Министерство образования и науки Российской Федерации

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА» (НГТУ)

УДК 629.113
№ госрегистрации _____
Инв. №

«УТВЕРЖДАЮ»
Проректор по научной работе

Н.Ю. Бабанов
«15» ноября 2012 г.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

В рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы

Шифр заявки «№ 2012-1.4-12-000-1004-009»
Соглашение на предоставление гранта «23» июля 2012г. №14.B37.21.0231

по теме:

РАЗРАБОТКА ИННОВАЦИОННЫХ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

(итоговый)

Руководитель НИР, к.т.н.,
доцент
директор Автомобильного института

_____ 15.11.2012г. А.М. Грошев
подпись, дата

Нижний Новгород 2012

СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

Руководитель темы, к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	А.М. Грошев	Введение, реферат, заключение
Исполнители:			
д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	Барахтанов Л.В.	Раздел 1
вед. инженер	_____ подпись, дата	Денисенко Е.Г.	Раздел 1, обозначения и сокращения
студент	_____ подпись, дата	Козлов М.Д.	Раздел 1
к.ф.м., научный сотрудник	_____ подпись, дата	Кожевников И.Ф.	Раздел 1
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Тумасов А.В.	Раздел 2
вед. инженер	_____ подпись, дата	Костин С.Ю.	Раздел 2
аспирант	_____ подпись, дата	Никольский В.А.	Раздел 2
руководитель отдела	_____ подпись, дата	Трусов Ю.П.	Раздел 2
зам. начальника лаборатории	_____ подпись, дата	Пальцев В.В.	Раздел 2
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Дыгало В.Г.	Раздел 2
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Алипов А.А.	Раздел 3
студент	_____ подпись, дата	Игонин Д.В.	Раздел 3
студент	_____ подпись, дата	Куделько Л.В.	Раздел 3
к.т.н., вед. инженер	_____ подпись, дата	Валеев И.Д.	Раздел 3
д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	Беляков В.В.	Раздел 4

аспирант	_____ подпись, дата	Носков А.М.	Раздел 4
начальник сектора сетевых технологий ИВЦ	_____ подпись, дата	Лабаев А.М.	Раздел 4
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Горелов В.А.	Раздел 4
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Блохин А.Н.	Раздел 5
ст. преподаватель	_____ подпись, дата	Шатилов В.В.	Раздел 5
студент	_____ подпись, дата	Яржемский А.Д.	Раздел 5
гл. конструктор	_____ подпись, дата	Фадеев А.С.	Раздел 5
руководитель отдела НОЦ АМИ «Транспорт»	_____ подпись, дата	Шатилов А.В.	Раздел 6
студент	_____ подпись, дата	Серопян М.С.	Раздел 6
к.т.н., ген. директор	_____ подпись, дата	Клюкин П.Н.	Раздел 6
д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	Куляшов А.П.	Раздел 7
д.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Молев Ю.И.	Раздел 7
к.т.н., начальник лаборатории	_____ подпись, дата	Попов А.В.	Раздел 7
д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	Шапкин В.А.	Раздел 8
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Кошурина А.А.	Раздел 8
аспирант	_____ подпись, дата	Крашенинников М.С.	Раздел 8
аспирант	_____ подпись, дата	Мазур Я.О.	Раздел 8
к.т.н., зам. директора АМИ	_____ подпись, дата	Гончаров К.О.	Раздел 9

аспирант	_____ подпись, дата	Кулагин А.Л.	Раздел 9
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Окунев А.П.	Раздел 9
д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	Орлов Л.Н.	Раздел 10
ст. преподаватель	_____ подпись, дата	Багичев С.А.	Раздел 10
аспирант	_____ подпись, дата	Герасин А.В.	Раздел 10
ведущий инженер	_____ подпись, дата	Вашурин А.С.	Раздел 10
аспирант	_____ подпись, дата	Рогов П.С.	Раздел 10
к.т.н., профессор	_____ подпись, дата	Ившин К.С.	Раздел 10
Нормоконтролер	_____ подпись, дата	А.В. Тумасов	

РЕФЕРАТ

Отчет 519 с., 1ч., 270 рис., 95 табл., 289 источн., 2 прил.

ШИНА СВЕРХНИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, УПРАВЛЯЕМОСТЬ, УСТОЙЧИВОСТЬ, ТРАНСМИССИЯ, ПОДВИЖНОСТЬ, ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ, МЕХАТРОННОЕ УПРАВЛЕНИЕ, ЭЛЕКТРОМОБИЛЬ, УНИВЕРСАЛЬНОЕ СПАСАТЕЛЬНОЕ СРЕДСТВО, РОТОРНО-ВИНТОВОЙ ДВИЖИТЕЛЬ, ПРОЧНОСТЬ, МЕХАНИКА РАЗРУШЕНИЯ.

В отчете представлены результаты исследований, выполненных по Соглашению 14.B37.21.0231 от 23.07.2012г. «Разработка инновационных методов проектирования на основе исследования динамических процессов механических систем наземных транспортных средств». Обобщенная научно-исследовательская работа состоит из десяти разделов:

1 Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования характеристик шин сверхнизкого давления;

2 Разработка пространственной модели криволинейного движения колесного транспортного средства для исследования свойств активной безопасности;

3 Разработка методики выбора оптимальных передаточных чисел трансмиссии для легкого коммерческого автомобиля на основе показателей тяговой динамики и топливной экономичности;

4 Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования процессов взаимодействия колесного движителя на шинах сверхнизкого давления при движении по опорной поверхности с низкой несущей способностью;

5 Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований процессов, протекающих в многоступенчатой коробке передач с автоматизированным управлением при переключении передач;

6 Сравнение теоретических и экспериментальных исследований показателей тяговой динамики и энергоэффективности коммерческого электромобиля;

7 Разработка концепции мехатронной системы управления универсальным спасательным средством, обладающей средствами автономной навигации;

8 Разработка концепции универсального коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа, основанной на исследованиях динамических процессов взаимодействия движителя с опорным основанием;

9 Исследование механики деформирования каркаса гоночного болида класса Формула-Студент;

10 Исследование механики разрушения кузовов автобусов в условиях опрокидывания по результатам компьютерного моделирования и натурных испытаний.

Цель работы – получение значимых научных результатов мирового уровня, по научному направлению «Математика, механика, информатика», необходимых для создания наземных транспортных средств следующих поколений по приоритетному направлению «Транспортные и космические системы».

Выполненная поисковая НИР (далее ПНИР) является актуальной и своевременной, поскольку она затрагивает один из самых важных вопросов в автомобильной отрасли, связанный с разработкой методов проектирования наземных транспортных средств (автомобилей, вездеходной техники, универсальных многоцелевых транспортных средств).

Первая работа, выполняемая в рамках обобщенной ПНИР посвящена исследованию характеристик шин сверхнизкого давления, используемых на вездеходных транспортных средствах на пневмоколесных движителях. Данная работа выполнена с участием приглашенного специалиста Вычислительного центра им. А.А. Дородницына Российской Академии Наук Кожевникова И.Ф. (к.ф.м., научный сотрудник), который несколько лет работал по данному направлению во Франции в фирме Michelin.

Вторая научная работа посвящена разработке пространственной модели криволинейного движения колесного транспортного средства для исследования свойств активной безопасности. Данная НИР выполнена при участии к.т.н., доцента Дыгало В.Г. (ВолгГТУ, Волгоград), имеющего богатый 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 разработкой методики выбора оптимальных передаточных чисел трансмиссии для легкого коммерческого автомобиля на основе показателей тяговой динамики и топливной экономичности. Участие ведущего инженера-конструктора Валеева И.Д. (НТЦ КАМАЗ, Набережные Челны) позволило существенно повысить качество выполняемых в НГТУ работ.

Четвертая тема посвящена исследованию процессов взаимодействия колесного движителя на шинах сверхнизкого давления при движении по опорной поверхности с низкой несущей способностью. Данная работа является дополнением первой краткосрочной НИР и направлена на обеспечение высоких показателей проходимости и энергоэффективности вездеходов при движении по слабонесущим опорным поверхностям с сохранением целостности почвенного покрова северных биогеоценозов. Приглашенным специалистом по данной теме является Горелов В.А. (к.т.н., доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана», Москва),

который неоднократно принимал участие в исследовательских работах НГТУ по заявленной тематике.

Пятая проблема обобщенной ПНИР посвящена сравнению результатов теоретических и экспериментальных исследований процессов, протекающих в многоступенчатой коробке передач с автоматизированным управлением. Исследования выполнены при поддержке Фадеева А.С. – главного конструктора ООО «УК КОМ» (Набережные Челны).

Шестая тема посвящена сравнению теоретических и экспериментальных исследований показателей тяговой динамики и энергоэффективности электромобиля. Данной теме уделяется большое внимание практически во всех странах мирового сообщества, в том числе и в России, поэтому результаты выполнения НИР могут иметь широкое практическое применение. Работа выполнена с участием Клюкина П. Н. – к.т.н., генерального директора некоммерческого частного образовательного учреждения «Академия автомобильных технологий» (Москва), имеющего большой опыт в выполнении НИР по указанной тематике.

Седьмая поисковая работа направлена на разработку концепции мехатронной системы управления универсальным спасательным средством, обладающего средствами автономной навигации. Данная тема является весьма актуальной, поскольку затрагивает проблему обеспечения безопасности людей, работающих на газовых и нефтяных месторождениях, расположенных в труднодоступных зонах, отдаленных от крупных населенных пунктов. Активное участие в разработке концепции принимал Попов А.В. – к.т.н., начальник лаборатории Государственного научного центра Российской Федерации «Центральный научно-исследовательский и опытно-конструкторский институт робототехники и технической кибернетики» (Санкт-Петербург).

Восьмая работа обобщенной ПНИР направлена на разработку концепции универсального коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа, основанной на исследованиях динамических процессов взаимодействия движителя с опорным основанием. Данная работа является логическим продолжением предыдущей (седьмой) краткосрочной НИР и нацелена на развитие теории роторно-винтовых движителей, применительно к их использованию в конструкции многоцелевых транспортных средств. При участии Мазура Я.О., аспиранта Северного (Арктического) федерального университета (Архангельск) предложены новые теоретические разработки, способствующие развитию и совершенствованию методик выбора параметров роторно-винтовых движителей.

Девятая тема ПНИР связанна с исследованием механики деформирования каркаса гоночного болида класса Формула-Студент, предназначенного для участия в международных соревнованиях среди студенческих конструкторских бюро. Подобное бюро (команда AMIgo)

в настоящее время функционирует и успешно развивается в Автомобильном институте НГТУ, где студенты под руководством преподавателей разрабатывают проект гоночного болида. Участники проекта уже имеют достаточный опыт в данном направлении, однако поддержка Окунева А.П. – к.т.н., доцента ФГБОУ ВПО «Тольяттинский государственный университет» (Тольятти) позволила повысить качество исследовательских и конструкторских работ и обменяться опытом с Тольяттинской командой Формула-студент, которая является одной из лучших в России.

Десятая тема ПНИР посвящена исследованию механики разрушения кузовов автобусов в условиях опрокидывания по результатам компьютерного моделирования и натурных испытаний. В решении указанной проблемы примал участие к.т.н., профессор Ившин К.С. (УдГУ, Ижевск), регулярно участвующий в перспективных проектах исследователей НГТУ, результаты которых отражены в нескольких совместных публикациях (в том числе в изданиях, рекомендованных ВАК РФ).

Таким образом, каждая поисковая работа, выполненная в рамках ПНИР, является своевременной, обладает научной новизной и имеет важное практическое значение для автомобильной отрасли страны.

Разработанные методики и подходы, полученные результаты расчетных и теоретических исследований характеризуются высоким техническим уровнем, обусловленным использованием современного программного обеспечения, а также глубокой научной проработкой рассматриваемых подходов. При выполнении экспериментальных исследований использовались современные средства измерения, характеризуемые высокой точностью и надежностью. Полученная хорошая сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований доказывает правомерность и достоверность полученных результатов, не уступающих аналогичным отечественным и зарубежным работам.

В настоящем 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 32,4 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. Структуру основной части отчета о НИР составляют разделы 1 - 10 и приложения А и Б.

СОДЕРЖАНИЕ

Нормативные ссылки …….. 16

Обозначения и сокращения ……. 19

1 Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования характеристик шин сверхнизкого давления……. 31

1.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о характеристиках и параметрах шин …….. 31

1.2 Проведение патентных исследований (ГОСТ 15.011-96) по конструкциям стендов для определения статических характеристик шин …….. 37

1.3 Разработка и изготовление стенда для исследования статических характеристик шин. Описание конструкции стенда ……... 37

1.4 Теоретическое и экспериментальное исследование радиальной жесткости шин сверхнизкого давления ……... 57

1.5 Определение тангенциальной жесткости шин сверхнизкого давления …… 62

1.6 Определение боковой жесткости шин …….. 63

1.7 Определение крутильной жесткости шин …… 64

1.8 Определение зависимости бокового увода шин сверхнизкого давления от боковой силы ……. 65

1.9 Исследование тяговых параметров шин сверхнизкого давления …….. 67

1.10 Исследование давлений шин на опорную поверхность ……. 69

1.11 Разработка патентных документов на стенд для исследования статических характеристик шин ……. 72

1.12 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе ……. 77

1.13 Обобщение и оценка результатов исследований …… 78

2 Разработка пространственной модели криволинейного движения колесного транспортного средства для исследования свойств активной безопасности….. 80

2.1 Анализ требований нормативных документов, в отношении управляемости и устойчивости, а также тормозных свойств транспортных средств ……... 80

2.2 Разработка имитационных моделей исследуемых транспортных средств …….. 84

2.3 Разработка виртуального полигона, необходимого для компьютерного моделирования условий движения транспортных средств …… 93

2.4 Оценка тормозных свойств, управляемости и устойчивости моделей транспортных средств в различных дорожных условиях по результатам компьютерного моделирования …… 94

2.5 Оценка свойств активной безопасности реальных транспортных средств в дорожных условиях …… 101

2.6 Сопоставление результатов компьютерного моделирования с данными дорожных испытаний ……. 103

2.7 Разработка предложений по совершенствованию подходов имитационного моделирования и доработке моделей исследуемых транспортных средств …… 104

2.8 Разработка методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования …… 105

2.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе …… 106

2.10 Обобщение и оценка результатов исследования ……. 107

3 Разработка методики выбора оптимальных передаточных чисел трансмиссии для легкого коммерческого автомобиля на основе показателей тяговой динамики и топливной экономичности……. 108

3.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о методиках выбора передаточных чисел трансмиссии…….. 108

3.2 Разработка математических моделей для расчета показателей эксплуатационных свойств автомобиля ……... 121

3.3 Выбор комплексных показателей эксплуатационных свойств для оптимизации передаточных чисел трансмиссии …… 137

3.4 Постановка задачи оптимизации передаточных чисел трансмиссии автомобиля 140

3.5 Исследование показателей эксплуатационных свойств методом регрессионного анализа …… 143

3.6 Разработка алгоритма и методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля ……... 146

3.7 Разработка программы, реализующей алгоритм и методику поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля …….. 147

3.8 Анализ регрессионных зависимостей показателей эксплуатационных свойств от передаточных чисел трансмиссии …… 149

3.9 Поиск оптимальных передаточных чисел трансмиссии ……. 152

3.10 Экспериментальные исследования показателей эксплуатационных свойств автомобиля …….. 157

3.11 Сравнение расчетных и экспериментальных значений показателей эксплуатационных свойств …… 163

3.12 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе ……. 166

3.13 Обобщение и оценка результатов исследований …… 166

4 Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования процессов взаимодействия колесного движителя на шинах сверхнизкого давления при движении по опорной поверхности с низкой несущей способностью……. 169

4.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о показателях эксплуатационных свойств вездеходных транспортных средств при движении по слабонесущим опорным поверхностям ……. 169

4.2 Теоретическое и экспериментальное исследование физико-механических характеристик опорных поверхностей с низкой несущей способностью……. 181

4.3 Экспериментальное исследование распределения нормальных давлений в контакте движителя транспортного средства с опорной поверхностью…… 207

4.4 Экспериментальное исследование показателей проходимости и энергоэффективности транспортного средства на шинах сверхнизкого давления при движении по слабонесущей опорной поверхности……. 214

4.5 Разработка математической модели качения одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности ……. 219

4.6 Разработка математической модели движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по деформируемой опорной поверхности …… 231

4.7 Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований …. 241

4.8 Исследование влияния конструктивных параметров на показатели проходимости и энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления и обоснование путей улучшения данных эксплуатационных свойств …… 248

4.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе …… 256

4.10 Обобщение и оценка результатов исследований …… 257

5 Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований процессов, протекающих в многоступенчатой коробке передач с автоматизированным управлением при переключении передач……. 260

5.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкциях коробок передач и системах их управления ……. 260

5.2 Постановка задачи и расчетная схема …….. 270

5.3 Давления, действующие в пневмоцилиндре при переключении передач …… 274

5.4 Дифференциальные уравнения движения поршня. Определение динамических нагрузок в синхронизаторе …… 276

5.5 Определение моментов синхронизации …….. 284

5.6 Дифференциальные уравнения движения синхронизируемых элементов коробки передач ……. 285

5.7 Определение времени синхронизации и результирующей угловой скорости после окончания процесса синхронизации …….. 286

5.8 Определение энергии, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации …… 290

5.9 Определение работы буксования на муфте синхронизатора ……. 291

5.10 Определение работы буксования синхронизатора …….. 292

5.11 Выбор оптимальной величины момента синхронизации в зависимости от назначения автомобиля …….. 293

5.12 Анализ процесса разблокировки синхронизатора ……... 297

5.13 Проведение экспериментальных исследований. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований …….. 304

5.14 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе …… 311

5.15 Обобщение и оценка результатов исследований …… 312

6 Сравнение теоретических и экспериментальных исследований показателей тяговой динамики и энергоэффективности коммерческого электромобиля….. 315

6.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о современном состоянии электромобилестрояния ……. 315

6.2 Анализ конструктивных особенностей электромобилей LCV класса …….. 327

6.3 Разработка математических моделей для оценки показателей тягово-скоростных свойств электромобиля ……. 332

6.4 Определение затрат энергии на движение электромобиля в городском цикле 342

6.5 Исследование показателей эксплуатационных свойств электромобиля от его конструктивных параметров методом регрессионного анализа …… 346

6.6 Экспериментальные исследования показателей тягово-скоростных свойств электромобиля …… 348

6.7 Экспериментальные исследования затрат энергии при движении электромобиля …… 351

6.8 Сравнение теоретических и экспериментальных исследований показателей эксплуатационных свойств электромобиля …… 357

6.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе …… 358

6.10 Обобщение и оценка результатов исследований …… 358

7 Разработка концепции мехатронной системы управления универсальным спасательным средством, обладающей средствами автономной навигации…… 360

7.1 Анализ существующих систем управления, навигации и технического зрения, применяемых в спасательных и транспортных средствах морского, воздушного и наземного типов ……. 360

7.2 Разработка вариантов комплексирования технических средств навигации на базе ГЛОНАСС-GPS, компаса и бесплатформенных инерциальных систем (БИНС) ……. 364

7.3 Разработка вариантов комплексирования технических средств теленаблюдения и алгоритмов видеоаналитики, предназначенных для использования в тяжелых климатических условиях северных широт …….. 370

7.4 Разработка вариантов комплексирования технических средств эхо- и радиолокации, предназначенных для использования в тяжелых климатических условиях северных широт ……. 371

7.5 Выбор, обоснование и разработка обобщённой структуры и алгоритмов функционирования интеллектуальной системы управления, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов автоматической прокладки маршрута и автовождения в условиях сложного рельефа местности ……... 371

7.6 Разработка общей концепции создания нового поколения интеллектуальных систем управления, навигации и технического зрения ……. 383

7.7 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики ……. 385

8 Разработка концепции универсального коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа, основанной на исследованиях динамических процессов взаимодействия движителя с опорным основанием ……. 387

8.1 Разработка общей методики проведения исследований ……. 387

8.2 Анализ природно-климатических условий и оценка морфометрических характеристик айсбергов, характерных для шельфовых территорий Арктики… 388

8.3 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о коллективных спасательных средствах ……. 390

8.4 Анализ известных конструкций роторно-винтовых машин, систематизация и классификация сведений …….. 401

8.5 Анализ известных конструктивных решений роторно-винтового движителя …. 407

8.6 Разработка параметрической математической модели роторно-винтового движителя …… 408

8.7 Разработка математической модели движения одиночного роторно-винтового движителя по деформируемой опорной поверхности …… 415

8.8 Разработка методики оценки эффективного управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, характерным для арктических зон …… 418

8.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе …… 422

8.10 8.10 Обобщение и оценка результатов исследований …… 424

9 Исследование механики деформирования каркаса гоночного болида класса Формула-Студент …….. 427

9.1 Анализ требований регламента в отношении несущих систем болидов, соответствующих классу Formula Student SAE …….. 427

9.2 Разработка силовой схемы каркаса гоночного болида …….. 431

9.3 Создание стержневой модели каркаса. Имитация напраляющего аппарата и упругих элементов подвески …… 434

9.4 Исследование прочности каркаса болида в условиях действия скручивающих нагрузок …….. 437

9.5 Оценка степени влияния отдельных конструктивных параметров на прочность, жесткость и металлоемкость каркаса …… 438

9.6 Определение рациональной силовой схемы болида …….. 443

9.7 Разработка подробной модели каркаса …… 444

9.9 Имитация условий аварийного нагружения каркаса болида ……. 445

9.9 Оценка пассивной безопасности каркаса …… 447

9.10 Оценка степени влияния отдельных параметров конструкции на безопасность каркаса ……. 452

9.11 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение прочности и пассивной безопасности каркаса …… 452

9.12 Разработка конструкторской документации каркаса гоночного болида …… 453

9.13 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в образовательном процессе …… 453

10 Исследование механики разрушения кузовов автобусов в условиях опрокидывания по результатам компьютерного моделирования и натурных испытаний …….. 455

10.1 Анализ требований Правил ЕЭК ООН №66 (пересмотр 1) …… 455

10.2 Экспериментальные исследования силовых элементов кузова автобуса ……. 457

10.3 Разработка подробной конечно-элементной модели кузова автобуса …….. 465

10.4 Обоснование и выбор условий аварийного нагружения модели ……... 481

10.5 Анализ кинематики движения и определение энергии удара при опрокидывании автобуса …… 484

10.6 Моделирование условий опрокидывания …… 485

10.7 Анализ результатов конечно-элементных расчетов. Оценка пассивной безопасности исследуемой несущей системы автобуса ……. 486

10.8 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение пассивной безопасности несущих систем автобусов, включающих металлические и композитные силовые элементы ……. 490

10.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе …… 490

10.10 Обобщение и оценка результатов исследований …… 490

Заключение ……. 491

Список использованных источников …….. 494

Приложение А. Акт внедрения результатов НИР …….. 514

Приложение Б. Программа внедрения результатов НИР ……. 516

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

ГОСТ 20306-90	Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний
ГОСТ Р 41.83-99	Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей
ЕЭК ОНН №83	Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в зависимости от топлива
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 №54	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения шин для грузовых транспортных средств и их прицепов»
Правила ЕЭК ООН №68	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автотранспортных средств в отношении измерения максимальной скорости»
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 №85	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей внутреннего сгорания, предназначенные для приведения в движение механических транспортных средств категорий M и N, в отношении измерения полезной мощности и максимальной 30-минутной мощности систем электротяги»
Правила ЕЭК ООН №100	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения аккумуляторных электромобилей в отношении конкретных требований к конструкции и функциональной безопасности»

Правила ЕЭК ОНН №101	Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей, приводимых в движение только двигателем внутреннего сгорания либо приводимых в движение при помощи гибридного электропривода, в отношении измерения объема выбросов двуокиси углерода и расхода топлива и/или измерения расхода электроэнергии и запаса хода на электротяге, а также транспортных средств категорий M1 и N1, приводимых в движение только при помощи электропривода, в отношении измерения расхода электроэнергии и запаса хода на электротяге
ГОСТ 20306-90	Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний
ГОСТ 8.513-84	Государственная система обеспечения единства измерений. Поверка средств измерений. Организация и порядок проведения
ГОСТ 24555-81	Система государственных испытаний продукции. Порядок аттестации испытательного оборудования. Основные положения
ГОСТ 11828-86	Машины электрические вращающиеся. Общие методы испытаний
6469-3	Электрические транспортные средства, безопасности Спецификации Часть 3: защита пользователей от опасности поражения электрическим током
8713	Электрические транспортные средства - Словарь
ANSI / ASSE Z244.1	Контроль опасных энергии - блокировка / Tagout и альтернативные методы
АТС 2070	Расширенный Транспорт Controller (УВД) стандарта для типа 2070 контроллер
Авто Альянс	Заявление о принципах, критериях и процедурах проверки драйверов на взаимодействие с Advanced In-Vehicle информационных и коммуникационных систем
CARB	Калифорния стандарт выбросов выхлопных газов и процедур испытаний на 2009 год и последующие модели с нулевым уровнем выбросов транспортных средств, и гибридных электрических транспортных средств, в легковых автомобилей, легких грузовиков и классов средней грузоподъемности автомобиля
IEC 60038	IEC стандарт напряжения
IEC 60050-482	Международный электротехнический словарь (МЭС) - Часть 482: первичные и вторичные батареи

IEC 60068-1	Климатические испытания. Часть 1: Общие положения и руководство
IEC 60068-2	Климатические испытания - Часть 2: Испытания
IEC 60068-3	Климатические испытания - Часть 3: Справочная информация
IEC 60068-4	Климатические испытания. Часть 4: информация для уточнения писателей - Тест резюме
IEC TR 60783	Кабели и разъемы для электрических дорожных транспортных средств
IEC TR 60784	Приборы для электрических дорожных транспортных средств
IEC TR 60786	Контроллеры для электрических дорожных транспортных средств

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

τ	–	сопротивления снега сдвигу
F	–	сила среза, Н
S	–	площадь среза, м2
c0	–	сцепление между кристаллами льда (связность), МПа
q	–	нормальное давление, МПа
tgφ0	–	коэффициент внутреннего трения
Fcpmax	–	величине усилия в момент среза
f_1	–	коэффициент внутреннего трения
τ1	–	сопротивление срезу при удельном давлении q1
τ2	–	сопротивление срезу при удельном давлении q2 > q1
$K_ж$	–	жесткость снежного покрова
h	–	величине деформации
ρсн	–	плотность снега
mсн	–	масса снега в мерной таре
mт	–	массы тары со снегом
m0	–	масса пустой тары.
$П$	–	показатель проходимости
φ	–	коэффициент сцепления
f_k	–	коэффициент сопротивления движению
$\lambda_{C,T,Э,P}$	–	коэффициенты скорости, грузоподъемности, экономичности, работоспособности
V,G,Q,N	–	скорость движения машины, грузоподъемность, расход топлива при движении по участку местности, пропускная способность
I	–	коэффициент удельной силы тяги
E	–	коэффициент тягового к.п.д.
M	–	коэффициент грузоподъемности
G	–	вес машины
Vo	–	скорость машины
N	–	мощность ДВС
W	–	полезная нагрузка
V	–	скорость движения
σ	–	коэффициент буксования

$f_б, f_{гр}$	–	коэффициенты сопротивления движению по бетону и грунту
$G_м$	–	максимальная грузоподъемность колесной машины
G_0	–	собственный вес автомобиля
$V_м$	–	величина фактической средней скорости движения по маршруту
$G_{гр}$	–	номинальная грузоподъемность
$V_а$	–	максимальная скорость движения автомобиля
$G_{огр}$	–	грузоподъемность
$V_{огр}$	–	скорость в данных дорожных условиях
$G_{гр}$	–	грузоподъемность
t	–	время движения
S	–	пройденный путь
Q	–	расход топлива за пробег
П	–	фактор проходимости
т	–	масса перевозимого груза
S	–	длина преодолеваемого участка
t	–	время движения по этому участку
Q	–	масса израсходованного на этом участке топлива
$\eta_{0т}$	–	коэффициентом эффективности
$W_р$	–	полезная нагрузка
V	–	скорость колесной машины в данных дорожных условиях
u_h	–	часовой расход топлива
l	–	оперативный запас хода
П	–	показатель полезной производительности
η_d	–	коэффициент тяговой эффективности
V	–	действительная скорость машины
Vt	–	теоретическая скорость машины
F	–	тяговая сила
$\sum R$	–	результирующая сила сопротивления движению
i	–	коэффициент буксования

P	–	мощность, вырабатываемая двигателем
η_t	–	коэффициент полезного действия трансмиссии
η_m	–	коэффициент эффективности движения
η_s	–	коэффициент эффективности проскальзывания
η_{tr}	–	удельная транспортная эффективность
W_p	–	полезная нагрузка
P	–	мощность двигателя колесной машины
$F_{fш}$	–	сила сопротивления движению от потерь на деформацию шины
$F_{fс}$	–	сила сопротивления движению от смятия грунта при движении по снегу
$F_{fб}$	–	сила сопротивления движению от сдвига грунта (бульдозерный эффект)
$F_{fэ}$	–	сила сопротивления движению от экскавационного погружения колеса в грунт
$F_{т\varphi_x}$	–	максимальная сила сцепления колеса с грунтом
φ_p	–	коэффициент трения резины по снегу
$k_н$	–	коэффициент насыщенности протектора
$A_к$	–	площадь пятна контакта
$p_{ср}$	–	среднее давление в пятне контакта
$F_т$	–	сила тяги на крюке транспортного средства
Fк	–	подводимая от двигателя к колесам машины тяговая сила
S	–	коэффициент буксования
S1	–	коэффициент буксования передних колес
S2	–	коэффициент буксования задних колес
Ai	–	коэффициенты регрессии, (см3/г)i
ε	–	относительная деформация
T	–	температура снега
b	–	ширина колеи
γ	–	коэффициент начальной жесткости снега

h_{max}	–	коэффициент, характеризующий величину деформации снега при давлениях, соответствующих максимальному уплотнению
q_{max}	–	максимальное давление в контакте колеса с опорной поверхностью
V_a	–	скорость автомобиля
Q	–	абсолютный расход топлива при разгоне
p_i	–	вероятность появления уклона
V_{maxi}	–	максимальная скорость движения на *i*-том уклоне
U_0	–	передаточное число главной передачи
$m_{сц}$	–	сцепной вес автомобиля
φ_x	–	коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой
ω	–	относительная частота вращения
$P_{тд}$	–	термодинамические потери мощности двигателя
$P_{мд}$	–	механические потери мощности двигателя
$P_{эд}$	–	эксплуатационные потери мощности двигателя
P_α, P_f, P_w, P_a	–	мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления подъему, качению, воздуха и инерции
η_e	–	эффективный КПД двигателя
$U_к$	–	передаточное число коробки передач
НС	–	твердость снега, Па
F_Z	–	нормальная нагрузка, Н
А	–	площадь отпечатка, мм2
Кж	–	коэффициент жесткости, Н/м3
$p_т$	–	нормальное давление штампа на снежный покров, Па
$h_т$	–	величина вертикального перемещения штампа, м
τ	–	удельная сила трения, распределенная по поверхности скольжения, Па
С0	–	связность трущихся поверхностей, Па
q	–	удельная нагрузка, Па
tgφ0	–	коэффициент трения, независящий от нагрузки
i	–	показатель степени
n	–	наибольшая степень полиномиальной зависимости
Ai	–	коэффициенты регрессии, (см3/г)
ρ	–	плотность снега, г/см3
Ai	–	коэффициенты регрессии

w	–	влажность снега
T	–	температура снега
ε	–	относительная деформация, определяемая по выражению
ρ0	–	начальная плотность снежного покрова
$F_{T\varphi_x}$	–	максимальная сила сцепления колеса с грунтом, Н
φ_p	–	коэффициент трения резины по снегу
$k_{\text{н}}$	–	коэффициент насыщенности протектора
R_z	–	вертикальная реакция опорной поверхности, Н
A_k	–	площадь пятна контакта м2
$p_{\text{ср}}$	–	среднее давление в пятне контакта, Па
S	–	коэффициент буксования
X	–	расстояние от передней точки кромки опорной поверхности до рассматриваемой зоны буксования, м
k	–	коэффициент, характеризующий деформацию, требуемую для создания максимального напряжения сдвига
Fz	–	нормальная нагрузка, Н
рв	–	давление воздуха в шине, МПа
к	–	постоянный коэффициент, определяемый экспериментально для конкретной шины
hz	–	нормальная деформация шины под действием нормальной нагрузки, м
bпл	–	ширина плоской зоны контакта, м
A	–	общая площадь контакта колеса с опорной поверхностью
s	–	коэффициент буксования колесного движителя
l	–	длина линии контакта
k1, k2	–	эмпирические коэффициенты
ψ_0	–	коэффициент гистерезисных потерь
k_k	–	коэффициент, учитывающий жесткость каркаса
$p_{в\max}$	–	максимальное давление воздуха в шине
φ0	–	угол внутреннего трения грунта
c0	–	коэффициент внутреннего сцепления грунта

hг – осадка грунта (глубина колеи)

w_K – угловая скорость колеса

V_k – линейная скорость центра масс колеса

F_x – реакция корпуса автомобиля

Ik – момент инерции колеса;

γ – коэффициент начальной жесткости снега

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

q_{max} – максимальное пиковое давление под колесом, определяемое экспериментально

ТС – транспортное средство

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

КП – коробка передач

CAN – контроллер локальной сети

ЭБУ – электронный блок управления

АБС – антиблокировочная система

ПБС – противобуксовочная система

I_1 – момент инерции ведомого диска и ведущих частей коробки, приведенный к шестерне включаемой передачи

I_0 – момент инерции ведомого диска сцепления и первичного вала

$I_П$ – момент инерции промежуточного вала со всеми закрепленными на нем шестернями

$I_{П.Ш.}$ – момент инерции паразитной шестерни заднего хода

I_{B1}, I_{B2}, I_{B3} – моменты инерции шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу коробки передач

ω_0 – угловая скорость первичного вала

$\omega_П$ – угловая скорость промежуточного вала

$\omega_{П.Ш.}$ – угловая скорость паразитной шестерни заднего хода

ω_1 – угловая скорость шестерни включаемой передачи

ω_2 – угловая скорость вторичного вала коробки передач

$\omega_{B1}, \omega_{B2}, \omega_{B3}$ – угловые скорости шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу

I	–	момент инерции ведущих частей коробки передач, приведенный к первичному валу
$I_к$	–	момент инерции любого звена, связанного передаточным отношением $i_к$ с первичным валом
$i_{К.П.}$	–	передаточное число включаемой передачи
I_2	–	момент инерции автомобиля, а также вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части при выключенной передаче, приведенный к выходному валу коробки передач
$M_ψ$	–	момент сопротивления машины, приведенный к выходному валу коробки передач
$M_{тр}$	–	момент трения ведущих частей коробки, приведенный к включаемой шестерне, вызванный потерями на разбрызгивание масла и трение в опорах, определяемый экспериментально
$M_М$	–	момент трения вилки о муфту синхронизатора
$M_{В.С}$	–	момент ведения в дисках сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи
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
$P_{тр_0}$	–	постоянная сила трения
$\alpha p_И S$	–	сила трения, пропорциональная величине давления в пневматическом цилиндре
α	–	коэффициент пропорциональности
$\tau_{\text{п.в}}$	–	время синхронизации в зоне подкритического истечения
W_1, W_2, W_3	–	энергия соответственно при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре
$L_{м1}, L_{м2}, L_{м3}$	–	работа буксования при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре
АД	–	Асинхронный двигатель;
АКБ	–	Аккумуляторная батарея;
ЕН	–	Емкостной накопитель;
И	–	Инвертор напряжения;
КПД	–	Коэффициент полезного действия;

ЛИА	–	Литий-ионные аккумуляторы;
МДС	–	Магнитодвижущая сила;
ПИ	–	Пропорционально-интегрирующий;
ТС	–	Транспортное средство;
ЭДС	–	Электродвижущая сила;
DC/DC	–	Преобразователь переменного напряжения в переменное;
DC/AC	–	Преобразователь постоянного напряжения в переменное;
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;
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;
$r_д$	–	динамический радиус колеса;
a_{max}	–	максимальное ускорение разгона транспортного средства;
$W_Б$	–	энергия аккумуляторной батареи;
W_P	–	энергия рекуперации;
$\Delta W_Б$,	–	потери энергии в аккумуляторной батареи;
ΔW_K,	–	потери энергии в контроллере;
ΔW_M,	–	потери энергии в электродвигателе;
ΔW_{TP}	–	потери энергии в трансмисси;
ΔW_T	–	составляющие потерь энергии при движении, затрачиваемой на трение качения;
ΔW_A	–	составляющие потерь энергии при движении, затрачиваемой на аэродинамические потери.
ИП	–	Источник питания;
ПЗУ	–	Постоянное запоминающее устройство;
CAB	–	Переключаемый конденсатор;
CPU	–	Центральный процессор;

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;
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;
$r_д$	–	динамический радиус колеса;
a_{max}	–	максимальное ускорение разгона транспортного средства;
$W_Б$	–	энергия аккумуляторной батареи;
W_P	–	энергия рекуперации;
$\Delta W_Б$,	–	потери энергии в аккумуляторной батареи;
ΔW_K,	–	потери энергии в контроллере;
ΔW_M,	–	потери энергии в электродвигателе;
ΔW_{TP}	–	потери энергии в трансмисси;
ΔW_T	–	составляющие потерь энергии при движении, затрачиваемой на трение качения;
ΔW_A	–	составляющие потерь энергии при движении, затрачиваемой на аэродинамические потери.
ИП	–	Источник питания;
ПЗУ	–	Постоянное запоминающее устройство;
CAB	–	Переключаемый конденсатор;
CPU	–	Центральный процессор;
AR	–	Дополненная реальность (Augmented reality);
EVS	–	Комплекс «улучшенного видения» (Enhanced vision systems);
LCS		Прибрежный Боевой Корабль (Littoral Combat Ship);
NMEA	–	Национальная ассоциация морской электроники («National Marine Electronics Association»);
БТС	–	Беспилотное транспортное средство;
БИНС	–	Бесплатформенные инерциальные системы;
БИВС	–	Бортовая информационно-вычислительная сеть;
ГН	–	Глобальная навигация;

ГКНС	–	Глобальные космические навигационные системы;
ДЛ	–	Допплеровский лаг;
ИК	–	Инфракрасные;
ИНС		Инерционная навигационная система;
ЛЛ	–	Лазерный локатор;
ЛА	–	Летательный аппарат;
ЛН	–	Локальная навигация;
МПО	–	Морские подвижные объекты;
НАК	–	Навигационные автоматизированные комплексы;
НИУ	–	Навигационные измерительные устройства;
НБА	–	Надводный безэкипажный аппарат;
СТЗ	–	Система технического зрения;
СУД	–	Системы управления движением;
ТОП	–	Типовые технологические операции;
Топрик	–	трос, натянутый между оконечностями шлюпбалок.
Спасательный шкентель	–	растительный или синтетический канат с мусингами (узлами), использующийся как экстренное средство для спуска с борта судна в шлюпку или в воду.
Лопари	–	стальные тросы, прикрепленные к шлюпке в ее оконечностях и проведенные на лебедку, предназначенные для спуска и подъема шлюпки
Штерт	–	короткий тонкий трос или линь, применяемый для каких-либо вспомогательных целей.
Гравитационная шлюпбалка	–	стальные либо деревянные прямые или изогнутые балки с талями, укреплёнными у бортов судна; служат для спуска шлюпок на воду и их подъёма.
Лопари	–	стальные тросы, прикрепленные к шлюпке в ее оконечностях и проведенные на лебедку, предназначенные для спуска и подъема шлюпки
Найтов	–	судовая снасть, используемая для закрепления предметов оборудования и снабжения, деталей судовых устройств, а также штучных грузов в трюмах и на палубе.
Спасательный шкентель	–	растительный или синтетический канат с мусингами (узлами), использующийся как экстренное средство для спуска с борта судна в шлюпку или в воду.
Талреп	–	устройство для стягивания и выбирания слабины такелажа, кабелей и т. д. Обычно состоит из двух винтов с противоположной резьбой, вкручиваемых в специальное кольцо с двумя резьбовыми отверстиями.
Топрик	–	трос, натянутый между оконечностями шлюпбалок.

1 Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования характеристик шин сверхнизкого давления

В разделе 1 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Вычислительного центра А.А. Дородницына Российской Академии Наук – Кожевникова И.Ф., к.ф.н., научного сотрудника.

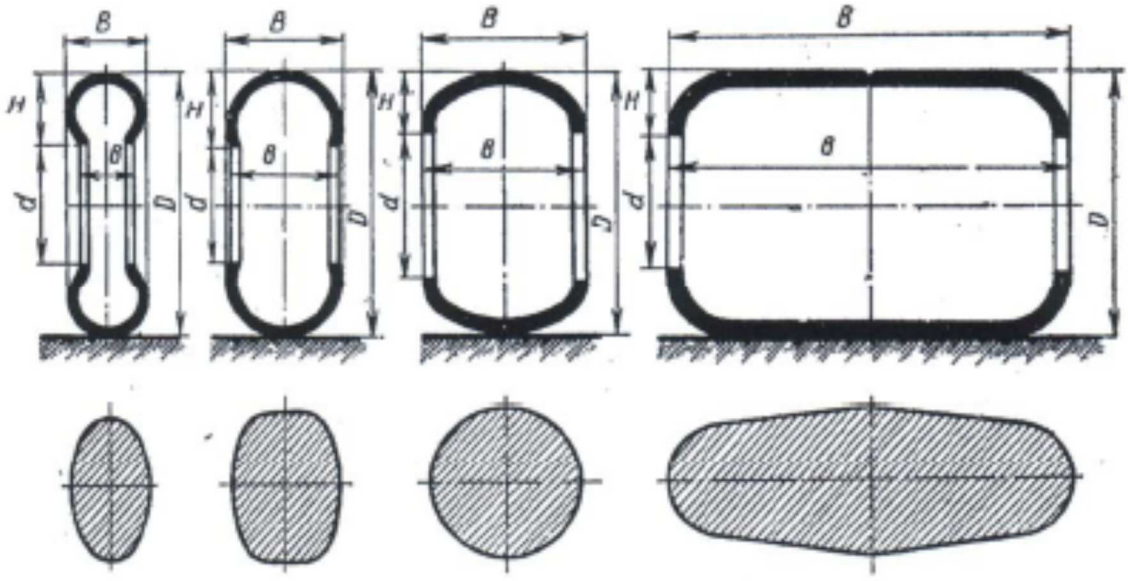
1.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о характеристиках и параметрах шин.

Исследованиями и расчетами колесных машин в разное время занимались Я.С. Агейкин, П.В. Аксенов, А.С. Антонов, В.Ф. Бабков, М.Г. Беккер, Б.Н. Белоусов, В.В. Беляков, В.Л. Бидерман, А.К. Бируля, Н.Ф. Бочаров, Н.Р. Брилинг, Ю.А. Брянский, В.Ф. Васильченков, Д.П. Великанов, Д. Вонг, Г.В. Зимелев, В.И. Кнороз, Н.И. Коротоношко, Н.Ф. Кошарный, В.Н. Кравец, А.С.Литвинов, В.А. Петрушов, Ю.В. Пирковский, В.Ф. Платонов, А.А. Полунгян, В.М. Семенов, Г.А. Смирнов, Н.А. Ульянов, Я.Е. Фаробин, Е.А. Чудаков и ряд других ученых [1.1-1.24].

Пневматические шины – одно из наиболее простых и эффективных средств повышения проходимости колесных машин. 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 ТС высокие скоростные и экономические показатели.

Условно по величине наружного диаметра D шины делятся на малогабаритные D<0,8 м, среднегабаритные D=0,8-1,5 м и крупногабаритные D>1,5 м. По величине внутреннего давления воздуха p шины можно разделить на шины высокого давления p>0,35 МПа, шины низкого давления p=0,1-0,35 МПа и шины сверхнизкого давления p<0,1 МПа. По форме поперечного сечения пневматические шины классифицируются как традиционные или тороидные, широкопрофильные, арочные, пневмокатки, крупногабаритные шины и шины сверхбаллоны. Последние применялись за рубежом в середине прошлого века на некоторых экспериментальных вездеходах и многозвенных автопоездах для перевозки крупногабаритных неделимых грузов в бездорожных районах. Крупногабаритные шины применяются в основном на тяжелой карьерной и внедорожной технике. На рисунке 1.1 показаны геометрические формы и площади отпечатков тороидных, широкопрофильных и

арочных шин и пневмокатков нагруженных одной и той же вертикальной нагрузкой, имеющих одинаковый наружный диаметр и соответствующие жесткости.



а) б) в) г)

Рисунок 1.1 – Геометрические формы и площади отпечатков шин:
а) тороидные шины, б) широкопрофильные шины, в) арочные шины, г) пневмокатки

В таблице 1.1 приведены соотношения их основных параметров.

Таблица 1.1.

