка НГТУ

Беляков В.В. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы ПНИР «Создание теоретических основ экологического мониторинга, систем водоподготовки и очистки сточных вод машиностроительных предприятий в системе ресурсо- и энергосберегающих водооборотов» д.т.н., профессора Федоровой Елены Александровны на научные исследования Гущина Андрея Андреевича

Гущин А.А. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Являясь доцентом кафедры «Промышленная экология» Ивановского государственного химико-технологического университета, Гущин А.А. имеет опыт в выполнении научно-исследовательских работ в области обеззараживания сточных вод.

Накопленный опыт и знания позволили Гущину А.А. внести вклад в выполнение работ по теме ПНИР. Полученные результаты будут использованы в производственных условиях для создания пилотной установки обеззараживания сточных вод и в образовательном процессе кафедры «Производственная безопасность и экология» НГТУ для формирования новых лабораторных и практических занятий по изучению экспериментальных методов обеззараживания промстоков, содержащих токсичные органические отходы.

Во время выполнения ПНИР Гущин А.А. принимал активное участие в обсуждении результатов работы на научных семинарах, высказывал предложения, которые способствовали выработке рекомендаций по совершенствованию существующих систем очистки производственных стоков и водоподготовки. Важной частью работы Гущина А.А. является его участие в выполнении экспериментальных исследований по обеззараживанию промстоков технологического процесса рециклинга отработанных автомасел для организации процесса в экологически безопасном замкнутом режиме.

Таким образом, научно-исследовательская работа Гущина А.А. по тематике ПНИР заслуживает положительного отзыва. Его участие в выполнении ПНИР способствовало проведению экспериментальных исследований в установленный срок, в требуемом объеме и на достаточно высоком научном уровне.

Д.т.н., профессор, академик РАЕ, профессор кафедры «Производственная безопасность и экология» НГТУ Е.А. Федорова _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Оптимизация пассажирских перевозок и повышение их безопасности» д.т.н., доцента Молева Юрия Игоревича на научные исследования Карпухина Кирилла Евгеньевича

Карпухин К.Е. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Будучи доцентом кафедры «Автомобили» МГТУ «МАМИ» Карпухин К.Е. имеет богатый опыт в решении практических задач в области обеспечения безопасности дорожного движения и оптимизации пассажирских перевозок.

Карпухин К.Е. выполнил глубокий анализ времени простоя автобусов на остановочных пунктах исходя из имеющихся баз данных, а также подробный обзор программных пакетов используемых при моделировании пассажирских потоков. Карпухиным К.Е. были выделены несколько групп (малоэффективных, эффективных и перспективных) мероприятий, направленных на повышение безопасности и эффективности пассажирских перевозок. На основе анализа современного состояния проблемы Карпухин К.Е. высказал собственные идеи по разработке имитационных моделей пассажирских потоков, необходимых для проведения работ по оптимизации маршрутов городского транспорта.

В целом, Карпухин К.Е. произвел исключительно положительное впечатление, поскольку его активное участие в работе и в проводимых научных семинарах способствовало своевременному и качественному выполнению поисковой НИР.

Д.т.н., доцент каф. «Строительные и дорожные машины»

Молев Ю.И. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Исследование несущей способности кузовных конструкций легковых автомобилей по результатам компьютерного моделирования условий эксплуатации и аварийного нагружения» д.т.н., профессора Шапкина Виктора Александровича на научные исследования Окунева Алексея Павловича

Окунев А.П. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

В ходе проведения научно-исследовательской работы по названной теме Окунев А.П. внес существенный вклад в решение поставленных задач. Его квалификация позволила выполнить значительную часть работы, в том числе по численному моделированию условий нагружения кузовной конструкции легкового автомобиля. Выполненная им работа является продолжением научных исследований, представленных в его диссертационном исследовании на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Участие Окунева А.П. в проведении названного поискового научного исследования заслуживает положительной оценки, а сам привлеченный исполнитель в ходе исследования значительно повысил уровень своей квалификации.

д.т.н., профессор каф. «Строительные и дорожные машины»

Шапкин В.А. _____
(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

научного руководителя темы «Исследование прочности и пассивной безопасности кабины перспективного грузового автомобиля» д.т.н., профессора Орлова Льва Николаевича на научные исследования Ившина Константина Сергеевича

Ившин К.С. был приглашен в качестве молодого специалиста в НГТУ для участия в поисковой научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Будучи доцентом кафедры «Дизайн промышленных изделий» Удмуртского государственного университета, Ившин К.С. имеет существенный опыт в проектировании новых образцов автотракторной техники. Не малый опыт работ Ившин К.С. имеет в области оценки прочности кузовных конструкций. Все это позволило ему эффективно участвовать в совместной НИР, выполняемой в рамках государственного контракта.

Ившин К.С. принимал активное участие в анализе современных конструкций кабин грузовых автомобилей; оценивал перспективы развития конструкций с точки зрения эргономики и дизайна, а также прочности и безопасности.

Следует отметить высокую эрудицию Ившина К.С. в вопросах проектирования кузовных конструкций, позволившую найти оригинальные решения по многим возникающим вопросам.

Таким образом, Ившин К.С. заслуживает самых положительных отзывов по своей работе. Его участие в НИР позволило выполнить исследование в установленный срок и в требуемом объеме.

Д.т.н., профессор, зав. каф. «Автомобили и тракторы» НГТУ им. Р.Е. Алексеева

Орлов Л.Н. _____
(подпись)