Тип шин	Основные конструктивные соотношения шин			
	H/B	H/ D	d/ D	B/D
Традиционные	0,89-1,1	0,45-0,65	0,48-0,54	0,2-0,3
Широкопрофильные	0,4-0,9	0,23-0,28	0,4-0,48	0,35-0,5
Арочные	0,3-0,52	0,2-0,28	0,44-0,62	0,5-0,65
Пневмокатки	0,1-0,4	0,25-0,38	0.24-0,42	0,8-2,0
Сверхбаллоны			0,5-0,6	0,36-0,42

Латинскими буквами в таблице обозначены: d – посадочный диаметр шины, B – ширина профиля шины, H – высота профиля шины. Если величину площади отпечатка тороидной шины принять за 100%, то площади отпечатков других колесных движителей составят: широкопрофильных – 120-140%, арочных – 150-200% и пневмокатков – 250-300%.

Широкопрофильные шины в определенной степени повышают проходимость колесных машин. По сравнению с тороидными шинами широкопрофильные шины, имеют увеличенную на 25–40% ширину профиля, в 1,5-2,0 раза меньшее внутреннее давление воздуха, более высокие – до 25-35 мм против 10-15 мм грунтозацепы с насыщенностью

протектора 35-45%. Отношение ширины беговой дорожки к ширине профиля у широкопрофильных шин составляет 0,7-0,9 против 0,6-0,7 у тороидных шин.

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.

Арочные шины по своей конструкции существенно отличаются от обычных шин формой профиля поперечного сечения и соотношениями основных размеров. Профиль арочной шины представляет собой арку переменной кривизны с низкими мощными бортами. По сравнению с обычными шинами арочные шины имеют большую в 2,5-3,5 раза ширину профиля. Число слоев корда колеблется от 2 до 8, насыщенность рисунка протектора варьируется от 15-17% до 20-30%. Внутреннее давление воздуха может изменяться от 0,04 МПа до 0,25 МПа. Радиальная деформация арочных шин доходит до 25-30%, что вдвое превышает радиальную деформацию обычных шин, составляющую 12-15%. Отношение ширины беговой дорожки к общей ширине профиля у арочных шин достигает 0,95-0,98 вместо 0,7-0,9 у широкопрофильных шин.

Благодаря пониженной жесткости беговой дорожки и повышенной жесткости боковин арочные шины при качении по мягким грунтам создают более высокие давления на грунт по краю бегового пояса в сравнении с его средней частью. В результате происходит прогиб шины в средней части и уплотнение грунта по направлению к центральной части шины и, соответственно, значительное уменьшение раздвигания (выпирания) грунта в стороны, как это происходит у шин обычного профиля, и тем самым снижается сопротивление качению и увеличивается сопротивление грунта сдвигу.

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.

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. При движении на твердых опорных поверхностях давление может быть повышено до 0,1-0,15 МПа. Впервые такая шина была изготовлена фирмой Good Year по предложению Ульяна Альби в середине 50-х годов прошлого века [1.14, 1.26].

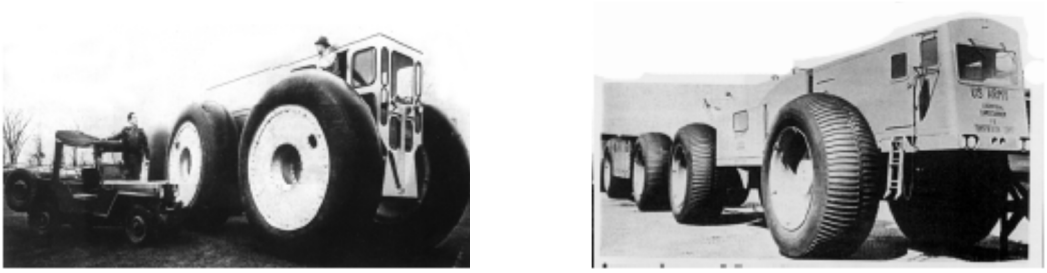
Благодаря большой ширине профиля, низкому внутреннему давлению воздуха и тонкослойной высокоэластичной оболочке, как беговой части, так и боковин, пневмокатки обладают высокой эластичностью и большой площадью контакта с опорной поверхностью, и, следовательно, меньшими давлениями на нее. У ТС на пневмокатках при внутреннем давлении воздуха в пневмокатках 0,015-0,02 МПа, в зависимости от числа слоев корда, можно получить давление на опорную поверхность 0,02-0,025 МПа. Высокая эластичность и низкое внутренне давление воздуха обеспечивают большие радиальные деформации, доходящие до 35% высоты профиля, что позволяет пневмокатку «обтекать» неровности пути и снижают вероятность проколов. Радиальная жесткость пневмокатков меньше, чем у стандартных и арочных шин соответственно в 3-4 и 2,5 раза.

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. На рисунке 1.2 представлена канадская колесная машина на пневмокатках фирмы Foremost с шарнирно-сочлененным способом поворота.

Рисунок 1.2 – Шарнирно-сочленный автомобиль Delta

При разовой перевозке различных грузов на местности, когда нецелесообразно строить дороги, были разработаны и изготовлены опытные образцы специальных колесных машин с крупногабаритными шинами низкого давления типа сверхбаллон. На рисунке 1.3 приведены фотографии автомобилей на шинах сверхбаллонах. Шины сверхбаллоны имели тонкослойный каркас с неглубоким эластичным протектором. Наружный диаметр мог достигать 3 м и более, внутренне давление воздуха составляло от 0,02 МПа до 0,17 МПа.



а) б)

Рисунок 1.3 – ТС на сверхбаллонах:
амфибия Marsh Buggy типа 4х4 (а) и многозвенный автопоезд с тягачом Snow Train типа 4х4 (б)

Большинство такого рода машин не имело подвески, которая компенсировалась низким внутренним давлением воздуха в шинах и невысокими скоростями движения. Как правило,

на таких машинах были применены бортовой способ поворота и электрический привод колес. Водоизмещение колес некоторых машин было достаточно для передвижения по воде, при этом для увеличения тяги на колеса могли надеваться специальные резиновые плицы. Однако применение колес с шинами большого диаметра вызвало ряд конструктивных и эксплуатационных трудностей. Увеличение наружного диаметра колесного движителя ведет к значительному возрастанию веса и момента инерции колеса, увеличению центра тяжести транспортного средства, сложности и трудоемкости монтажа и демонтажа такого колеса. В силу изложенного, а также из-за больших габаритов, ухудшения параметров управляемости и высокой стоимости изготовления колесные машины на этих движителях в дальнейшем не нашли распространения.

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.

Тем не менее, шины сверхбаллоны и пневмокатки требуют существенного изменения конструкции традиционных ТС, поэтому применение их ограничено. Недостатком арочных и традиционных широкопрофильных шин регулируемого давления является их разрушающее воздействие при движении по слабонесущим грунтам. Арочные шины даже при сниженном внут-

реннем давлении воздуха в них до 0,04 МПа оказывают давление на грунт до 0,08 МПа из-за большой жесткости каркаса и брекера.

В силу изложенного дальнейшим развитием пневмоколесных движителей, значительно повышающих проходимость колесных машин, стало создание в начале 90-х годов прошлого века высокоэластичных шин сверхнизкого давления на базе существующих широкопрофильных шин. Шины сверхнизкого давления имеют тонкостенную резино-кордную оболочку с каркасом, состоящим, как правило, из двух слоев корда, благодаря чему обеспечивается ее высокая эластичность. Внутренне давление воздуха в шине может меняться пределах 0,01-0,08 МПа. При качении колеса с подобной шиной и с внутренним давлением воздуха в ней порядка 0,01-0,02 МПа напряжения в зоне контакта шины с

опорной поверхностью распределяются весьма равномерно как по длине, так и по ширине контакта, снижая предельные нагрузки на выступы грунта и предотвращая его разрушение. 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.

Транспортные средства на шинах сверхнизкого давления нашли широкое применение в районах с холодным климатом. Они успешно работают на глубокой снежной целине, заболоченной местности и оттаявшей тундре, объединяя чрезвычайно высокую проходимость с хорошими экологическими и экономическими качествами (рисунок 1.4).

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.

а) НАМИ 1918 б) Трэкол – 39294 типа 6х6 в) Вектор типа 8х8

Рисунок 1.4 – Транспортные средства на шинах сверхнизкого давления

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 и изготовление стенда для исследования статических характеристик шин. Описание конструкции стенда

Формирование исходных данных и требований к стенду

Испытательный стенд предназначен для экспериментального исследования характеристик шин колесных транспортных средств, а именно: жесткость вертикальная,

продольная, поперечная, угловая жесткость, коэффициент сцепления. Для реализации всех этих испытаний были сформированы следующие требования для стенда:

Таблица 1.2– Исходные параметры стенда

Максимальные габариты испытываемого колеса		
Радиус	0,9	м
Ширина профиля	0,6	м
Размеры площадки контакта		
Продольная	1	м
Поперечная	1	м
Усилия, действующие на стенд		
Максимальная вертикальная нагрузка на колесо	49050	Н
Максимальная продольное усилие сдвига платформы	44145	Н
Максимальное поперечное усилие сдвига платформы	44145	Н
Максимальный момент поворота платформы	4500	Нм
Максимальный момент поворота вала	30000	Нм
Необходимая скорость перемещения элементов конструкции		
Вертикальное перемещение колеса	0,001	м/с
Поворот колеса вокруг оси	1	градус/с
Продольное/поперечное перемещение площадки контакта	0,001	м/с
Поворот площадки	1	градус/с
Необходимые максимальные перемещения элементов конструкции		
Вертикальное перемещение	0,7	м
Продольное/поперечное перемещение	0,5	м
Угол поворота платформы	270	градусов
Угол поворота вала	140	градусов

Кинематическая схема стенда

Для осуществления всех, необходимых в процессе проведения испытаний, перемещений была спроектирована кинематическая схема стенда (рисунок 1.5).

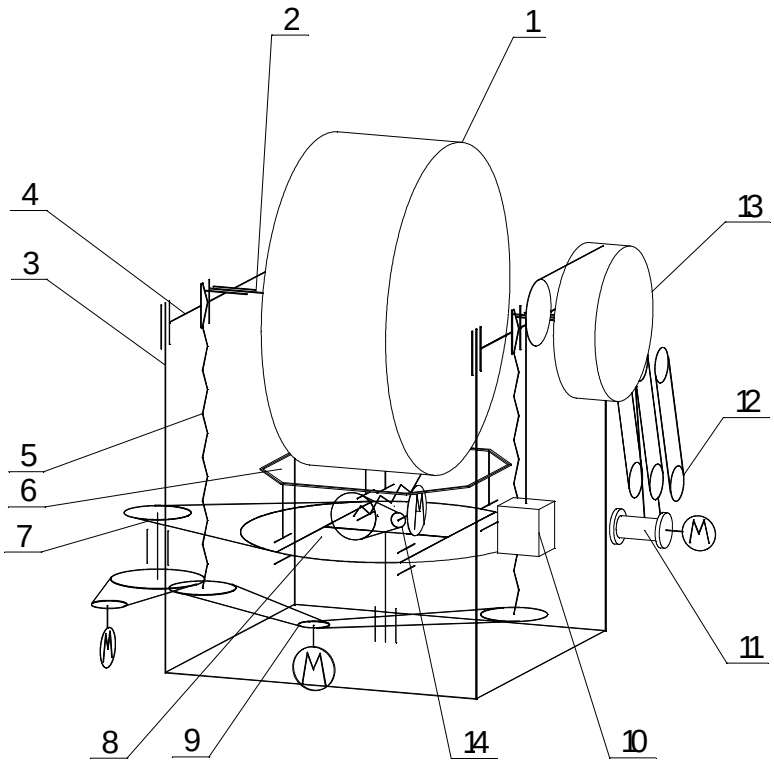


Рисунок. 1.5 – Кинематическая схема колесного стенда

На рисунке 1.5 обозначено: 1 – испытываемое колесо; 2 – вал колеса; 3 – вертикальные направляющие; 4 – траверса; 5 – винт вертикальных перемещений; 6 – опорная платформа; 7 – привод поворота поворотного стола; 8 – поворотный стол; 9 – привод вертикальных винтов; 10 – противовес предварительного натяжения тросов; 11 – лебедка и ее привод; 12 – полиспаст; 13 – тяговый барабан вала колеса; 14 – привод горизонтального перемещения платформы относительно поворотного стола

Компоновочная схема стенда.

Для проведения проектировочного расчета на основе требований, предъявляемых к стенду и его геометрических размеров составим компоновочную схему и изобразим на ней основные элементы приводов (рисунок 1.6).

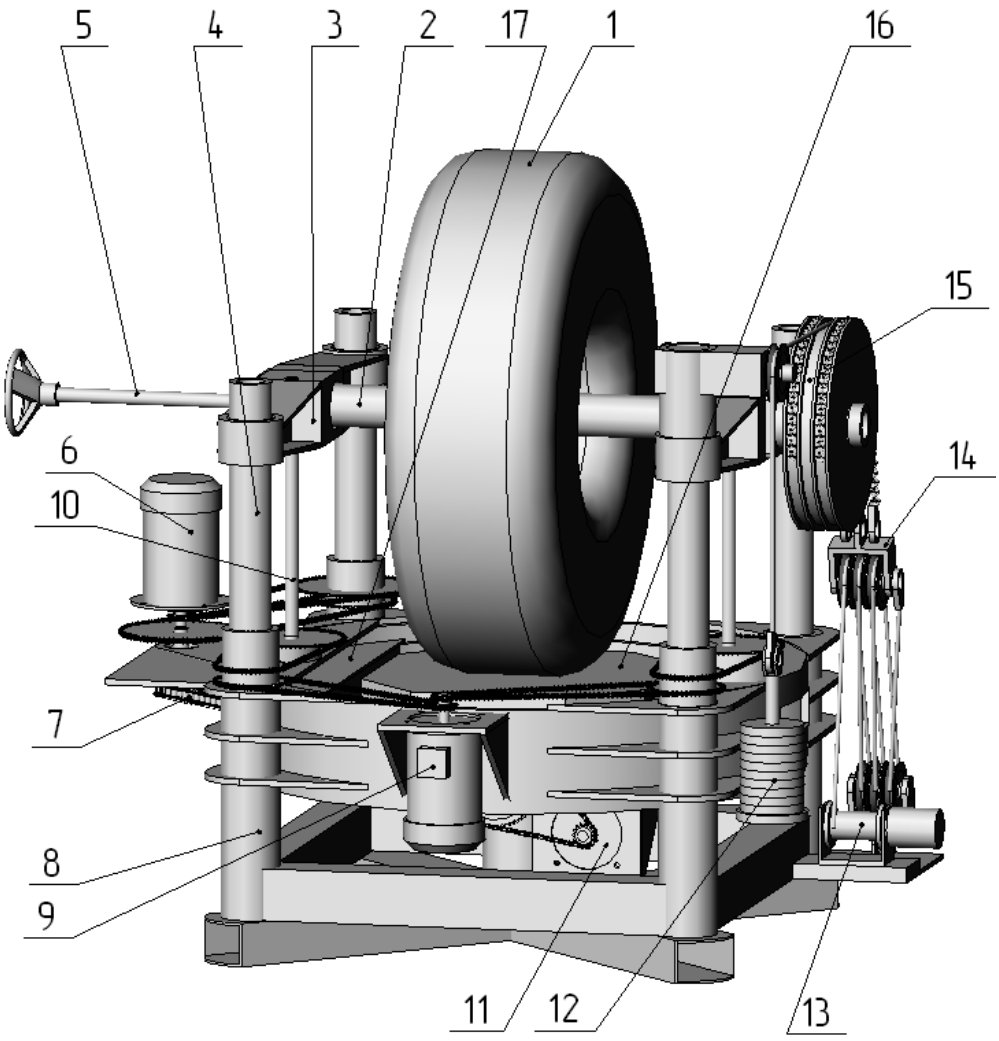


Рисунок 1.6 – Компоновочная схема стенда. Общий вид.

1 - испытываемое колесо, 2 – вал колеса, 3 – траверса, 4 – направляющая, 5 – винт демонтажа вала, 6 - электродвигатель привода поворота платформы, 7 - цепь поворота платформы, 8 – станина, 9 - электродвигатель привода вертикальных винтов, 10 - вертикальный винт. 11 - электродвигатель перемещения платформы, 12 - противовесы натяжения троса, 13 - лебедка привода поворота вала, 14 - тяговый полиспаст, 15 - барабан поворота вала, 16 – платформа, 17 - опорно-поворотный стол, 18 - винт перемещения платформы

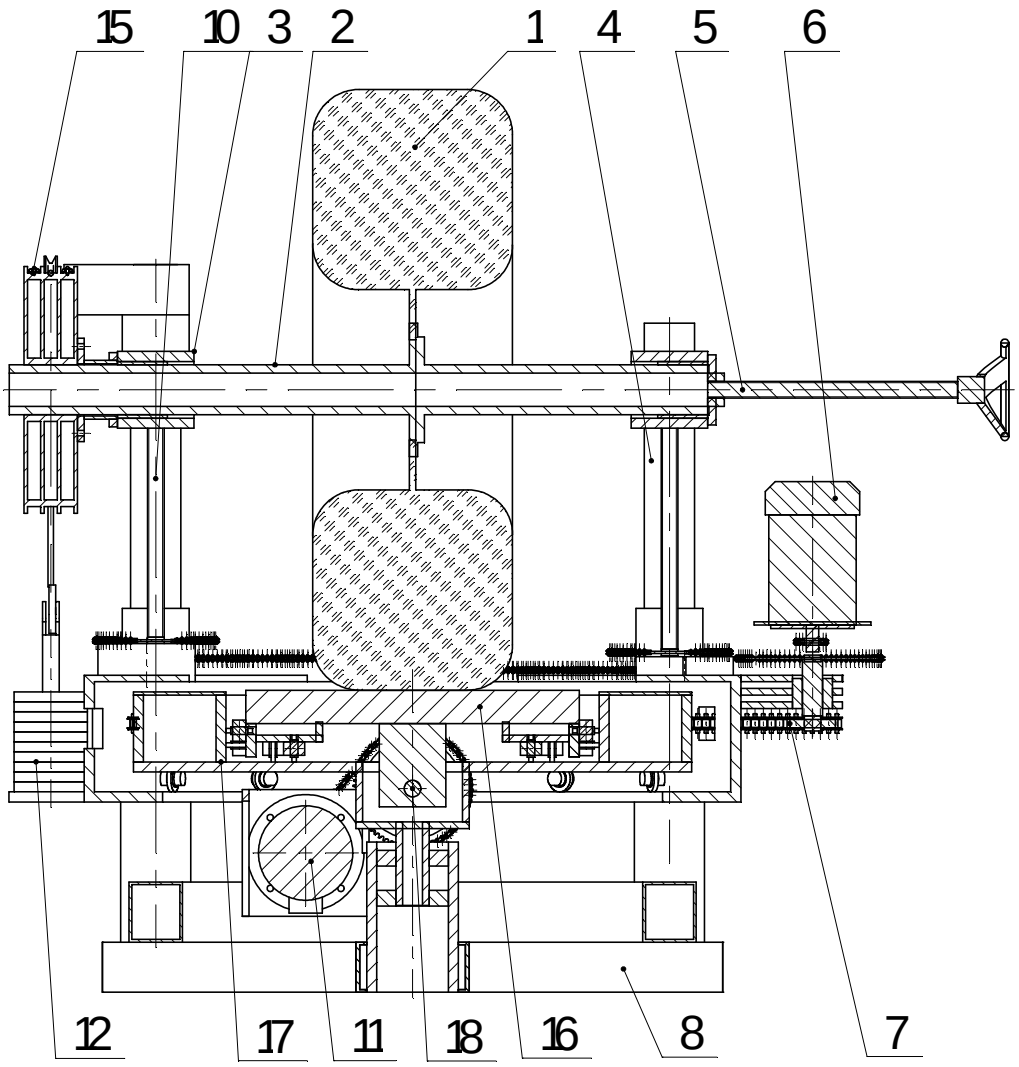


Рисунок 1.7 – Компоновочная схема стенда. Разрез

1 - испытываемое колесо, 2 - вал колеса, 3 – траверса, 4 – направляющая, 5 – винт демонтажа вала, 6 - электродвигатель привода поворота платформы, 7 - цепь поворота платформы, 8 – станина, 9 - электродвигатель привода вертикальных винтов, 10 - вертикальный винт. 11 - электродвигатель перемещения платформы, 12 - противовесы натяжения троса, 13 - лебедка привода поворота вала, 14 - тяговый полиспаст, 15 - барабан поворота вала, 16 – платформа, 17 - опорно-поворотный стол, 18 - винт перемещения платформы

Силовая схема стенда. Определение нагрузок на элементы конструкции

В данном разделе в соответствии с кинематической схемой будут определены нагрузки на элементы конструкции стенда для определения их размеров и построения компоновочной схемы.

В качестве основных элементов, которые будут рассмотрены в расчете на прочность и жесткость будут: вертикальные направляющие, вал. Влияние жесткости траверсы на величины перемещений и поворотов в критических точках будет рассмотрено при выполнении анализа конструкции в сборе методом конечных элементов.

Следует также сделать оговорку на то, что конструктивная схема стенда не позволяет выполнить жесткую заделку вертикальных направляющих в основание стенда, поэтому для расчета применяем двухопорную схему.

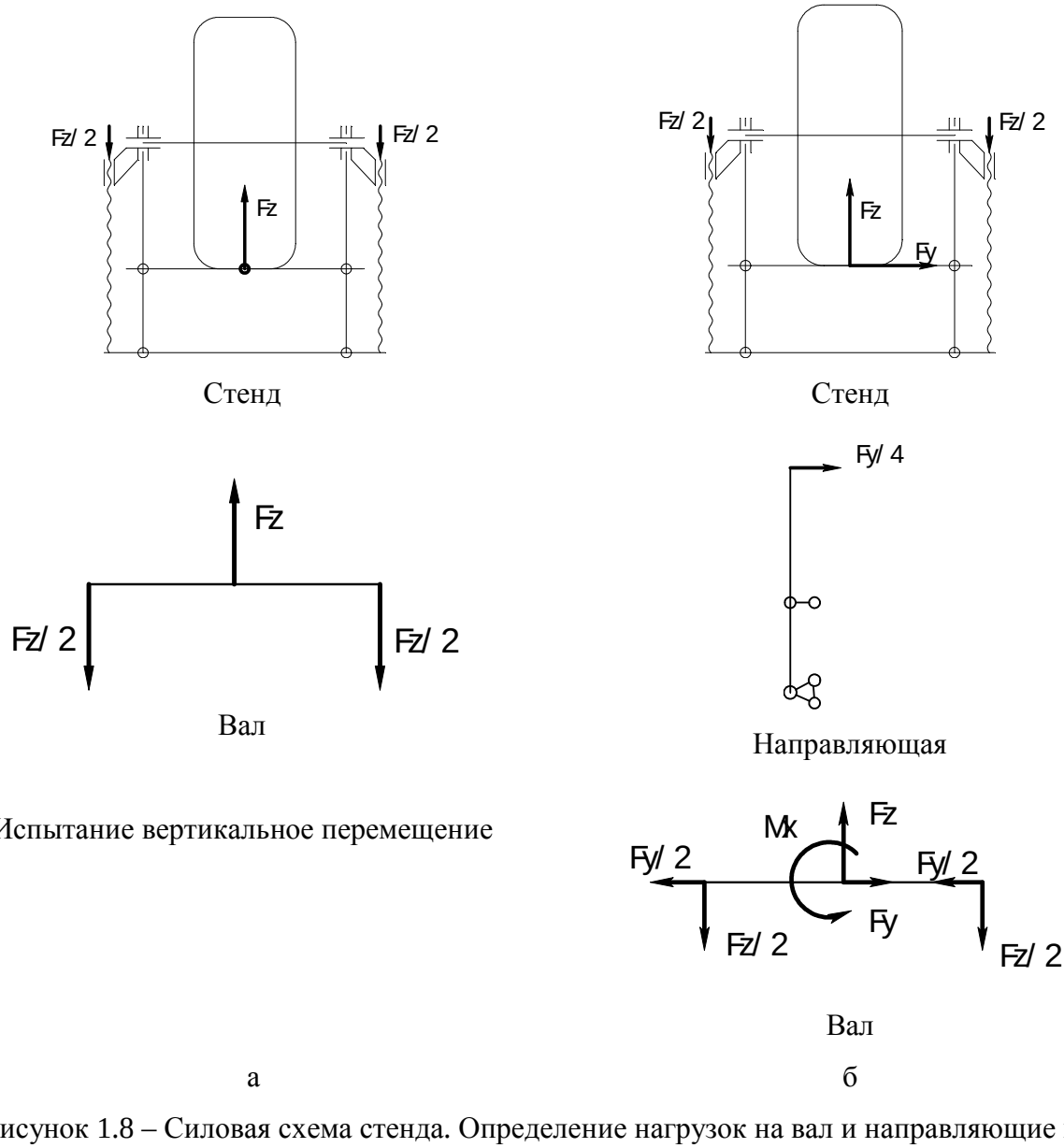


Рисунок 1.8 – Силовая схема стенда. Определение нагрузок на вал и направляющие при испытаниях на вертикальное и поперечное перемещения: а) – вертикальное; б) – поперечное

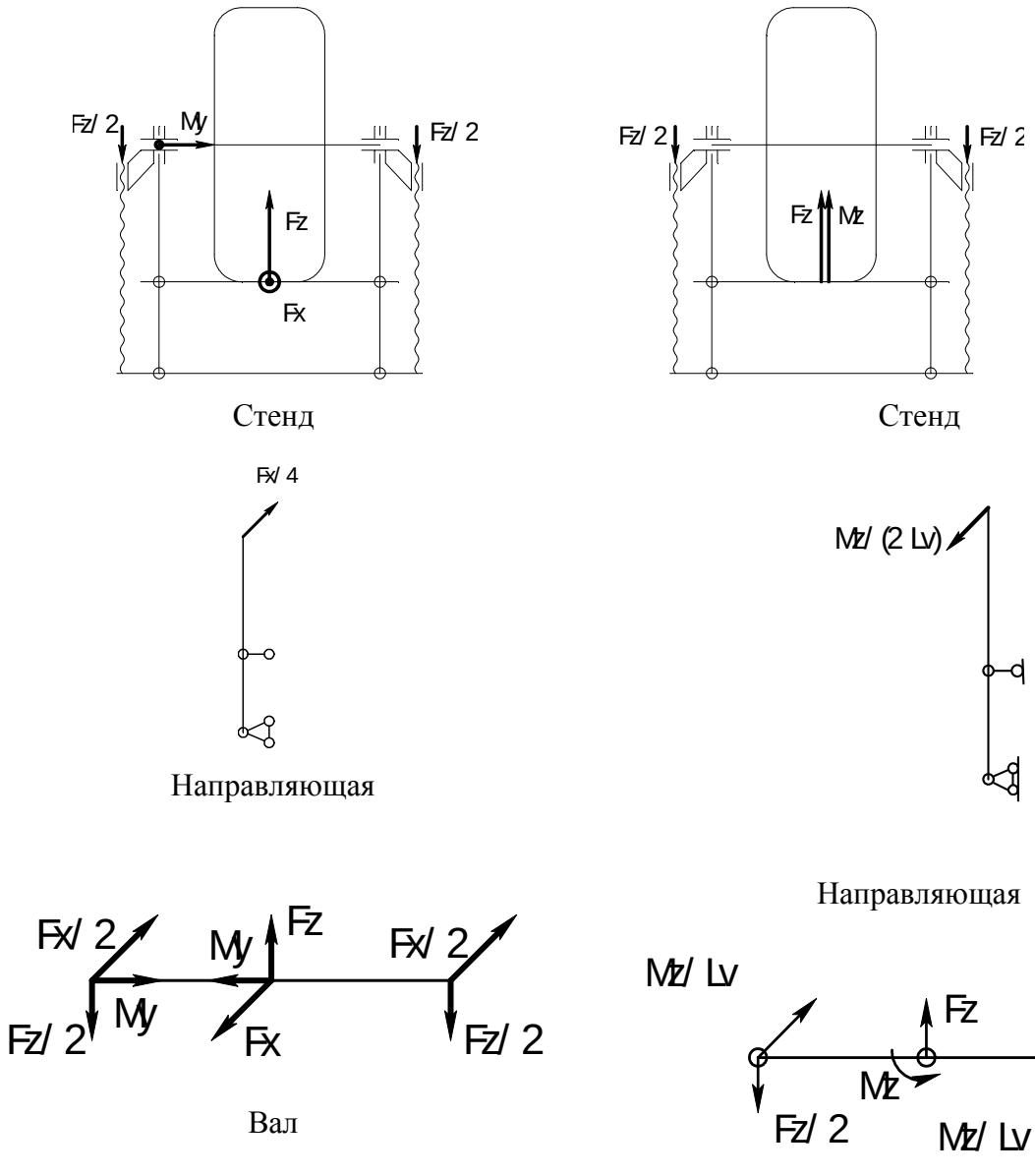


Рисунок 1.9 – Силовая схема стенда. Определение нагрузок на вал и направляющие при испытаниях на продольное перемещение платформы или поворот вала и поворот платформы:

а) – продольное перемещение платформы или поворот вала; б) – поворот платформы)

На рисунках 1.8 – 1.9 использованы следующие обозначения:

F_z – вертикальная сила;

F_x – продольная сила;

F_y – поперечная сила;

M_x – момент относительно продольной оси;

M_y – момент относительно поперечной оси;

M_z – момент относительно вертикальной оси;

L_v – межопорная длина вала;

L_n – длина консольного конца направляющей;

L_0 – межопорная длина направляющей;

Наиболее тяжелый режим нагружения для направляющих при испытаниях на продольные и поперечные перемещения. Наиболее тяжелые режимы нагружения вала – испытания на продольное и поперечное перемещения, а также поворот вала.

Расчет жесткости элементов конструкции стенда при различных испытаниях. Определение размеров сечений.

Расчет направляющих

Определим прогибы концов направляющих при наиболее тяжелых случаях нагружения.

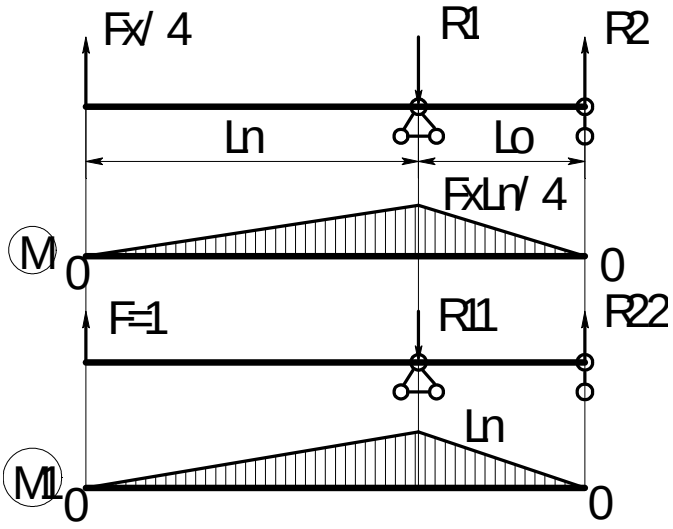


Рисунок 1.10 – Грузовые и единичные эпюры изгибающих моментов для направляющей при расчете перемещений по методу Верещагина.

Расчетная схема для определения величины прогиба направляющих при испытаниях на продольное и поперечное перемещения не имеет отличий при рассмотрении в направлении прогиба, поэтому рассмотрим приведенную к направлению прогиба расчетную схему.

Построим эпюры изгибающих моментов грузовые и эпюры изгибающих моментов единичные (рисунок 1.10).

Перемножим площади участков грузовых эпюр на ординаты единичных эпюр, соответствующих центру тяжести грузовых

$$y = \frac{1}{EJx}\left(\left(\frac{2}{3}Ln\right)\left(\frac{1}{2}\left(\frac{FxLn}{4}\right)(Ln)\right)+\left(\frac{2}{3}Ln\right)\left(\frac{1}{2}\left(\frac{FxLn}{4}\right)(Lo)\right)\right) \qquad (1.1)$$

где: y – величина прогиба, мм; E – модуль Юнга, МПа; Jx – момент инерции сечения.

В соответствии с полученной формулой прогиба конца вала определим размеры сечения направляющей, которые бы обеспечили величину прогиба менее 0,003м.

В качестве анализируемых сечений выберем сплошное круглое и толстостенные трубы с толщиной стенки 0,01-0,03м

Расчет вала

Определим прогиб и угол закрутки середины вала при наиболее тяжелых случаях нагружения

Расчетная схема вала при испытаниях на продольное перемещение и поворот вала не имеют отличия, следовательно расчет для этих режимов нагружения ведем по одной схеме (рисунок 1.11)

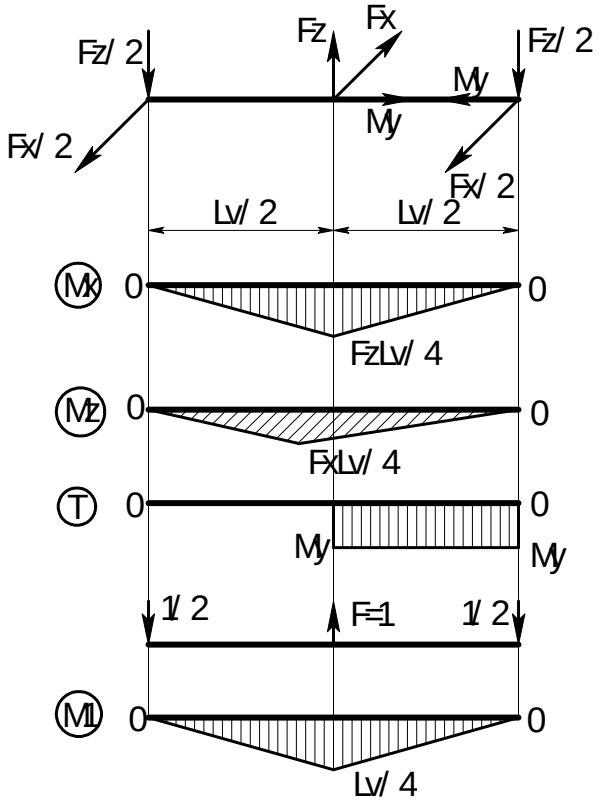


Рисунок 1.11 – Расчетная схема и эпюры вала при испытаниях на продольное перемещение и поворот

При расчете перемещений момент от эпюр Mx и Mz заменим суммарным моментом Msumm. Единичная сила лежит в плоскости эпюры Msumm

$$Msumm = \sqrt{\left(\frac{FzLv}{4}\right)^2 + \left(\frac{FxLv}{4}\right)^2} = \frac{Lv}{4}\sqrt{Fz^2 + Fx^2} \qquad (1.2)$$

где $Msumm$ - суммарный момент в плоскости изгиба.

Перемножим площади участков грузовых эпюр на ординаты единичных эпюр, соответствующих центру тяжести грузовых

$$y = \frac{1}{EJx}\left(\left(\frac{2}{3}\frac{Lv}{4}\right)\left(\frac{1}{2}\left(\frac{Lv}{4}\sqrt{Fz^2 + Fx^2}\right)\left(\frac{Lv}{2}\right)\right)\right) \quad (1.3)$$

В соответствии с полученной формулой прогиба середины вала определим размеры сечения, которые бы обеспечили величину прогиба менее 0,003м.

В качестве анализируемых сечений выберем сплошное круглое и толстостенные трубы с толщиной стенки 0,01-0,03м

Определим прогиб и угол закрутки середины вала при испытании на поперечное смещение.

Расчетная схема и единичные эпюры показаны на рисунке 1.12.

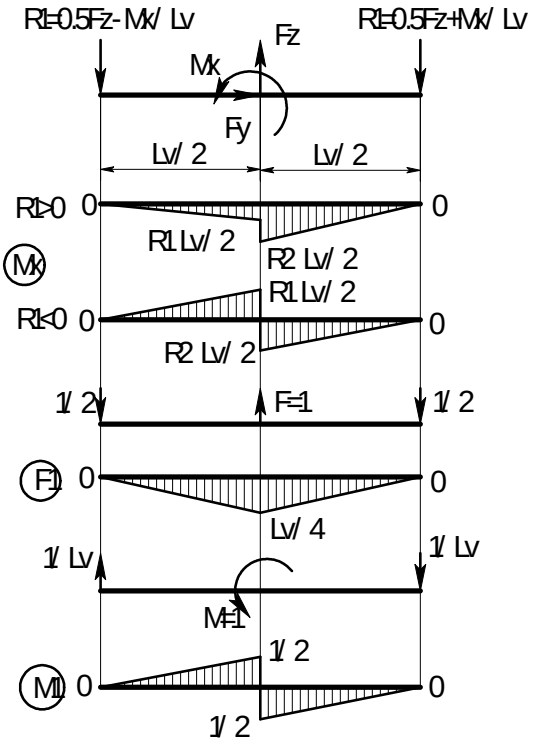


Рисунок 1.12 – Расчетная схема и эпюры вала при испытании на поперечное смещение

Для данной схемы нагружения определим угол закрутки и прогиб для середины вала

$$y = \frac{1}{EJx}\left(\left(\frac{2}{3}\left(\pm\frac{Lv}{4}\right)\right)\left(\frac{1}{2}\left(\frac{Fz}{2} - \frac{Mx}{Lv}\right)\left(\frac{Lv}{2}\right)\right) + \left(\frac{2}{3}\left(\frac{Lv}{4}\right)\right)\left(\frac{1}{2}\left(\frac{Fz}{2} + \frac{Mx}{Lv}\right)\left(\frac{Lv}{2}\right)\right)\right) \quad (1.4)$$

$$\theta = \frac{1}{EJx}\left(\left(\mp\frac{2}{3}\cdot\frac{1}{2}\right)\left(\frac{1}{2}\left(\frac{Fz}{2} - \frac{Mx}{Lv}\right)\frac{Lv}{2}\right) + \left(\frac{2}{3}\cdot\frac{1}{2}\right)\left(\frac{1}{2}\left(\frac{Fz}{2} + \frac{Mx}{Lv}\right)\frac{Lv}{2}\right)\right) \quad (1.5)$$

где: θ - угол закрутки середины вала.

Знак перед слагаемым зависит от знака реакции R1

В соответствии с полученной формулой прогиба середины вала определим размеры сечения, которые бы обеспечили величину прогиба менее 0,003м и угол закрутки середины вала не более 0,5°.

В качестве анализируемых сечений выберем сплошное круглое и толстостенные трубы с толщиной стенки 0,01-0,03м.

Результаты расчета на жесткость

Результаты проведенных расчетов приведены в таблице 1.3

Таблица 1.3 – Результаты анализа жесткости направляющих и вала

Максимальный прогиб конца направляющей	0,9	мм
Максимальный прогиб середины вала	1,2	мм
Максимальный угол изгиба середины вала	0,062	градуса

В качестве сортамента для изготовления направляющих и вала применим унифицированную трубу Внешний диаметр 150мм, толщина стенки 25мм.

Для испытаний колес малых диаметров может быть использована труба или цельный вал диаметром 100мм со сменными втулками на концах.

Расчет привода исполнительных механизмов стенда

Электродвигатель

Для того, чтобы унифицировать электрические схемы регулирования и упростить аппаратную часть было принято решение осуществить привод механики стенда от электродвигателей одной марки. Для предварительного расчета был выбран электродвигатель АИР 132S4. Его краткие технические характеристики представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Краткие технические характеристики приводного электродвигателя

Мощность номинальная	7,5	кВт
Частота вращения синхронная	1500	мин-1
Момент номинальный	47,7	Нм

Расчет привода вертикальных винтов

Вертикальное перемещение вала с колесом осуществляется с помощью двух вертикальных винтов через гайки траверс вала. Передача момента от электродвигателя к грузовым винтам может осуществляться с использованием цепной передачи

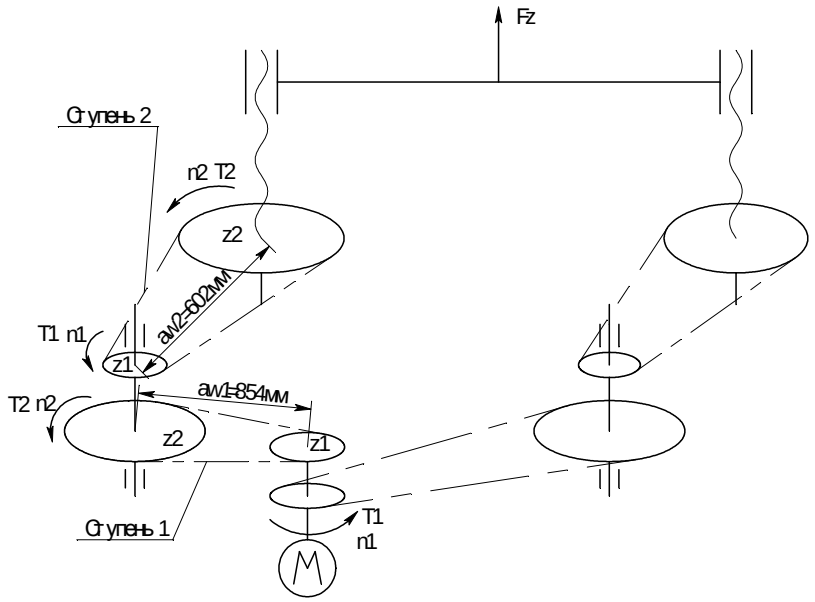


Рисунок 1.13 – Кинематическая схема привода вертикальных винтов

Расчет винта. Вначале необходимо произвести расчет винтовой пары, чтобы определить шаг винта и руководствоваться им при построении кинематических соотношений. Расчет произведем исходя из привода одного винта [1.12].

Таблица 1.5 – Исходные данные для расчета:

Вертикальная растягивающая нагрузка	24,525	Н
Необходимая линейная скорость перемещения гайки	0,001	м/с

Внутренний диаметр винта ориентировочно определяем по пониженному на 30% допустимому напряжению.

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot 0.7\left[\sigma_p\right]}} \tag{1.7}$$

где d_1- внутренний диаметр винта, мм; Q – вертикальное усилие, Н; $\left[\sigma_p\right]$ – допускаемое нормальное напряжение, МПа.

Далее по полученному размеру выбирается одна из стандартных трапецеидальных или прямоугольных резьб.

При проектировании грузового винта должно выполняться условие самоторможения резьбы, позволяющее отказаться от применения стопорящих устройств и механизмов

$$tg\ \beta = \frac{p}{\pi d_2} \tag{1.8}$$

где p- шаг резьбы; d_2- средний диаметр резьбы; β- угол подъема винтовой линии.

Крутящий момент, необходимый для привода винта

$$M_{kp} = Q\frac{d_2}{2}tg\ (\beta + \rho) \tag{1.9}$$

где ρ -–*угол трения*

Расчет винта на прочность ведем от совместного действия сжатия и кручения

$$\sigma_{ПР} = \sqrt{\sigma_P^2 + 4\tau_{KP}^2} \quad (1.10)$$

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{0.2\, d_1^3} \quad (1.11)$$

Условие достаточной прочности

$$\sigma_{ПР} \leq [1.\sigma_P] \quad (1.12)$$

$$\sigma_P = 70 - 90\text{МПа}$$

Определяем высоту гайки и количество работающих витков резьбы исходя из соотношения

$$10 \geq z \geq \frac{400}{\pi(d_2 - d_1^2)[1.q]} \quad (1.13)$$

где $[1.q]$- допускаемое давление материала в контактной паре.

После проведения расчета определяем коэффициент запаса

$$K = \frac{\sigma_P}{\sigma_{ПР}} \quad (1.14)$$

Высокий коэффициент запаса выбран исходя из необходимости унифицировать винты, применяемые в конструкции стенда, а также возможными 100% перегрузками при обрыве одной из приводных цепей и приложении всего момента электродвигателя на 1 винт.

По результатам расчета опеделен требуемый крутящий момент на валу приводного винта, шаг применяемого винта. Определим основные параметры привода винта.

Необходимая частота вращения винта может быть найдена из соотношения:

$$n = \frac{V}{p} \cdot 60 \quad (1.15)$$

где V- требуемая скорость перемещения гайки, м/с.

Параметры привода представлены в таблице 1.6:

Таблица 1.6 – Характеристика привода вертикального винта

Момент на валу	M_{kp}	124,646	Нм
Частота оборотов винта	n	20	$мин^{-1}$

Исходя из параметров выбранной модели электродвигателя определим структуру привода вертикального винта.

Расчет цепной передачи привода вертикальных винтов. Привод обоих винтов осуществляется делением потока мощности от одного двигателя через две цепные передачи.

Цепные передачи целесообразно выполнить двухступенчатыми для обеспечения лучшей компоновки.

Все применяемые в данном стенде передачи имеют определенные компоновочные ограничения. Поэтому приведенная ниже методика универсальна и подходит для расчета любой из используемых в данной конструкции приводных передач

Для расчета необходимо иметь:

а) кинематическую схему передачи;

б) ограничения, накладываемые условиями компоновки привода;

в) частоту вращения n_1 ведущей звездочки и передаточное число u;

г) вращающий момент T_1;

д) условия эксплуатации;

Кинематическая схема и габариты цепной передачи определяются внешними диаметрами D_e звездочек, межосевым расстоянием a и расположением передачи в пространстве (углом ψ наклона линии центров звездочек к горизонту).

Исходные величины n_1, u, T_1 определяются в кинематическом расчете привода.

Максимально допустимые u цепных передач

при $v < 2$ м/с – тихоходные передачи: u до 10;

при $2 < v < 6$ м/с – среднескоростные передачи: u до 6;

при $v > 6$ м/с – быстроходные передачи: u до 3

Расчет цепной передачи следует начинать с определения передаточного числа и предварительной разбивки по ступеням, если таковых будет несколько. В данной конструкции для привода быстроходной и тихоходной ступеней предполагается применять одинаковые цепи, поэтому из условия равнопрочности основная часть передаточного отношения реализуется на быстроходной ступени, для тихоходной при предварительных расчетах задаемся передаточным числом $u_2 = 1{,}5$.

Условия эксплуатации при расчете цепных передач учитываются коэффициентом эксплуатации $K_Э$ [1.13]

$$K_Э = K_д \cdot K_a \cdot K_н \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж} \cdot K_т \qquad (1.16)$$

где $K_д$ – коэффициент динамичности нагрузки: плавная работа, равномерная нагрузка (например, ленточные, цепные транспортеры) $K_д = 1$; при нагрузке с толчками, ударами (конвейеры с колебаниями нагрузки, металлорежущие станки, строительные машины, судовые двигатели и т.д.) $K_д = 1{,}2…1{,}5$; при нагрузке с сильными ударами (прессы, дробилки, прокатные станы и т.д.) $K_д = 1{,}5…1{,}8$;

K_a - коэффициент длины цепи (межосевого расстояния a):

при $a = (30…50)P$, где P – шаг цепи, $K_a = 1$;

при $a < 25P$ $K_a = 1{,}25$;

при $a = (60…80)\,P$ $K_a = 0{,}9$;

$K_н$ – коэффициент угла ψ наклона передачи к горизонту:

при $\psi<45°$ $K_н = 1$;

при $\psi\geq45°$ $K_н = 0{,}15\sqrt{\psi}$;

$K_{рег}$– коэффициент регулирования (для нормального натяжения цепи):

при регулировании положения оси одной из звездочек $K_{рег}= 1$;

при регулировании оттяжными или нажимными звездочками (роликами) $K_{рег} = 1{,}1$;

для передач с нерегулируемыми осями звездочек $K_{рег} = 1{,}25$;

$K_{см}$ – коэффициент способа смазывания:

при непрерывной смазке в масляной ванне или от насоса $K_{см} = 0{,}8$;

при регулярных капельной или внутришарнирной смазках $K_{см} = 1$;

при периодическом смазывании $K_{см} = 1{,}5$;

$K_{реж}$ – коэффициент режима работы: $K_{реж} = \sqrt[3]{S}$, где S – число смен работы в сутки;

$K_т$ – температурный коэффициент: при $-25°< T < 150°$ С $K_т = 1$

Если по расчету получается $K_Э > 2…3$, то следует принять меры по улучшению работы передачи.

В проектировочном расчете предварительно определяют числа зубьев звездочек исходя из соотношений

$$z_1'_{\min} = 29 - 2u \geq 13; \quad z_2' = uz_1'_{\min} \leq 120 \qquad (1.17)$$

Далее определяют расчетный шаг цепи P', округляют его по стандарту, уточняют z_1, z_2 и фактическое u

В проектировочном расчете шаг P цепи определяют по основному критерию работоспособности – износостойкости шарниров :

$$P' = 28\sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{z_1[p]_o m_p}} \qquad (1.18)$$

где $[1.p]_o$ – допускаемое давление в шарнирах (МПа) для средних условий эксплуатации (таблица 5.19);

$m_р$ – коэффициент рядности цепи:

число рядов	1	2	3	4
$m_р$	1	1,7	2,5	3

Расчетное значение P' округляется в ближайшую большую сторону до стандартного P.

После округления P производят пересчет z_1 с уточнением $[1.p]_o$ по формуле:

$$z_1' = \frac{22 \cdot 10^3 T_1 K_э}{P^3 [p]_0 m_p} \geq z_{1\min} \qquad (1.19)$$

$$z_2 = z_1 u.$$

После определения расчетных параметром переходят к определению геометрических размеров зубчатых передач

После уточнения чисел зубьев z_1 и z_2 выбора шага P определяют окончательные значения диаметров звездочек [1.13]:

делительных

$$d_д = P/\sin(180°/z) \qquad (1.20)$$

вершин зубьев

$$D_e = P\,[1.0{,}5 + \operatorname{ctg}(180°/z)] \qquad (1.21)$$

Потребное число звеньев цепи [1.13]

$$W' = 2\,a_p + 0{,}5\,z_\Sigma + \Delta^2 / a_p \qquad (1.22)$$

где $a_p = a/P$ - межосевое расстояние, выраженное в шагах

$z_\Sigma = z_1 + z_2$ – суммарное число зубьев;

$\Delta^2 = [1.(z_2 - z_1)/2\pi]^2$

Число звеньев W' округляется до ближайшего целого (предпочтительно четного) числа.

Длина цепи в метрах

$$L = 10^{-3} WP \qquad (1.23)$$

Окончательное межосевое расстояние [1.13]:

$$a = 0{,}25\,P[W - 0{,}5 z_\Sigma + \sqrt{(W - 0{,}5 z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}\,] \qquad (1.24)$$

Для нормальной работы цепь должна иметь некоторое провисание, поэтому величину a уменьшают [1.13] на $\Delta a = (0{,}002 \ldots 0{,}004)\,a$.

После выполнения проверочного расчета и определения расчетных параметров выполняют проверочный расчет

Давление в шарнирах (МПа) проверяется по формуле:

$$P = \frac{2000\,T_1 K_Э}{d_{Д1} A_ш m_p} \leq [p]_0 \qquad (1.25)$$

где $A_ш$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи, мм^2 $[1.p]_0$ – по табл.1 (определено [1.17] при базовой долговечности L_h = 10000…15000 часов).

Допустимое превышение расчетного давления $\Delta p = 100([1.p]_0 - p)/[1.p]_0$ % не более 5%. При нарушении этого условия следует в первую очередь увеличить z_1, что увеличивать $d_{д1}$ и уменьшать p.

Проверка статической прочности цепи производится по величине коэффициента безопасности S [1.14]:

$$S = F_{разр}/F_{1\,max} \geq [S] \qquad (1.26)$$

где $F_{разр}$ – разрывное усилие цепи по ГОСТ

$$F_{1max}=K_д F_t + F_q + F_v \qquad (1.27)$$

F_{1max} - наибольшее натяжение ведущей ветви цепи,

где $F_t = 2000T_1/d_{д1}$ – полезное (окружное) усилие цепи;

$F_q = 60qa\cos\psi$ -натяжение от силы тяжести цепи (q кг/м – масса одного метра цепи по ГОСТ) [1.13];

$F_v = qv^2$ – натяжение цепи от центробежных сил.

Здесь скорость цепи

$$v = \pi\, d_{д1}\, n_1/60000 \qquad 1.28$$

Допускаемые значения [1.S] принимаем равным 2 ввиду конструктивного отсутствия ударов и перегрузок в работе передач, а также малых окружных скоростей.

Расчет привода перемещения платформы

Перемещение платформы относительно поворотного стола осуществляется с помощью винта, передача момента от электродвигателя к винту осуществляется с помощью цепной передачи

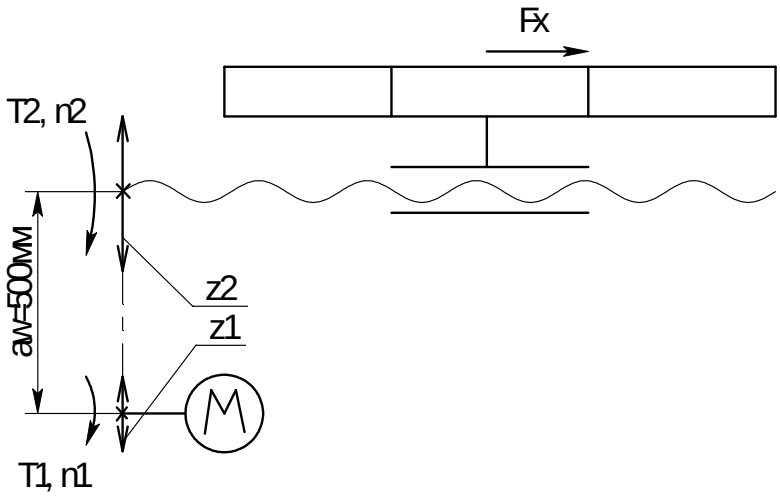


Рисунок 1.14 – Кинематическая схема привода перемещения платформы

Расчет винтовой пары. Вначале необходимо произвести расчет винтовой пары, чтобы определить шаг винта и руководствоваться им при построении кинематических соотношений. Расчет произведем по методике, изложенной выше.

Высокий коэффициент запаса выбран исходя из необходимости унифицировать винты, применяемые в конструкции стенда, а также для обеспечения устойчивости винта горизонтальных перемещений платформы

Так как рассматриваемый винт работает как на растяжение, так и на сжатие, необходимо выполнить расчет устойчивости винта при работе на сжатие.

При расчете на устойчивость определяется величина запаса устойчивости:

$$n_y = \frac{P_{KP}}{Q} \geq 4 \tag{1.29}$$

Для проведения расчета на устойчивость необходимо определить гибкость винта:

$$\lambda = \frac{l}{i} \tag{1.30}$$

где

$i = \frac{d}{4}$ - радиус инерции винта.

После определения гибкости винта необходимо проверить, выполняется ли соотношение:

$$\lambda > \lambda_{пред} \tag{1.31}$$

Если оно выполняется, то расчет необходим вести по формуле Эйлера, если нет, то по критическим напряжениям.

Формула Эйлера:

$$P_{KP} = \frac{\pi E J_{расч}}{l^2} \tag{1.32}$$

где: P_{KP}- критическая сила, Н; E - модуль Юнга, МПа; $J_{расч} = 0{,}01\left(2 + 3\frac{d}{d_1}\right)d_1^4$ – момент инерции поперечного сечения винта, $мм^4$.

Расчет по критическим напряжениям

$$\sigma_{KP} = 321 - 1.16\lambda \tag{1.33}$$

$$P_{KP} = \frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{KP} \tag{1.34}$$

По результатам расчета определен требуемый крутящий момент на валу приводного винта, шаг применяемого винта. Определим основные параметры привода винта.

Необходимая частота вращения винта может быть найдена из соотношения:

$$n = \frac{V}{p} \cdot 60 \tag{1.35}$$

где

V- требуемая скорость перемещения гайки, м/с

Параметры привода представлены в таблице 1.7:

Таблица 1.7 – Характеристика привода горизонтального винта

Момент на валу	M_{kp}	203,6185	Нм
Частота оборотов винта	n	20	$мин^{-1}$

Расчет цепной передачи привода перемещения платформы. Привод винта перемещения платформы представляет собой цепную передачу одноступенчатую с горизонтально распложенными валами

Расчет цепных передач выполняем по методике, изложенной выше.

Расчет привода поворота платформы

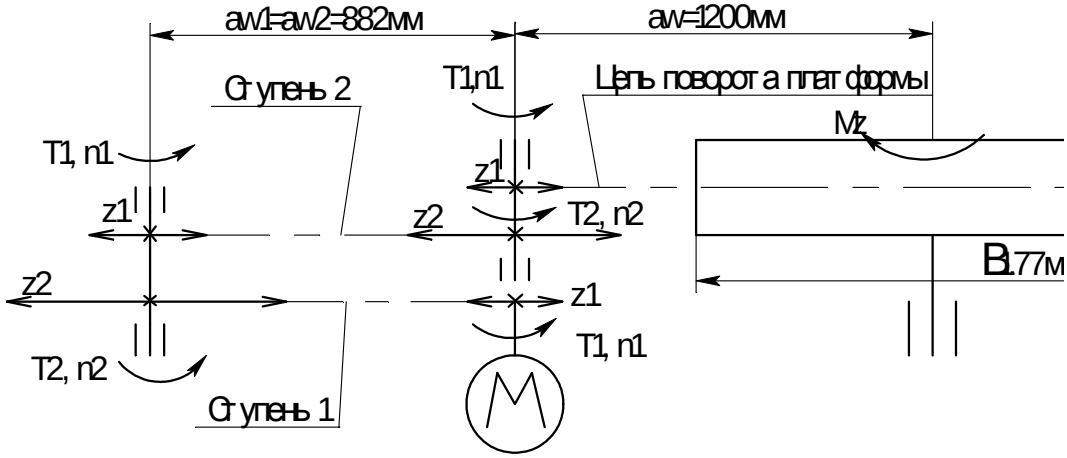


Рисунок 1.15 – Кинематическая схема привода поворота платформы

Расчет цепи привода поворота платформы. Поворот платформы реализован с помощью цепной передачи. Привод ведущей звездочки осуществляется через двухступенчатую цепную передачу.

Расчет привода ведущей звездочки. Привод ведущей звездочки осуществляется через двухступенчатую цепную передачу.

Расчет привода поворота вала.

Вал, на котором установлено колесо, может передавать существенный момент. В связи с этим было принято решение применить комбинированный привод поворота для удешевления конструкции в целом

Привод поворота вала осуществляется с помощью троса, закрепленного на барабане, установленном на валу, с помощью лебедки через систему полиспастов. Это позволяет существенно увеличить передаваемый момент без применения дорогостоящих передач.

Предварительное натяжение тросов обеспечивается с помощью противовеса.

Кинематическая схема привода приведена на рисунке 1.16.

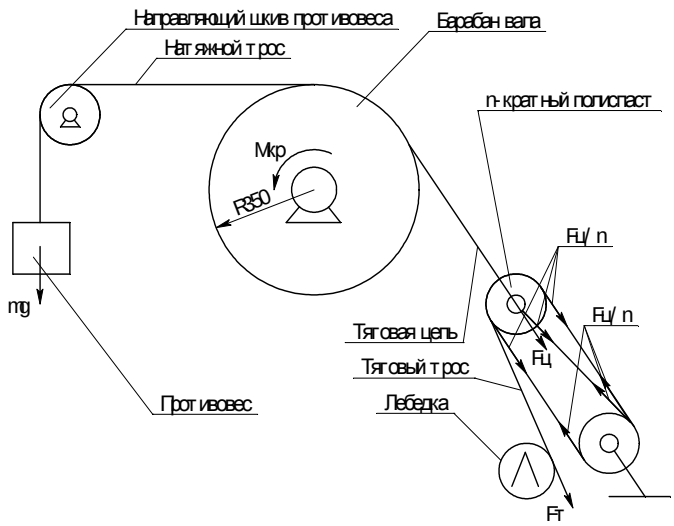


Рисунок 1.16 – Кинематическая схема привода поворота вала

Цепь, приводящую во вращение барабан, можно подобрать по следующим закономерностям:

Предполагаемые к использованию в данной передаче цепи короткозвенные некалиброванные характеризуются относительной сложностью предсказания вероятности разрушения, поэтому по рекомендациям имеют довольно большой коэффициент запаса

По разрушающей нагрузке цепь может быть подобрана исходя из соотношения:

$$S_{max} n_ц \leq S_{разр} \tag{1.36}$$

где :

$n_ц = 6$ - коэффициент запаса;

S_{max} – максимально действующее усилие;

$S_{разр}$ – разрушающее усилие цепи.

При работе цепи с использованием барабанов, блоков, на их диаметр накладываются определенные ограничения для обеспечения равномерности нагрузки по звеньям

$$D_2 \geq ed \tag{1.37}$$

где:

D_2 – диаметр барабана или блока;

$e = 20$ – коэффициент;

d – калибр цепи (диаметр прутка);

Для работы полиспаста требуется стальной канат. Подберем его характеристики, удовлетворяющие необходимым требованиям пользуясь следующей методикой, аналогичной методике подбора цепи:

По разрушающей нагрузке канат может быть подобран исходя из соотношения:

$$S_{max} n \quad \leq S_{разр} \tag{1.38}$$

где :

$n \quad = 5$ - коэффициент запаса;

S_{max} – максимально действующее усилие;

$S_{разр}$ – разрушающее усилие каната.

При работе стального каната с использованием барабанов, блоков, на их диаметр накладываются определенные ограничения для ограничения перегибов каната, повышения кпд привода и увеличения ресурса каната.

$$D_2 \geq ed \tag{1.39}$$

где:

D_2 – диаметр барабана или блока;

$e = 20 \ (18 - 25)$ – коэффициент;

d – диаметр троса;

В ряде случаев полученный диаметр можно уменьшать на 15-18% при малых углах перегиба, проектировании направляющих блоков.

В качестве лебедки выбираем автомобильную электролебедку самовытаскивания СПРУТ -9000 с рабочим напряжением 12 или 24В, тяговым усилием на первом слое не менее 39200Н и емкостью барабана не менее 10м. троса применяемого размера

1.4 Теоретическое и экспериментальное исследование радиальной жесткости шин сверхнизкого давления

При движении ТС шина претерпевает сложные деформации, изменяющие ее первоначальную форму и размеры отдельных элементов. При этом максимальные деформации соответствуют участкам шины, находящимся в зоне контакта с опорной поверхностью. Основной нагрузкой воспринимаемой шиной является нормальная нагрузка, приводящая к образованию радиального прогиба шины [1.25-26].

Радиальный (нормальный) прогиб шины является одной из важнейших характеристик, обуславливающий мембранные и изгибные напряжения, определяющие ее работоспособность. На основании зависимости нормального прогиба от нормальной нагрузки (нагрузочной характеристики) определяются несущая способность шины и ее жесткость или эластичность. Чрезмерное увеличение прогиба приводит к повышению напряжения в материале шины, повышенному теплообразованию, снижению усталостной прочности и долговечности, а также к увеличению сопротивления качению шины. Для практических расчетов необходимо знать зависимость между нормальным прогибом шины и ее конструктивными и эксплуатационными параметрами.

Нагрузочная характеристика может быть рассчитана методами внутренней механики с помощью математических моделей. Однако чаще применяются эмпирические и полуэмпирические зависимости, позволяющие оценить нормальный прогиб в зависимости от нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине. Наиболее известными из указанных зависимостей являются выражения приведенные ниже.

Формула Р. Хедекеля, позволяющая на этапе проектирования ТС получить предварительную оценку нагрузочных параметров шины при внутренних давлениях воздуха не менее 0,18 МПа [1.25, 26, 27]:

$$G_{\text{к}} = \pi\, p_W\, h_Z \sqrt{2\, R_{\text{пр}}\, D}\,, \qquad (1.40)$$

где h_Z – нормальная деформация шины;

p_W – внутреннее давление воздуха в шине;

D – наружный диаметр шины;

$R_{\text{пр}}$ – радиус кривизны протектора

При этом сделаны следующие допущения: среднее давление на опорную поверхность равно внутреннему давлению воздуха в шине, поверхность контакта имеет форму эллипса, шина вне зоны контакта не деформируется.

Если радиус кривизны протектора неизвестен, то при расчетах часто пользуются его приближенным значением $R_{\text{пр}} = \frac{B}{2}$, где В – ширина профиля шины. Тогда выражение 1.1 можно записать в виде:

$$G_{\text{к}} = \pi\, p_W\, h_Z \sqrt{2BD}\,, \qquad (1.41)$$

Формула В.Л. Бидермана [1.20, 27, 30]:

$$G_{\text{к}} = \frac{h_Z^2}{C_1 + C_2 \dfrac{h_Z}{p_W + p_0}}\,, \qquad (1.42)$$

где р0 = 0,1− 0,3кг / см2 – давление в контакте шины при отсутствии в ней давления воздуха. Для широкопрофильных шин регулируемого давления р0 = 0,3кг / см2;

С1и С2– постоянные для данной шины коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров шины и материалов.

$$C_1 = \frac{\psi_1 h_{\text{пр}}}{K_{\text{Н}} \psi_2 E_{\text{пр}} \pi \sqrt{2\, R_{\text{пр}}\, D}}\,, \qquad 1.43$$

где КН – коэффициент насыщенности рисунка протектора шины;

ψ1 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давлений по площади контакта шины;

ψ2 – коэффициент увеличения жесткости шины в связи с затрудненностью поперечных деформаций;

Enp – модуль упругости протекторной резины;

hnp – толщина протектора.

$$C_2 = \frac{1}{k_1 \pi \sqrt{2 R_{\text{пр}} D}}, \qquad 1.44$$

где k1 = 0,7−1,0 – отношение изменения объема шины при нормальном прогибе к объему эллиптического сегмента, получаемого при сечении шины плоскостью.

Подставив выражения С1 и С2 в формулу 1.42 и учитывая, что 2Rпр = В получим:

$$G_{\text{к}} = \frac{h_Z^2 \pi \sqrt{BD}}{\frac{\psi_1 h_{\text{пр}}}{K_{\text{Н}} \psi_2 E_{\text{пр}}} + \frac{h_Z}{p_W + p_0}}, \qquad (1.45)$$

Для шин с дорожным рисунком протектора С1=0,001-0,002 см2/кг. Меньшие величины относятся к шинам с малорасчлененным рисункам протектора и шинам, монтируемым на широкие обода. У шин с рисунком протектора повышенной проходимости С1=0,003-0,035 см2/кг

Б.В. Ненахов уточнил формулы В.Л. Бидермана для постоянных коэффициентов С1 и С2:

– для широкопрофильных шин с нерегулируемым давлением воздуха [1.3]:

$$C_1 = (2{,}2 \div 4{,}0) \frac{h_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}} \sqrt{2 R_{\text{пр}} D}}, \qquad 1.46$$

$$C_2 = \frac{0{,}95 \div 1{,}45}{\pi \sqrt{2 R_{\text{пр}} D}}, \qquad 1.47$$

– для широкопрофильных шин с регулируемым давлением воздуха:

$$C_1 = (3{,}38 \div 5{,}45) \frac{h_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}} \sqrt{2 R_{\text{пр}} D}}, \qquad 1.48$$

$$C_2 = \frac{0{,}76 \div 1{,}37}{\pi \sqrt{2 R_{\text{пр}} D}}, \qquad 1.49$$

Если пренебречь деформацией протектора (С1=0), то выражения 1.42 – 1.45 принимают более простую форму:

$$G_{\text{к}} = k_1 \pi h_Z (p_W + p_0) \sqrt{BD}. \qquad (1.50)$$

Формула Я.С. Агейкина [1.20,25,26]:

$$G_{\text{к}} = \frac{\pi}{4} h_Z \left(p_W + p_0\right)\left(\frac{B}{H} + \frac{3H}{2B}\right)\left(1 - \frac{h_Z}{B}\right)\sqrt{D\,h_Z - h_Z^2}, \quad (1.51)$$

Формула Хэлла [1.20, 22]:

$$G_{\text{к}} = K\, p_W^{0,585} B_1^{1,3}\left(d + B\right), \quad (1.52)$$

где К = 0,0810 ÷ 0,0978 – для широкопрофильных шин, заменяющих двухскатные колеса;

К = 0,1096 ÷ 0,1254 – для широкопрофильных шин, заменяющих одинарные шины;

К = 0,077 ÷ 0,094 – для широкопрофильных шин регулируемого давления воздуха;

В1 – приведенная ширина профиля шины:

$$B_1 = \frac{B - 0{,}46\, B_{\text{об}}}{0{,}713},$$

где Воб – ширина обода.

Формула Б.В. Ненахова [1.30]:

$$G_{\text{к}} = \frac{p_W h_Z \sqrt{R_{\text{пр}} D}}{C_1 p_W + C_2}, \quad (1.53)$$

где С1 = 0,0489 – 0,0532 и С2 = 0,142 – 0,166 – для широкопрофильных шин нерегулируемого давления воздуха с отношением $\frac{H}{B} = 0{,}63 \div 0{,}80$;

С1 = 0,0502 – 0,0840 и С2 = 0,144 – 0,234 – для широкопрофильных шин нерегулируемого давления воздуха с отношением $\frac{H}{B} = 0{,}58 \div 0{,}63$;

С1 = 0,0744 – 0,0820 и С2 = 0,117 – 0,229 – для широкопрофильных шин регулируемого давления воздуха.

Формула В.И. Котляренко [1.30]:

$$h_Z = h_{Z0} + C\frac{G_k}{\sqrt{p_W}}, \quad (1.54)$$

где hZ = 0,0054 – 0,0137 – постоянный для данной шины коэффициент, м;

С = 0,0334 − 0,0638 – постоянный для данной шины коэффициент, кН-0,5;

GK – нормальная нагрузка на шину, кН;

pW – внутреннее давление воздуха в шине, кПа.

Значения коэффициентов hZ0 и С приведены в таблице 1.3

Таблица 1.8 – Значения коэффициентов hZ0 и С в формуле 1.54

Типоразмер шин	hZ0	C
530/70-21 LT	0,0074	0,0364

Для проверки адекватности приведенных выражений применительно к шинам сверхнизкого давления проведены расчеты допускаемых нормальных нагрузок для шести моделей шин при заданном прогибе и внутреннем давлении воздуха в в них. Базовая нагрузка 6000 Н. Результаты расчетов по формулам 1.40, 1.42, 1.51, 1.52 и 1.54 приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.9 – Результаты расчетов по приведенным формулам

Шина	pW, МПа	hZ, мм	GK, Н А.1	GK, Н А.3	GK, Н А.6	GK, Н А.7	GK, Н А.9
530/70-21	0,06	38	6080	4970	4390	11550	6250
	0,04	44	4690	4100	4250	9210	6190
	0,02	56	2990	3140	4280	6090	5740

Формула 1.52 Хелла дает наибольшую погрешность – до 360%. При этом при давлении внутреннего воздуха 0,02 МПа она имеет лучшую сходимость. Ошибка составляет от 5% до 27%. Для шины 38х18.00-16 эта формула не применима, так как при всех давлениях внутреннего воздуха ошибка составляет более 200%.

Формула 1.1 Р. Хедекеля наоборот не применима при давлениях внутреннего воздуха в шинах 0,02МПа, ошибка может составлять от 23% до 200%. При давлениях внутреннего воздуха в шине 0,04 МПа и 0,06 МПа ошибка составляет 28-48%.

Расчеты по формуле 1.3 В.Л. Бидермана могут дать погрешность до 53%. Формула имеет лучшую сходимость при более высоких значениях внутреннего давления воздуха в шине. При давлениях внутреннего воздуха в шине 0,06 МПа ошибка не превышает 21-22%.

Формула 1.50 Я.С. Агейкина по сравнению с другими исследованными зависимостями более 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.

Расчет по формуле 1.53 Б.В. Ненахова дает погрешность в 2-3 раза. Как видно из вышеизложенного, при расчетах по ранее предложенным формулам можно получить достаточно большую погрешность. Это можно объяснить тем, что упомянутые зависимости были получены в основном для многослойных шин высокого и низкого давления.

При расчетах по формуле В.И. Котляренко 1.9, полученной на основании регрессионного анализа нагрузочных характеристик наиболее распространенных образцов ШСНД, погрешность не превышает 10,5%.

Наиболее точное описание различных свойств шины дают исследования конкретных моделей шин на стендах. Исследования нагрузочных характеристик пневматических шин сверхнизкого давления проводят на твердой опорной поверхности в соответствии с нагрузочными рядами заводов изготовителей.

Нагрузочные характеристики (зависимость радиальной деформации hZ от вертикальной нагрузки на колесо GK) при различных значениях внутреннего давления воздуха в шинах представлены на рисунке 1.17

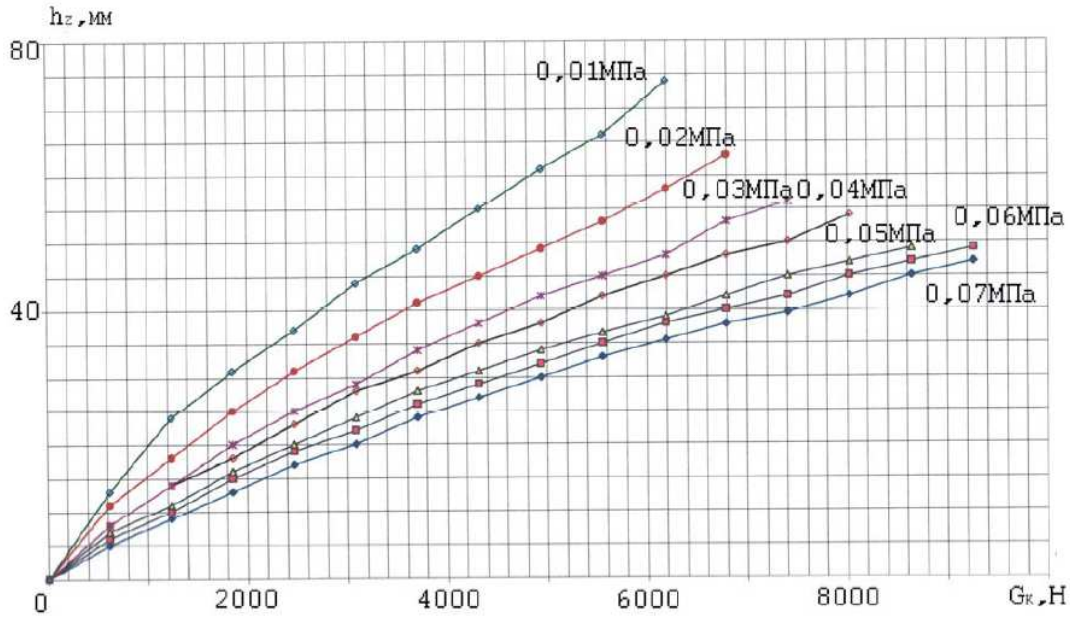


Рисунок 1.17 – Нагрузочная характеристика шины 530/70-21LT Арктиктранс

1.5 Определение тангенциальной жесткости ШСНД

В работе [1.30] представлены зависимости тангенциальной деформации шин от тангенциальных нагрузок при различных вертикальных нагрузках на колесо и внутренних давлениях воздуха в шинах. Пример такой зависимость для шины 530/70-21LT приведен на рисунке 1.23. В точках резкого возрастания зависимостей отмечена потеря работоспособности шин (скольжение).

Показанная зависимость с достаточной точностью аппроксимируется выражением:

$$X = \lambda_X \cdot P_X, \qquad (1.55)$$

где λ_X – коэффициент тангенциальной эластичности;

PX – тангенциальная нагрузка;

X – тангенциальная деформация.

Тогда тангенциальную жесткость можно найти по формуле:

$$C_X = \frac{P_X}{X} = \frac{1}{\lambda_X}, \quad (1.56)$$

Коэффициент λ_X следует выбирать по таблицам 1.5. Учитывая, что тангенциальная жесткость мало зависит от внутреннего давления воздуха в шине, ее можно принимать по среднему значению одинаковой для рассмотренных диапазонов давлений. Тогда коэффициент λX можно выбирать по таблице 1.10 Погрешность вычислений при этом не превышает 7-9%. В этих же таблицах приведены величины предельных нагрузок PXпред.

Таблица 1.10 – Шина 530/70-21LT

pW, МПа	GK=8000H		GK=6000H		GK=4000H		GK=2000H	
	10 λX	PXпред, H	10 λX	PXпред, H	10 λX	PXпред, H	10 λX	PXпред, H
0,06	0,139	5100	0.144	3900	0,148	2600	0,159	1400
0,05	0,138	4200	0,141	3300	0.128	2200	0.123	1300
0,04	0,136	4400	0.132	3500	0.128	2600	0.123	1300
0,03	0,120	4500	0,124	3400	0.128	2500	0,120	1500
0,02			0,133	3300	0,133	2400	0,120	1600
Ср.	0,133	4550	0,135	3480	0,133	2460	0,133	1130

1.6 Определение боковой жесткости шин.

В работе [1.3] также представлены зависимости боковой деформации шин о боковых нагрузок при различных вертикальных нагрузках на колесо и внутренних давлениях воздуха в шинах. Пример такой зависимость для шины 530/70-21LT приведен на рисунке 1.17 В точках резкого возрастания зависимостей также отмечена потеря работоспособности шин (скольжение).

Показанная зависимость с достаточной точностью аппроксимируется выражением:

$$Y = \lambda_Y \cdot P_Y, \quad (1.57)$$

где λ_Y – коэффициент боковой эластичности;

P_Y – боковая нагрузка;

Y – боковая деформация.

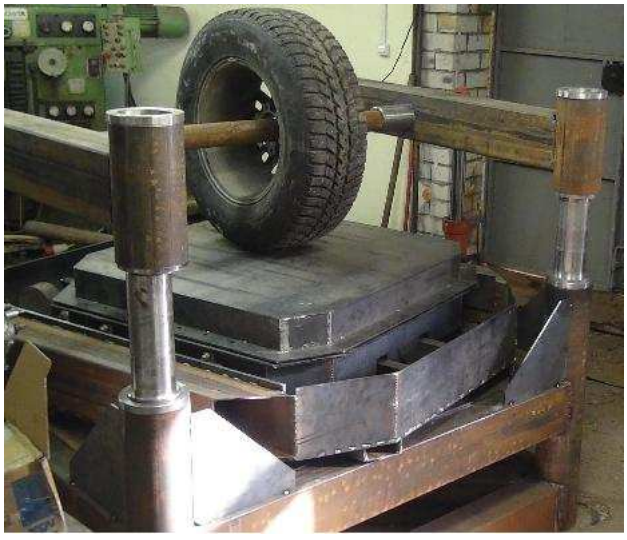
Тогда боковую жесткость можно найти по формуле:

$$C_Y = \frac{P_Y}{Y} = \frac{1}{\lambda_Y}, \qquad (1.58)$$

Боковая жесткость зависит от внутреннего давления воздуха в шине, уменьшается по мере снижения давления воздуха в шине с 0,06 МПа до 0,02 МПа на 33-78% в зависимости от типоразмера и модели шины. По мере снижения нормальной силы величина предельных нагрузок также уменьшается. В таблицах 1.6 приведены значения λ_Y и PYпред..

Таблица 1.11 – Шина 530/70-21LT

pW, МПа	GK=8000H		GK=6000H		GK=4000H		GK=2000H	
	10 λY	PYпред, H	10 λY	PYпред, H	10 λY	PYпред, H	10 λY	PYпред, H
0,06	0,091	4400	0.093	3300	0,105	2250	0,098	1150
0,05	0,097	4300	0,099	3350	0.093	2200	0.081	1200
0,04	0,093	4050	0.110	3200	0,110	2200	0,107	1150
0,03	0,126	4000	0,119	3000	0,115	2250	0,125	1100
0,02			0,132	2950	0,139	2100	0,136	1150
Ср.	0,111	3190	0,119	3160	0,114	2200	0,126	1150



а) б)

Рисунок 1.18 – Нагружения шины тангенциальной (а) и боковой (б) нагрузками

1.7 Определение крутильной жесткости шин.

Зависимость крутильной деформации шин от крутящего момента при различных вертикальных нагрузках на колесо и внутренних давлениях воздуха в шинах представляет значительный практический интерес. Пример такой зависимости для шины 530/70-21LT

приведен на рисунке 1.19 [1.27]. В точках резкого возрастания зависимостей отмечена потеря работоспособности шин (скольжение).

Показанная зависимость с достаточной точностью аппроксимируется выражением:

$$\beta = \lambda_\beta \cdot M_{кр}, \quad (1.59)$$

где λ_β – коэффициент крутильной эластичности;

Мкр – крутящий момент;

β – угол закрутки шины.

Тогда крутильную жесткость можно найти по формуле:

$$C_\beta = \frac{M_{кр}}{\beta} = \frac{1}{\lambda_\beta}, \quad (1.60)$$

В таблицах 1.12 приведены значения коэффициента λβ и предельных моментов Мкр. исследуемых шин.

Таблица 1.12 – Шина 530/70-21LT

pW, МПа	GK=8000H		GK=6000H		GK=4000H		GK=2000H	
	10-3 λβ	Мкр, Нм	10-3 λβ	Мкр, Нм	10-3 λβ	Мкр, Нм	10-3 λβ	Мкр, Нм
0,06	0,76	3000	0.76	2800	0,78	1600	0,67	900
0,05	0,75	2450	0,72	1950	0.63	1320	0.62	700
0,04	0,79	2450	0.69	2050	0,64	1400	0,58	700
0,03	0,66	2600	0,69	2000	0,59	1500	0,57	750
0,02			0, 68	1950	0,64	1400	0,59	800
Ср.	0,74	2620	0,71	2150	0,66	1440	0,61	770

Крутильная жесткость мало зависит от внутреннего давления воздуха в шине и ее можно принимать по среднему значению одинаковой для рассмотренных диапазонов давлений. Погрешность при этом допущении не превышает 12%.

1.8 Определение зависимости бокового увода шин сверхнизкого давления от боковой силы.

Одной из важнейших характеристик шины, влияющей на управляемость и устойчивость ТС, является зависимость бокового увода от боковой силы.

Под действием боковой силы происходит изменение формы контакта шины с опорной поверхностью. Контакт приобретает бобовидную форму. Это вызывает перераспределение

давлений и касательных напряжений в контакте и отклонение направления вектора скорости на угол δ. Указанные характеристики снимаются на стендах с беговыми барабанами или непосредственно на дорогах.

По сравнению с определением предыдущих характеристик, испытания по определению коэффициентов сопротивления боковому уводу более трудоемкие и информация по результатам таких исследований практически отсутствует. Тем не менее, имея данные по зависимости бокового смещения шины от боковой нагрузки и исходя из схемы деформации шины при движении колеса с уводом (рисунок 1.18), можно с достаточной для инженерных расчетов точностью определить зависимость углов увода от боковой силы.

При небольшой боковой силе и, соответственно, небольших углах увода изменение боковой деформации в контакте шины с опорной поверхностью подчиняется линейному закону. Поэтому в пределах малых углов увода зависимость угла увода от боковой нагрузки можно представить в виде следующего выражения:

$$P_Y = k_Y \cdot \delta \text{ или} \tag{1.61}$$

$$\delta = \frac{1}{k_Y} P_Y \tag{1.62}$$

,

где δ – угол увода шины;

k_Y – коэффициент сопротивления боковому уводу.

Тогда из выражения 1.61 и 1.62 следует:

$$k_Y \delta = \frac{Y}{\lambda_Y} \tag{1.63}$$

Из схемы 1.61 следует:

$$\sin\delta = \frac{Y}{0.5 l_{отп}} \tag{1.64}$$

или, учитывая малость угла δ:

$$\delta = \frac{2Y}{l_{отп}} \tag{1.65}$$

С другой стороны, из выражений 1.61 и 1.65 следует:

$$k_Y = \frac{P_Y l_{отп}}{2Y} \tag{1.66}$$

Зная зависимость боковой деформации от боковой нагрузки, можно для любых значений последней по формулам 1.20 и 1.66 определить угол увода и коэффициент сопротивления боковому уводу ШСНД.

1.9 Исследование тяговых параметров шин сверхнизкого давления.

Исследования тяговых параметров ШСНД является не менее важной задачей НИР.

При тяговых исследованиях ШСНД, задаваясь различными значениями нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха в шинах, определялись базовые характеристики шин: крутящего момента МК и радиуса качения rk (рисунок 1.19).

Они определялись на двух фонах: бетонном покрытии и мягком грунте, подготовленном под посев. Базовые характеристики аппроксимированы зависимостями: крутящий момент

$$M_K = M_f + \rho P_K \tag{1.67}$$

где Mf – момент сопротивления качению в ведомом режиме (PK = 0);

PK – сила тяги, развиваемая колесом;

ρ – силовой радиус колеса;

радиус качения

$$r_K = r_C - \alpha\left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_K}{P_{Kmax}}}\right), \tag{1.68}$$

где rc – радиус качения колеса в ведомом режиме;

α = rc – rkmax – экспериментальная величина (rkmax – максимальное значение радиуса качения колеса при PK = PKmax).

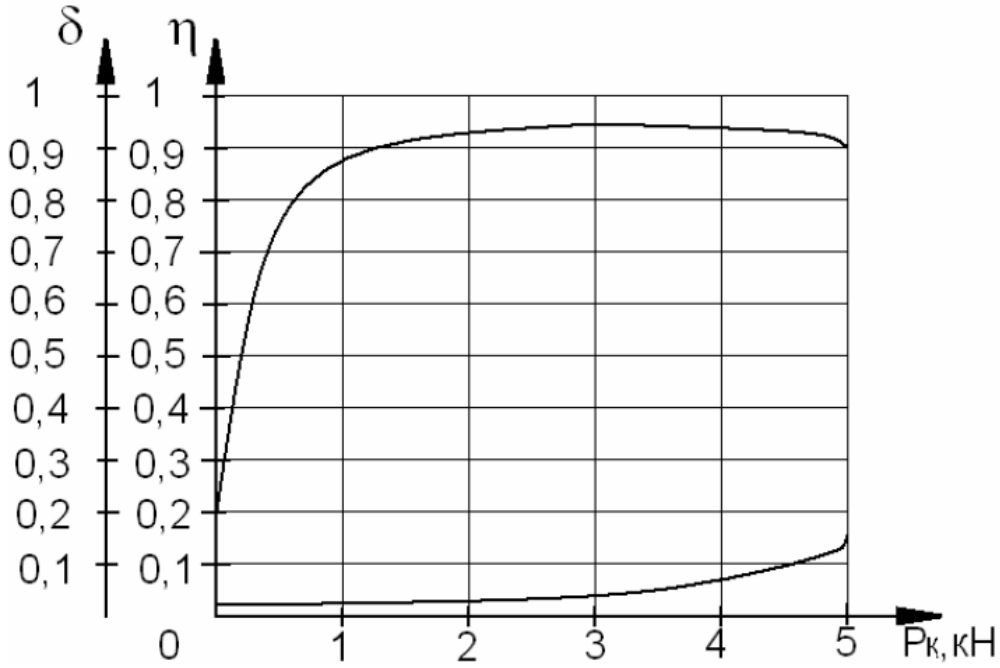


Рисунок 1.19 – Тяговая характеристика ШСНД 530/70-21LT «Арктиктранс»

По экспериментальным базовым характеристикам можно построить зависимости буксования колеса δ и тяговый коэффициент полезного действия ηК.

$$\delta = \delta(P_К) = \frac{r_С + r_К}{r_С} = \delta_{пр}\left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_К}{P_{Кmax}}}\right), \quad (1.69)$$

где δпр – предельное значение буксования колеса.

Тяговый коэффициент полезного действия колес:

$$\eta_К = \eta(P_К) = \frac{P_К r_К}{M_К} \quad (1.70)$$

Результаты испытаний на бетоне приведены в таблице 1.13.

Таблица 1.13

Параметры	530/70-21
PW , МПа	0,06
GK , кН	0,6
PK , кН	5.17
φ	0,878
Mf, кНм	0,0905
ρ, м	0,572
rx, м	0,604
a	0,078
ηmax	0,958
δпр, %	12,9
Ркоп , кН	3,0
δоп, %	4,5
AZ, мКн	0,0075
CZ, кНм	133,3

Результаты испытаний на мягком грунте, подготовленном под посев, приведены в таблице 1. 14.

Таблица 1.14

Параметры	530/70-21
PW , МПа	0,035
GK , кН	0,6
PK , кН	3.791
φ	0,64
Mf, кНм	0,136
ρ, м	0,614
rx, м	0,606
a	0,205
ηmax	0,797
δпр, %	31,9
Ркоп , кН	1,7
δоп, %	6,6
AZ, мКн	0,0027
CZ, кНм	37,0

1.10 Исследование давлений шин на опорную поверхность

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

При проведении испытаний использовались следующие приборы и оборудование:

- Датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью (рисунок 2.19), исполненные по полумостовой схеме соединения резистивных преобразователей;

- Трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3) (рисунок 2.20) – 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»

Схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры, используемой при проведении испытаний представлена на рисунке 1.20.

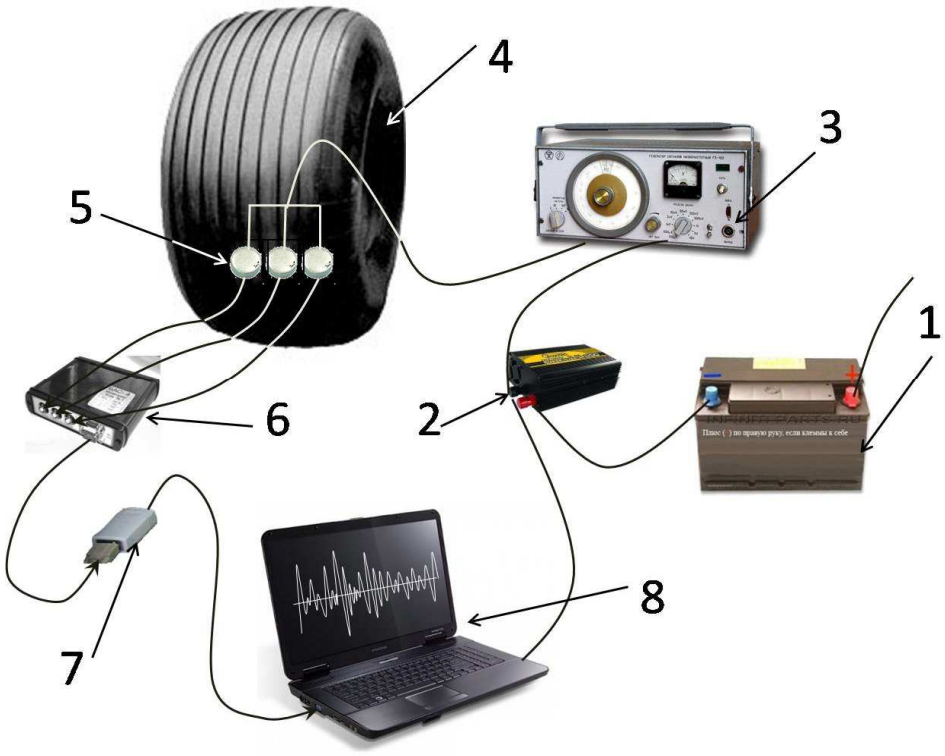


Рисунок 1.20 – Структурно-функциональная схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры

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 рисунке 1.21.

При испытаниях под колесо с наружной части устанавливались от 1 до 3-х датчиков давлений, как это показано на рисунке 1.22. Датчик *1* фиксирует значения давлений по краю пятна контакта; датчик *2* – на расстоянии 1/3 колеса; датчик *3* – 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.

а)

б)

в)

г)

Рисунок 1.21 – Проведение испытаний
а, б, в) установка датчиков на опорной поверхности и на колесе;
г) установка измерительной аппаратуры

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. Для шин сверхнизкого давления, которыми оснащены транспортные средства «Тритон», «Викинг» и ВТС 6х6,

регулирование давления происходило в диапазоне 0,01…0,06 МПа. Для УАЗ-3962 в интервале от 0,06 до 0,24 МПа, для транспортных средств «Тигр» и «Каратель» от 0,09…0,20 МПа.

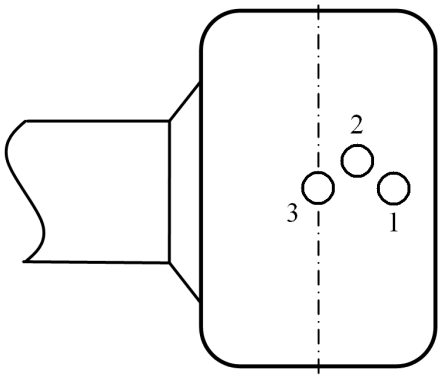


Рисунок 1.22 – Положения датчиков под колесом транспортного средства

1, 2, 3 – номер датчика

При изменении давления в шине, происходит изменение формы пятна контакта с увеличением его площади. При этом характер изменения размеров пятна контакта зависит от типа шины, конструкции корда. Примеры изменения размеров пятна контакта для шины высокого давления и шины сверхнизкого давления приведены на рисунке 2.47.

На рисунке 1.23 показаны записанные сигналы в программе «Анализатор сигналов» при исследовании автомобиля УАЗ-3962.

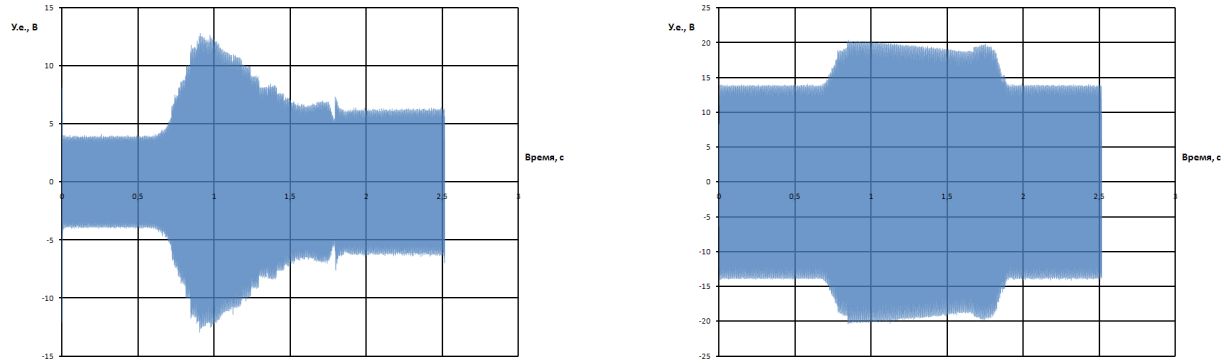


Рисунок 1.23 - Показаны записанные сигналы в программе «Анализатор сигналов»

1.11 Разработка патентных документов на стенд для исследования статических характеристик шин

Полезная модель относится к испытаниям транспортных средств, в частности к стендам для статических испытаний шин колесных транспортных средств.

Для определения статических характеристик шин колесных транспортных средств служат испытательные стенды различного типа

Известен принятый за прототип стенд для определения статических характеристик пневматических шин, содержащий привод исследуемой шины, электрические датчики нагрузки, продольной и поперечной деформации шины (далее — устройство для определения статических характеристик шин). Колесо закреплено на оси, которая устанавливается во втулки траверс с помощью специальных захватов. Траверсы перемещаются в вертикальном направлении по линейным направляющим, установленным на раме. Перемещение траверс осуществляется при помощи двух винтовых домкратов, ходовые винты которых жестко прикреплены к траверсам. Привод ходовых винтов домкратов осуществляется при помощи червячных редукторов, которые приводятся в действие асинхронным электродвигателем. (патент РФ 63065(13) U1, G01M17/02, опубл. 10.05.2007)

Устройство для определения статических характеристик шин имеет силовой стол, оснащенный датчиками силы, позволяющий определять величину вертикальных усилий. Также в конструкции предусмотрены датчики вертикальных линейных перемещений траверс для определения деформации шины. Изменение ширины профиля шины при ее деформации определяется специальным устройством.

Указанная конструкция имеет ряд недостатков: невозможность определения сцепных свойств шин в продольном и поперечном направлении, отсутствие возможности определения характера деформации шины при кручении относительно вертикальной оси и относительно оси вращения колеса, не предусмотрено определение характеристик шин при взаимодействии с различными типами опорной поверхности и грунта.

Эти недостатки устраняются предлагаемым техническим решением.

Решаемая задача — обеспечение возможности определения полного комплекса статических характеристик шин колесных транспортных средств при взаимодействии с различными типами опорного основания.

Технический результат — стенд для определения статических характеристик шин колесных транспортных средств при взаимодействии с различными типами опорного основания.

Этот технический результат достигается тем, что конструкция стенда, помимо вертикальных перемещений должна позволять осуществление горизонтального перемещения площадки контакта, ее поворот, а также поворот колеса вокруг оси вращения. Опорная площадка должна иметь сменные контейнеры с различными типами грунта. Решение задачи реализуется за счет изменения конструкции стенда, введением в кинематическую схему возможности осуществления дополнительных перемещений, изменением приводной части, замена электромеханического привода электрогидравлическим, что позволит упростить конструкцию, снизить вес и стоимость. Конструкция стенда также дополняется сменным

грунтовым контейнером для определения статических характеристик шин на различных опорных основаниях.

На 1.24 представлена кинематическая схема стенда для определения статических характеристик шин колесных транспортных средств

На 1.25 представлена кинематическая схема привода поворота колеса для стенда определения статических характеристик шин колесных транспортных средств

Рама 1 служит для закрепления элементов стенда и обеспечивает основную жесткость конструкции (фиг.1). Во втулках рамы закреплены вертикальные направляющие 15, вдоль которых могут перемещаться траверсы 4. Во втулках траверсы жестко закреплена ось колеса 5. Фланец колесного диска крепится к ступице колеса 17, которая может вращаться относительно оси колеса 5. Колесо при проведении испытаний прижимается к платформе 3 с установленным в нее сменным грунтовым контейнером. Платформа 3 может поступательно перемещаться на направляющих качения внутри поворотного стола 2. Поворотный стол 2 вращается в подшипниках качения относительно рамы 1.

Привод вертикальных перемещений представляет собой пару гидроцилиндров двустороннего действия 7. На траверсах закреплены датчики вертикальных перемещений 13.

Горизонтальное перемещение платформы с грунтовым контейнером 3 относительно поворотного стола 2 осуществляется при помощи гидроцилиндра двустороннего действия 9. Положение платформы определяется с помощью датчика линейных перемещений 14.

Привод поворота поворотного стола осуществляется при помощи гидроцилиндра 8 на угол около 110°. Поворотный стол оснащен датчиком угла поворота 10.

Привод поворота вала выполнен в виде отдельного узла (1.25), в котором реализуется поворот ступицы колеса 2 со щеками механизма поворота относительно оси колеса 1 при помощи двух гидроцилиндров двустороннего действия 4, одни концы которых крепятся к щекам механизма поворота, а вторые закреплены на балке поворота 3. Балка механизма поворота 4 имеет реактивные тяги 5, которые крепятся к раме 1(1.24) На ступице колеса установлен привод датчика угла поворота 24 и датчик угла поворота 25.

Усилия на рабочих органах определяются по давлению в соответствующем гидродвигателе, которое определяется с помощью манометров.

Стенд для определения статических характеристик шин колесных транспортных средств работает следующим образом.

Рассмотрим процесс вертикального перемещения колеса и определения нормальной жесткости.

При подаче гидравлической жидкости в штоковые полости гидроцилиндров 7 траверсы 4 вместе с осью колеса и колесом перемещаются вниз. Когда колесо соприкасается с опорной поверхностью платформы 3, давление в гидроцилиндрах начинает расти. Сила, действующая на шину определяется как сумма усилий на обоих штоках гидроцилиндров. Перемещение траверсы определяется при помощи струнных датчиков перемещений 13, закрепленных на каждой траверсе для исключения влияния возможных перекосов.

Рассмотрим процесс определения сцепных свойств колеса в продольном направлении.

Для проведения этого испытания поворотный стол устанавливается в положение при котором направление движения платформы оказывается параллельным продольной оси колеса. Затем создается нормальная нагрузка на колесо при помощи привода вертикальных перемещений. В поршневую или штоковую полость гидроцилиндра 9 подается гидравлическая жидкость и платформа приходит в движение. Так как шина прижата к поверхности платформы вертикальной силой, под действием силы трения в плоскости контакта шина начинает деформироваться до тех пор, пока значение силы реакции каркаса шины не станет больше силы трения и произойдет проскальзывание. При этом сила реакции определяется по давлению, возникающему в гидросистеме, а перемещение платформы — с помощью струнного датчика линейных перемещений 14.

Рассмотрим процесс определения сцепных свойств колеса в поперечном направлении

Для проведения этого испытания поворотный стол устанавливается в положение при котором направление движения платформы оказывается параллельным оси вращения колеса. Затем создается нормальная нагрузка на колесо при помощи привода вертикальных перемещений. В поршневую или штоковую полость гидроцилиндра 9 подается гидравлическая жидкость и платформа приходит в движение. Так как шина прижата к поверхности платформы вертикальной силой, под действием силы трения в плоскости контакта шина начинает деформироваться до тех пор, пока значение силы реакции каркаса шины не станет больше силы трения и произойдет проскальзывание. При этом сила реакции определяется по давлению, возникающему в гидросистеме, а перемещение платформы — с помощью струнного датчика линейных перемещений 14.

Рассмотрим процесс определения жесткости колеса на кручение относительно вертикальной оси

Для проведения этого испытания необходимо создать нормальную нагрузку на колесо при помощи привода вертикальных перемещений. В поршневую или штоковую

полость гидроцилиндра 8 подается гидравлическая жидкость и поворотный стол начинает поворачиваться. Шина, прижатая к опорной поверхности платформы нормальной силой, при этом начинает деформироваться, до тех пор пока реакция деформации шины не превысит момент трения в поверхности контакта и шина не начнет проскальзывать. Момент поворота определяется исходя из давления в гидроцилиндре и плеча поворота. Угол поворота поворотного стола определяется по показаниям датчика угла поворота 10.

Рассмотрим процесс определения жесткости колеса на кручение относительно оси вращения.

Для проведения этого испытания необходимо создать нормальную нагрузку на колесо при помощи привода вертикальных перемещений. Затем подаем гидравлическую жидкость в поршневые или штоковые полости гидроцилиндров 4 (1.25), штоки приходят в движение, затем ступица и закрепленное на ней колесо начинает деформироваться, до тех пор пока реакция деформации шины не превысит момент трения в поверхности контакта и шина не начнет проскальзывать. Усилие в гидроцилиндрах определяется по показаниям манометра, Зная плечо приложения силы и величины сил, определяем момент. Угол поворота колеса определяется при помощи датчика угла поворота колеса 12 (фиг. 1), который приводится в движение при помощи привода 16.

Формула полезной модели: Стенд для определения статических характеристик шин колесных транспортных средств, содержащий ось для закрепления колеса, установленную во втулках двух траверс, которые могут перемещаться вдоль вертикальных направляющих, раму, в которой закреплены направляющие, силовой стол, на который опирается колесо при испытаниях, а также систему измерения перемещений и усилий, отличающийся тем, что в конструкцию введены элементы, позволяющие производить полный комплекс испытаний для определения статических характеристик шины колесного транспортного средства при взаимодействии с различными типами грунтов, а именно: механизм горизонтального перемещения площадки контакта, механизм поворота площадки контакта, механизм поворота колеса вокруг оси вращения, сменный грунтовый контейнер, в качестве привода исполнительных механизмов использован гидропривод, а также датчики перемещений для снятия характеристик шины в процессе испытаний.Реферат к заявке на полезную модель «Стенд для определения статических характеристик шин колесных транспортных средств»

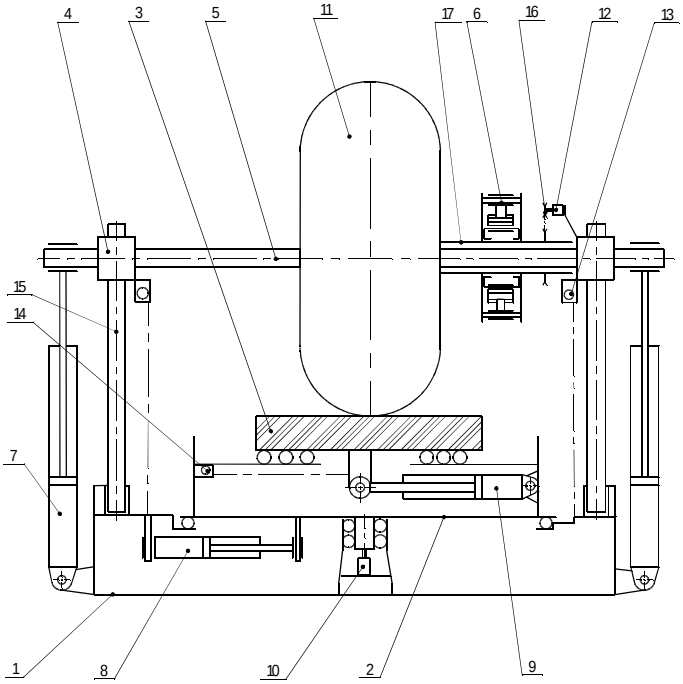


Рисунок 1.24 - Кинематическая схема

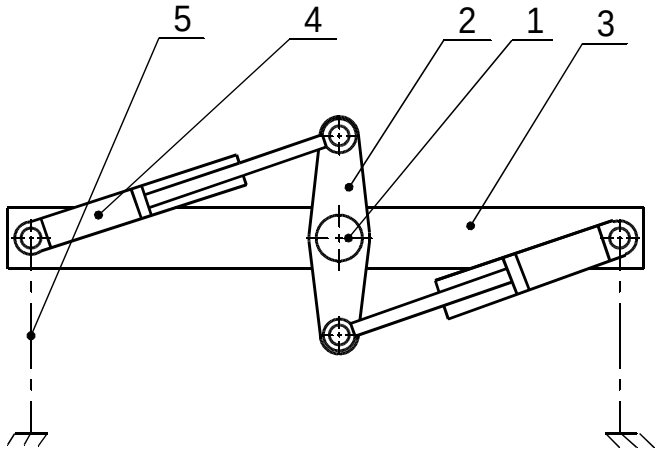


Рисунок 1.25 - Кинематическая схема гидроцилиндра

1.12 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 шин сверхнизкого давления, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению.

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по выбору параметров шин сверхнизкого давления, внедрены в организациях группы

компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства вездеходных транспортных средств высокой проходимости.

Результаты исследований, а именно алгоритм и методика выбора передаточных чисел коробок передач, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

1.13 Обобщение и оценка результатов исследований

1. Разработан и изготовлен уникальный стенд для исследования статических характеристик шин, позволяющий определять вертикальную, продольная и поперечную жесткость шин, жесткость при кручении относительно вертикальной оси, угловую жесткость; коэффициент продольного сцепления с различными типами опорных оснований; момент сцепления при повороте колеса.

2. Характеристики и параметры разработанного стенда для проведения статических испытаний позволяют использовать его для испытаний шин со следующими характеристиками:

Наружный диаметр	до 1,8м
Ширина пятна контакта	до 1м
Ширина шины	до 1,3м
Максимальное вертикальное усилие	до 50000Н
Максимальное горизонтальное усилие	до 45000Н
Максимальный момент поворота платформы	до 4500Нм
Максимальный момент поворота колеса	до 30000Нм

3. При этом стенд можно использовать для измерения характеристик шин низкого давления больших диаметров, шин грузовых автомобилей, шин дорожных легковых автомобилей и автомобилей повышенной проходимости.

4. По результатам выполнении НИР подана заявка на полезную модель «Стенд для определения статических характеристик шин колесных транспортных средств»

5. Экспериментальные исследования характеристик ШСНД 530/70-21LT «Арктиктранс» при нагрузках GK=8000, GK=6000, GK=4000, GK=2000 позволили определить:

- радиальную жесткость шин;

- тангенциальную жесткость шин;
- боковую жесткость шин;
- крутильную жесткость шин;
- зависимости бокового увода шин сверхнизкого давления от боковой силы
- тяговые характеристики шин.

6. Получены эпюры распределения нормальных давлений при взаимодействии шин сверхнизкого давления с опорной поверхностью. При этом установлено, что в контакте наблюдается существенная неравномерность распределения нормальных давлений, имеющая седлообразную форму как в продольных, так и в поперечных сечениях.

7. Теоретически исследованы базовые параметры наиболее распространенных шин сверхнизкого давления. Установлено, что зависимость нормального прогиба от радиальной нагрузки носит нелинейный характер, однако в зоне рабочих нагрузок эта зависимость достаточно линейна. Зависимость нормальной жесткости от давления воздуха в шине возрастает с увеличением давления практически в прямой пропорции. Все шины при внутреннем давлении воздуха 0,01 МПа и ниже теряют устойчивость и способность воспринимать нагрузку из-за деформации боковин. Наиболее устойчивыми к деформации боковин являются шины, грунтозацепы которых заходят на боковины и являются ребрами жесткости. При номинальных нагрузках и давлениях внутреннего воздуха в шинах 0,05-0,06 МПа все они имеют относительно малые прогибы – не более 18%.

8. Величина и характер распределения нормальных напряжений существенно зависит от давления воздуха в шине и оказывает значительное влияние на сопротивление движению колесной машины. Установлено, что внутреннее давление воздуха в шинах должно быть: на твердых опорных поверхностях – 0,05-0,07 МПа, на грунтовых дорогах – 0,04-0,05 МПа, на песке – 0,03-0,04 МПа, на снежной целине – 0,01-0,03 МПа и на заболоченных участках – 0,006-0,01 МПа.

9. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные в результате исследований, используются в учебном процессе бакалавров и магистров по направлению 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ, в НОЦ «Транспорт» в курсовом и дипломном проектировании, а также в теоретических курсах лекций по дисциплинам «Конструирование и расчет автомобиля», «Теория автомобиля», «САПР автомобиля и трактора».

2 Разработка пространственной модели криволинейного движения колесного транспортного средства для исследования свойств активной безопасности

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 – разработка пространственной модели криволинейного движения колесного транспортного средства для исследования свойств активной безопасности (тормозных свойств, управляемости и устойчивости).

Объект исследования – автобус среднего класса.

Область применения – разработанная пространственная модель, а также подходы при оценке свойств активной безопасности могут быть использованы на этапах проектирования и доводки специалистами автопредприятий, выпускающих автобусы. 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 свойства активной безопасности.

2.1 Анализ требований нормативных документов, в отношении управляемости и устойчивости, а также тормозных свойств транспортных средств

Основным нормативным документом является технический регламент [2.1]. Он устанавливает требования к безопасности колесных транспортных средств при их выпуске в обращение на территории Российской Федерации. В данном документе содержатся требования, предъявляемые к транспортным средствам в отношении их управляемости, устойчивости и тормозных свойств.

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» [2.2], в отношении тормозных свойств – Правила ЕЭК ООН №13 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения».

Требования по управляемости и устойчивости, описанные в ГОСТ Р 52302-2004, основаны на методиках 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 O3, кроме АТС:

- имеющие максимальную скорость менее 40 км/ч;
- прицепов-тяжеловозов и полуприцепов-тяжеловозов;
- не предназначенных для эксплуатации на дорогах общего пользования.

Наиболее интересующие испытания из ГОСТ Р 52302-2004 с точки зрения имитационного моделирования являются: вхождение в поворот и «переставка» (смена полосы движения). ГОСТ содержит следующие технические требования, касающиеся дорожных испытаний:

- Максимальную скорость АТС при выполнении маневра (далее — скорость маневра Vм) 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.
- При выполнении маневров на АТС категории M1 не должен происходить отрыв всех колес одной из сторон от поверхности дороги.
- Значения Vм, полученные при испытаниях, не должны быть ниже нормативных значений Vм.
- При значении Vм для испытуемого АТС ниже нормативного значения Vм 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.

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 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 Vм 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 Vм. В процессе испытаний регистрируют скорость Vм АТС 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 Rn = 35 м» является средняя скорость маневров Vм.

Согласно ГОСТ Р 52302-2004 условия проведения испытания «переставка Sп = 20М» и «переставка SП=16М» следующие:

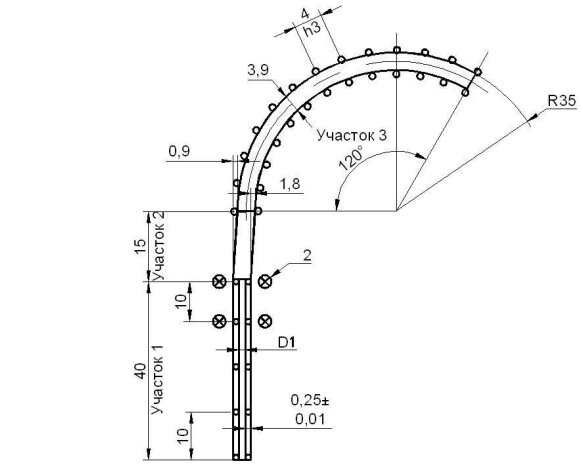
- Испытания «переставка Sп = 16 м», «переставка Sп = 20 м» предназначены для определения максимальной скорости маневра при смене полосы движения на ограниченном участке пути.
- Испытания проводят на участке, имеющем длину Sп = 20 м. Если на длине Sп= 20 м максимальная скорость выполнения маневра не достигнута из-за ограниченной мощности двигателя, то испытания проводят при Sп = 16 м.
- Прочие условия (требования) проведения испытания «переставка» аналогичны условиям испытания «поворот».

Правила ЕЭК ООН №13 регламентируют требования, касающиеся тормозных свойств автомобилей. Целью проводимых испытаний согласно правилам является оценка тормозных свойств автотранспортных средств методом дорожных испытаний.

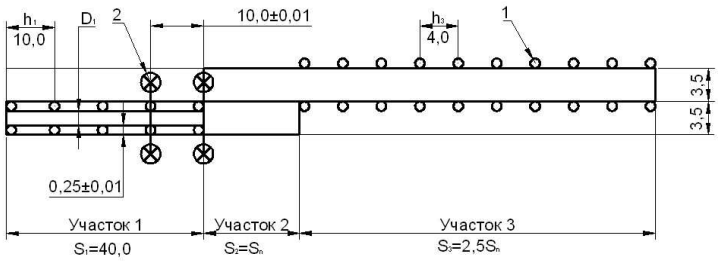
В настоящих правилах указаны технические требования к тормозной системе. Все компоненты и элементы тормозной системы должны соответствовать эксплуатационным и функциональным требованиям нормативных документов.

Эффективность тормозной системы должна определяться посредством измерения тормозного пути с учетом начальной скорости транспортного средства и/или посредством измерения среднего значения замедления в ходе испытания.

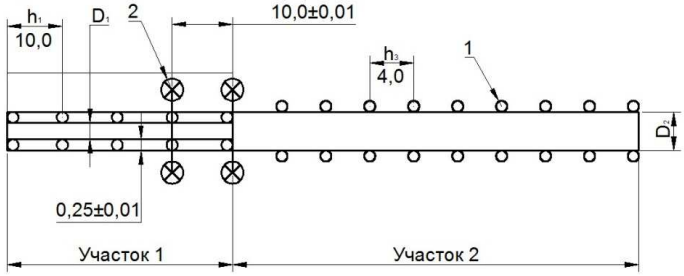
Транспортное средство должно быть нагружено таким образом, как это предписывается для каждого типа испытаний. Дорога должна иметь поверхность, обеспечивающую хорошие условия сцепления. Испытания должны проводиться при отсутствии ветра.



а)



б)



в)

Рисунок 2.1 – Разметка участков дороги для разных видов испытаний
а) вход в поворот; б) смена полосы движения; в) переставка

2.2 Разработка имитационной модели исследуемого транспортного средства

В настоящее время наиболее актуальной является проблема использования и совершенствования транспортных интеллектуальных систем активной безопасности, направленных на минимизацию ошибок, допускаемых водителем. К наиболее распространенным названным системам относят системы электронного контроля устойчивости (ЭКУ), препятствующие возникновению заносов и опрокидываний транспортных средств (ТС). В настоящее время оценка свойств активной безопасности, в том числе и при сертификации, проводится по результатам дорожных испытаний. В тоже время на этапе проектирования довольно часто возникает необходимость анализа различных вариантов конструкций ТС и выбора наиболее рационального решения, обеспечивающего их оптимальные параметры. При этом с целью сокращения материальных и временных затрат целесообразно применение компьютерного моделирования для оценки свойств активной безопасности.

Необходимо отметить, что новая редакция Правил ЕЭК ООН №13 (Пересмотр 6 – Поправка 1) предусматривает регламентацию особых требований к ТС, оснащённых системой обеспечения их устойчивости (Добавление 12, Приложение 21). В соответствии с текстом документа, эффективность функции контроля траектории движения и/или устойчивости к опрокидыванию механических ТС и прицепов (ТС категорий M, N и O) может быть определена при помощи компьютерного моделирования, которое рассматривают как альтернативу динамическому маневрированию ТС. При этом аттестация применяемых средств моделирования должна быть осуществлена на основе сопоставлений результатов расчетов с данными, полученными при реальных испытаниях ТС.

Более того, компьютерное моделирование позволяет проводить оценку наиболее важных и интересных, с точки зрения научного и практического подхода, критических режимов движения ТС. Например, при натурных испытаниях автобуса «вход в поворот» выявляют предельную скорость, позволяющую осуществлять поворот с радиусом 35 м. Дальнейшее увеличение скорости не позволяет осуществлять движение по заданной траектории из-за скольжения колёс. Однако натурные испытания не позволяют выявить, как и в каком порядке колёса начинают скользить. Полную картину скольжения колёс при достижении критической скорости можно получить при моделировании входа в поворот на пространственной математической модели автобуса, представленной на рисунке 2.2.

Для вывода уравнений движения были введёны системы координат: неподвижная и несколько подвижных. Введены следующие обобщенные координаты, однозначно определяющие состояние системы:

x, y, z – декартовы координаты точки O_2; α, β – углы продольного и поперечного крена кузова; θ – угол между продольной осью автобуса Ox и осью O_1x_1 (курсовой угол); z_i – расстояние от центра i-го колеса до опорной поверхности $i = \overline{1,4}$); γ – угол, который образует продольная главная ось эллипсоида инерции кузова с плоскостью $O_2x_2y_2$; ψ – угол поворота правого переднего колеса.

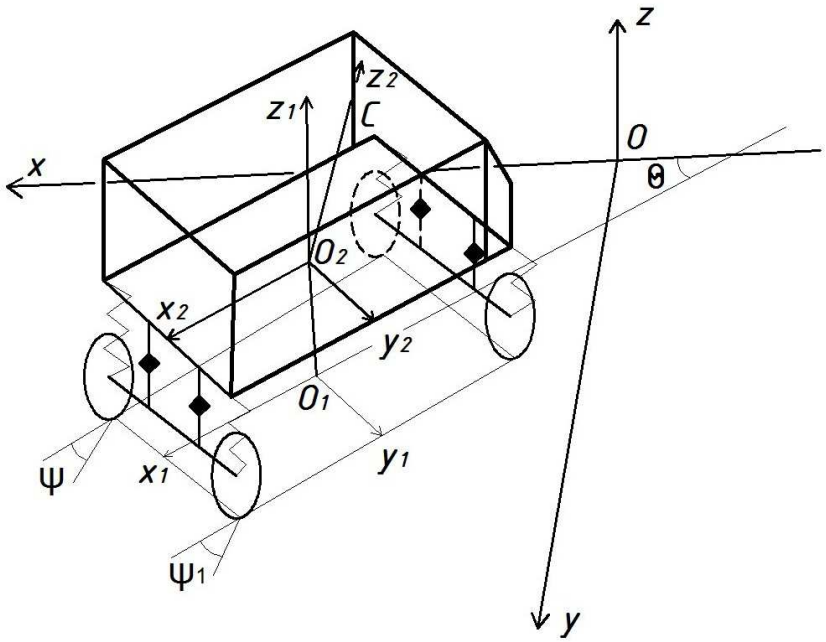


Рисунок 2.2 – Математическая модель автобуса

Для описания взаимодействия колес с опорной поверхностью сделано предположение, что на них установлены пневматические шины, обладающие свойствами бокового увода и продольного псевдоскольжения (крипа).

Нелинейная зависимость силы боковой силы F_y от угла увода $\delta = \frac{u}{v}$ (где u и v – поперечная и продольная составляющие скорости центра i-го колеса) была аппроксимирована выражением:

$$F_y = -K_y\delta \frac{\varphi F_z}{\sqrt{(\varphi F_z)^2 + (K_y\delta)^2}}, \qquad (2.1)$$

где K_y – коэффициент сопротивления уводу на линейном участке зависимости $F_y = f(\delta)$; δ – угол увода; φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; F_z – нормальная сила, действующая на колесо.

При малых значениях угла увода эта зависимость аппроксимирует линейный увод $F_y = -K_y\delta$, а при больших значениях увода эта зависимость аппроксимирует переход от качения эластичного колеса к скольжению. При этом предельное значение боковой силы равно $F_{y\max} = \varphi F_z$.

Уравнения движения получены на основе уравнений Лагранжа второго рода.

Уравнение по вертикальной координате z центра подрессоренной массы:

$$m\ddot{z} + mg + \sum_{i=1}^{4} R_i = 0; \tag{2.2}$$

уравнение по углу α продольного крена

$$B_1\ddot{\alpha} = B_1\beta\ddot{\theta} + (mh^2 + B_1 - A)\beta\dot{\theta} + A_1\alpha\dot{\theta}^2 + A\gamma\dot{\theta}^2 - mgh\alpha - mh(V_1 - u\dot{\theta}) + \\ + a_1(R_1 + R_2) - a_2(R_3 + R_4); \tag{2.3}$$

уравнение по углу β поперечного крена

$$A_1\ddot{\beta} + \ddot{\theta}[mh^2\alpha - A(\alpha + \gamma)] + \dot{\alpha}\dot{\theta}(mh^2 - A + B_1) - B_1\beta\dot{\theta}^2 + mh(\dot{u} + v\dot{\theta}) + mgh\beta + b(R_1 - R_2 + R_3 - R_4) = 0; \tag{2.4}$$

уравнение по курсовому углу θ:

$$[C + mh^2\alpha^2 + B_1\beta^2 + A(\alpha + \gamma)^2]\ddot{\theta} = \Pi_4 - \dot{\alpha}\dot{\theta}[2mh^2\alpha + A(\alpha + \gamma)] - 2B_1\beta\dot{\beta}\dot{\theta} + \\ + (A + B)\dot{\alpha}\dot{\beta} - mh(\alpha\dot{u} - \beta\dot{V} + \alpha V\dot{\theta} + \beta\dot{\theta}u) + B_1\dot{\alpha}\beta - \ddot{\beta}[mh^2\alpha - A(\alpha + \gamma)]; \tag{2.5}$$

уравнение поперечного перемещения со скоростью u:

$$m\dot{u} + mV\dot{\theta} + mh\left(\ddot{\beta} + 2\dot{\alpha}\dot{\theta} + \alpha\ddot{\theta} - \beta\dot{\theta}^2\right) = \Pi_5. \tag{2.6}$$

В приведённых формулах приняты следующие обозначения

m – подрессоренная масса; g – ускорение свободного падения;

γ – угол наклона эллипсоида инерции в продольном направлении;

h – расстояние от центра подрессоренной массы до плоскости, проходящей через верхние точки крепления подвесок;

$A.B.C$ – главные центральные моменты инерции подрессоренной массы относительно осей соответственно ($A_1 = A + mh^2$, $B_1 = B + mh^2$);

R_i – силы со стороны подвесок на подрессоренную массу;

Π_4, Π_5 - соответствующие обобщённые силы по координатам θ и u.

Для компьютерной реализации модели используют различные пакеты, такие как ADAMS [2.3,2.4], MathLab/Simulink [2.5 – 2.7] 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.

Программный комплекс SDK Simulation обладает значительным функционалом и имеет широкий спектр возможностей:

1 Моделирование движения транспортного средства в реальном времени;
2 Обеспечение высококачественной текстурированной трехмерной визуализации;
3 Наличие встроенных моделей транспортного средства категорий M2, M3, N2 и N3;
4 Моделирование подсистем транспортного средства;
5 Связь с внешними аппаратными средствами для формирования испытательной системы на базе реальных устройств;
6 Наличие программируемой модели водителя;
7 Наличие многофункционального редактора дорожных моделей;
8 Запись результатов в различных формах: графики; видео файл в формате AVI и др.

Такой диапазон возможностей позволяет создать подробную, адекватную и реалистичную модель движения транспортного средства. Тем не менее, очевидно, что разработка модели – одна из самых важных и сложных задач, требующая основательного подхода и детального изучения.

Основными объектами моделирования являются: автотранспортное средство; окружающая среда; водитель.

Рисунок 2.3 – Этапы создания модели движения АТС

Создание имитационной модели движения АТС в программном комплексе SDK Simulation можно разделить на несколько этапов. Первоочередной задачей является выбор АТС как объекта моделирования, включающего в себя совокупность параметров, обязательных для учета при имитационном моделировании. Параметры АТС можно разделить на определенные

подблоки. В каждом из подблоков задаются характерные для ТС данные, которые заносятся в редактор параметров ТС.

При запуске программы перед пользователем появляется окно, показанное на рисунке 2.4, интерфейс которого является достаточно удобным для пользователя и простым в обращении. Все основные элементы управления находятся на центральной панели, отображающиеся символическими значками, либо надписью. В блок данных транспортного средства (рисунок 2.5) вводятся ключевые параметры автомобиля (рисунок 2.6).

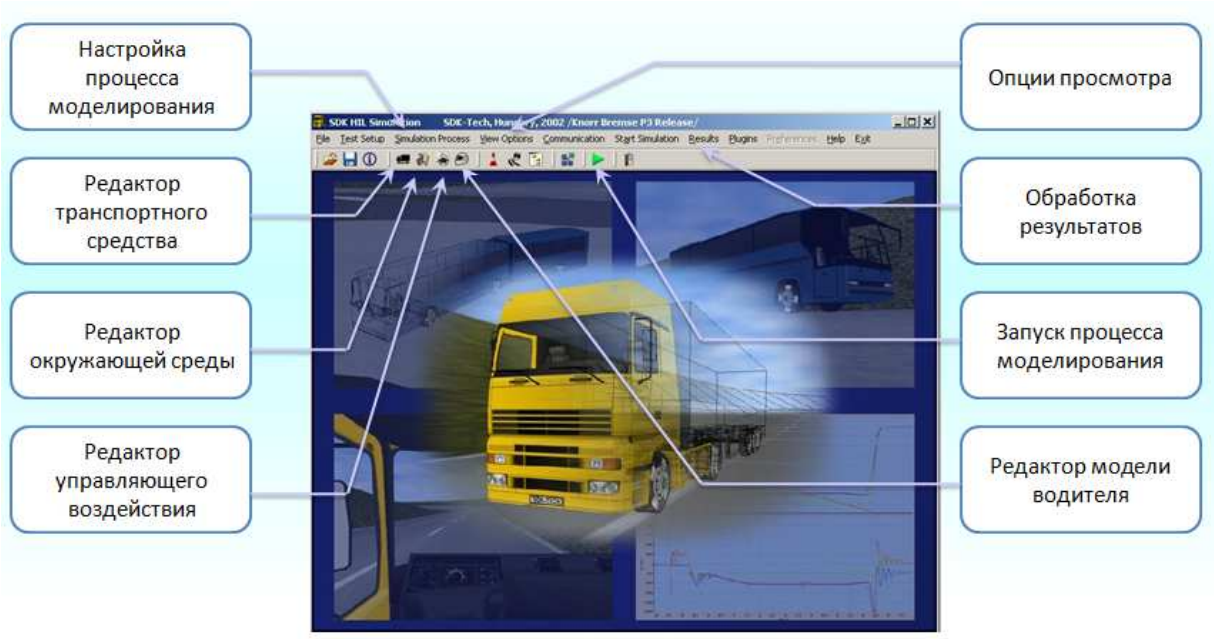


Рисунок 2.4 – Интерфейс программы SDK Simulation

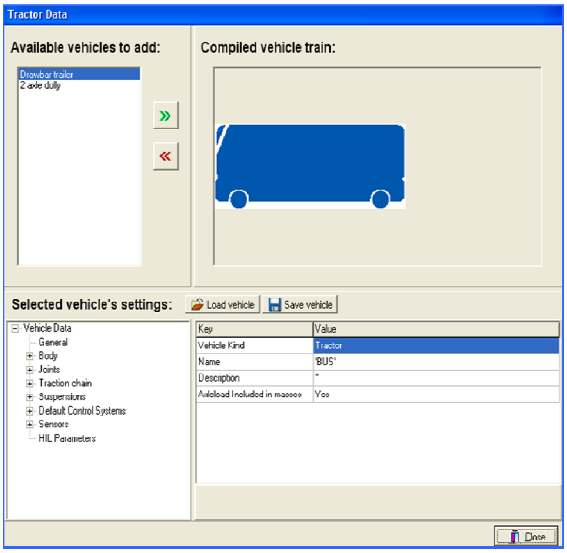


Рисунок 2.5 – Блок данных транспортного средства

Рисунок 2.6 – Параметры транспортного средства

В программе имеется возможность задания управляющих воздействий. Под управляющими воздействиями понимаются условия и действия, которые выполняет водитель. Условия и действия разделяются на подгруппы (рисунок 2.7).

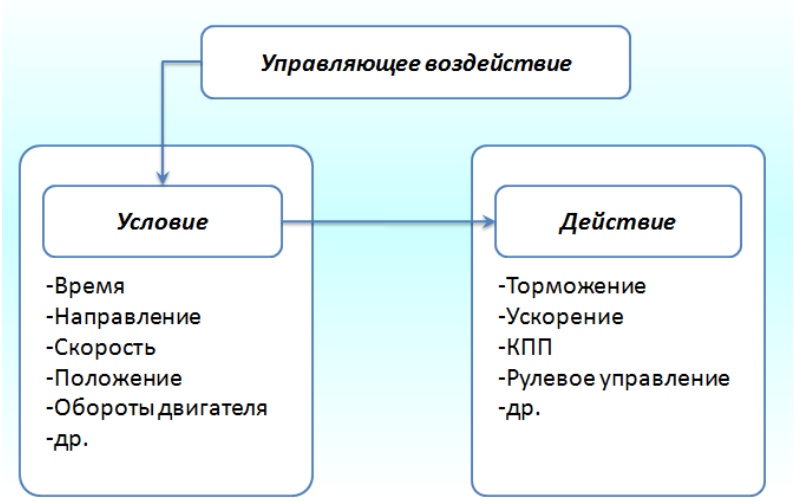


Рисунок 2.7 – Управляющее воздействие

Подбор необходимых условий и действий обеспечивает соответствие поведения модели требованиям испытаний в отношении управляющего воздействия. Например, при достижении скорости ТС60 км/ч необходимо переключиться на передачу №5 – в этом случае: условие – достижение скорости ТС 60 км/ч, действие - переключиться на передачу №5.

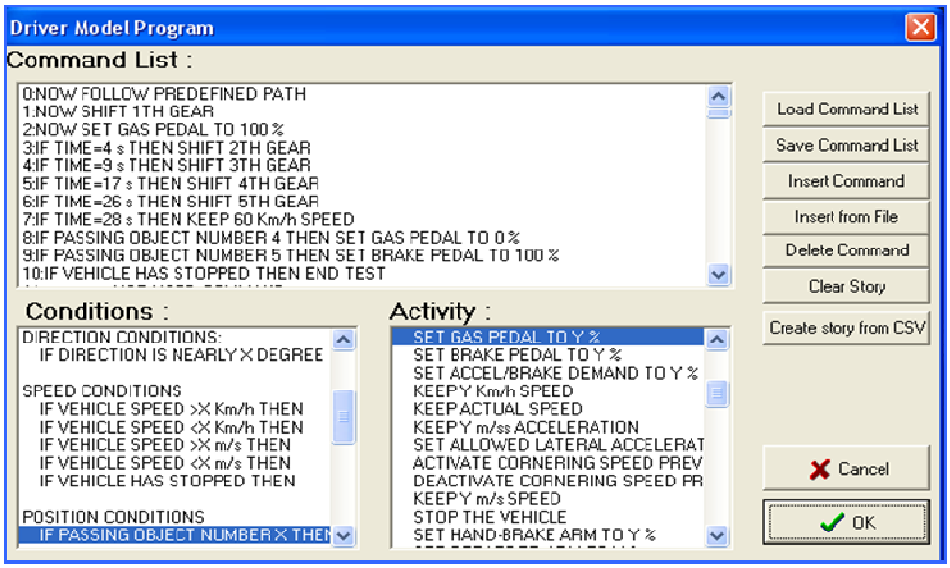


Рисунок 2.8 – Редактор управляющего воздействия

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% (т.е. полное торможение);
11. когда автомобиль остановится закончить испытание.

Для испытания «торможение» набор управляющих воздействий следующий:

1. следовать заданному пути;
2. включить первую передачу в КПП;
3. установить педаль газа на 100 %;

4. если время равно 3,5 сек., то включить вторую передачу в КПП;
5. если время равно 8 сек., то включить третью передачу в КПП;
6. если время равно 17 сек., то включить четвертую передачу в КПП;
7. если время равно 23 сек., то включить пятую передачу в КПП;
8. если время равно 28 сек., то удерживать постоянную скорость равную 60 км/ч;
9. если автомобиль пересекает дорожный объект номер 1, то установить педаль тормоза на 100% (т.е. полное торможение);
10. когда автомобиль остановится закончить испытание.

Для более достоверной приближенности испытаний к натурным, в программе имеется возможность управления параметрами водителя (рисунок 2.9).

Рисунок 2.9 – Параметры водителя

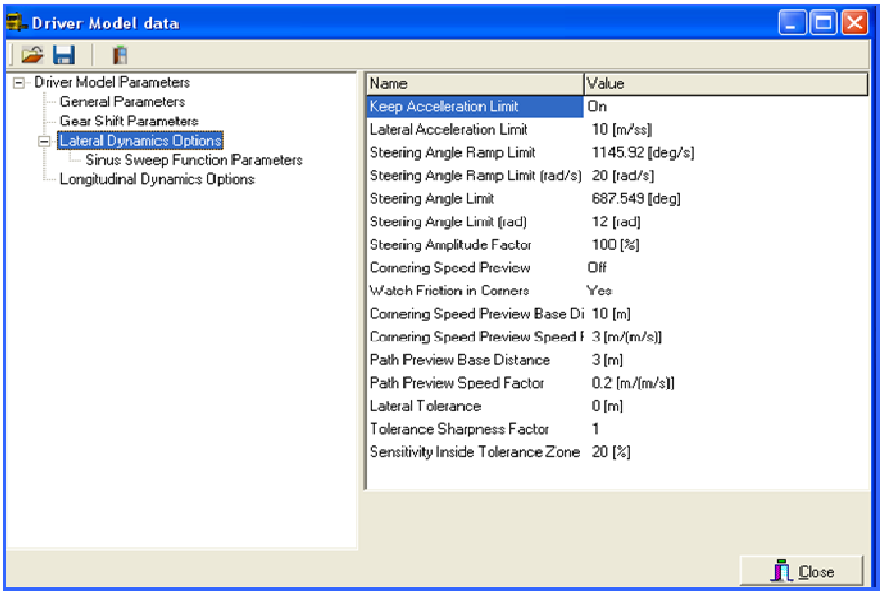


Рисунок 2.10 – Редактор модели водителя

Одним из немаловажных объектов реализации виртуальной модели является создание виртуального полигона в редакторе окружающей среды. Здесь создается участок испытания, задается траектория движения ТС, стартовая точка начала движения, устанавливаются дорожные объекты.

Виртуальный полигон (рисунок 2.11) представляет собой набор определенных участков, соответствующих конкретным испытаниям. В программе он задается набором отдельных сегментов, с определенными свойствами и параметрами:

– угол и радиус поворота дороги, град;

– радиус поворота на выходе из него, м;

– тип поворота;

– подъем, %;

– угол косогора, град;

– длина участка, м;

– покрытие левой и правой частей дорожного полотна;

– ширина дорожного полотна, м;

– смещение одной из полос без изменения ширины дороги, м;

– желаемая траектория движения ТС.

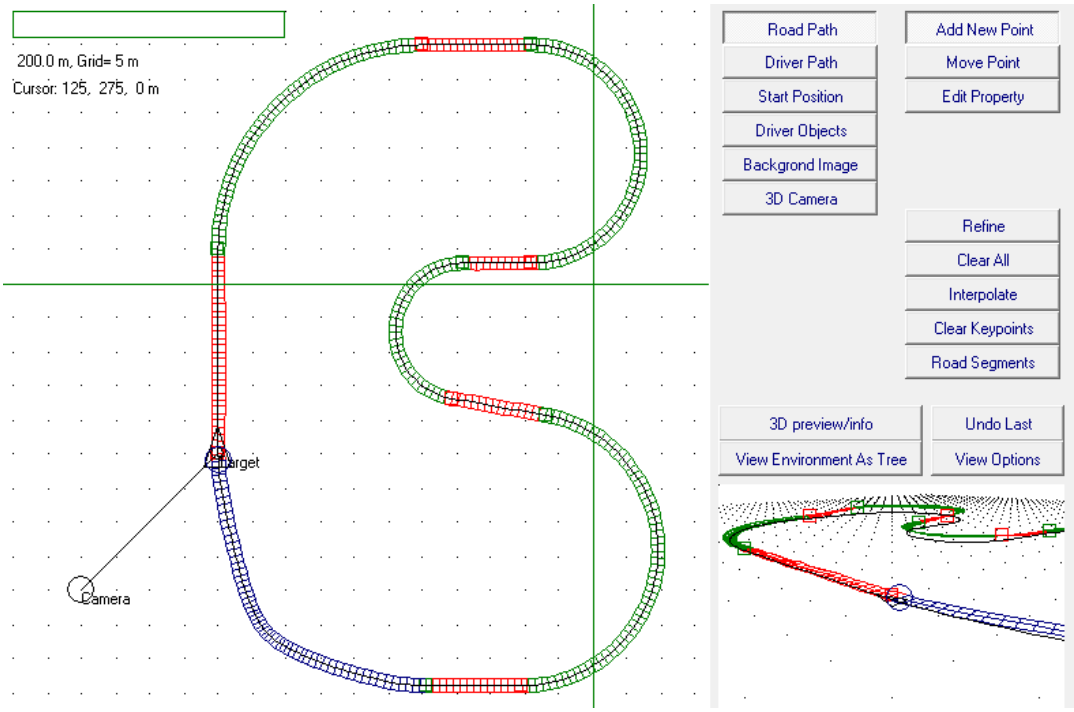


Рисунок 2.11 – Редактор окружающей среды

Траектория движения задается в виде линии (по умолчанию посередине дорожного участка), имеет контрольные точки для перемещения и создания траектории необходимой кривизны (рисунок 6.12).

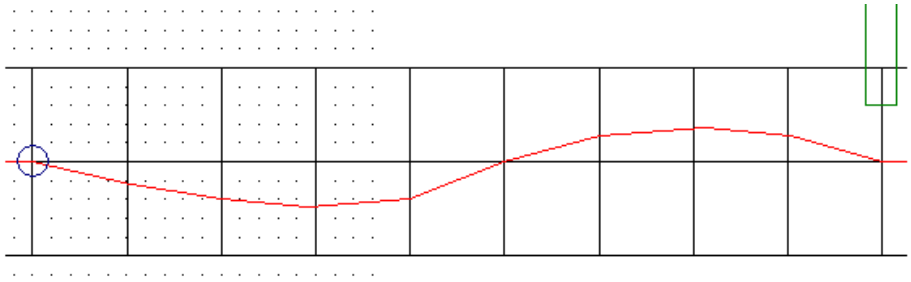


Рисунок 2.12 – Траектория движения

Стартовая точка начала движения устанавливается в любом месте виртуального полигона, при этом задается направление установки ТС, что является очень удобным при моделировании отдельных испытаний.

2.3 Разработка виртуального полигона, необходимого для компьютерного моделирования условий движения транспортных средств

Важным этапом в реализации имитационной модели движения автобуса является создание виртуального полигона (рисунок 2.13), необходимого для имитации условий проведения сертификационных испытаний, а также для проведения комплекса различных исследований.

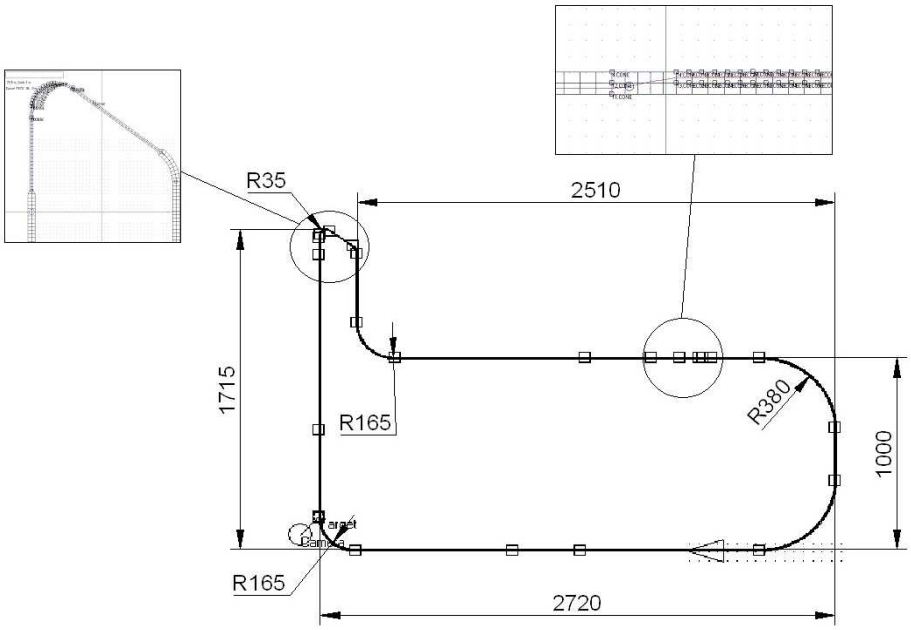
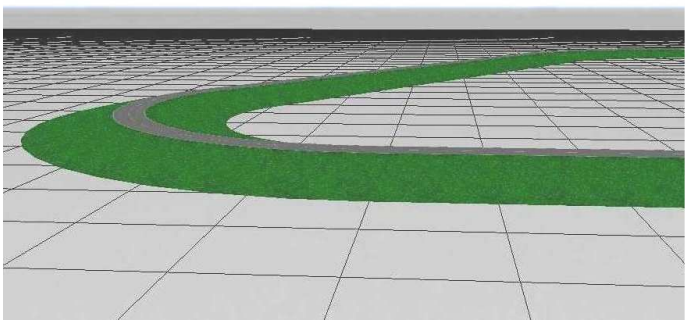
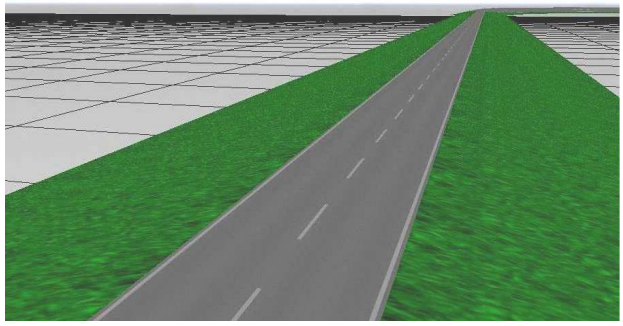


Рисунок 2.13 – Виртуальный полигон

Виртуальный полигон представляет собой набор определенных участков, соответствующих конкретным испытаниям: поворот и переставка, торможение (рисунок 2.14).



а)



б)

Рисунок 2.14 – Визуализация участков испытаний
а) «поворот», б) «переставка» и «торможение»

2.4 Оценка тормозных свойств, управляемости и устойчивости моделей транспортных средств в различных дорожных условиях по результатам компьютерного моделирования

На первом этапе исследовательских работ были получены результаты моделирования входа в поворот при скорости движения, приближающейся к критической с использованием модели, описанной формулами 2.1 – 2.6.

На рисунке 2.15 представлена траектория входа модели в поворот при скорости 14,5 м/с чуть меньше критической, равной 15,14 м/с = 54,05 км/ч. Угол поворота управляемых колёс составил 0,24 рада. Левые колёса внутренние по отношению к центру поворота. Наблюдают шесть последовательных участков с различным скольжением колёс автобуса:

- участок 1. (от x = 0 и y = 0 до x = 4.35 м и y = 0.65 м) – скользят оба передних колеса модели;
- участок 2. (от x = 4.35 м и y = 0.65 м до x = 8.66 м и y = 1.29 м) – скользят все колёса модели;
- участок 3. (от x = 8.66 м и y = 1.29 м до x = 23.49 м и y = 10.28 м) – скользят передние и попеременно (то одно - то другое) заднее правое и заднее левое;
- участок 4. (от x = 23.49 м и y = 10.28 м до x = 28.65 м и y = 17.38 м) – скользят передние и попеременно (то скользит – то не скользит) заднее левое;

– участок 5. (от x = 28.65 м и y = 17.38 м до x = 30.83 м и y = 42.96 м) – скользят переднее правое и попеременно, переднее левое и заднее левое;
– участок 6. (от x = 30.83 м и y = 42.96 м до конца поворота) – скользят переднее левое и заднее левое.

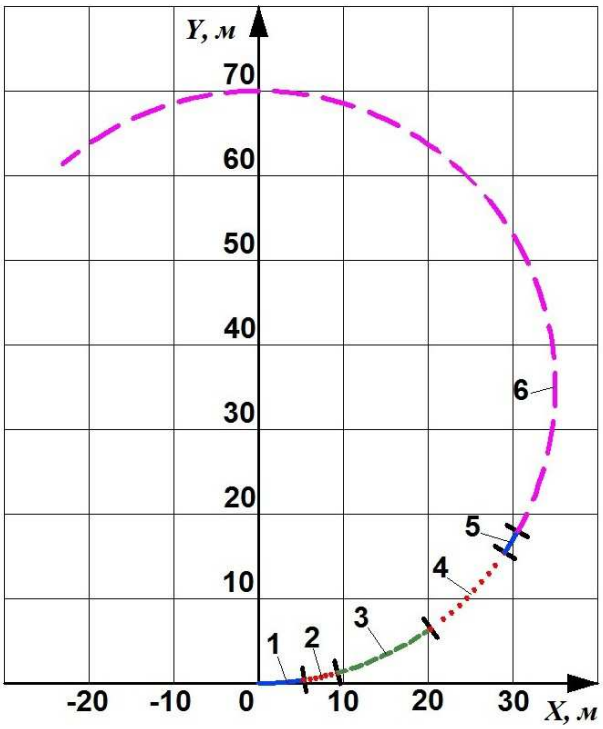


Рисунок 2.15 – Траектория входа пространственной модели в поворот со скольжением

При превышении критической скорости 15,14 м/с = 54,05 км/ч автобус в поворот не вписывается. Здесь можно выделить два основных участка:

– участок а) (от x = 0 и y = 0 до x = 4.55 м и y = 0.66 м) – скользят оба передних колеса;
– участок б) (от x = 4.55 м и y = 0.66 м и до конца поворота) – скользят все колёса.

На втором этапе исследовательских работ выполнялось компьютерное моделирование условий движения автобуса в программе SDK-Simulation.

На рисунке 2.16 показаны графики изменения поперечного скольжения колес при входе в поворот. Схема расположения колёс автобуса представлена на рисунке 2.17.

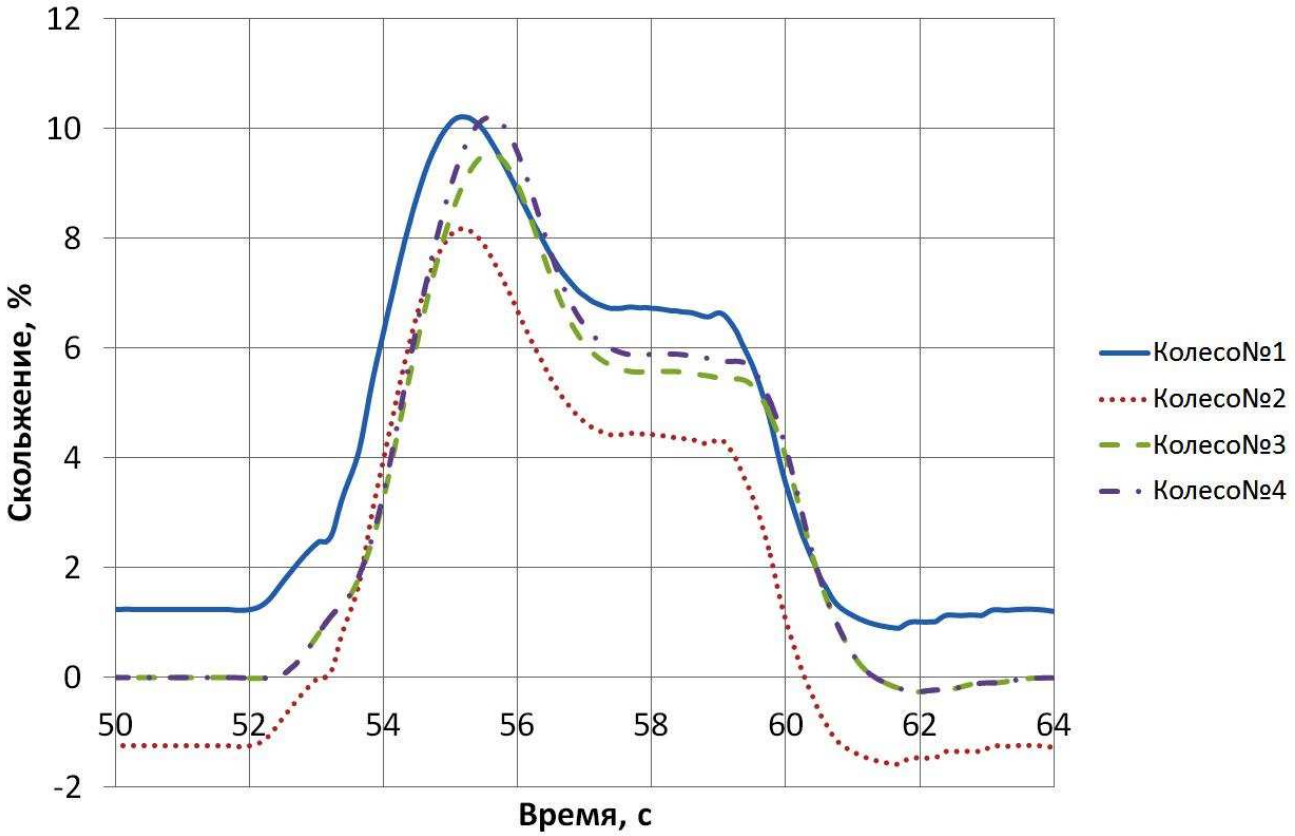


Рисунок 2.16 – Скольжение колёс при входе в поворот

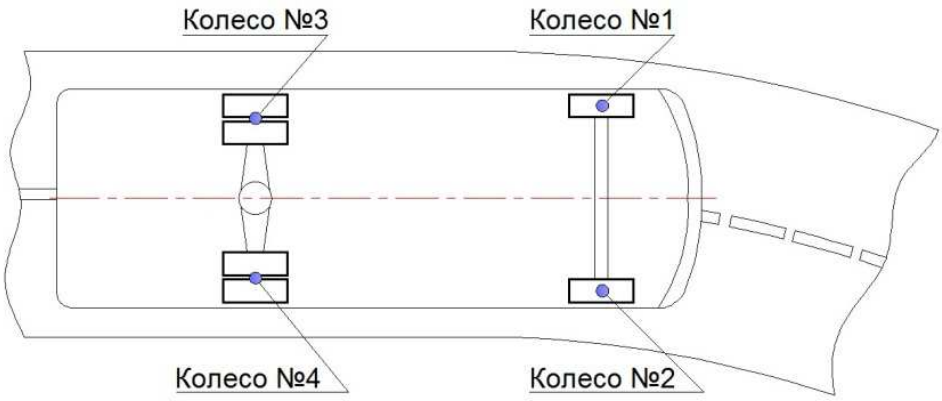


Рисунок 2.17 – Схема расположения колёс автобуса

Результаты моделирования остальных условий движения представлены на нижеследующих рисунках. На графиках показан характер изменения ключевых параметров, описывающих процесс прохождения транспортным средством того или иного участка виртуального полигона и позволяющих оценить свойства активной безопасности (тормозных свойств, управляемости и устойчивости).

а)

б)

в)

Рисунок 2.18 – Моделирование условий движение автобуса

а) вход в поворот, б) переставка (смена полосы движения), в) торможение

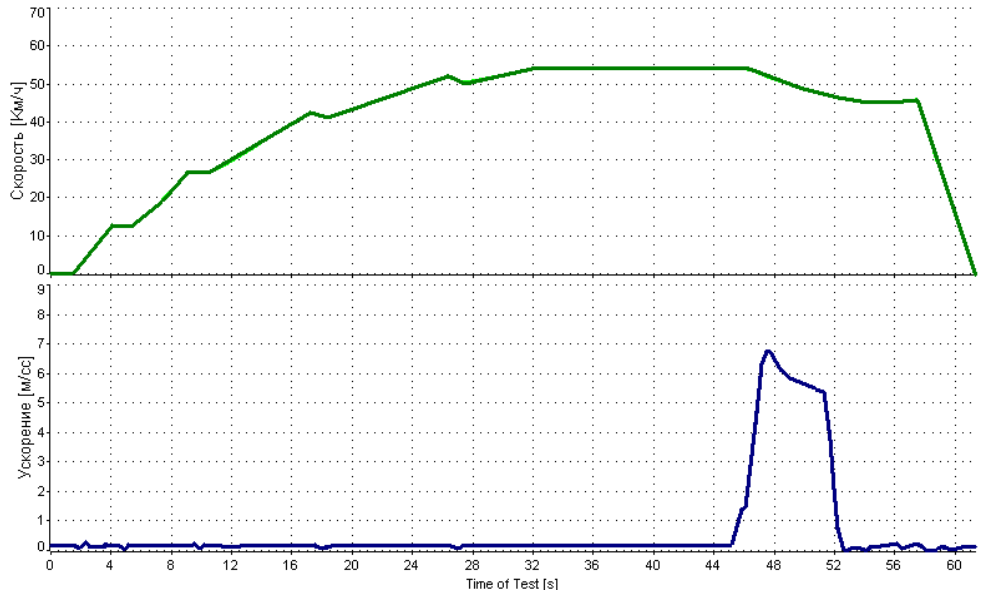


Рисунок 2.19 – Зависимость скорости и поперечного ускорения от времени для испытания «вход в поворот»

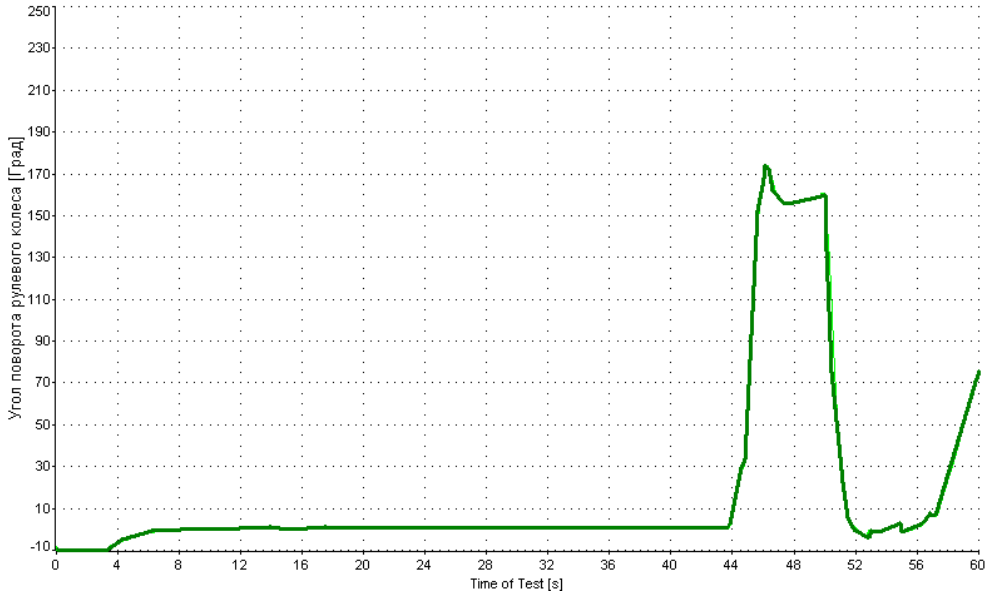


Рисунок 2.20 – Зависимость угла поворота рулевого колеса от времени для испытания «вход в поворот»

На первом графике (рисунок 2.19), во временном интервале с 0 до 32 секунд, наглядно показан разгон АТС. Резкое изменение поперечного ускорения на втором графике демонстрирует непосредственно момент прохождения криволинейного участка автобусом. Этот интервал также соответствует изменению угла поворота рулевого колеса (рисунок 2.20).

Аналогичные результаты получены и для испытания «переставка» (рисунки 2.21 и 2.22). Пиковое значение поперечного ускорения соответствует моменту смены полосы движения автобусом, что наглядно подтверждает изменение угла поворота рулевого колеса.

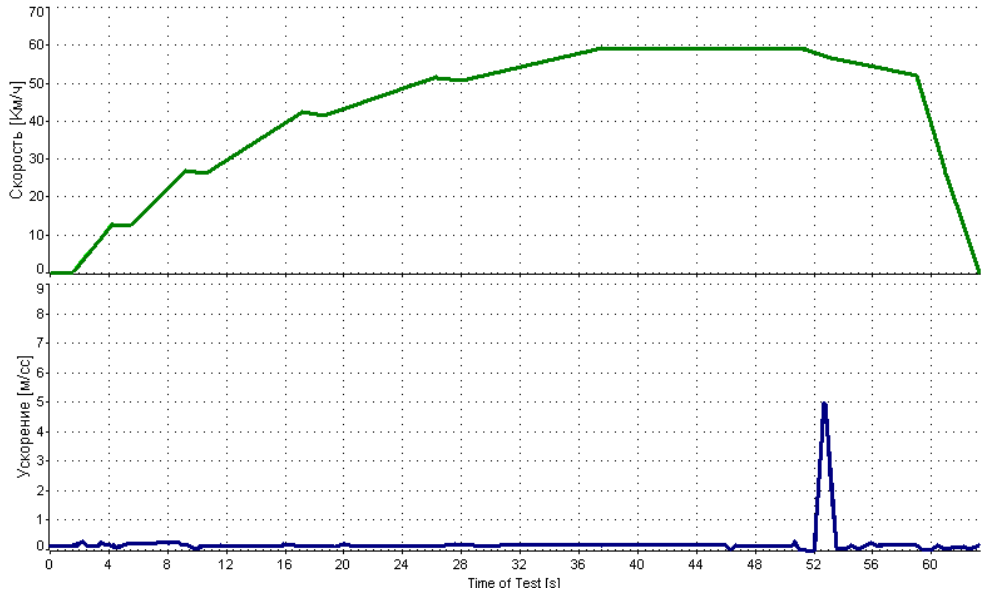


Рисунок 2.21 – Зависимость скорости и поперечного ускорения автобуса от времени для испытания «переставка»

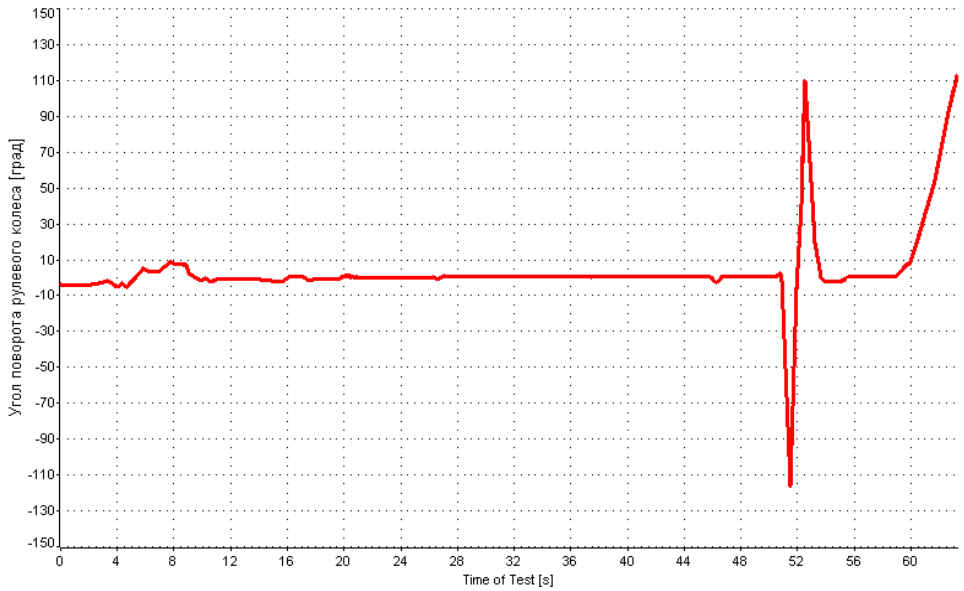


Рисунок 2.22 – Зависимость угла поворота рулевого колеса автобуса от времени для испытания «переставка»

На рисунках 2.23 и 2.24 показаны результаты имитационного моделирования процесса торможения со скорости 60 км/ч.

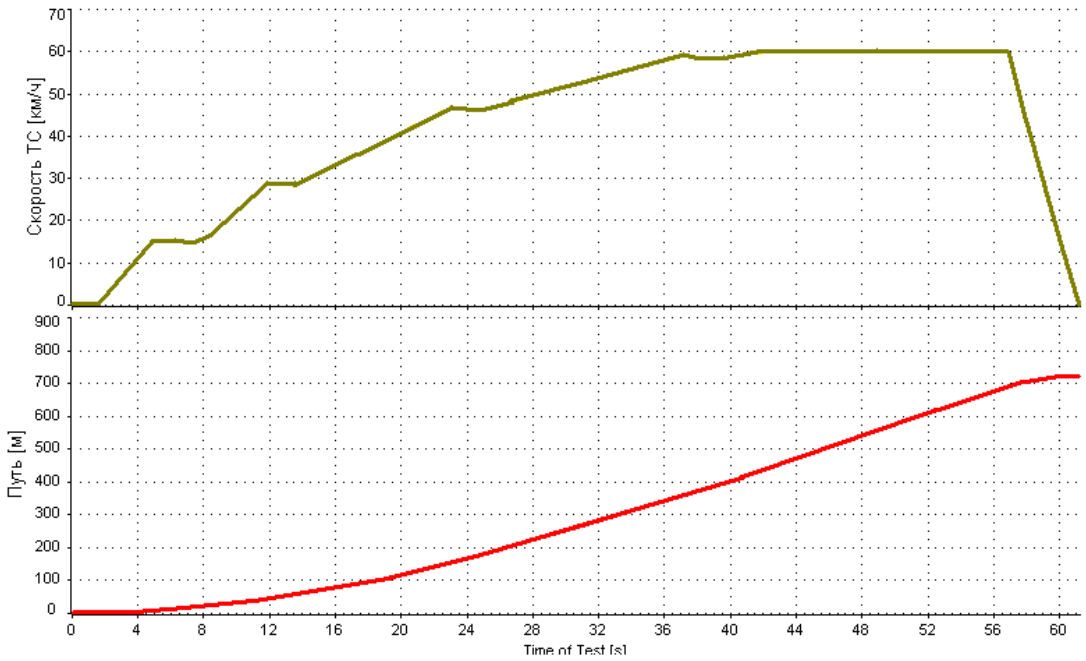


Рисунок 2.23 – Зависимость скорости и пути от времени для испытания тормозов

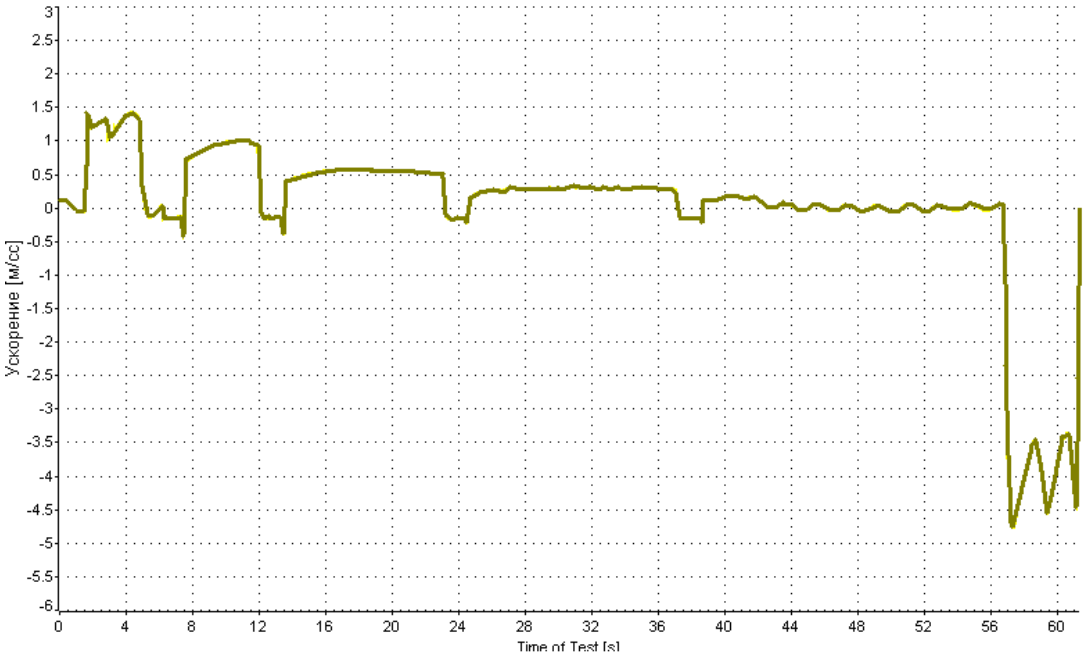


Рисунок 2.24 – Зависимость продольного ускорения от времени для испытания тормозов

2.5 Оценка свойств активной безопасности транспортного средства в дорожных условиях

Экспериментальные исследования выполнены сотрудниками Автомобильного института НГТУ при поддержке Испытательной лаборатории НГТУ.

Объектом исследования, также как и при компьютерном моделировании, являлся автобус ПАЗ (рисунок 2.25). Дорожные испытания проводились на автополигоне ГАЗ.

Рисунок 2.25 – Автобус ПАЗ-4234-05 на дорожных испытаниях

При дорожных испытаниях для определения параметров движения автобуса использовалась современная измерительная система RaceLogic VB20SL3 20Hz GPS Data Logger With Slip, Pitch and Roll Angle. Принцип работы системы основан на использовании GPS технологий. На крышу автомобиля устанавливаются магнитные антенны, которые обеспечивают связь со спутником и позволяют зафиксировать скорость транспортного средства, ускорение (по 2-м осям), траекторию движения, угол крена и угловую скорость поворота.

На следующих рисунках (2.26 – 2.28) показаны фрагменты дорожных испытаний.

Следует отметить, что для каждого вида испытаний проводилось несколько заездов.

Рисунок 2.26 – Фрагмент испытания «вход в поворот»

Рисунок 2.27 – Фрагмент испытания «переставка»

Рисунок 2.28 – Фрагмент испытания «торможение»

2.6 Сопоставление результатов компьютерного моделирования с данными дорожных испытаний

На рисунках 2.29 и 2.30 дано сравнение результатов моделирования и натурных испытаний. Сплошными линиями показаны данные, зафиксированные в ходе дорожных испытаний, пунктирными – данные компьютерного моделирования. Из рисунков следует, что расхождение результатов не превышает 10 % при сравнении скоростей движения и 15% при сравнении поперечных ускорений, что свидетельствует о хорошей сходимости результатов компьютерного моделирования и дорожных испытаний. Аналогичные результаты были получены при сравнении других видов испытаний с данными, полученными при расчетных исследованиях (рисунки 2.31 и 2.32).

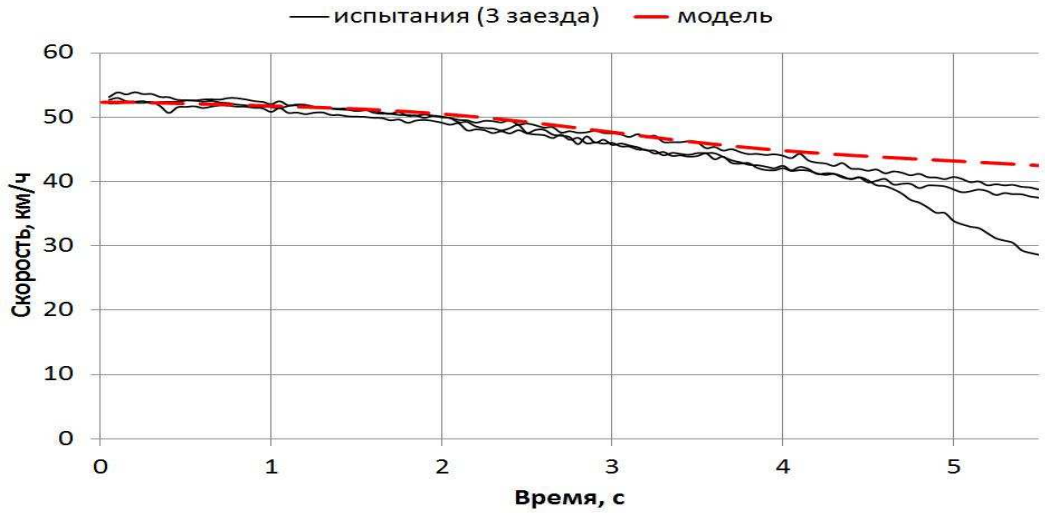


Рисунок 2.29 – Графики изменения скорости при испытании «вход в поворот»

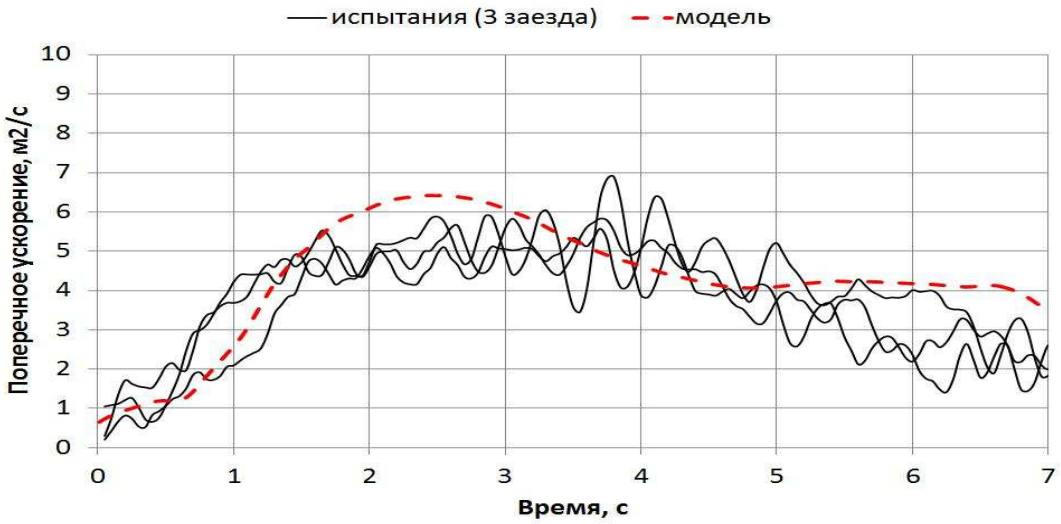


Рисунок 2.30 – Графики изменения поперечного ускорения при испытании «вход в поворот»

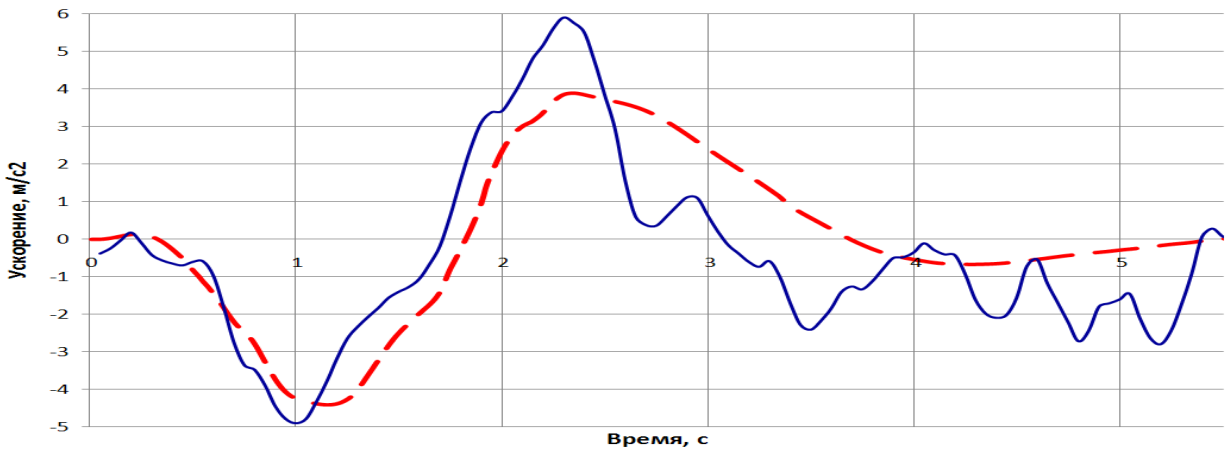


Рисунок 2.31 – Графики изменения поперечного ускорения при испытании «переставка»: сплошная линия – эксперимент, пунктирная линия – компьютерное моделирование

Рисунок 2.32 – Графики изменения замедления при торможении со скорости 60 км/ч

2.7 Разработка предложений по совершенствованию подходов имитационного моделирования и доработке моделей исследуемых транспортных средств

Следует отметить, что виртуальная модель имеет лучшие показатели свойств активной безопасности, чем реальное транспортное средство. Это, например, с точки зрения тормозных свойств, объясняется тем, что в модель заложен идеальный алгоритм работы тормозной системы и электронного блока антиблокировочной системы (АБС). Реальная тормозная система и ее компоненты имеют целый ряд особенностей, которые достаточно сложно воспроизвести в компьютерной модели. В этой связи целесообразным является расширение возможностей компьютерного моделирования путем перехода к комплексному имитационному моделированию, в котором можно было бы сымитировать не только условия движения

транспортного средства, но и реальные процессы, происходящие в автокомпонентах. Наиболее перспективным является использование программно-аппаратного комплекса (ПАК), включающего в себя: реальные компоненты автомобиля, специальный измерительный комплекс, современное программное обеспечение. Такой подход позволяет моделировать поведение транспортных средств с учетом особенностей работы реальных агрегатов и блоков управления [2.8 – 2.11].

2.8 Разработка методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования

На рисунке 2.33 показана блок-схема предлагаемой методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования. Методика предполагает выполнение нескольких этапов.

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; задание управляющего воздействия имитирующие водителя; моделирование транспортного средства.

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 ТС: 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 либо любые другие испытания, имеющие важное значение с точки зрения оценки свойств активной безопасности. Далее осуществляется обработка и анализ полученных результатов, по итогам которых, делается заключение в отношении эксплуатационных свойств автобуса.

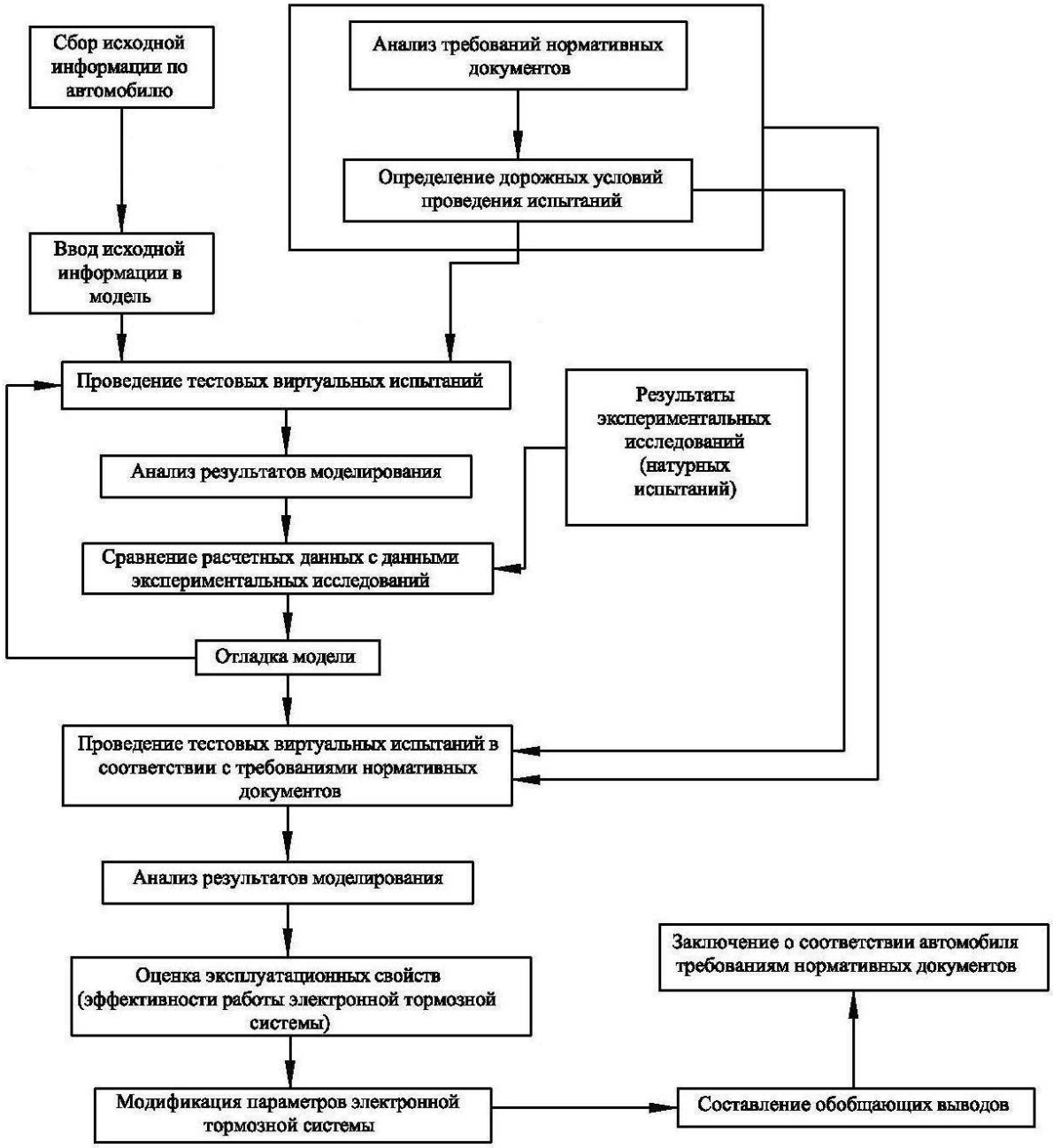


Рисунок 2.33 – Методика имитационного моделирования движения автобуса

2.9 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 (Дивизион Автобусы). Выполненные исследования, разработанная методика и результаты имитационного

моделирования и данные дорожных испытаний 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 и данных дорожных испытаний 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".

2.10 Обобщение и оценка результатов исследования

По результатам исследования можно сделать следующие выводы:

- Разработана имитационная модель автобуса ПАЗ 4234-05 в программном комплексе SDK-Simulation, учитывающая основные параметры конструкции транспортного средства;
- Сравнение результатов компьютерного моделирования и дорожных испытаний показало хорошую сходимость. Расхождение значений по продольным и поперечным (боковым) ускорениям, а также по тормозному пути не превышают 10…15%;
- Разработанная методика оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования позволяет выполнять широкий спектр работ на этапах проектирования и доводки транспортных средств. Методика может найти практическое применение в конструкторских отделах авто-предприятий, занимающихся производством автобусов среднего класса, в частности, в ОАО "Павловский автобусный завод" Группы ГАЗ (Дивизион Автобусы);
- Для повышения точности имитационного моделирования необходимо использование программно-аппаратного комплекса, обеспечивающего физическое моделирование работы тормозной системы транспортного средства.

3 Разработка методики выбора оптимальных передаточных чисел трансмиссии для легкого коммерческого автомобиля на основе показателей тяговой динамики и топливной экономичности

В разделе 3 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из НТЦ КАМАЗ – Валеева И.Д., к.т.н., ведущего инженера-конструктора.

3.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о методиках выбора передаточных чисел трансмиссии

3.1.1 Тягово-скоростные свойства и уравнения движения автомобиля

Тягово-скоростными свойствами называют совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с дорогой диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона автомобиля при его работе на тяговом режиме в различных дорожных условиях.

Тягово-скоростные свойства являются одними из наиболее важных эксплуатационных свойств и высоко ценятся потребителями. Поэтому, их исследованию посвящено большое количество работ А.И. Гришкевича [3.14, 3.54], Г.В. Зимелева [3.26], В.А. Иларионова [3.27], С.А. Литвинова и Я.Е. Фаробина [3.36], В.В. Московкина [3.41-3.43], В.А. Петрушова [3.34, 3.49], Г.А. Смирнова [3.57], А.А. Токарева [3.37, 3.59-3.64], И.Н. Успенского [3.66], Б.С. Фалькевича [3.67, 3.68], Н.М. Филькина [3.69], Е.А. Чудакова [3.71-3.76], Н.А. Яковлева [3.78, 3.79], Дж. Вонга [3.9] и других.

Как следует из этих работ, методы оценки тягово-скоростных свойств могут быть использованы для решения двух задач: анализа – определения скоростей, ускорений и предельных дорожных условий, в которых возможно движение автомобиля с заданными конструктивными параметрами, и синтеза – определения конструктивных параметров, которые могут обеспечить заданные значения скоростей и ускорений в определенных дорожных условиях движения и нахождения предельных дорожных условий.

Кроме того, они применяются при сравнении автомобилей по показателям тягово-скоростных свойств и оценки их технического уровня и качества по степени соответствия нормируемым или рекомендуемым нормативными документами значениям этих показателей. При этом часто используются различные единичные показатели тягово-скоростных свойств, каждый из которых позволяет оценивать их в какой-либо ситуации движения, принимаемой за типичную. Наиболее употребительными и достаточными для

сравнительной оценки являются следующие показатели [3.24]: максимальная скорость V_{amax}; время разгона на заданном пути t_s; время разгона до заданной скорости t_v; скоростная характеристика «разгон-выбег», $V_a=f(t)$ и $V_a=f(S)$; скоростную характеристику «разгон на передаче, обеспечивающей максимальную скорость» $V_a=f(t)$ и $V_a=f(S)$; скоростная характеристика на дороге с переменным продольным профилем $V_a=f(V_{don})$; минимальную устойчивую скорость V_{amin}; максимальный преодолеваемы подъем i_{max}; установившуюся скорость на затяжных подъемах $V_{a\ уст}$; ускорения при разгоне a_a; силу тяги на крюке $F_{кр}$; длину динамически преодолеваемого подъема S_n; удельную мощность автомобиля $P_{уд}$.

Первый измеритель установлен Правилами ЕЭК ООН №68 и ГОСТ 22576-90, а показатели со второго по шестой, и с десятого по двенадцатый – ГОСТ 22576-90, седьмой, восьмой и тринадцатый – ГОСТ 4.401-88, девятый – ГОСТ 21398-89.

Тягово-скоростные свойства зависят от многих конструктивных и дорожных факторов. В первую очередь от скоростных характеристик двигателя, параметров трансмиссии и сопротивления дороги. Скоростные характеристики двигателя используются как для анализа технического совершенства двигателя, так и для расчетов выходных характеристик автомобиля. Основными параметрами трансмиссии являются диапазон передаточных чисел, плотность ряда, значения передаточных чисел, а также КПД трансмиссии. Эти параметры используются для анализа технического уровня самой трансмиссии и сравнения с аналогами.

Теоретические показатели тягово-скоростных свойств определяются из уравнения движения автомобиля. Следует отметить относительно малое количество работ, посвященных выводу уравнений движения автомобиля при незначительном отклонении от прямолинейного движения на ровной дороге, учитывающих качение колес с деформируемой шиной. В работах Г.Б. Безбородовой и В.Г. Галушко [3.5], А.И. Гришкевича [3.14], Г.В. Зимелева [3.26], А.С. Литвинова [3.36], А.А. Токарева [3.61], Б.С. Фалькевича [3.68], Е.А. Чудакова [3.72], В.Ф. Платонова [3.53] и других используется приближенный метод составления уравнений движения автомобиля, без учета кинематических неголономных связей, возникающих при качении деформируемых колес, когда уравнения движения автомобиля заменяется эквивалентной механической системой материальных точек, состоящей из поступательно движущейся массы всех деталей автомобиля и части масс, которые находятся одновременно в поступательном и вращательном движении.

Основные вопросы, посвященные теории стационарного качения колес, рассматривали такие известные ученые как Г. Беккер [3.6], А.Ю. Ишлинский [3.28], Ф. Картер, И. Рокар [3.56], нестационарного качения – В.Л. Бидерман, Н.Ф. Бочаров, Л.В. Барахтанов [3.4], В.В. Беляков [3.4, 3.7], В.С. Гоздек [3.13], Ю. А. Ечеистов [3.21], В.А. Иларионов [3.27], М.В. Келдыш [3.29], В.И. Кнороз [3.22, 3.23], Н.К. Куликов, А.В. Князев [3.32], В.Н. Кравец [3.4],

М.А. Левин [3.35], А.С. Литвинов [3.30], В.Н. Наумов [3.7], Ю.И. Неймарк [3.47], В.И. Новопольский, Я.М. Певзнер [3.39], В.А. Петров [3.41], В.А. Петрушов [3.49], Ю.В. Пирковский [3.44, 3.46], Г.А. Смирнов [3.57], А.А. Хачатуров с соавторами [3.17], Н.А. Фуфаев [3.35, 3.47], Е.А. Чудаков [3.76], Р.Смайли [3.66], Р. Хадекель [3.80], Д. Нордин [3.81] и другие. В основном их работы посвящены рассмотрению возможности устойчивого движения транспортного средства, проблеме шимми, проходимости автомобиля или исследованиям, касающимся формулирования определяющих уравнений теории нестационарного качения, устанавливающих связь между реакцией в области контакта с опорной поверхностью и фазовыми переменными абсолютно твердого диска колеса или колеса с деформируемой периферией. В некоторых из них [3.11], [3.30], [3.35], [3.47], [3.57] определяются уравнения движения автомобиля, но эти уравнения получены с определенными допущениями для анализа путевой устойчивости автомобиля, а не тягово-скоростных свойств. Поэтому применить данные уравнения в настоящей работе не представляется возможным.

При изучении влияния деформируемости шины на процесс качения обычно прибегают к определенным упрощающим предположениям, которые позволяют описать явление деформации колес конечным числом параметров. В простейшей теории деформация шины описывается лишь одним параметром – поперечной деформацией или боковым уводом колеса, например, в теории Рокара [3.47, 3.56], или двумя параметрами: поперечной деформацией и деформацией скручивания, например, в теории Грейдануса [3.47]. Явление увода, возникающие при качении наклонного колеса с деформируемой шиной, ориентация средней плоскости которого сохраняется постоянной, описано в работах Ю.А. Ечеистова [3.21] и Е.А. Чудакова [3.76]. В теории Келдыша [3.29] деформация пневматика характеризуется тремя параметрами: поперечной деформацией колеса, деформацией скручивания и углом наклона обода колеса, отсчитываемого от вертикали до диаметральной плоскости колеса, причем масса деформируемой части шины предполагается пренебрежительно малой. При этом не учитывается диссипация энергии, связанная с деформацией шины. Наиболее полная теория качения деформируемого колеса без проскальзывания изложена в работе Н.А. Фуфаева и М.А. Левина [3.35].

В работе Ю.И. Неймарка и Н.А. Фуфаева [3.47] на основе теории Келдыша получены уравнения движения для велосипеда, мотоцикла и путевой устойчивости автомобиля.

Уравнения движения автомобиля, с учетом системы «дорога-шина-автомобиль-водитель» можно найти в работе А.А. Хачатурова с соавторами [3.17]. Полученные уравнения движения, основываются на теории качения колеса Келдыша и дополнены силами и реакциями, возникающими при продольной деформации колеса. Но, здесь

рассматривается только 4 силовых фактора: нет опрокидывающего момента (связанного с поперечной деформацией шины и углом наклона диска колеса к вертикальной плоскости) и момента, связанного с продольной деформацией шины.

В работе Г.А. Смирнова [3.57] рассматривается упрошенная динамическая модель системы «двигатель-трансмиссия-колесо-подвеска» на плоскости. В ней учитываются реакции, возникающие при продольной и нормальной деформации ведущих колес, кинематические неголономные связи, возникающие в зоне контакта и колебания подрессоренной массы вдоль вертикальной оси.

Феноменологическая теория качения, изложенная Н.А. Фуфаевым и М.А. Левиным в работе [3.35], позволяет учесть все шесть силовых составляющих в контакте колеса с опорной поверхностью, поэтому уравнения движения колесной машины с учетом этой теории являются наиболее полными.

Изучение взаимодействия колеса с дорогой и окружающей средой позволило получить определенные эмпирические зависимости, дающие возможность учесть количественное влияние на сопротивление дороги (коэффициент сопротивления качению) различных факторов. В работах [3.14], [3.36], [3.57], [3.68], [3.72], [3.79] установлено, что сопротивление качению колес (при движении по дорогам с усовершенствованным покрытием) оказывает значительное влияние на скорости движения автомобиля и его топливную экономичность. Особого внимания заслуживают зависимости, учитывающие влияние скоростных и нагрузочных режимов, в том числе бокового нагружения, поскольку применительно к дорогам с усовершенствованным покрытием влияние этих факторов может оказаться существенным. А.А.Токаревым [3.61] предложено следующие упрощенное выражение, для определения коэффициента сопротивления качению

$$f = f_0 \cdot (1 + K_м \cdot M_{ко}) + K_V \cdot V^2 + K\delta \cdot \sin\delta_y, \qquad (3.1)$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению колес в ведомом режиме при малых скоростях движения и отсутствии боковых сил; $K_м$ – коэффициент пропорциональности, $K_м = \lambda_к / r_{ко} \cdot 9{,}81$, где $\lambda_к$ – коэффициент тангенциальной эластичности шины, м/(кг·м); $r_{ко}$ – радиус качения колес в ведомом режиме, м; $M_{ко}$ – крутящий момент в ведомом режиме, Н·м; $K_V = \lambda_n \cdot S_n \cdot 1{,}3 \cdot 10^{-7}$ с^2/м^2, где λ_n – постоянный коэффициент зависящий от конструкции ходовой части автомобиля, λ_n = 4,0 для легковых автомобилей и λ_n = 5,5 для грузовых; S_n – показатель ровности покрытия, для асфальтобетонного покрытия S_n = 50…3.59; $K\delta$ - коэффициент боковой силы, $K\delta = P\delta / G_a$, где $P\delta$ - боковая сила, Н, G_a – полный вес автомобиля, Н; δ_y – угол бокового увода.

Тогда, общий коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha = (f_0(1 + K_м M_{ко}) + K_V V^2 + K_\delta \sin\delta_y)\cos\alpha \pm \sin\alpha. \quad (3.2)$$

В большинстве работ посвященным анализу тягово-скоростных свойств [3.14], [3.36], [3.57], [3.68], [3.72], [3.79], рассматривается только движение по плоской поверхности, поэтому взаимодействие мощности двигателя P_e с мощностью внешних сил, действующих на автомобиль, записывается в виде уравнения мощностного баланса

$$P_к = P_\psi + P_w + P_a, \quad (3.3)$$

где $P_к$ – мощность, подводимая к ведущим колесах автомобиля, кВт; P_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления дороги, кВт; P_w – мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха, кВт; P_a – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону, кВт.

В работах В.В. Московкина [3.43], Д.Е. Вохминова [3.10, 3.15] и других рассматривается силовой баланс, который определяется следующим образом:

$$\frac{p_i \cdot i \cdot V_h}{4 \cdot \pi \cdot r_k} = F_м + F_\tau + F_{mp} + F_f + F_w + F_a + F_\alpha, \quad (3.4)$$

где p_i – среднее индикаторное давление в цилиндрах двигателя, МПа; i – число цилиндров двигателя; V_h – рабочий объем одного цилиндра, л; $F_м$ – механические потери в двигателе, Н; F_τ - потери на привод вспомогательного оборудования, Н; F_{mp} – потери в трансмиссии, Н; F_f – сопротивление качению шин, Н; F_w - аэродинамическое сопротивление, Н; F_a – сила инерции, Н; F_α - скатывающая сила, Н.

Скорость автомобиля определяется по известной формуле

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_к}{U_{mp}}, \quad (3.5)$$

где ω_e- угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с; r_k – радиус качения колеса.

Нахождение величины радиуса качения как для одноосных, так и для многоосных автомобилей посвящено достаточно много трудов Е.А. Чудакова [3.72, 3.76], Н.И. Коротоношко [3.33], В.А. Петрушова с соавторами [3.50], Ю.В. Пирковского [3.51, 3.52] и других. Зависимости радиусов колеса, в том числе и радиуса качения, от многочисленных параметров шин исследованы в работах В.И. Кнороза [3.30, 3.31], Е.В. Кленникова [3.30, 3.31], В.А. Петрушова с соавторами [3.50], Н.А. Фуфаева [3.35, 3.47], М.А. Левина [3.35], А.А. Хачатурова с соавторами [3.17] и многих других.

Е.А. Чудаков заложил основы теории качения колеса и предложил следующие зависимости [3.72, 3.73]:

$$r_к = r_{ко} - \lambda \cdot M_к \text{ или } r_к = r_{кс} - \gamma \cdot F_к, \quad (3.6)$$

где $M_к$ – подводимый к колесу крутящий момент, Нм; $F_к$ – отводимая от колеса продольная сила, Н; λ, γ - коэффициенты тангенциальной эластичности шины (мм/Нм и мм/Н соответственно); $r_{ко}$, $r_{кс}$ – радиусы качения колеса в ведомом и свободном режимах, мм.

Для многоосных автомобилей в соответствии с работами В.А. Петрушова [3.50], Ю.В. Пирковского [3.52] и других радиус качения заменяется обобщенным радиусом качения движителя, зависящим от типа привода колес.

Таким образом, в рассмотренных работах получен математический аппарат для качения колеса в общем случае движения. Но в этих работах колесо рассматривается либо отдельно от других узлов автомобиля, таких как трансмиссия, подвеска, кузов, либо как часть системы «дорога-шина-автомобиль-водитель» при решении задач об устойчивости автомобиля, где вводятся определенные допущения, связанные со спецификой движения автомобиля, и рассмотренные уравнения движения в данной работе использоваться не могут.

Поэтому, одной из задач исследования является вывод уравнений движения автомобиля при незначительном отклонении от прямолинейного движения на ровной дороге с учетом шести силовых факторов, возникающих в контакте колес с дорогой и имеющих деформируемую шину.

3.1.2 Топливная экономичность автомобилей

Топливной экономичностью называют совокупность свойств, определяющих расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Расход топлива является важным показателем, влияющим на затраты по содержанию и эксплуатации автомобиля, а значит и на конкурентоспособность, так как при одинаковых тягово-скоростных свойствах преимущество будет у автомобиля с меньшим расходом топлива (при условии близости параметров массы и габаритных размеров).

Обобщенными измерителями топливной экономичности служат: средний расход топлива Q_{scp} и удельный расход топлива Q_{wcp}. Но, ввиду большого разнообразия условий работы определение обобщающих измерителей топливной экономичности представляет сложную и трудоемкую задачу. Поэтому, нормативными документами устанавливают следующие единичные оценочные измерители топливной экономичности [3.24]: контрольный расход топлива; расход топлива в магистральном цикле на дороге; расход топлива в городском цикле на дороге; расход топлива в городском цикле на стенде; топливная характеристика установившегося движения; топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге; удельный контрольный расход для грузовых

автомобилей; обобщенный приведенный расход топлива; топливно-экономическая характеристика.

Первые шесть измерителей установлены ГОСТ 20306-90, седьмой – ГОСТ 4.401-88, восьмой ГОСТ – 4.396-88. Первый измеритель также предусмотрен Правилами ЕЭК ООН №15, 84, а четвертый – Правилами ЕЭК ООН №15, 83, 84, 101.

Наиболее распространенным в теории автомобиля [3.14], [3.35] является следующая простейшая модель расхода топлива:

$$Q_s = g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_a) / (36 \cdot v \cdot \rho_m \cdot \eta_{mp}), \quad (3.7)$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива г/(кВт·ч), определяющийся по формуле $g_e = g_{ep} K_e K_u$, где g_{ep} – удельный расход топлива при номинальной мощности двигателя, K_e – коэффициент, учитывающий степень использования угловой скорости двигателя, K_u – коэффициент, учитывающий степень использования мощности двигателя, определяющийся по эмпирическим формулам для карбюраторных двигателей: $K_u = 3{,}37 - 8{,}22И + 9{,}12И^2 - 3{,}18И^3$, для дизельных: $K_u = 1{,}2 + 0{,}14И - 1{,}8И^2 - 1{,}46И^3$, где $И$ – степень использования мощности, $И = (P_\psi + P_w) / P_к$; ρ_m – плотность топлива, кг/л; η_{mp} – КПД трансмиссии; P_ψ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, кВт; P_w – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; P_a – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону; $K_e = 1{,}25 - 0{,}99E + 0{,}98E^2 - 0{,}24E^3$, где $E = n_e/n_p$ – отношение текущего значения частоты вращения двигателя n_e к частоте вращения при максимальной мощности n_p.

Этим уравнением рекомендуется пользоваться в первом приближении при расчете топливной экономичности или при сравнительной оценке расхода топлива с аналогами.

В работе А.А. Токарева [3.58] модель расхода топлива дополнена эффективным КПД двигателя, и более полным учетом составляющих потерь мощности как в двигателе, так и в трансмиссии автомобиля:

$$Q_s = \frac{g_e \eta_e}{10 \rho_m V_a} (P_{mд} + P_{мд} + P_{эд} + P_{mp} + P_\alpha + P_f + P_\omega + P_a), \quad (3.8)$$

где $P_{mд}$ – термодинамические потери мощности двигателя, кВт; $P_{мд}$ - механические потери мощности двигателя, кВт; $P_{эд}$ – эксплуатационные потери мощности двигателя, кВт; P_{mp} – потери в трансмиссии, кВт; P_α , P_f, P_w, P_a – мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления подъему, качению, воздуха и инерции, кВт; η_e – эффективный КПД двигателя.

Данное аналитическое выражение топливного баланса автомобиля позволяет выделить главные составляющие потерь в двигателе, являющиеся основным потребителем топлива, а также разделить расходы топлива по видам сопротивления движению.

Более совершенная модель была предложена Н.Я. Говорущенко в работе [3.12]. Основу его модели составили уравнения, учитывающие основные и эксплуатационные и конструктивные параметры двигателя и автомобиля:

$$Q_s = [AU_к + BU_к^2 V_a + C(G_a \psi + 0{,}077 k A_в V_a^2 \pm 0{,}1 \beta G_a a_a)] / \eta_i , \quad (3.9)$$

где k – коэффициент сопротивления воздуха, Нс^{2}м$^{-4}$; β - коэффициент, приближенно рассчитываемый по формуле $\beta = 1+a_к U_к^2$, где $a_к$ – постоянная для данного автомобиля величина (для легковых автомобилей 0,03…0,05, а для грузовых и автобусов 0,05…0,07); η_i – индикаторный КПД двигателя; $U_к$ – передаточное число коробки передач; коэффициенты A, B и C зависят от типа двигателя и определяются:

для дизелей: $A = \dfrac{381 \cdot V_h U_0}{H_н \rho_m r_к}$, $B = \dfrac{11 \cdot V_h S_n U_0^2}{H_н \rho_m r_к^2}$, $C = \dfrac{100}{H_u \rho_m \eta_{тр}}$;

для карбюраторных двигателей: $A = \dfrac{358 \cdot V_h U_0}{H_н \rho_m r_к}$, $B = \dfrac{9 \cdot V_h S_n U_0^2}{H_н \rho_m r_к^2}$, $C = \dfrac{100}{H_u \rho_m \eta_{тр}}$,

где V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л; U_0 – передаточное число главной передачи; $H_н$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $r_к$ – радиус качения, м; S_n – ход поршня, м.

Также следует отметить работы В.В. Московкина [3.15, 3.43], Д.Е. Вохминова [3.10, 3.15] и других, где для определения расхода топлива используется показатель g_{is} – характеризующий степень совершенства двигателя как преобразователя энергии, заключенной в топливе в механическую работу.

$$Q_s = \frac{g_{is}}{\rho_m}(F_m + F_{в.о.} + F_{тр} + F_\alpha + F_f + F_\omega + F_a) , \quad (3.10)$$

где F_m – сила, затрачиваемая на трение поршней о стенки цилиндров, привод насосов и системы газораспределения и т.п., Н; $F_{в.о.}$ - сила, затрачиваемая на преодоления сопротивления от привода вспомогательного оборудования, Н; F_a, F_f, F_w, F_α – соответственно силы затрачиваемые на преодоление инерции, качения, сопротивления воздуха, подъема, Н; g_{is} – текущее значение удельного индикаторного расхода топлива, г/(Н·100км):

$$g_{is} = g_{ismin} + \mu_g \cdot ((4 \cdot p_i \cdot \pi \cdot r_к)/(i \cdot V_h \cdot U_{тр}) - p_0)^2 + \beta_g((U_{тр} \cdot V_a / r_к)^2 - \omega_0^2),$$

где g_{ismin} – минимальное значение удельного индикаторного расхода топлива, г/(Н·100км); p_i – индикаторное давление в цилиндрах двигателя; ω - угловая скорость двигателя; i - число цилиндров двигателя; V_h – рабочий объем одного цилиндра двигателя; $U_{тр}$ - передаточное число трансмиссии; μ_g и β_g - коэффициенты, учитывающие изменение g_{is} от p_i и ω.

Анализу составляющих мощностных потерь топливного баланса посвящено огромное количество работ. В этих работах модели расхода топлива уточнялись в соответствии с

новыми исследованиями авторов. Уменьшению аэродинамических потерь и их влияние на топливную экономичность посвящены работы Е.В. Михайловского [3.38], Н.А. Евграфова [3.19, 3.20, 3.39, 3.40], М.С. Высоцкого [3.19, 3.20, 3.39] и других. Уменьшению сопротивления качению колес и влиянию характеристик шин на топливную экономичность – работы Е.А.Чудакова [3.72, 3.75, 3.76], Г.В. Зимелева [3.26], Н.А. Яковлева [3.78, 3.79], Н.В. Дивакова [3.79], Б.С. Фалькевича [3.67, 3.68], В.А. Петрушова [3.41, 3.48-3.50], В.В. Московкина [3.39-3.43], С.М. Шуклина [3.50], И.В. Балабина [3.3], В.И. Кнороза и Е.В. Кленникова [3.30, 3.31], И.М. Лурье [3.8, 3.37], Ю.В. Пирковского [3.51-3.52], С.Б. Шухмана [3.52] и других.

Влияние типа привода ведущих мостов и колес в многоосных автомобилях – работы Ю.В. Пирковского и С.Б. Шухмана [3.52], В.А Петрушова с соавторами [3.50] и других.

Так, В.А. Петрушов [3.41, 3.50] для случая равномерного движения автомобиля определяет расход топлива следующим образом:

$$Q_s = \frac{15{,}9}{\eta \cdot \rho_m} \frac{g_{ox} U_{mp} \frac{\eta}{r_к^0} + \nu \cdot (G_a f_a^0 + F_a)}{1 - \lambda_a \cdot (G_a f_a^0 + F_a)}, \qquad (3.11)$$

где g_{ox} – расход топлива на холостом ходу за один оборот коленчатого вала двигателя, г/об; ν - коэффициент повышения расхода топлива, г/(кгс·м·об); F_a – полная сила тяги автомобиля, Н; f_a^0 – обобщенный коэффициент сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме; λ_a – обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности шины, м/(кгс·м); $r_к^0$ – обобщенный радиус качения движителя автомобиля, м; $\eta = \eta_{тр} \cdot \eta_{в.о.}$, где $\eta_{в.о}$ – КПД вспомогательного оборудования, обслуживающего двигатель или приводимого от него(компрессор, генератор, вентилятор, насос гидроусилителя рулевого управления, воздуоотчиститель, выпускной тракт и т.д.), $\eta_{в.о.} = 0{,}982 - 10^{-5} \cdot n_e - 1{,}67 \cdot 10^{-8} n_e^2$, где n_e – обороты коленчатого вала двигателя. При этом обобщенные показатели определяются в зависимости от типа привода ведущих колес (индивидуальный, дифференциальный, блокированный, комбинированный).

Влияние параметров трансмиссии на топливную экономичность исследовались в работах И.С. Цитовича [3.70], А.И. Гришкевича [3.14], Э.И. Наркевича [3.46, 3.77], А.Н. Нарбута [3.45], А.А. Токарева [3.37, 3.61-3.64, 3.77], И.Н. Успенского [3.66], Н.В. Дивакова [3.16, 3.79], Н.Я. Говорущенко [3.11, 3.12], Дж. Вонга [3.9] и других исследователей.

Большое количество работ посвящено снижению тепловых и механических потерь в двигателе внутреннего сгорания: И.М. Ленина [3.1], А.В. Дмитриевского и Е.В. Шатрова [3.18], И.Я. Райкова [3.55], В.А. Звонова [3.25], Д. Хиллиарда и Дж. Спрингера с соавторами [3.65] и других.

Следует отметить, что в большинстве работ при анализе влияния того или иного конструктивного элемента автомобиля на топливную экономичность, считается, что двигатель автомобиля один и тот же, поэтому характеристики двигателя и потери в нем одинаковые, т.е. расчеты носят сравнительный характер. В основном они базируются на использовании внешней скоростной характеристики и удельного расхода топлива двигателя при полном открытии дроссельной заслонки или минимального удельного расхода топлива двигателя. В литературе имеется крайне мало сведений об аппроксимации крутящего момента при дросселировании двигателя, т.е. для перехода на частичные нагрузки. Попытки перехода от внешней скоростной характеристики и частичным нагрузкам для карбюраторных двигателей и дизельных двигателей были предприняты в работе Г.Б. Безбородовой и В.Г. Галушко [3.5]. Имеются так же аппроксимирующие формулы по пересчету минимального удельного расхода топлива g_{emin} к расходам на других режимах, однако привязки к конкретным двигателям там так же нет, за исключением указания на тип двигателя [3.14]. Использование этих формул всегда приводят к существенным погрешностям в расчетах при определении топливной характеристики установившегося движения и расхода топлива в городских и магистральных циклах, т.е. когда автомобиль работает на режимах с частичной подачей топлива. Поэтому для более точного моделирования расхода топлива необходимы частичные характеристики двигателя, полученные в полном диапазоне оборотов двигателя и в полном диапазоне нагрузок.

3.1.3 Анализ методик выбора передаточных чисел трансмиссии

Выбору передаточных чисел трансмиссии посвящены работы Е.А. Чудакова [3.71, 3.72], Г.В. Зимелева [3.26], Б.С. Фалькевича [3.68], И.С. Цитовича [3.70], А.И. Гришкевича [3.14, 3.54], А.А. Токарева [3.61], И.Н. Успенского [3.66], А.Н. Нарбута [3.45], Э.И. Наркевича [3.46], Н.М. Филькина [3.69], Г.А. Смирнов [3.57], А.Ю. Адясова [3.2] и других исследователей.

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 – коробка передач - раздаточная коробка – карданные передачи – главные передачи, первоначально определяется передаточное число главной передачи [3.70]. 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:

$$U_0 = 0{,}377 \cdot r_k \cdot n_{ev} / (U_k \cdot U_{pв} \cdot V_{amax}), \quad (3.12)$$

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.

Выбор параметров механических коробок передач, скомпонованных на базе использования зубчатых колес, начинается с определения кинематического передаточного числа первой передачи, вычисляемого по уравнению:

$$U_{k1} = \psi_{max} \cdot G_a \cdot r_д / (M_{emax} \cdot U_{pн} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}), \quad (3.13)$$

где $U_{pн}$ – кинематическое передаточное число раздаточной коробки на низшей передаче; $r_д$ – динамический радиус колеса.

Максимальная величина суммарного дорожного сопротивления принимается ψ_{max} = 0,3…0,5. Для грузовых автомобилей и тяговых машин U_{k1} определяют из условия полно использования силы сцепления ведущих колес дорогой.

$$U_{k1\varphi} = \frac{\varphi_x \cdot m_{сц} \cdot g \cdot r_д}{M_{e\max} \cdot U_{pн} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (3.14)$$

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 $U_{mpmax} < U_{mp\varphi}$.

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:

$$U_{k1V} = \frac{0{,}377 \cdot r_к \cdot n_{e\min}}{V_{a\min}}, \quad (3.15)$$

где n_{emin} – минимально устойчивые рабочие обороты двигателя, об/мин.

Определение передаточных чисел 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. 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:

$$\frac{U_{к1}}{U_{к2}} = \frac{U_{к2}}{U_{к3}} = \ldots = \frac{U_{к(m-1)}}{U_{кm}} = \ldots = \frac{U_{к(n-1)}}{U_{кn}} = \frac{\omega_{e2}}{\omega_{e1}} = q\,. \qquad (3.16)$$

Данный ряд представляет собой геометрическую прогрессию с показателем q. Уравнение для определения передаточного числа промежуточной передачи можно представить в общем виде:

$$U_{кm} = \frac{U_{к1}}{q^{m-1}}\text{, где } m \text{ – порядковый номер передачи.} \qquad (3.17)$$

Если известен относительный диапазон кинематических передаточных чисел $d = U_{к1} / U_{кn}$ и число ступеней n, то показатель q можно определить по уравнению: $q = \sqrt[n-1]{d}$. Тогда передаточное число промежуточной передачи можно записать: $U_{кm} = \sqrt[n-1]{U_{к1}^{\,n-m} U_{кn}^{\,m-1}}$ или

$$U_{кm} = \frac{U_{k1}}{\sqrt[n-1]{d^{\,m-1}}}\,. \qquad (3.18)$$

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.

$$U_{кm} = \gamma \sqrt[n-1]{U_{к1}^{\,n-m} U_{кn}^{\,m-1}} \text{ или } U_{кm} = \gamma \frac{U_{k1}}{\sqrt[n-1]{d^{\,m-1}}}\,, \qquad (3.19)$$

где $\gamma = 0{,}8\ldots0{,}9$ [3.14].

В основу второго метода положено построение передаточных чисел промежуточных ступеней по гармоническому ряду, т.е. таким образом, чтобы интервалы максимальных скоростей V_{amaxi} автомобилей были бы одинаковыми при движении на соседних передачах:

$V_{amax2} - V_{amax1} = V_{amax3} - V_{amax4}$

После подстановки в это выражение зависимости $V_{amaxi} = f(U_{кm})$ и упрощений получим гармонический ряд:

$$\frac{1}{U_{к2}} - \frac{1}{U_{к1}} = \frac{1}{U_{к3}} - \frac{1}{U_{к2}} = ... = \frac{1}{U_{кn}} - \frac{1}{U_{к(n-1)}} = Const\,. \qquad (3.20)$$

Обобщенное уравнение для определения $U_{кm}$ по данному методу может быть представлено в виде:

$$U_{кm} = \frac{U_{k1} \cdot (n-1)}{d(m-1) + n - m}\,. \qquad (3.21)$$

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 [3.61] 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:

$$U_{к1} - U_{к2} = U_{к2} - U_{к3} = \ldots = U_{к(n-1)} - U_{кn} = Const. \qquad (3.22)$$

Для удобства выполнения расчетов используют формулу:

$$U_{km} = U_{k1} \cdot \frac{d(n-m) + m - 1}{d(n-1)}\,. \qquad (3.23)$$

При подборе по третьему методу скоростной диапазон двигателя на высших передачах будет расширяться, а средняя эффективная мощность во время разгона автомобиля уменьшаться.

Улучшение одного из эксплутационных свойств автомобиля достаточно часто происходит совместно с ухудшением другого, поскольку большинство показателей автомобиля противоречивы. Автомобиль в целом характеризуется совокупностью показателей, которые нельзя рассматривать отдельно друг от друга поскольку они тесно взаимосвязаны. Так, например, показатели тягово-скоростных и топливно-экономических свойств во многом противоречивы, но их нельзя рассматривать отдельно друг от друга. Поэтому, недостатками рассматриваемых методик выбора передаточных чисел являются: однонаправленность расчета, т.к. он ведется с ориентацией либо на топливную экономичность, либо на тягово-скоростные свойства без учета показателей других свойств; в

этих методиках рассматривается узкий набор показателей (1-2 показателя) тех или иных свойств, поэтому даже в рамках одной группы свойств, трудно в целом сказать, улучшаться эти свойства или нет; неопределенность с выбором передаточного числа первой передачи, т.к. оно зависит от сопротивления дороги, и высшей передачи; неопределенность в выборе показателя геометрической прогрессии для двигателей, имеющих два явно выраженных экстремума на внешней скоростной характеристики момента двигателя; рассматриваемые методики не усчитывают законодательные требования, предъявляемые к автомобилям, в частности выбросы отработавших газов и шум автомобиля.

3.2 Разработка математических моделей для расчета показателей эксплуатационных свойств автомобиля

Основным элементом расчетной схемы автомобиля является (рисунок 3.1) модель, включающая кузов и неподрессоренные массы. Здесь рассматривается автомобиль, имеющий колесную формулу 4х2 и распространенную компоновку: передняя подвеска независимая, задняя – зависимая, передние колеса – управляемые, привод на задние колеса. Эта компоновка соответствует, например автомобилям ГАЗ-3110 «Волга», ГАЗ-2217 «Соболь» и другим.

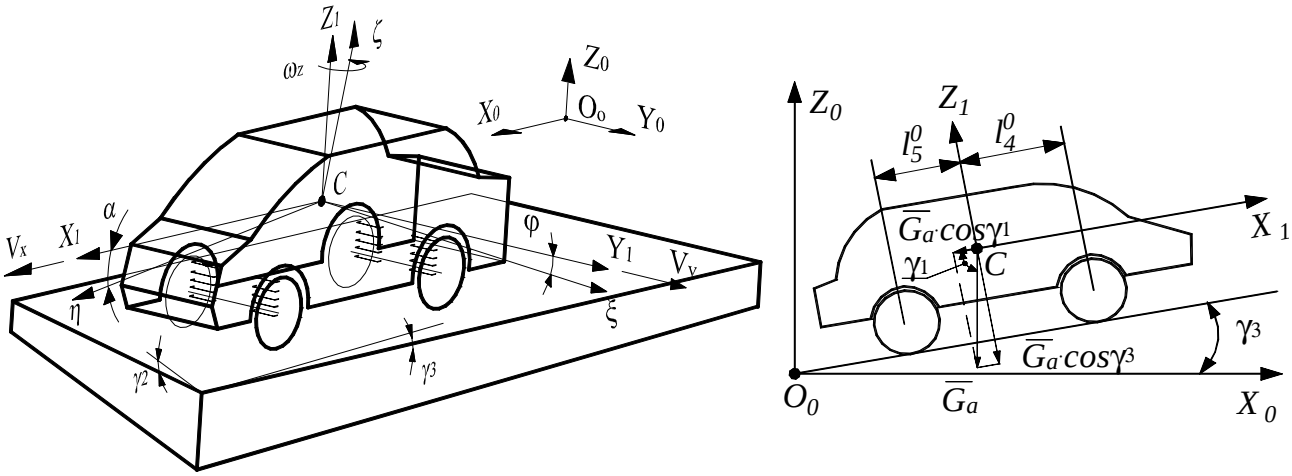


Рисунок 3.1 – Расчетная схема автомобиля

Для того чтобы определить в пространстве положение всех масс автомобиля, необходимо задать положение кузова относительно дороги и неподрессоренных масс относительно кузова.

Выберем горизонтальную плоскость $O_0X_0Y_0$, которая соответствует ровной поверхности дороги. Положение масс автомобиля, стоящего неподвижно на этой плоскости так, что его шины и рессоры недеформированы, назовем начальным. Положение, которое занимают массы неподвижного автомобиля под действием силы тяжести, назовем статическим [3.17].

Рассматривается движение автомобиля на ровной дороге при малых отклонениях от прямолинейного движения. Для описания этого движения принимаются следующие системы координат [3.7, 3.17, 3.35, 3.48]:

1) Σ_0: $O_0X_0Y_0Z_0$ – неподвижная система координат, $X_0Y_0O_0$ – опорная плоскость, совпадающая с плоскостью дороги, ось O_0Z_0 – направлена вверх;
2) Σ_1: $CX_1Y_1Z_1$ – система координат, движущаяся поступательно, начало системы координат совпадает с центром масс автомобиля, где C – центр масс с координатами X_C, Y_C, Z_C, ось CZ направлена вверх, а оси CX и CY – остаются параллельными опорной плоскости $X_0Y_0O_0$.
3) Σ_2: $O\eta\xi\zeta$ – система координат жестко связанная с автомобилем, ось $O\zeta$ – направлена вверх, $O\eta$ - связана с продольной осью автомобиля, $O\xi$ - с поперечной.

4) Σ_3: $E\xi_1'\xi_2'\xi_3'$ – система координат, связанная с плоскостью поворотной цапфы таким образом, чтобы орт ξ_3' проходил вдоль оси поворота колеса, орт ξ_2' – направлен вдоль поворотной цапфы, а орт ξ_1' – перпендикулярен обоим этим ортам (рисунок 3.2).

5) Σ_4: $E\xi_1\xi_2\xi_3$ – система координат, у которой ортξ_3 направлен вдоль оси поворота колеса и совпадает с ортом ξ_3', орт ξ_2 перпендикулярен ξ_3 и лежит в плоскости $EBO_в$, а орт ξ_1 перпендикулярен этой плоскости.

Примем, что левая поворотная цапфа может поворачиваться вокруг оси EBH на угол γ_s' = $\gamma_s^0 + \gamma_{sp}$, а правая γ_s" = – $\gamma_s^0 + \gamma_{sp}$, где γ_s^0 =const определяет схождение колес. Оба управляемых колеса связаны рулевыми тягами, и поэтому поворачиваются на угол γ_{sp}, который здесь принимается малым.

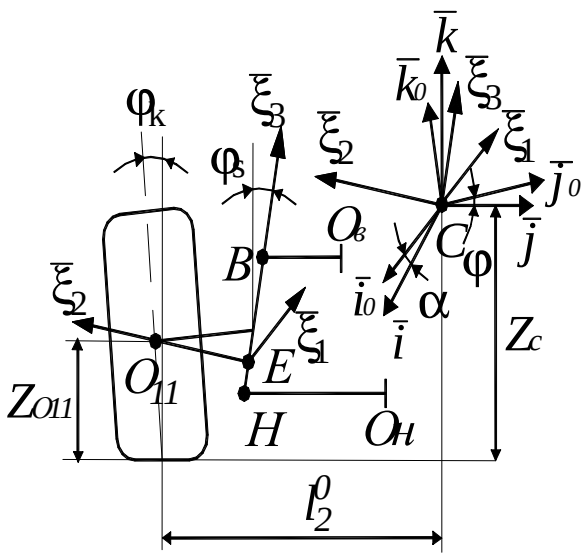


Рисунок 3.2 - Системы координат

При фиксированном положении рулевого колеса и прямолинейном движении поворот колес на малый угол γ_{sp} приводит к возникновению упругого момента с коэффициентом пропорциональности $C_{\gamma sp}$, представляющим собой приведенную угловую жесткость системы.

При вращении переднее левое колесо может поворачивается на $\gamma_{s11}+\omega_0 t$ вокруг оси *OE* поворотной цапфы, переднее правое – на угол $\gamma_{s12}+\omega_0 t$ вокруг соответствующей оси правой поворотной цапфы, заднее левое – на угол $\gamma_{s21}+\omega_0 t$, заднее правое - $\gamma_{s22}+\omega_0 t$.

Автомобиль совершает работу за счет энергии топлива в двигателе внутреннего сгорания, которая на коленчатом валу превращается в механическую работу, поэтому введем $\varphi_д$ - угол поворота коленчатого вала двигателя.

Таким образом, в качестве обобщенных координат примем следующие: X_C, Y_C, Z_C – вертикальное смещение центра масс подрессоренных частей, отсчитанное от положения центра тяжести кузова в точке *C*, в котором он находится в статическом состоянии; α – угол продольного крена (угол между осями CX_1 и $C\eta$); φ – угол поперечного крена (угол между осями CY_1 и $C\xi$) (углы α, φ - углы Резаля (рисунки 3.1 и 3.2), χ - угол поворота вокруг оси CZ_1 (с угловой скоростью ω_z), γ_{sp}, γ_{s11}, γ_{s12}, γ_{s21}, γ_{s22}, $\varphi_д$.

Соотношение между системами координат Σ_3 и Σ_4 будет [3.7, 3.17, 3.35, 3.48]:

Система отсчета с ортами $\xi_1'\xi_2'\xi_3'$ получается в результате поворота системы ортов $\xi_1\xi_2\xi_3$ вокруг орта ξ_3 на угол γ_s'. Поэтому

$$\begin{bmatrix}\xi_1'\\ \xi_2'\\ \xi_3'\end{bmatrix}=T_1\begin{bmatrix}\xi_1\\ \xi_2\\ \xi_3\end{bmatrix}, \tag{3.24}$$

где $T_1=\begin{bmatrix}\cos(\gamma_s^0+\gamma_{sp}) & \sin(\gamma_s^0+\gamma_{sp}) & 0\\ -\sin(\gamma_s^0+\gamma_{sp}) & \cos(\gamma_s^0+\gamma_{sp}) & 0\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix}$.

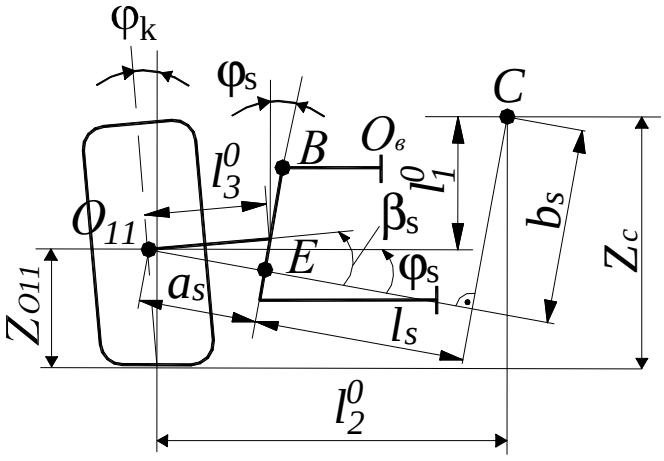


Рисунок 3.3 – Конструктивные параметры подвески автомобиля

С учетом малости углов γ_s^0 и γ_{sp} можно записать

$$T_1=\begin{bmatrix}1-\gamma_s^0\cdot\gamma_{sp} & \gamma_s^0+\gamma_{sp} & 0\\ -\gamma_s^0-\gamma_{sp} & 1-\gamma_s^0\cdot\gamma_{sp} & 0\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix}.$$

В точке *C* (рисунок 3.2) показана система ортов $\xi_1\xi_2\xi_3$, причем орт ξ_1 совпадает с продольной осью автомобиля. Также в точке *C*, показаны системы с ортами ***i*₀, *j*, *k*₀** и ***i*, *j*, *k***.

Орт ***i*** направлен вдоль оси CX_1, ***j*** – направлен вдоль оси CY_1, а орт ***k*** – вертикален и

направлен вдоль оси CZ_1. Орт $\boldsymbol{i_0}$ противоположен орту ξ_1 и образует угол α с ортом $\boldsymbol{i}$ в вертикальной плоскости и перпендикулярен поперечной плоскости автомобиля. Из рисунка 3.2 видно, что орт $\boldsymbol{k_0}$ образует с ξ_3 угол $(\varphi_s-\varphi)$, значит

$$\begin{bmatrix} i_0 \\ j \\ k_0 \end{bmatrix} = T_2 \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \xi_3 \end{bmatrix}, \qquad (3.25)$$

где $T_2 = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -\cos(\varphi_s - \varphi) & \sin(\varphi_s - \varphi) \\ 0 & \sin(\varphi_s - \varphi) & \cos(\varphi_s - \varphi) \end{bmatrix}$.

С учетом малости углов φ_s и φ, получаем

$$T_2 = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1-\varphi_s \cdot \varphi & (\varphi_s - \varphi) \\ 0 & (\varphi_s - \varphi) & 1+\varphi_s \cdot \varphi \end{bmatrix}.$$

Т.к. система ортов $\boldsymbol{i, j, k}$ получается в результате поворота системы $\boldsymbol{i_0, j, k_0}$ вокруг орта $\boldsymbol{j}$ на угол α, то

$$\begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} = T_3 \begin{bmatrix} i_0 \\ j \\ k_0 \end{bmatrix}, \qquad (3.26)$$

где $T_3 = \begin{bmatrix} \cos\alpha & 0 & -\sin\alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix}$.

Движение автомобиля рассматривается в малых отклонениях от прямолинейного, поэтому $\cos\alpha \approx 1$, $\sin\alpha \approx \alpha$, т.е.

$$T_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ \alpha & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

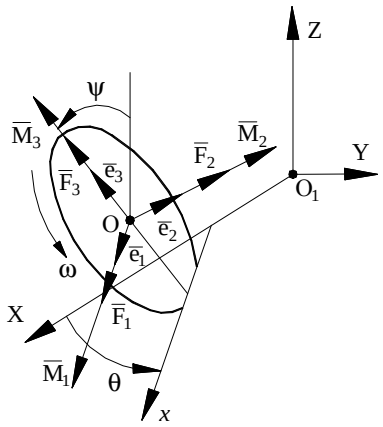


Рисунок 3.4 - Система отсчета с началом в центре колеса

На рисунке. 3.3 система управляемых колес показана в положении, когда плоскость поворотной цапфы совпадает с плоскостью $EBO_в$. Воспользовавшись указанными конструктивными размерами Z_O, l_1^0, l_2^0, l_3^0, α_s, μ_s, введем параметры которые окажутся необходимые в дальнейшем:

$$\beta_s = \varphi_s + \varphi_k,\ a_s = l_3^0 \cos\beta_s,\ l_s = l' \cos\varphi_s,$$

$$b_s = l_3^0 \sin\beta_s + (l_1^0 - l_3^0)/\cos\varphi_s + l' \sin\varphi_s \qquad (3.27)$$

$l' = l_2^0 + Z_O \operatorname{tg} \varphi_k - l_3^0 \cos \varphi_k - (l_1^0 - l_3^0 \sin \varphi_k) \operatorname{tg} \varphi_s$

Если точка в системе отсчета с ортами ξ_1', ξ_2', ξ_3' связанной с поворотной цапфой левого колеса имеет координаты a_1, a_2, a_3, то в системе отсчета с началом в точке O_0 и ортами $\boldsymbol{i}$, $\boldsymbol{j}$, $\boldsymbol{k}$ ее положение определяется радиус вектором:

$$\boldsymbol{r} = T_5 \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} + T_4 \begin{bmatrix} -l_4^0 \\ l_s \\ -b_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix}, \qquad (3.28)$$

где $T_5 = T_3 \cdot T_2 \cdot T_1^{-1}$, $T_4 = T_3 \cdot T_2$.

В результате преобразований получаем,

$$T_4 = \begin{bmatrix} -1 & -\alpha(\varphi_s - \varphi) & -\alpha \\ 0 & -1 - \varphi_s \cdot \varphi & (\varphi_s - \varphi) \\ -\alpha & (\varphi_s - \varphi) & 1 + \varphi_s \cdot \varphi \end{bmatrix},$$

$$T_5 = \begin{bmatrix} -(1 - \gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp}) - \alpha(\varphi_s - \varphi)(\gamma_s^0 + \gamma_{sp}) & (\gamma_s^0 + \gamma_{sp}) - \alpha(\varphi_s - \varphi)(1 - \gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp}) & -\alpha \\ (-1 - \varphi_s \cdot \varphi)(\gamma_s^0 + \gamma_{sp}) & (-1 - \varphi_s \cdot \varphi)(1 - \gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp}) & (\varphi_s - \varphi) \\ -\alpha(1 - \gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp}) + (\varphi_s - \varphi)(\gamma_s^0 + \gamma_{sp}) & \alpha(\gamma_s^0 + \gamma_{sp}) + (\varphi_s - \varphi)(1 - \gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp}) & 1 + \varphi_s \cdot \varphi \end{bmatrix}.$$

Константы φ_s, β_s, γ_s^0 являются малыми, поэтому в коэффициентах перед малыми отклонениями удерживаются слагаемые в степени не выше первой относительно этих констант

$$T_5 = \begin{bmatrix} -1 + \gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp} & \gamma_s^0 + \gamma_{sp} + \alpha\varphi - \varphi_s\alpha & -\alpha \\ -\gamma_s^0 - \gamma_{sp} & -1 - \varphi_s \cdot \varphi + \gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp} & (\varphi_s - \varphi) \\ -\alpha - \gamma_s^0\varphi - \varphi\gamma_{sp} & \alpha\gamma_s^0 + \alpha\gamma_{sp} + \varphi_s - \varphi & 1 + \varphi_s \cdot \varphi \end{bmatrix}.$$

Ориентация жесткого диска колеса определяется углами θ, ω, ψ и зависящей от них ориентацией в пространстве системы отсчета $\boldsymbol{e_1}$, $\boldsymbol{e_2}$, $\boldsymbol{e_3}$ (рисунок 3.4). Орт $\boldsymbol{e_1}$ направлен параллельно следу (ось x), ось с ортом $\boldsymbol{e_2}$ направлена вдоль оси вращения, ось с ортом $\boldsymbol{e_3}$ – вдоль линии наибольшего ската.

В системе осей связанных с поворотной цапфой $\boldsymbol{e_2}$ (0, –1, β_s), т.к. a_1=0, a_2= –cos β_s = –1, a_3 = sin β_s. Поэтому, в неподвижной системе с ортами $\boldsymbol{i}$, $\boldsymbol{j}$, $\boldsymbol{k}$

$$\boldsymbol{e_2} = T_5 \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ \beta_s \end{bmatrix} = (-\gamma_s^0 - \gamma_{sp} - \alpha\varphi)\,\boldsymbol{i} + (1 + \varphi_s\varphi - \beta_s\varphi - \gamma_s^0\,\gamma_{sp})\,\boldsymbol{j} + (-\varphi_s + \varphi - \alpha\gamma_{sp} + \beta_s)\,\boldsymbol{k}. \qquad (3.29)$$

Орт $\boldsymbol{e_1}$ лежит в плоскости, параллельной XY, и перпендикулярен $\boldsymbol{e_2}$. Поэтому,

$\boldsymbol{e_1} = (e_{2y}\,\boldsymbol{i} - e_{2x}\,\boldsymbol{j}) / \sqrt{e_{2x}^2 + e_{2y}^2}$.

В результате, после подстановки значений e_{2x} и e_{2y} из (3.29) получаем

$\boldsymbol{e_1} = (1-\gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp})\,\boldsymbol{i} + (\gamma_s^0 + \alpha\varphi + \gamma_{sp})\,\boldsymbol{j}$,

$\boldsymbol{e_3} = \boldsymbol{e_1} \times \boldsymbol{e_2}$,

$\boldsymbol{e_3} = (\gamma_s^0 \cdot \varphi - \varphi_s \cdot \gamma_{sp} + \beta_s \cdot \gamma_{sp})\,\boldsymbol{i} + (\varphi_s - \beta_s - \varphi + \alpha\gamma_{sp})\,\boldsymbol{j} + (1 - \beta_s\varphi + \varphi_s\varphi)\,\boldsymbol{k}$.

Следовательно, имеем

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{i} \\ \boldsymbol{j} \\ \boldsymbol{k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-\gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp} & -\gamma_s^0 - \alpha\varphi - \gamma_{sp} & \gamma_s^0\varphi - \varphi_s\gamma_{sp} + \beta_s\gamma_{sp} + \gamma_{sp}\varphi \\ \gamma_s^0 + \alpha\varphi + \gamma_{sp} & 1 + \varphi_s\varphi - \beta_s\varphi - \gamma_s^0\gamma_{sp} & \varphi_s - \beta_s - \varphi + \alpha \cdot \gamma_{sp} \\ 0 & -\varphi_s + \varphi - \alpha \cdot \gamma_{sp} + \beta_s & 1 + \varphi_s\varphi - \beta_s\varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{e_1} \\ \boldsymbol{e_2} \\ \boldsymbol{e_3} \end{bmatrix}. \quad (3.30)$$

Из формул (3.29) и (3.30) находим

$\psi = -\varphi_s + \beta_s + \varphi - \alpha\gamma_{sp}$,

$$\theta = \gamma_s^0 + \alpha\varphi + \gamma_{sp}. \quad (3.31)$$

При составлении уравнений движения возникает необходимость в вычислении угловой скорости диска колеса $\dot{\omega}$, связанной с изменением угла поворота ω, отсчитываемого в срединной плоскости колеса. Для левого колеса:

$$\dot{\omega} = \dot{\gamma}_{s11} + \omega_0 + \dot{\varphi}_б,$$

где $\omega_0 = V/r_k$ – угловая скорость в невозмущенном прямолинейном движении, $\varphi_б$ – дополнительный малый угол, на который поворачиваются к орту $\boldsymbol{e_1}$ вокруг орта $\boldsymbol{e_2}$ горизонтальный радиус колеса и направленный вдоль него единичный вектор (–1,0,0) в системе отсчета $\xi_1'\xi_2'\xi_3'$ связанной с поворотной цапфой при переходе из положения $\varphi = \gamma_s^0 = \gamma_{sp} = \alpha = 0$ в положение с отличными от нуля значениями этих углов.

Как следует из формулы (3.28) указанный единичный вектор в подвижной системе отсчета равен $\varphi_б = \boldsymbol{e_2} \cdot \left(\boldsymbol{e_1} \times T_5 \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \right) = -\alpha - \varphi\gamma_s^0 + \varphi_s\gamma_{sp}$.

Тогда

$$\dot{\omega} = \dot{\gamma}_{s11} - \gamma_s^0\dot{\varphi} + \varphi_s \cdot \gamma_{sp} + \omega_0 - \dot{\alpha}. \quad (3.32)$$

Угловая скорость подвижной системы координат с ортами $\boldsymbol{e_1}, \boldsymbol{e_2}, \boldsymbol{e_3}$

$$\Omega_1 = \dot{\psi} \cdot \boldsymbol{e_1} + \dot{\theta}\sin\psi \cdot \boldsymbol{e_2} + \theta\cos\psi \cdot \boldsymbol{e_3}. \quad (3.33)$$

Абсолютная угловая скорость диска колеса

$$\Omega_2 = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\omega} + \dot{\theta}\sin\psi \\ \dot{\theta}\cos\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\omega} + \dot{\theta}\psi \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}. \quad (3.34)$$

Кинетический момент в системе с ортами $\boldsymbol{e_1}, \boldsymbol{e_2}, \boldsymbol{e_3}$ определяется:

$$L_0 = \dot{\psi} \cdot I_1 \cdot \boldsymbol{e_1} + (\dot{\omega} + \dot{\theta}\sin\psi) \cdot I_2 \cdot \boldsymbol{e_2} + \dot{\theta}\cos\psi \cdot I_1 \cdot \boldsymbol{e_3} \quad , \tag{3.35}$$

где I_1, I_2 – моменты инерции колеса соответственно относительно осей $\boldsymbol{e_1}$, $\boldsymbol{e_2}$.

Момент сил инерции левого колеса, приведенный к центру тяжести O, определяется по формуле Бура [3.18, 3.35]

$$M^{\phi} = -\frac{dL_0}{dt} = -\frac{d\tilde{L}_0}{dt} - \Omega_1 \times L_0 . \tag{3.36}$$

Удерживая члены с коэффициентами перед малыми отклонениями, содержащими φ_s, β_s, γ_s^0 в степени не выше первой, находим проекции главного момента сил инерции левого колеса M^{ϕ} на оси подвижной системы отсчета:

$$M_1^{\Phi} = (-\ddot{\varphi} - \alpha\ddot{\gamma}_{sp} - \gamma_{sp}\ddot{\alpha}) \cdot I_1 + (\ddot{\gamma}_{sp} + \alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha}) \cdot \omega_0 I_2 ,$$

$$M_2^{\Phi} = (-\ddot{\gamma}_{s11} + \gamma_s^0 \cdot \ddot{\varphi} + \ddot{\alpha} - \beta_s\ddot{\gamma}_{sp}) \cdot I_2 , \tag{3.37}$$

$$M_3^{\Phi} = (-\ddot{\gamma}_{sp} - \varphi \cdot \ddot{\alpha} - \alpha\ddot{\varphi}) \cdot I_1 + (-\dot{\varphi} + \alpha\dot{\gamma}_{sp} + \gamma_{sp} \cdot \dot{\alpha}) \cdot \omega_0 I_2 .$$

При рассмотрении правого колеса необходимо в соответствующих выражениях заменить γ_{s11}, l', φ_s, φ_k, β_s, γ_s^0 на γ_{s12}, $-l'$, $-\varphi_s$, $-\varphi_k$, $-\beta_s$, $-\gamma_s^0$. Учитывая зависимость (3.28) получаем соотношения для переднего левого и переднего правого колес, представленные в табл. 3.1 [3.4, 3.13, 3.29, 3.35, 3.80, 3.81, 3.82].

Таблица 3.1 - Зависимости для передних управляемых колес

Левое колесо	Правое колесо
Координаты центра колеса	
$X_{O11} = \alpha\cdot(a_s+l_s)\cdot\varphi + a_s\cdot\gamma_{sp}+(-\varphi_s \cdot a_s+ b_s)\cdot\alpha + + (X_C + l_4^0 + \gamma_s^0 \cdot a_s)$	$X_{O12} = -\alpha\cdot(a_s+l_s)\cdot\varphi - a_s\cdot\gamma_{sp}+(\varphi_s \cdot a_s+ b_s)\cdot\alpha + + (X_C + l_4^0 - \gamma_s^0 \cdot a_s)$
$Y_{O11} = (-\varphi_s\cdot(a_s+l_s)+b_s))\cdot\varphi + \gamma_s^0 \cdot a_s\cdot\gamma_{sp} + (Y_C - - a_s - l_s - b_s\cdot\varphi_s)$	$Y_{O12} = (-\varphi_s\cdot(a_s+l_s)+b_s))\cdot\varphi - \gamma_s^0 \cdot a_s\cdot\gamma_{sp} + (Y_C + + a_s + l_s + b_s\cdot\varphi_s)$
$Z_{O11} = -(a_s+ \varphi_s \cdot b_s + l_s) \cdot\varphi + \alpha \cdot a_s\cdot\gamma_{sp} + + (l_4^0 + \gamma_s^0 \cdot a_s) \cdot \alpha + (Z_C - b_s + \varphi_s\cdot a_s + \varphi_s\cdot l_s)$	$Z_{O12} = (a_s + \varphi_s \cdot b_s + l_s) \cdot\varphi - \alpha \cdot a_s\cdot\gamma_{sp} + + (l_4^0 - \gamma_s^0 \cdot a_s) \cdot \alpha + (Z_C - b_s - \varphi_s\cdot a_s - \varphi_s\cdot l_s)$
Возможные перемещения центра колеса	
$\delta Xo_{11} = \alpha\cdot(a_s+l_s)\cdot \delta\varphi + a_s\cdot\delta\gamma_{sp} + (-\varphi_s \cdot a_s+ b_s +\varphi \cdot (a_s+l_s))\cdot\delta\alpha + \delta X_C$	$\delta Xo_{12} = -\alpha\cdot(a_s+l_s)\cdot \delta\varphi - a_s\cdot\delta\gamma_{sp} + (-\varphi_s \cdot a_s+b_s - \varphi \cdot (a_s+l_s))\cdot\delta\alpha + \delta X_C$
$\delta Yo_{11} = (-\varphi_s\cdot(a_s+l_s)+b_s))\cdot\delta\varphi + \gamma_s^0 \cdot a_s\cdot \delta\gamma_{sp} + + \delta Y_C$	$\delta Yo_{12} = (-\varphi_s\cdot(a_s+l_s)+b_s))\cdot\delta\varphi - \gamma_s^0 \cdot a_s\cdot \delta\gamma_{sp} + + \delta Y_C$
$\delta Zo_{11} = -(a_s+ \varphi_s \cdot b_s + l_s) \cdot\delta\varphi + \alpha \cdot a_s\cdot \delta\gamma_{sp} + (a_s\cdot\gamma_{sp} + l_4^0 + \gamma_s^0 \cdot a_s) \cdot \delta\alpha + \delta Z_C$	$\delta Zo_{12} = -(a_s+ \varphi_s \cdot b_s + l_s) \cdot\delta\varphi - \alpha \cdot a_s\cdot \delta\gamma_{sp} + (-a_s\cdot\gamma_{sp} + l_4^0 - \gamma_s^0 \cdot a_s) \cdot \delta\alpha + \delta Z_C$
Углы поворота диска колеса	
$\theta_{11} = \gamma_s^0 + \alpha\varphi + \gamma_{sp}$	$\theta_{12} = -\gamma_s^0 - \alpha\varphi + \gamma_{sp}$
$\psi_{11} = -\varphi_s + \beta_s + \varphi - \alpha\gamma_{sp}$	$\psi_{12} = \varphi_s - \beta_s + \varphi - \alpha\gamma_{sp}$
$\omega_{11} = \gamma_{s11} + \varphi_s\cdot\gamma_{sp} - \gamma_s^0 \cdot\varphi + \omega_0\cdot t - \alpha$	$\omega_{12} = \gamma_{s12} - \varphi_s\cdot\gamma_{sp} + \gamma_s^0 \cdot\varphi + \omega_0\cdot t - \alpha$
Возможные повороты диска колеса	

Левое колесо	Правое колесо
$\delta\psi_{11} = \delta\varphi - \alpha\cdot\delta\gamma_{sp} - \gamma_{sp}\cdot\delta\alpha$ $\delta\omega_{11} + \sin\psi_{11}\cdot\delta\theta_{11} = \beta_s\cdot\delta\gamma_{sp} + \delta\gamma_{s11} - \gamma_s^0\cdot\delta\varphi - \delta\alpha$ $\cos\psi_{11}\cdot\delta\theta_{11} = \delta\gamma_{sp} + \alpha\cdot\delta\varphi + \varphi\cdot\delta\alpha$	$\delta\psi_{12} = \delta\varphi - \alpha\cdot\delta\gamma_{sp} - \gamma_{sp}\cdot\delta\alpha$ $\delta\omega_{12} + \sin\psi_{12}\cdot\delta\theta_{12} = -\beta_s\cdot\delta\gamma_{sp} + \delta\gamma_{s12}$ $+ \gamma_s^0\cdot\delta\varphi - \delta\alpha$ $\cos\psi_{12}\cdot\delta\theta_{12} = \delta\gamma_{sp} + \alpha\cdot\delta\varphi + \varphi\cdot\delta\alpha$
Составляющие реакции в области контакта в системе ортов ***e1, e2, e3***	
$F_{11}^1 = C_{1x}\cdot\xi_{011}$ $F_{11}^2 = C_{1y}\cdot\eta_{011} + (1-\nu_1^*)\cdot N_{11}^*\cdot\psi_{11}$ $F_{11}^3 = N_{11}^* - C_{1z}\cdot Z_{11}^{'}$ $M_{11}^1 = \nu_1^{''}\cdot N_{11}^*\cdot\eta_{011} - \rho_1^{''}\cdot N_{11}^*\cdot\psi_{11} + F_{11}^2\cdot Z_{O11}$ $M_{11}^2 = -\nu_1^{'}\cdot N_{11}^*\cdot\xi_{011} - M_{f11} - F_{11}^1 Z_{O11}$ $M_{11}^3 = C_{1\varphi}\cdot\chi_{11}^0\eta_{011} - C_{1\varphi}\cdot\chi_{21}^0\psi_{11}$	$F_{12}^1 = C_{1x}\cdot\xi_{012}$ $F_{12}^2 = C_{1y}\cdot\eta_{012} + (1-\nu_1^*)\cdot N_{12}^*\cdot\psi_{12}$ $F_{12}^3 = N_{12}^* - C_{1z}\cdot Z_{12}^{'}$ $M_{12}^1 = \nu_1^{''}\cdot N_{12}^*\cdot\eta_{012} - \rho_1^{''}\cdot N_{12}^*\cdot\psi_{12} + F_{12}^2\cdot Z_{O12}$ $M_{12}^2 = -\nu_1^{'}\cdot N_{12}^*\cdot\xi_{012} - M_{f12} - F_{12}^1 Z_{O12}$ $M_{12}^3 = C_{1\varphi}\cdot\chi_{11}^0\eta_{012} - C_{1\varphi}\cdot\chi_{21}^0\psi_{12}$
Кинематические неголономные связи	
$\dot{X}_{11} - r_{11}^*\dot{\omega}_{11} + \dot{\xi}_{011} + \lambda_{11}^0\dot{X}_{11}\xi_{011} - \lambda_{21}^0\dot{X}_{11}(Z_{11} - Z_{11}^*) = 0$ $\dot{Y}_{11} - \theta_{11}\dot{X}_{11} + \dot{\eta}_{011} + \chi_{11}^0\dot{X}_{11}\cdot\eta_{011} + \chi_{21}^0\dot{X}_{11}\psi_{11} = 0$	$\dot{X}_{12} - r_{12}^*\dot{\omega}_{12} + \dot{\xi}_{012} + \lambda_{11}^0\dot{X}_{12}\xi_{012} - \lambda_{21}^0\dot{X}_{12}(Z_{12} - Z_{12}^*) = 0$ $\dot{Y}_{12} - \theta_{12}\dot{X}_{12} + \dot{\eta}_{012} + \chi_{11}^0\dot{X}_{12}\cdot\eta_{012} + \chi_{21}^0\dot{X}_{12}\psi_{12} = 0$
Составляющие реакции в области контакта в системе ортов ***i, j, k***	
$F_{11}^X = F_{11}^1 - \gamma_s^0\cdot F_{11}^2$ $F_{11}^Y = \gamma_s^0 F_{11}^1 + F_{11}^2 + (\alpha_s - \beta_s)F_{11}^3$ $F_{11}^Z = (\beta_s - \alpha_s)F_{11}^2 + F_{11}^3$	$F_{12}^X = F_{12}^1 + \gamma_s^0\cdot F_{12}^2$ $F_{12}^Y = -\gamma_s^0 F_{12}^1 + F_{12}^2 - (\alpha_s - \beta_s)F_{12}^3$ $F_{12}^Z = (\beta_s - \alpha_s)F_{12}^2 + F_{12}^3$
Моменты сил инерции колеса в системе ортов ***e1, e2, e3***	
$M_{11}^{\Phi 1} = -(\ddot{\varphi} + \alpha\ddot{\gamma}_{sp} + \gamma_{sp}\ddot{\alpha})I_{11} + (\ddot{\gamma}_{sp} + \alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})\omega_0 I_{21}$ $M_{11}^{\Phi 2} = -(\ddot{\gamma}_{s11} - \gamma_s^0\cdot\ddot{\varphi} - \ddot{\alpha} + \beta_s\ddot{\gamma}_{sp})\cdot I_{21}$ $M_{11}^{\Phi 3} = -(\ddot{\gamma}_{sp} + \varphi\cdot\ddot{\alpha} + \alpha\ddot{\varphi})I_{11} - (\dot{\varphi} - \alpha\dot{\gamma}_{sp} - \gamma_{sp}\cdot\dot{\alpha})\omega_0 I_{21}$	$M_{12}^{\Phi 1} = M_{11}^{\Phi 1}$ $M_{12}^{\Phi 2} = -(\ddot{\gamma}_{s12} + \gamma_s^0\cdot\ddot{\varphi} - \ddot{\alpha} - \beta_s\ddot{\gamma}_{sp})\cdot I_{21}$ $M_{12}^{\Phi 3} = M_{11}^{\Phi 3}$

Продолжение табл. 2.1.

В таблице 3.1 обозначены:

C_{1x}– коэффициент продольной жесткости шины передних колес;

C_{1y} – коэффициент поперечной жесткости шины передних колес;

C_{1z}– коэффициент радиальной (нормальная) жесткости шины передних колес;

$C_{1\varphi}$ – коэффициент жесткости шины передних колес на скручивание;

$\nu_1^{''}$, $\rho_1^{''}$ - силовые и моментные коэффициенты упругости;

N_{ij}^* (i=1, j=1,2) – стационарное значение силы нормального давления на колесо со стороны опорной плоскости;

$Z_{ij}^{'}$ (i=1, j=1,2) – малое отклонение от стационарного значения нормальной деформации шины колеса;

ξ_{011}, ξ_{012} – продольная деформация управляемых колес в точке K (рис. 3.5);

η_{011}, η_{012} – поперечная деформация управляемых колес в точке K (рис. 3.5);

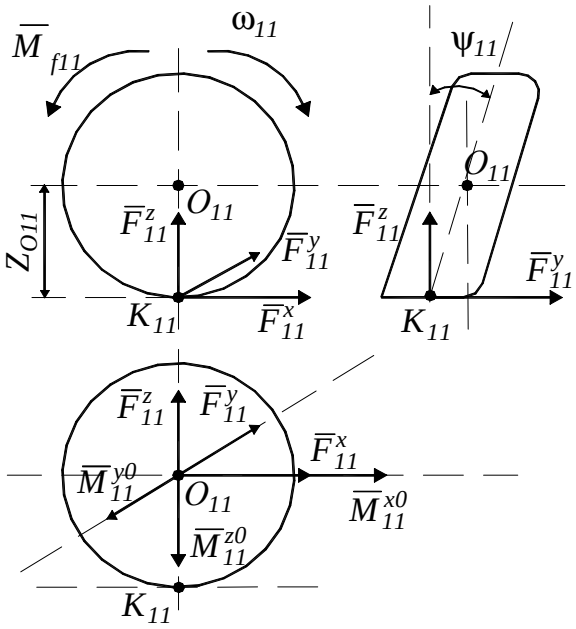


Рисунок 3.5 - Силы на центре O_{11}

r^*_{11}, r^*_{12} – радиусы колес в режиме свободного качения;

$\lambda^0_{11}, \lambda^0_{21}$ – коэффициенты крипа управляемых колес;

χ^0_{11}, χ^0_{21} - коэффициенты увода управляемых колес;

I_{11}, I_{21} - моменты инерции управляемого колеса относительно осей ***e1, e2***.

M_{f11}, M_{f12} – моменты сопротивления качению колес, учитывающие диссипацию энергии в свободном режиме качения (за счет сухого внутреннего трения элементов деформируемого колеса).

В работе [3.32] доцентом кафедры «Автомобили и тракторы» Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева А.В. Князевым совместно с А.Н. Блохиным определены коэффициенты крипа.

Коэффициент λ^0_1 характеризует продольное псевдоскольжение, связанное с продольной деформацией точки *K*-центра пятна контакта. Коэффициент λ^0_2 характеризует псевдоскольжение, связанное с изменением вертикальной нагрузки на колесо.

Для определение коэффициентов крипа введем следующие обозначения и коэффициенты при заданном значении воздуха в шине: r_k – радиус качения колеса; ξ_0 - продольная деформация в точке *K*; r_0 – свободный радиус колеса; h_{max} – максимальная вертикальная деформация шины; r^m_{k0} - минимальный радиус качения колеса в свободном стационарном режиме когда $P_x = 0$; F_x – продольная сила в контакте колеса с дорогой; c_x – коэффициент продольной жесткости шины; c_z – коэффициент вертикальной (нормальной) жесткости шины; φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления шины с дорогой (на грани скольжения); ξ_{0max} – максимальная продольная деформация точки *K*; r^m_k - минимальный радиус качения при $\xi_{0\max}$ и h_{max} (определяется экспериментально).

Из условия $F_{x\max} = C_z h_{\max} \varphi_{\max} = C_x \xi_{0\max}$ получаем $\xi_{0\max} = \dfrac{C_z}{C_x} \varphi_{\max} h_{\max}$.

С использованием введенных коэффициентов и обозначений получим три точки поверхности радиусов качения в зависимости от h и ξ_0: первая точка имеет координаты (0, 0, r_0), вторая – (h_{max}, 0, r_{k0}^m), третья – (h_{max}, $\xi_{0\max}$, r_k^m) .

Поскольку относительные изменения радиусов качения невелики можно определить поверхность радиусов качения как ограниченную плоскость, т.е.

$$\begin{vmatrix} h & \xi_0 & r_k & 1 \\ 0 & 0 & r_0 & 1 \\ h_{\max} & 0 & r_{k0}^m & 1 \\ h_{\max} & \xi_{0\max} & r_k^m & 1 \end{vmatrix} = 0 .$$

После преобразований получим:

$$r_k = r_0 - r_0 \frac{1}{h_{\max}} h + \frac{r_k^m}{\xi_{0\max}} \xi_0 - \frac{r_{k0}^m}{\xi_{0\max}} \xi_0 + \frac{r_{k0}^m}{h_{\max}} h \quad \text{или}$$

$$r_k = r_0 + (r_{k0}^m - r_0) \frac{1}{h_{\max}} h + (r_k^m - r_{k0}^m) \frac{1}{\xi_{0\max}} \xi_0 . \qquad (3.38)$$

Если принять $\xi_0 = h = 0$, то $r_k = r_0$.

При $\xi_0 = 0$, $h \neq 0$ получим радиус качения колеса в свободном стационарном режиме для различных значений вертикальной нагрузки на колесо

$$r_{k0} = r_0 \left[1 + \left(\frac{r_{k0}^m}{h_{\max} r_0} - \frac{1}{h_{\max}} \right) h \right],$$

где $\lambda_2^0 = \frac{r_{k0}^m}{h_{\max} r_0} - \frac{1}{h_{\max}} = \frac{1}{h_{\max}} \left(\frac{r_{k0}^m}{r_0} - 1 \right)$, здесь $\lambda_2^0 < 0$.

Выражение (2.15) радиуса качения можно представить в виде

$$r_k = r_0 + \left(1 - \frac{r_0}{r_{k0}^m} \right) \frac{r_{k0}^m}{h_{\max}} \cdot h + \left(\frac{r_k^m}{r_{k0}^m} - 1 \right) \frac{r_{k0}^m \cdot C_x}{C_z \varphi_{\max} h_{\max}} \cdot \xi_0 \qquad \text{или}$$

$$r_k = r_0 - \lambda_1 \xi_0 - \lambda_2 h \text{ или } r_k = r_0 - r_{k0}^m \cdot (\lambda_1^0 \xi_0 + \lambda_2^0 h) \qquad (3.39)$$

$$\text{где } \lambda_1 = \lambda_1^0 \cdot r_{k0}^m, \ \lambda_2 = \lambda_2^0 \cdot r_{k0}^m, \qquad (3.40, \text{а})$$

$$\lambda_1^0 = \left(1 - \frac{r_k^m}{r_{k0}^m} \right) \frac{C_x}{C_z \varphi_{\max} h_{\max}} ; \lambda_2^0 = \frac{1}{h_{\max}} \left(\frac{r_0}{r_{k0}^m} - 1 \right) \qquad (3.40, \text{б})$$

Выражения (3.39) и (3.40) были определены А.В. Князевым, и в дальнейшем в работе будут именоваться формулами Князева.

Следует отметить, что выражение (3.39), является дальнейшим развитием формул для определения радиуса качения колеса. В отличие от формулы (3.6) акад. Е.А. Чудакова в формулу (3.39) входят не силы или моменты, действующие на колесо, а деформации.

Вместо коэффициентов тангенциальной эластичности шины, используются коэффициенты псевдоскольжения, т.е. крипа, λ_1^0 и λ_2^0. Также вместо радиуса колеса в ведомом режиме используется свободный радиус колеса.

Формулы (3.40) позволяют определять коэффициенты крипа λ_1^0 и λ_2^0 с минимальными экспериментальными данными.

Определение параметров для задних колес автомобиля проводится аналогично передним, с учетом $\varphi_s = \gamma_s^0 = \gamma_{sp} = \varphi_k = \beta_s = 0$ [3.7, 3.17, 3.35, 3.48, 3.81].

Соотношение между системами координат Σ_2 и Σ_1 в пределах малых углов α и φ (рисунок 3.1) будет следующие:

$$\begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} = T_6 \begin{bmatrix} \eta \\ \xi \\ \zeta \end{bmatrix}, \quad T_6 = \begin{bmatrix} 1 & \alpha\varphi & -\alpha \\ 0 & 1 & \varphi \\ \alpha & -\varphi & 1 \end{bmatrix}. \tag{3.41}$$

Если точка в системе координат Σ_2 имеет координаты a_1, a_2, a_3, то в системе отсчета Σ_0 с началом в точке O_0 и ортами $\boldsymbol{i}, \boldsymbol{j}, \boldsymbol{k}$ ее положение определяется радиус вектором

$$\boldsymbol{r_1} = T_6 \begin{bmatrix} a_1 - l_5^0 + X_C \\ a_2 + Y_C \\ a3 - l_6^0 + Z_C \end{bmatrix}. \tag{3.42}$$

где l_6^0 – расстояние по вертикали от оси вращения заднего колеса до точки C (аналогично l_1^0 для передних колес (рис. 3.3).

Углы θ, ω, ψ и зависящая от них ориентация в пространстве системы отсчета $\boldsymbol{e_1}, \boldsymbol{e_2}, \boldsymbol{e_3}$ (рис. 3.4) для заднего левого колеса определяются по выражениям (3.31) и (3.32)

$$\psi = \varphi, \ \theta = \alpha\varphi, \ \omega = \gamma_{s21} + \omega_0 \cdot t - \alpha. \tag{3.43}$$

Угловая скорость подвижной системы координат и абсолютная угловая скорость диска колеса соответственно определяются по выражениям (3.36) и (3.34).

Момент сил инерции левого колеса, приведенный к центру тяжести O, определяется по формуле Бура (3.36), а кинематический момент в системе с ортами $\boldsymbol{e_1}, \boldsymbol{e_2}, \boldsymbol{e_3}$ – по формуле (3.36).

Полученные соотношения для заднего левого и правого колес, представлены в табл. 3.2 [3.4, 3.13, 3.29, 3.35, 3.80, 3.81, 3.82].

Таблица 3.2 - Зависимости для задних колес автомобиля

Левое колесо	Правое колесо
Координаты центра колеса	
$X_{O21} = X_C + l_2^0 \cdot \alpha \cdot \varphi + l_6^0 \cdot \alpha$ $Y_{O21} = Y_C + l_2^0 - \varphi \cdot l_6^0$	$X_{O22} = X_C - l_2^0 \cdot \alpha \cdot \varphi + l_6^0 \cdot \alpha$ $Y_{O22} = Y_C - l_2^0 - \varphi \cdot l_6^0$

Левое колесо	Правое колесо
$Z_{O21}=Z_C - l_6^0 - l_5^0 \cdot\alpha - l_2^0 \cdot\varphi$	$Z_{O22}=Z_C - l_6^0 - l_5^0 \cdot\alpha + l_2^0 \cdot\varphi$
Возможные перемещения центра колеса	
$\delta X_{O21} = \delta X_C + l_2^0 \cdot\alpha\cdot\delta\varphi + (l_2^0 \cdot\varphi + l_6^0)\cdot\delta\alpha$ $\delta Y_{O21} = \delta Y_C - l_6^0 \cdot\delta\varphi$ $\delta Z_{O21} = \delta Z_C - l_5^0 \cdot\delta\alpha - l_2^0 \cdot\delta\varphi$	$\delta X_{O22} = \delta X_C - l_2^0 \cdot\alpha\cdot\delta\varphi + (-l_2^0 \cdot\varphi + l_6^0)\cdot\delta\alpha$ $\delta Y_{O22} = \delta Y_C - l_6^0 \cdot\delta\varphi$ $\delta Z_{O22} = \delta Z_C - l_5^0 \cdot\delta\alpha + l_2^0 \cdot\delta\varphi$
Углы поворота диска колеса	
$\theta_{21} = \alpha \cdot \varphi$ $\psi_{21} = \varphi$ $\omega_{21} = \gamma_{s21} + \omega_0 \cdot t + \alpha$	$\theta_{22} = -\alpha \cdot \varphi$ $\psi_{22} = \varphi$ $\omega_{22} = \gamma_{s22} + \omega_0 \cdot t + \alpha$
Возможные повороты диска колеса	
$\delta\psi_{21} = \delta\varphi$ $\delta\omega_{21} + \sin\psi_{21}\cdot\delta\theta_{21} = \delta\gamma_{s21} + \delta\alpha$ $\cos\psi_{21}\cdot\delta\theta_{21} = \alpha\cdot\delta\varphi + \varphi\cdot\delta\alpha$	$\delta\psi_{22} = \delta\varphi$ $\delta\omega_{22} + \sin\psi_{22}\cdot\delta\theta_{22} = \delta\gamma_{s22} + \delta\alpha$ $\cos\psi_{22}\cdot\delta\theta_{22} = -\alpha\cdot\delta\varphi - \varphi\cdot\delta\alpha$
Составляющие реакции в области контакта в системе ортов ***e*₁, *e*₂, *e*₃**	
$F_{21}^1 = C_{2x}\cdot\xi_{021}$ $F_{21}^2 = C_{2y}\cdot\eta_{021} + (1-\nu_2^*)\cdot N_{21}^*\cdot\psi_{21}$ $F_{21}^3 = N_{21}^* - C_{2z}\cdot Z_{21}^{'}$ $M_{21}^1 = \nu_2^{''}\cdot N_{21}^*\cdot\eta_{021} - \rho_2^{''}\cdot N_{21}^*\cdot\psi_{21} + F_{21}^2\cdot Z_{O21}$ $M_{21}^2 = M_k - \nu_2^{'}\cdot N_{21}^*\cdot\xi_{021} - M_{f21} - F_{21}^1 Z_{O21}$ $M_{21}^3 = C_{2\varphi}\cdot\chi_{12}^0\eta_{021} - C_{1\varphi}\cdot\chi_{22}^0\psi_{12}$	$F_{21}^1 = C_{2x}\cdot\xi_{022}$ $F_{22}^2 = C_{2y}\cdot\eta_{022} + (1-\nu_2^*)\cdot N_{22}^*\cdot\psi_{22}$ $F_{22}^3 = N_{22}^* - C_{2z}\cdot Z_{22}^{'}$ $M_{22}^1 = \nu_2^{''}\cdot N_{22}^*\cdot\eta_{022} - \rho_2^{''}\cdot N_{22}^*\cdot\psi_{22} + F_{22}^2\cdot Z_{O22}$ $M_{22}^2 = M_k - \nu_2^{'}\cdot N_{22}^*\cdot\xi_{022} - M_{f22} - F_{22}^1 Z_{O22}$ $M_{22}^3 = C_{2\varphi}\cdot\chi_{12}^0\eta_{022} - C_{1\varphi}\cdot\chi_{22}^0\psi_{22}$
Кинематические неголономные связи	
$\dot X_{21} - r_{21}^*\dot\omega_{21} + \dot\xi_{021} + \lambda_{12}^0\dot X_{21}\xi_{021} - \lambda_{22}^0\dot X_{21}(Z_{21} - Z_{21}^*) = 0$ $\dot Y_{21} - \theta_{21}\dot X_{21} + \dot\eta_{021} + \chi_{12}^0\dot X_{21}\cdot\eta_{021} + \chi_{22}^0\dot X_{21}\psi_{21} = 0$	$\dot X_{22} - r_{22}^*\dot\omega_{22} + \dot\xi_{022} + \lambda_{12}^0\dot X_{22}\xi_{022} - \lambda_{22}^0\dot X_{22}(Z_{22} - Z_{22}^*) = 0$ $\dot Y_{22} - \theta_{22}\dot X_{22} + \dot\eta_{022} + \chi_{12}^0\dot X_{22}\cdot\eta_{022} + \chi_{22}^0\dot X_{22}\psi_{22} = 0$
Составляющие реакции в области контакта в системе ортов ***i*, *j*, *k***	
$F_{21}^X = F_{21}^1 - F_k$ $F_{21}^Y = F_{21}^2$ $F_{21}^Z = F_{21}^3$	$F_{22}^X = F_{22}^1 - F_k$ $F_{22}^Y = F_{22}^2$ $F_{22}^Z = F_{22}^3$
Моменты сил инерции колеса в системе ортов ***e*₁, *e*₂, *e*₃**	
$M_{21}^{\Phi 1} = -\ddot\varphi\cdot I_{12} + (\alpha\dot\varphi + \varphi\dot\alpha)\omega_0 I_{22}$ $M_{21}^{\Phi 2} = -(\ddot\gamma_{s21} - \ddot\alpha)\cdot I_{22}$ $M_{21}^{\Phi 3} = -(\varphi\cdot\ddot\alpha + \alpha\ddot\varphi)I_{12} - \dot\varphi\omega_0 I_{22}$	$M_{22}^{\Phi 1} = M_{21}^{\Phi 1}$ $M_{22}^{\Phi 2} = -(\ddot\gamma_{s22} - \ddot\alpha)\cdot I_{22}$ $M_{22}^{\Phi 3} = M_{21}^{\Phi 3}$

В табл. 3.2 обозначены:

C_{2x}, C_{2y}, C_{2z}, $C_{1\varphi}$ – соответственно продольная жесткость шины задних колес, поперечная жесткость, радиальная (нормальная) жесткость и жесткость шины задних колес на скручивание;

$\nu_2^{''}$, $\rho_2^{''}$ - силовые и моментные коэффициенты упругости;

ξ_{021}, ξ_{022} – продольная деформация задних колес в точке *K* (рис. 3.5);

η_{021}, η_{022} – поперечная деформация задних колес в точке *K* (рис. 3.5);

r_{21}^*, r_{22}^* – радиусы задних колес в режиме свободного качения;

$\lambda_{12}^0, \lambda_{22}^0$ – коэффициенты крипа задних колес;

χ_{12}^0, χ_{22}^0 – коэффициенты увода задних колес;

I_{12}, I_{22} - моменты инерции заднего колеса относительно осей $\boldsymbol{e_1}$, $\boldsymbol{e_2}$.

$M_к$, F_k – соответственно крутящей момент и окружная сила, подводимая к ведущим колесам.

M_{f21}, M_{f22} – моменты сопротивления качению колес, учитывающие диссипацию энергии в свободном режиме качения (за счет сухого внутреннего трения элементов деформируемого колеса).

Для дальнейших расчетов введем обозначение:

$$M_{ij}^X = M_{ij}^1;\ \ M_{1j}^Y = M_{1j}^2,\ j=1,2;\ M_{2j}^Y = 0{,}5\cdot(1\pm k_б)\cdot U_k U_0 c_{mp}\varphi_{mp} + M_{2j}^2\ \ j=1,2$$
$$M_{ij}^Z = M_{ij}^3;\ M_{ij}^{ФX} = M_{ij}^{Ф1};\ M_{ij}^{ФY} = M_{ij}^{Ф2};\ M_{ij}^{ФZ} = M_{ij}^{Ф3} \qquad (3.44)$$

где i=1,2; j=1,2; $k_б$ – коэффициент блокировки дифференциала.

Запишем выражение кинетической энергии транспортного средства при его движении (3.45).

Для определения кинетической энергии автомобиля полагаем, что оси координат жестко связанные с автомобилем являются главными центральными осями инерции. Также считаем, что кинетическая энергия центров масс колес в относительном движении мала, поскольку движение рассматривается на ровной дороге.

$$T = \frac{1}{2}\frac{Ga}{g}\left[\dot{X}_C^2 + \dot{Y}_C^2 + \dot{Z}_C^2\right] + \frac{I_{XX}\dot{\varphi}^2}{2} + \frac{I_{YY}\dot{\alpha}^2}{2} + \frac{I_{ZZ}(\omega_z + \dot{\alpha}\varphi)^2}{2} + I_{11}\left[(\dot{\varphi} - (\alpha\dot{\gamma}_{sp} + \gamma_{sp}\dot{\alpha}))^2 + \dot{\gamma}_{sp}{}^2 + \right.$$
$$+ (\alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})^2\left.\right] + \frac{I_{21}}{2}\left[(\dot{\gamma}_{s11}{}^2 + \dot{\gamma}_{s12}{}^2) + 2\gamma_s^0\dot{\varphi}(\dot{\gamma}_{s12} - \dot{\gamma}_{s11}) + 2(\dot{\gamma}_{s11} + \dot{\gamma}_{s12})(\omega_0 - \dot{\alpha}) + 2(\omega_0 - \dot{\alpha})^2 + \right.$$
$$\left. + 2(\gamma_s^0\dot{\varphi})^2 + 2\dot{\gamma}_{sp}((\dot{\gamma}_{s11} + \dot{\gamma}_{s12})(\varphi + \beta_s) - 2\gamma_s^0\dot{\varphi}\beta_s - 2\dot{\alpha}\varphi + 2\omega_0\varphi) + 2\dot{\gamma}_{sp}{}^2(\varphi^2 + \beta_s{}^2)\right] + \qquad (3.45)$$
$$+ I_{12}\left[\dot{\varphi}^2 + (\alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})^2\right] + \frac{I_{22}}{2}\left[(\dot{\gamma}_{s21}{}^2 + \dot{\gamma}_{s22}{}^2) + 2(\dot{\gamma}_{s21} + \dot{\gamma}_{s22})(\omega_0 - \dot{\alpha}) + 2(\omega_0 - \dot{\alpha})^2\right] + \frac{(I_д + I_{mp})\dot{\varphi}_д^2}{2}.$$

где $I_д$ – момент инерции вращающихся масс двигателя, приведенный к маховику; I_{mp} – суммарный момент инерции деталей трансмиссии, приведенный к первичному валу коробки; $\omega_д$ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; ω_{ek_ij} - угловая скорость вращения ij колеса вдоль орта $\boldsymbol{e_k}$ (k=1,2,3); I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} – моменты инерции кузова автомобиля относительно главных центральных осей инерции.

Определим потенциальную энергию и функцию рассеяния системы. При этом введем допущение, что относительная деформация шин мала, и что скорость деформации шин тоже

невелика. Тогда можно пренебречь изменением потенциальной энергии и функции рассеяния, связанных с деформацией колес автомобиля [3.4, 3.7, 3.17, 3.35].

Потенциальная энергия и диссипативная функция в общем случае выражаются через обобщенные координаты, ординаты высот неровностей и производные от этих величин. Однако, удобнее их выразить через перемещения и скорости неподрессоренных масс относительно кузова.

После выполнения несложных преобразований, получаем потенциальная энергия системы

$$\begin{aligned} U = {} & C_{p1}\left[Z_C{}^2 + (K_1 + K_2)\cdot Z_C + (K_1{}^2 + K_2{}^2)/2 + 2\varphi_s(a_s + l_s)((a_s + \varphi_s b_s + l_s)\cdot\varphi + \alpha\cdot\gamma_{sp}) + \right. \\ & + (a_s + \varphi_s b_s + l_s)^2\cdot\varphi^2 + 2\cdot l_4^0\cdot(Z_C + 0{,}5(K_1 + K_2))\cdot\alpha + \left(a_s{}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2 + (l_4^0)^2\right)\cdot\alpha^2\Big] + \\ & + C_{p2}\left[Z_C{}^2 + 2K_3 Z_C + K_3{}^2 - 2\cdot(Z_C + K_3)\cdot l_5^0\cdot\alpha + (l_5^0\cdot\alpha)^2 + (l_2^0\cdot\varphi)^2\right] + \\ & + C_{стаб1}\left[\varphi_s{}^2(a_s + l_s)^2 + 2\varphi_s(a_s + l_s)(a_s\cdot\gamma_{sp}\cdot\alpha - (a_s + \varphi_s b_s + l_s)\cdot\varphi) + \right. \\ & \left. + (a_s + \varphi_s b_s + l_s)^2\cdot\varphi^2 + a_s{}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2\cdot\alpha^2\right] + C_{стаб2}\cdot(l_2^0\cdot\varphi)^2, \end{aligned} \tag{3.46}$$

где K_i = const (i=1,3);

$K_1 = Z_{01} - b_s + \varphi_s(a_s + l_s)$, $K_2 = Z_{01} - b_s - \varphi_s(a_s + l_s)$, $K_3 = Z_{02} - l_6{}^0$.

Диссипативная функция [3.17]:

$$\begin{aligned} \Phi = {} & r_{p1}\left[\dot{Z}_C{}^2 + 2\dot{Z}_C(l_4^0\dot{\alpha} - a_s\alpha\dot{\gamma}_{sp}) + (a_s\cdot\alpha\cdot\dot{\gamma}_{sp})^2 - 2a_s(a_s + \varphi_s b_s + l_s)(\dot{\gamma}_{sp}\alpha + \dot{\alpha})\dot{\varphi} + \right. \\ & \left. + (a_s + \varphi_s b_s + l_s)^2\dot{\varphi}^2 + ((l_4^0)^2 + a_s{}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2)\cdot\dot{\alpha}^2\right] + r_{p2}\left[\dot{Z}_C{}^2 - 2l_5^0\dot{Z}_C\dot{\alpha} + (l_2^0\dot{\varphi})^2 + (l_5^0\dot{\alpha})^2\right]. \end{aligned} \tag{3.47}$$

где C_{pi} - жесткость рессоры i-й оси, $C_{pi} = \partial U / \partial Z_i$; $C_{стаб i}$ – жесткость стабилизатора поперечного крена i-й оси, $C_{стаб\,i} = \dfrac{\partial U}{\partial(Z_{i1} - Z_{i2})}$.

Запишем основное уравнение Даламбера – Лагранжа [3.48]:

$$\sum_{j=1}^{n}(Lq_j - Q_j)\delta q_j + \sum_{i=1}^{m}(L_{\eta ii}\delta\eta_i + L_{\eta 1i}\delta\eta_{1i} + L_{\psi i}\delta\psi_i) = 0, \tag{3.48}$$

где n – число обобщенных координат, m – число колес, η_1 – угол скручивания шины при повороте обода колеса вокруг вертикальной оси.

В выражении (3.48) не все вариации обобщенных координат являются независимыми, поэтому основное уравнение динамики запишем в виде, когда все вариации независимы [3.48]:

$$\sum_{j=1}^{n}\left[\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial\dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} - Q_j - \sum_{i=1}^{m}\left(\frac{\partial\Pi_k}{\partial\eta_i}\frac{\partial y_i}{\partial q_j} + \frac{\partial\Pi_k}{\partial\eta_{1i}}\frac{\partial\eta_{1i}}{\partial q_j} - \frac{\partial\Pi_k}{\partial\psi_i}\frac{\partial\psi_i}{\partial q_j}\right)\right]\delta q_j = 0\cdot \tag{3.49}$$

где $\Pi_к$- потенциальная энергия поперечной деформация шины колес, для i-го колеса j-й оси

$$\Pi_{кij}(\eta_{0ij}, \eta_{1ij}, \psi_{ij}) = \frac{1}{2}\left(C_{jy}\eta_{0ij}^2 - 2\nu^{"}_j N_{ij}\eta_{0ij}\psi_{ij} + \rho^{"}_j N_{ij}\psi_{ij}^2 + C_{j\varphi}\eta_{1ij}^2\right), (i, j = 1{,}2).$$

Далее после определения обобщенных сил Q по координатам X_C, Y_C, Z_C, α, φ, γ_{sp}, γ_{s11}, γ_{s12}, γ_{s21}, γ_{s22}, χ, φ_D.

Принимая $L_x = Q_x$, $L_y = Q_y$, $L_z = Q_z$, $L_\varphi = Q_\varphi$, $L_\alpha = Q_\alpha$, $L_{\gamma sp} = Q_{\gamma sp}$, $L_{\gamma s11} = Q_{\gamma s11}$, $L_{\gamma s12} = Q_{\gamma s12}$, $L_{\gamma s21} = Q_{\gamma s21}$, $L_{\gamma s22} = Q_{\gamma s22}$, $L_{\omega z} = Q_{\omega z}$, $L_{\varphi D} = Q_{\varphi D}$ из (3.35), (3.37) получаем уравнения движения автомобиля (3.50)

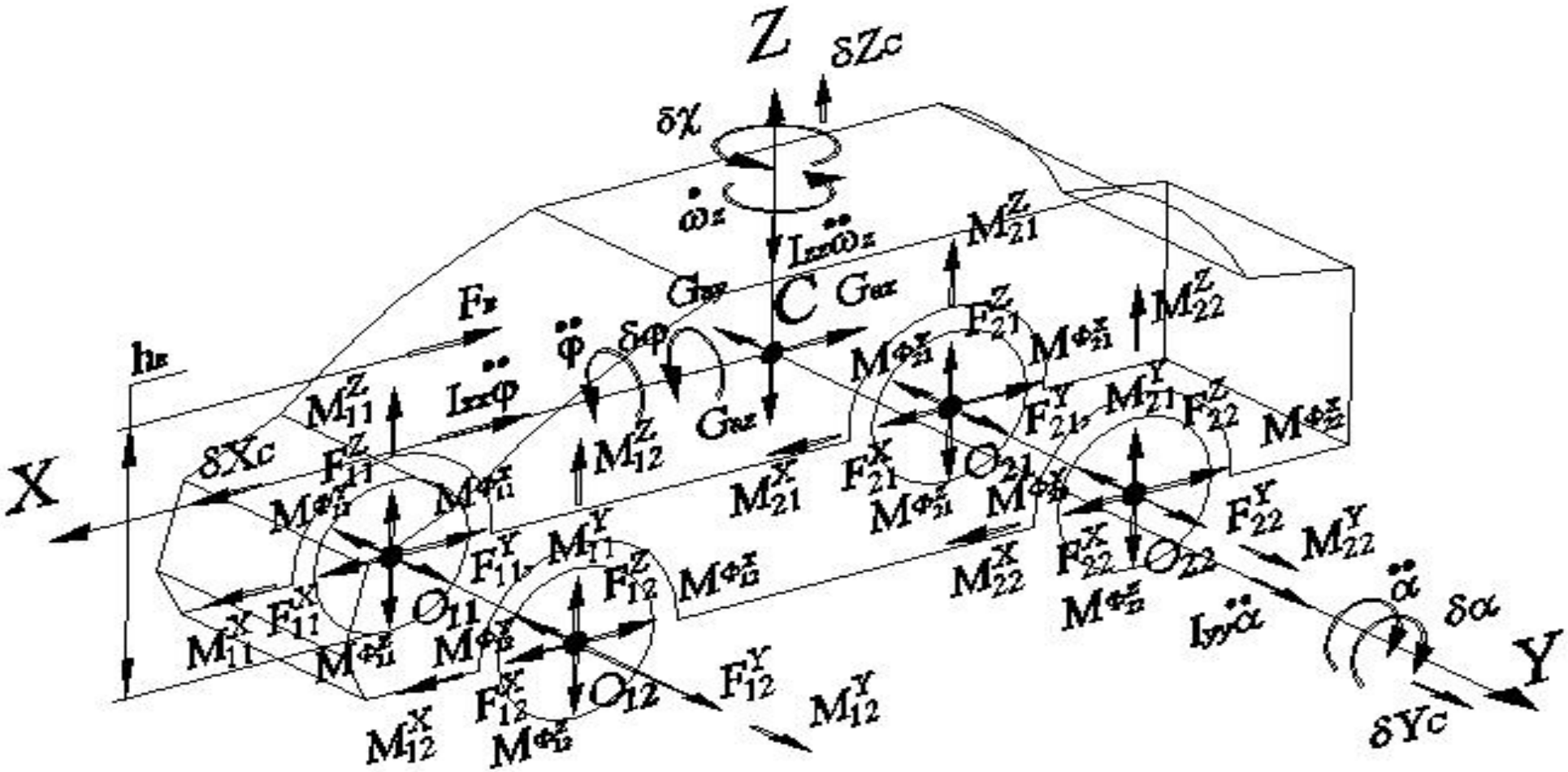


Рис. 3.6. Внешние силы, действующие на автомобиль

$$
\begin{cases}
\frac{Ga}{g}\ddot{X}_C = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{X} - F_{в} - F_{mp} - G_a\cos\gamma_1 \\
\frac{Ga}{g}\ddot{Y}_C = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{Y} - G_a\cos\gamma_2 \\
\frac{Ga}{g}\ddot{Z}_C - 2\dot{Z}_C(r_{p1}+r_{p2}) - 2Z_C(C_{p1}+C_{p2}) - C_{p1}(K_1+K_2) - 2K_3C_{p2} - 2r_{p1}(l_4^0\dot{\alpha} - a_s\alpha\dot{\gamma}_{sp}) + \\
+ 2r_{p2}l_5^0\dot{\alpha} = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{Z} - G_a\cos\gamma_3 \\
\ddot{\alpha}\cdot\left[I_{YY} + I_{ZZ}\varphi^2 + 2I_{11}(\varphi^2 - {\gamma_{sp}}^2) + 2(I_{21} + I_{12}\varphi^2 + I_{22})\right] + 2\dot{\alpha}\cdot\left[(I_{ZZ} + 2I_{12})\varphi\dot{\varphi} - \right. \\
\left. - 2I_{11}\gamma_{sp}\dot{\gamma}_{sp} - r_{p1}((l_4^0)^2 + {a_s}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2) - 2r_{p2}l_5^0\right] - 2\alpha\cdot\left[-I_{11}{\dot{\gamma}_{sp}}^2 + \dot{\varphi}^2(I_{11}+I_{12}) + \right. \\
\left. + C_{p1}(l_4^0)^2 + {a_s}^2(\gamma_{sp}+\gamma_s^0)^2(C_{p1}+C_{стаб1}) + C_{p2}(l_5^0)^2\right] - I_{21}\left[\ddot{\gamma}_{s11} + \ddot{\gamma}_{s12} + 2\ddot{\gamma}_{sp}\varphi + 2\dot{\gamma}_{sp}\dot{\varphi}\right] - \\
- I_{22}\left[\ddot{\gamma}_{s21} + \ddot{\gamma}_{s22}\right] - 2C_{p1}l_4^0(Z_C + 0{,}5(K_1+K_2)) - \varphi_s(a_s+l_s)(C_{p1} + 2C_{стаб1}a_s)\cdot\gamma_{sp} + \\
+ 2C_{p2}(Z_C + K_3)\cdot l_5^0 - 2\dot{\varphi}\cdot r_{p1}a_s(a_s + \varphi_s b_s + l_s) - 2\dot{Z}_C\cdot(r_{p1}l_4^0 + r_{p2}l_5^0) + I_{ZZ}(\dot{\omega}_Z\varphi + \omega_Z\dot{\varphi}) = \\
= \varphi\cdot\left[(a_s+l_s)(F_{11}^X - F_{12}^X) + l_2^0(F_{21}^X - F_{22}^X) + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^Z\right] + \\
+ \gamma_{sp}\cdot\sum_{j=1}^{2} M_{1j}^X + b_s(F_{11}^X + F_{12}^X) + \varphi_s a_s(F_{12}^X - F_{11}^X) + l_6^0(F_{21}^X + F_{22}^X) - \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^Y \\
\ddot{\varphi}\cdot\left[I_{XX} + (1+\alpha^2)(I_{11}+I_{12}) + 2(\gamma_s^0)^2\cdot I_{22}\right] + 2\dot{\varphi}\cdot\left[(I_{11}+I_{12})\cdot\alpha\dot{\alpha} - r_{p1}(a_s + \varphi_s b_s + l_s)^2 - r_{p2}(l_2^0)^2\right] - \\
- \varphi\cdot\left[\dot{\alpha}^2(I_{ZZ} + 2I_{11} + 2I_{12}) + 2I_{21}{\dot{\gamma}_{sp}}^2 + 2(C_{p1} + C_{стаб1})(a_s + \varphi_s b_s + l_s) + 2(C_{p2} + C_{стаб2})(l_2^0)^2\right] + \\
+ I_{21}\gamma_s^0(\ddot{\gamma}_{s12} - \ddot{\gamma}_{s11} - 2\beta_s\ddot{\gamma}_{sp}) - I_{21}\dot{\gamma}_{sp}(\dot{\gamma}_{s11} + \dot{\gamma}_{s12} - 2\dot{\alpha} + 2\omega_0) - 2\varphi_s(a_s+l_s)(a_s + \varphi_s b_s + \\
+ l_s)(C_{p1} - C_{стаб1}) + 2r_{p1}a_s(a_s + \varphi_s b_s + l_s)(\dot{\gamma}_{sp}\alpha + \dot{\alpha}) + I_{ZZ}\dot{\alpha}\omega_Z = (-\varphi_s(a_s+l_s) + b_s)\cdot\sum_{j=1}^{2} F_{1j}^Y - \\
- l_6^0\cdot\sum_{j=1}^{2} F_{2j}^Y + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^X + \gamma_s^0\cdot(M_{12}^Y - M_{11}^Y) + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^Z\cdot\alpha \\
2\ddot{\gamma}_{sp}\left[I_{11}(1+\alpha^2) + I_{21}(\varphi^2 + {\beta_s}^2)\right] + 4\dot{\gamma}_{sp}\left[I_{11}\alpha\dot{\alpha} + I_{21}\varphi\dot{\varphi} - \frac{(a_s\alpha)^2 r_{p1}}{2}\right] - 2\gamma_{sp}\left[I_{11}\dot{\alpha}^2 + {a_s}^2\alpha^2(C_{p1} + \right. \\
\left. + C_{стаб1}) + c_{\gamma sp}/2\right] + \frac{I_{21}}{2}\left[(\ddot{\gamma}_{s11} + \ddot{\gamma}_{s12})(\varphi + \beta_s) + \dot{\varphi}\cdot(\dot{\gamma}_{s11} + \dot{\gamma}_{s12} + 2(\omega_0 - \alpha)) - 2\gamma_s^0\beta_s\ddot{\varphi} - 2\varphi\ddot{\alpha}\right] - \\
- 2\varphi_s(a_s+l_s)(C_{p1} + a_s C_{стаб1})\cdot\alpha - 2a_s 2\gamma_s^0(C_{p1} + C_{стаб1})\cdot\alpha^2 - 2r_{p1}(\dot{Z}_C a_s\alpha - a_s(a_s + \varphi_s b_s + l_s)\alpha\dot{\varphi}) = \\
= (F_{11}^X - F_{12}^X)a_s + (F_{11}^Y - F_{12}^Y)\gamma_s^0 a_s + \alpha\cdot(F_{11}^Z - F_{12}^Z)\cdot a_s - \sum_{j=1}^{2} M_{1j}^X\cdot\alpha + (M_{11}^Y + M_{12}^Y)\cdot\beta_s + \sum_{j=1}^{2} M_{1j}^Z \\
I_{ZZ}\dot{\omega}_Z + I_{ZZ}(\ddot{\alpha}\varphi + \dot{\alpha}\dot{\varphi}) = \sum_{j=1}^{2} F_{1j}^Y\cdot l_4^0 - \sum_{j=1}^{2} F_{2j}^Y\cdot l_5^0 - \left(\sum_{j=1}^{2} F_{j1}^X - \sum_{j=1}^{2} F_{j2}^X\right)\cdot l_2^0 - \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^Z \\
\ddot{\varphi}_{\partial} = (M_{\partial} - c_{mp}\varphi_{mp})/(I_{\partial} + I_{mp}) \\
\dot{\varphi}_{mp} = \dot{\varphi}_{\partial} - 0{,}5\cdot U_k U_0\cdot(\dot{\gamma}_{s21} + \dot{\gamma}_{s22} + 2(\omega_0 + \dot{\alpha}))
\end{cases}
\qquad (3.50)
$$

$$\left.\begin{aligned}
\ddot{\gamma}_{s11} &= (M_{11}^{Y} + \gamma_s^0 I_{21} \cdot \ddot{\varphi} - \ddot{\alpha} \cdot I_{21} - \beta_s I_{21} \ddot{\gamma}_{sp}) / I_{21} \\
\ddot{\gamma}_{s12} &= (M_{12}^{Y} - \gamma_s^0 I_{21} \ddot{\varphi} - \ddot{\alpha} \cdot I_{21} + \beta_s I_{21} \ddot{\gamma}_{sp}) / I_{21} \\
\ddot{\gamma}_{s21} &= (M_{21}^{Y} + \ddot{\alpha} \cdot I_{22}) / I_{22} \\
\ddot{\gamma}_{s22} &= (M_{22}^{Y} + \ddot{\alpha} \cdot I_{22}) / I_{22} .
\end{aligned}\right\} \qquad (3.51)$$

Уравнения связей (3.49) и уравнения (3.50) образуют искомые уравнения движения автомобиля.

Следует отметить, что полученные уравнения движения отличаются от приводимых в литературе, например, от уравнений А.А. Хачатурова и др. [3.17]:

1. Уравнения (3.50) получены с учетом всех шести силовых составляющих в контакте колеса с опорной поверхностью на основе феноменологической теории качения при условии отсутствия проскальзывания, а в работе А.А. Хачатурова с соавторами – только 4 силовых факторов: там не учитываются опрокидывающий момент M_{ij}^{X} (связанный с поперечной деформацией шины и углом наклона диска колеса к вертикальной плоскости) и момент M_{ij}^{Y} (связанный с продольной деформацией шины).

2. Дополнительно получено уравнение для γ_{sp} – угла поворота управляемых колес.

3. В уравнениях А.А. Хачатурова с соавторами не учитывается жесткость трансмиссии.

4. В полученной системе уравнений (3.37) отсутствуют вертикальный колебания неподрессоренных масс. Это связано с тем, что в данной работе рассматривается движение автомобиля на ровной дороге, поэтому этими колебаниями пренебрегаем.

3.3 Выбор комплексных показателей эксплуатационных свойств для оптимизации передаточных чисел трансмиссии

В соответствии с Правилами ЕЭК ООН №№ 68, 83, ГОСТ 22576-90, ГОСТ 20306-90 и другими законодательными документами можно выделить не менее 25 оценочных показателей исследуемых эксплуатационных свойств. Использовать их все одновременно для нахождения рациональных передаточных чисел не целесообразно. Поэтому необходимо из оценочных показателей выделить комплексные, количественно учитывающие влияние скорости и расхода топлива на эффективность работы автомобиля. На основании обзора ранее выполненных работ в качестве комплексных показателей тягово-скоростных и топливно-экономических свойств выбраны:

1. Наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге

$$V_{магхолм} = \sum_{i=1}^{s} p_i V_{\max i}\ , \qquad (3.52)$$

где p_i – вероятность появления уклона i; s – число рассматриваемых участков дороги; V_{maxi} – максимальная скорость движения на i-том уклоне.

2. Показатель разгона, предложенный А.Н. Нарбутом и др.

$$d = T_p(1-V_{ср}/V_к) = T_p(1-S_p/(T_pV_к)), \qquad (3.53)$$

где T_p – время разгона до заданной конечной скорости $V_к$ автомобиля; S_p – путь разгона автомобиля; $V_{ср}$ – средняя скорость при разгоне; V_k – конечная скорость разгона.

3. Суммарный коэффициент эффективности работы автомобиля в циклах

$$\eta_{эф} = \sqrt[3]{\eta_{эфгор} \cdot \eta_{эфмаг} \cdot \eta_{эфевр}}\ , \qquad (3.54)$$

где $\eta_{эфгор}$, $\eta_{эфмаг}$, $\eta_{эфевр}$ – соответственно коэффициенты эффективности работы автомобиля в городском цикле по ГОСТ 20306-90, в магистральном цикле по ГОСТ 20306-90 и в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, который состоит из четырех простых городских и внегородского циклов.

Коэффициенты эффективности работы автомобиля (%) определяются по выражению, предложенному А.А. Токаревым и Э.И. Наркевичем

$$\eta_{эф\,i} = \frac{Cm_г V_{cpi}^2}{\rho_m Q_{si}}, \qquad (3.55)$$

где V_{cpi} – средняя скорость движения в i-м цикле; Q_{si} – расход топлива в i-м цикле; $m_г$ – масса полезного груза; ρ_m – плотность топлива; C – коэффициент, зависящий от типа топлива.

4. Расход топлива при разгоне Q_{sp}, предложенный А.Н. Нарбутом и др.

$$Q_{sp} = 100 \cdot Q/S_p, \qquad (3.56)$$

где Q – абсолютный расход топлива при разгоне, л; S_p – сумма отрезков пути разгона при движении на каждой из передач и отрезков пути, проходимых за время переключения каждой из передач, км.

5. Суммарный расход топлива на магистрально-холмистой дороге и при регламентированных скоростях движения V_1 и V_2

$$Q_s\Sigma = K_1 \cdot Q_{sмаг\text{-}холм} + K_2 \cdot Qs_{V1} + K_3 \cdot Qs_{V2}, \qquad (3.57)$$

где K_1, K_2, K_3 – коэффициенты значимости показателей, $K_1 + K_2 + K_3 = 1$; $Q_{sмаг\text{-}холм}$ – расход топлива на магистрально-холмистой дороге: $Q_{Sмаг-холм} = \sum_{i=1}^{s} p_i Q_{si}$, где Q_{si} – расход топлива на i-м уклоне, p_i – вероятность появления i-го уклона; Qs_{V1}, Qs_{V2} – расходы топлива при скоростях движения V_1 и V_2.

Также в качестве одного из функциональных ограничений необходимо ввести функцию *максимального преодолеваемого подъема* в зависимости от передаточного числа первой передачи и главной передачи.

Максимальный преодолеваемый подъем автомобилем можно определить из условия равенства максимального сопротивления дороги максимальному динамическому фактору:

$D_{max} = \psi_{max} = f \cdot \cos\alpha_{max} + \sin\alpha_{max}$.

Откуда получаем максимальный преодолеваемый угол, рад.

$$\alpha_{\max} = \arcsin\left(\frac{D_{\max} - f\sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2}\right).$$

Максимальный преодолеваемый подъем, % определяется из равенства:

$$i_{max} = 100 \cdot \tan\alpha_{max}.$$

Величину максимального преодолеваемого подъема нормируют. Для не полноприводных грузовых автомобилей i_{max} = 25%, полноприводных - i_{max} = 60%, автопоездов i_{max} = 18%, легковых автомобилей i_{max} = 35%, автобусов i_{max} = 20%.

Условие преодоления заданного подъема является:

$$i_{max} \geq [i_{max}], \qquad (3.58)$$

где $[i_{max}]$ – регламентированное значения для данной категории транспортного средства.

Еще одним функциональным ограничением является отсутствие буксования ведущих колес, которое можно выразить в зависимости от передаточного числа первой передачи и главной передачи.

Условие отсутствие буксования ведущих колес с дорогой входит в виде неравенства в уравнение

$F_k \leq F_{k\varphi}$, т.е. $$\frac{M_д(\omega_e, \alpha_н) \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} \leq (\varphi_x + f) \cdot K_\varphi \cdot G_a \cdot m_R + \frac{\sum_{i=1}^{m} I_k}{r_k^2} \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Откуда:

$$(U_{k1} \cdot U_0) \leq \frac{\left((\varphi_x + f) \cdot K_\varphi \cdot G_a \cdot m_R \cdot r_k + \frac{dV}{r_k \cdot dt} \cdot \sum_{i=1}^{m} I_k\right)}{M_д(\omega_e, \alpha_н) \cdot \eta_{mp}}. \qquad (3.59)$$

По нормам на строительство дорог основные (ведущие) наибольшие уклоны для дорого I-V категорий лежат в пределах 3…7%. Практически автомобили работают на дорогах не какой-то одной, а нескольких категорий. Учитывая это, в работе вводится еще одно функциональное ограничение: на среднее значение основного преодолеваемого уклона для автомобилей принятого 5%, что соответствует дорогам III категории [3.61].

Среднее значение основного уклона $i_{осн}$ будет определяться по формуле (3.46) с заменой D_{max} на D_V – максимальный динамический фактор на высшей передаче. А условие преодоление основного подъема будет аналогично (3.58): $i_{осн} \geq 5\%$.

3.4 Постановка задачи оптимизации передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Сформулируем задачу поиска вектора проектных параметров (в качестве которых выступают передаточные числа трансмиссии) $X^* = (X_1^*, X_2^*, X_3^*, ..., X_n^*)$ в общем случае.

Необходимо привести к минимуму векторную функцию эффективности $\Phi(X)$ в области допустимых решений D, заданную функциональными ограничениями на критерии $g_j(X)$ и ограничениями на проектные переменные (критериальными ограничениями), определенные областью поиска:

$$\left.\begin{array}{l} \Phi(X^*) = \min \Phi(X), X \in D \\ \Phi(X) = \{\Phi_1(X), \Phi_2(X), ... \Phi_m(X)\} \\ D = \{X : g_j \leq 0,\ j = 1, l; \Phi_\kappa^- \leq \Phi(K) \leq \Phi_\kappa^+, \kappa = 1, m; a_i \leq X_i \leq b_i, i = 1, n\} \end{array}\right\} \quad (3.60)$$

где $\Phi_\kappa(X)$ – κ-я целевая функция; Φ_κ^- и Φ_κ^+ нижнее и верхнее допустимое значение κ-й целевой функции; a_i, b_i – нижняя и верхняя границы изменения i-й переменной проектирования; n – число параметров проектирования; m – число целевых функций; l – число функциональных ограничений, наложенных на состояние проектируемого объекта.

Целевые функции зависят от оперативно-функционального назначения автомобиля. Нижние и верхние значения критериев определяются на основе анализа исследуемых показателей, сравнения с прототипами и зарубежными аналогами. Функциональные ограничения, представляющие собой условия работоспособности автомобиля, как и целевые функции, зависят от оперативно-функционального назначения автомобиля.

Выражение (3.60) можно записать в развернутом виде.

1) Для экономичных и динамичных автомобилей:

$$\left.\begin{array}{l} F_{v маг\text{-}холм} = f_1(u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \rightarrow \max \\ F_d = f_2(u_1, u_2, u_3, u_0) \rightarrow \min \\ F_\eta = f_3(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \rightarrow \max \\ F_{Qv} = f_4(u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \rightarrow \min\ ] \\ F_{Qp} = f_5(u_1, u_2, u_3, u_0) \rightarrow \min \\ u_{1\psi} = f_{10}(u_1, u_0) \geq [u_{1\psi}] \\ u_{1\varphi} = f_{11}(u_1, u_0) \leq [u_{1\varphi}] \\ u_{5Dv} = f_{12}(u_5, u_0) \geq [u_{5Dv}], \end{array}\right\} \quad (3.61)$$

где $F_{v.маг\text{-}холм}$ – целевая функция оптимизации, содержащая зависимость комплексного показателя – наибольшую скорость на магистрально-холмистой дороге – от передаточных чисел коробки передач u_i и главной передачи u_0; F_d – целевая функция оптимизации, содержащая зависимость комплексного показателя разгона от передаточных чисел коробки передач u_i и главной передачи u_0; F_η - целевая функция оптимизации комплексного показателя – коэффициента эффективности работы в циклах – от передаточных чисел коробки передач u_i и главной передачи u_0; F_{Qv} – целевая функция оптимизации комплексного показателя – суммарного расхода топлива на магистрально-холмистой дороге и при регламентированных скоростях движения V_1 и V_2 – от передаточных чисел коробки передач u_i и главной передачи u_0; F_{Qp} - целевая функция оптимизации комплексного показателя топливной экономичности при разгоне от передаточных чисел коробки передач u_i и главной передачи u_0; $u_{1\psi}$ - функция, характеризующая преодоления максимального сопротивления дороги в зависимости от передаточного числа u_1, т.е. первой передачи коробки, и главной передачи u_0; $u_{1\varphi}$ - функция, характеризующая отсутствие буксования ведущих колес с дорогой в зависимости от передаточного числа первой передачи коробки u_1 и главной передачи u_0; u_{5Dv} – функция, характеризующая преодоление основного подъема в зависимости от передаточного числа u_5, т.е. пятой передачи коробки и главной передачи; u_n – передаточное число коробки передач на высшей передаче.

В работе [3.23] многопараметрические, многокритериальные задачи, какой являются (3.60), рекомендуется решать на основе исследования многомерной области параметров трансмиссии равномерно распределенными последовательностями, например $ЛП_\tau$- методом Соболя-Статникова (методом сканирования).

Исследование факторного пространства в случае небольшого количества оптимизируемых параметров возможно при использовании метода сканирования на пространственной кубической сетке, однако такой метод малоэффективен в случае многомерных задач. При большом количестве параметров при исследовании факторного пространства целесообразно использовать последовательности пробных точек обладающих наилучшими характеристиками равномерности распределения [3.23].

Последовательность точек P_0, P_1, … , P_i, … , куба K^n называется $ЛП_\tau$ – последовательностью, если любой ее двоичный участок, содержащий не менее чем $2^{\tau+1}$ точек, представляет собой $П_\tau$ – сетку.

При построении $ЛП_\tau$ – последовательности, содержащей 2^n точек, для каждой i – ой ее точки вычисляется величина:

$$m = 1 + [\ln i / \ln 2]\ , \tag{3.62}$$

Если точек много, то величина m ограничивается [143]: $m \le 20$. Затем для каждого $j = 1, 2, \ldots, n$ вычисляется соответствующая координата точки q_i с номером i $ЛП_\tau$ - последовательности по формуле

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^{m} 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^{m} [2\{i2^{-l}\}][2\{r_j^{(l)} 2^{k-1-l}\}] \right\}, \tag{3.63}$$

где r_j^l – направляющее число, j = 1,2,…, n – номер параметра; n – общая размерность параметров, но $n \le 51$; $[z]$ – целая часть, $\{z\}$ – дробная часть числа z.

$ЛП_\tau$ – последовательности могут также быть использованы для исследования произвольной ограниченной области. При этом переход от координат точек единичного куба к значениям параметров исследуемой математической модели осуществляется на основе положения о том, что если точки q_i с декартовыми координатами ($q_{i,1}$, $q_{i,2}$, …, $q_{i,n}$) образуют равномерно распределенную последовательность в K^n, то точки A_i с декартовыми координатами ($\alpha_{i,1}$, $\alpha_{i,2}$, …, $\alpha_{i,n}$), где при j = 1, 2, …, n:

$$\alpha_{i,j} = a_j + (b_j - a_j) q_{i,j}\ , \tag{3.64}$$

образуют равномерно распределенную последовательность в параллелепипеде $П$, состоящем из точек (α_1, α_2, …, α_n), координаты которых удовлетворяют неравенствам $a_j \le \alpha_j \le b_j$. Кроме этого, если A_1, A_2, …, A_i, … – последовательность точек равномерно распределенных в $П$, а $G \subset П$ – произвольная область с положительным объемом $V_G > 0$ и если среди точек отобрать точки, принадлежащие G, то получим последовательность точек равномерно распределенных в G.

Натуральные значения передаточного числа k-ой передачи по следующему соотношению:

$$U_k = U_{0k} - X_k \Delta X_k\ . \tag{3.65}$$

Вышеизложенные свойства равномерной распределенности $ЛП_\tau$ – последовательностей позволяют эффективно их использовать при исследовании сложных многомерных областей параметров трансмиссии при постановке задачи оптимизации. В данной работе $ЛП_\tau$ – последовательности использовались для отыскания эффективных точек компромиссных кривых Парето для целевых функций в задаче (3.60) в соответствии с заданной значимостью показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности.

Однако, для решения поставленной задачи оптимизации (3.61) первоначально необходимо определить регрессионные зависимости для целевых функций и функций,

выступающих в роли ограничений, от управляемых параметров – передаточных чисел трансмиссии. Для этого воспользуемся методами теории планирования эксперимента.

3.5 Исследование показателей эксплуатационных свойств методом регрессионного анализа

В данной работе в качестве факторов рассматриваются передаточные числа коробки передач U_1, U_2, U_3, U_5 и главной передачи U_0 (четвертая передача конструктивно принимается прямой ($U_4=1$) и из анализа исключается).

Определяемыми параметрами при этом являются комплексные показатели тягово-скоростных и топливно-экономических, которые представлены в разделе 3.3 данного отчета о НИР.

При определении коэффициентов регрессии в выбранной модели факторы должны использоваться в безразмерном виде, для чего проводится их нормализация:

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - \tilde{x}_{io}}{\Delta\tilde{x}_i}, \qquad (3.66)$$

где x_i - нормализованное (кодированное) текущее значение фактора; $\tilde{x}_{io}$ - натуральное значение нулевого уровня; $\tilde{x}_i$ - натуральное текущее значение фактора; $\Delta\tilde{x}_i$ – натуральное значение интервала варьирования.

В связи с этим необходимо выбрать начальные значения факторов и граничные (наибольшие и наименьшие) значения, а так же шаг варьирования.

Начальное и граничные значения соответственно называются нулевым, верхним и нижним уровнями варьирования для факторов и обозначаются 0, +1, –1.

Полный факторный план (ПФП), который в данной работе используется в линейном плане и плане с парными взаимодействиями, дает возможность получить математическое описание исследуемого процесса в области факторного пространства, лежащей в окрестности центральной точки (нулевой точки) с координатами $(x_{01}, x_{02}, \ldots x_{0k})$.

Функцию отклика в окрестности центральной точки для пяти факторов, т.е. передаточных чисел трансмиссии, можно разложить в ряд Тейлора следующим образом:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_5 x_5 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{23} x_2 x_3 + \ldots + \beta_{45} x_4 x_5,$$

где β_0 – значение функции отклика в центре плана; β_i, $\beta_{i\,j}$, $\beta_{i\,i}$ – коэффициенты модели

$\beta_i = \frac{\partial y}{\partial x_i}$; $\beta_{ij} = \frac{\partial^2 y}{\partial x_i \partial x_j}$ и т.д.

Метод ПФП позволяет получить математическое описание процесса в форме отрезка ряда Тейлора. При этом для линейной модели ограничиваются линейной частью разложения и членами, содержащими произведения факторов в первой степени.

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + .b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + ... + b_{45}x_4x_5 . \quad (3.67)$$

Матрица ПФП строится таким образом, чтобы реализовать все возможные сочетания уровней факторов. Общее количество реализуемых точек ПФП $N = m^k$, где m – число уровней, одинаковое для всех факторов; k – число факторов.

Основные принципы построения матриц ПФП следующие: уровни первого фактора чередуют от опыта к опыту; частоту смены уровней каждого последующего фактора принимают вдвое меньшей, чем предыдущего.

Для матриц ПФП справедливы соотношения

$$\sum_{m=1}^{N} x_{im} = 0; \quad \sum_{m=1}^{N} x_{m0} = N; \quad \sum_{m=1}^{N} x_{mi}x_{mj} = 0 \quad (i \neq j), \quad (3.68)$$

где N – число опытов; m – номер опыта; i , j, - номера факторов.

Первое из этих условий (3.68) – условие ортогональности к столбцу из единиц, второе – условие нормировки; третье – условие попарной ортогональности столбцов, т.е. скалярные произведения всех векторов-столбцов равны нулю. Из условия нормировки следует, что все диагональные элементы ковариационной матрицы $(X'X)^{-1}$ равны $1/N$.

Таким образом, матрица ПФП обладает свойством ортогональности и нормировки, что позволяет вычислять коэффициенты регрессии

$$b_0 = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j; \quad b_i = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j x_{ij}; \quad b_{lm} = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j x_{jl} x_{jm} \quad (l \neq m) \quad , \quad (3.69)$$

с дисперсией $\sigma^2\{b_i\} = \frac{1}{N}\sigma^2\{y\}$.

Полученные по формулам (3.68) оценки коэффициентов модели являются независимыми друг от друга. Их численные значения и знаки указывают на силу и характер влияния факторов. Чем больше будет величина коэффициента, тем большее влияние оказывает фактор при этом коэффициенте на параметр оптимизации.

Вычисление коэффициентов регрессии еще не означает решения поставленной задачи, т.к. отсутствуют сведения о качестве (точности) модели. Некоторые из коэффициентов могут оказаться пренебрежимо малыми – незначимыми. Чтобы установить значим коэффициент или нет, необходимо, прежде всего, вычислить оценку дисперсии и среднеквадратичную ошибку его определения: $\sigma_b = \sqrt{\sigma_b^2}$.

Следует отметить, что на основе полного факторного плана все коэффициенты модели определяются с одинаковой погрешностью. Оценку значимости коэффициента регрессии проводят по критерию Стьюдента

$$|b| \geq \sigma_b t \,, \tag{3.70}$$

где t – значение критерия Стьюдента при числе степеней свободы $f = f_y$.

В противном случае коэффициент регрессии незначим, и соответствующий член можно исключить из уравнения регрессии.

Зная ошибку опыта, можно выявить пригодность модели, проверить ее адекватность. Эту проверку осуществляют с помощью критерия Фишера

$$F_p = \sigma^2_{ad} / \sigma^2_y \,, \tag{3.71}$$

где σ^2_{ad} - оценка дисперсии адекватности, σ^2_y - дисперсия воспроизводимости:

$$\sigma^2_{ad} = \frac{1}{N\text{-}B} \sum_{j=1}^{N} (y_j - y_{jp})^2 \,, \tag{3.72}$$

где B – число коэффициентов регрессии искомого уравнения, включая свободный член; y_j, y_{jp} – значения функций отклика, N – число опытов.

Дисперсия воспроизводимости определяется следующим образом:

$$\sigma^2_y = \frac{1}{N(m-1)} \sum_{u=1}^{N} \sum_{j=1}^{m} (y_{uj} - \bar{y}_u)^2 , \tag{3.73}$$

где N – число серий опытов в плане; u – номер серии опытов; j – номер опыта в серии; m – число параллельных опытов; $\bar{y}_u$ - среднее значение отклика в u-й серии опытов. Индексы y_j, y_{jp} получены соответственно первоначально в результате проведения j – го опыта и путем решения регрессионного уравнения при уровнях факторов, соответствующих j опыту.

Число степеней свободы при этом определяется по формуле $f_{ad} = N - B$.

Уравнение регрессии считается адекватным, если выполняется условие

$$F_p \leq F \,, \tag{3.74}$$

где F – табличное значение критерия Фишера.

Для отыскания табличного значения F – критерия необходимо знать числа степеней свободы.

3.6 Разработка алгоритма и методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля

В разработанной методике можно выделить семь этапов.

1) *Первый этап методики* – подготовка исходных данных к расчету, в качестве которых принимаются данные по конструкции автомобиля, двигателю, трансмиссии, дороге и оперативно-функциональному назначению автомобиля.

2) *На втором этапе* происходит аппроксимация внешней скоростной и нагрузочных характеристик двигателя полиномиальными зависимостями вида:

$$\Phi_e(\omega_e,\alpha_н)=A_{00}+A_{10}\cdot\omega_{eотн}+A_{01}\cdot\alpha_н+A_{20}\cdot\omega_{eотн}^2+A_{11}\cdot\alpha_н\cdot\omega_{eотн}+A_{02}\cdot\alpha_н^2+\ldots+A_{n0}\cdot\omega_{eотн}^n+$$
$$+A_{(n-1)1}\cdot\omega_{eотн}^{(n-1)}\cdot\alpha_н+A_{(n-2)2}\cdot\omega_{eотн}^{(n-2)}\cdot\alpha_н^2+\ldots+A_{1(n-1)}\cdot\omega_{eотн}\cdot\alpha_н^{(n-1)}+A_{0n}\cdot\alpha_н^n, \quad (3.75)$$

где $\omega_{eотн}$ – величина, пропорциональная угловой скорости двигателя, $\omega_{eотн}=\omega_e/1000$, рад/с; $\alpha_н$ - нагрузка на двигатель (от 0 до 1); n – максимальная степень; A_{ij} – коэффициент регрессии, соответствующий i-й степени оборотов, j-й степени нагрузки, определяемый на основе метода наименьших квадратов.

Функцией $\Phi_e(\omega_e,\alpha_н)$ аппроксимируются мощность P_e, часовой расход топлива G_t, выбросы отработавших газов двигателя CO, CH, NO_X, CO_2 и коэффициент избытка воздуха.

Расчеты по характеристикам двигателей ЗМЗ-4062, ЗМЗ-4052, ЗМЗ-4063, ЗМЗ-4021, ЗМЗ-4026, ЗМЗ-4093, ГАЗ-5601, УМЗ-4215, УМЗ-4216, Iveco Sofim-8140.27 и других, показали, что в зависимости от числа вводимых точек по нагрузке и угловой скорости двигателя, вполне достаточно аппроксимировать их нагрузочные характеристики полиномиальными зависимостями 4-й степени, а внешние скоростные – с 4-й по 12 степени в зависимости от размерности массива вводимых данных. При этом наибольшее несовпадение результатов аппроксимации с экспериментальными данными наблюдается на режимах малых нагрузок, близких к режиму холостого хода.

3) *На третьем этапе методики* происходит определение комплексных показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности путем моделирования движения автомобиля в следующих режимах:

1. в городском ездовом цикле на дороге по ГОСТ 20306-90;
2. в магистральном ездовом цикле на дороге по ГОСТ 203060-90;
3. в европейском городском и рабочем циклах на стенде по Правилам №83 ЕЭК ООН;

4. на магистрально-холмистой дороге с твердым покрытием и с распределением уклонов ± 6 % по закону Коши, характерных для холмистого рельефа;
5. с полной подачей топлива при условии незначительного отклонения от прямолинейного движения на ровной дороге с усовершенствованным покрытием.

4) *На четвертом этапе методики* определяются регрессионные зависимости комплексных показателей и выбросов отработавших газов от передаточных чисел трансмиссии.
5) *На пятом этапе методики* определяются декартовы координаты каждой *i*-й пробной точки равномерно распределенной ЛП$_\tau$- последовательности *j*-го показателя с учетом направляющих чисел r_j по формуле
6) *На шестом этапе методики* определяется множество оптимальных по Парето передаточных чисел трансмиссии в результате решения задачи оптимизации (3.60).
7) *На седьмом этапе методики* определяются рациональные передаточные числа трансмиссии в соответствии с назначением автомобиля.

3.7 Разработка программы, реализующей алгоритм и методику поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Представленные далее результаты исследования получены при помощи разработанного А.Н. Блохиным (НГТУ им. Р.Е. Алексеева) программного комплекса «Расчет параметров движения автомобиля», действующего в среде Visual Basic 6.3 for Application Excel. Некоторые диалоговые окна программного комплекса представлены на рисунках 3.7-3.8. Разработанный алгоритм поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии в соответствии с оперативно-функциональным назначением автомобиля и законодательными требованиями, предъявляемыми к автотранспортным средствам, реализованы в данном программном комплексе «Расчет параметров движения автомобилей»,

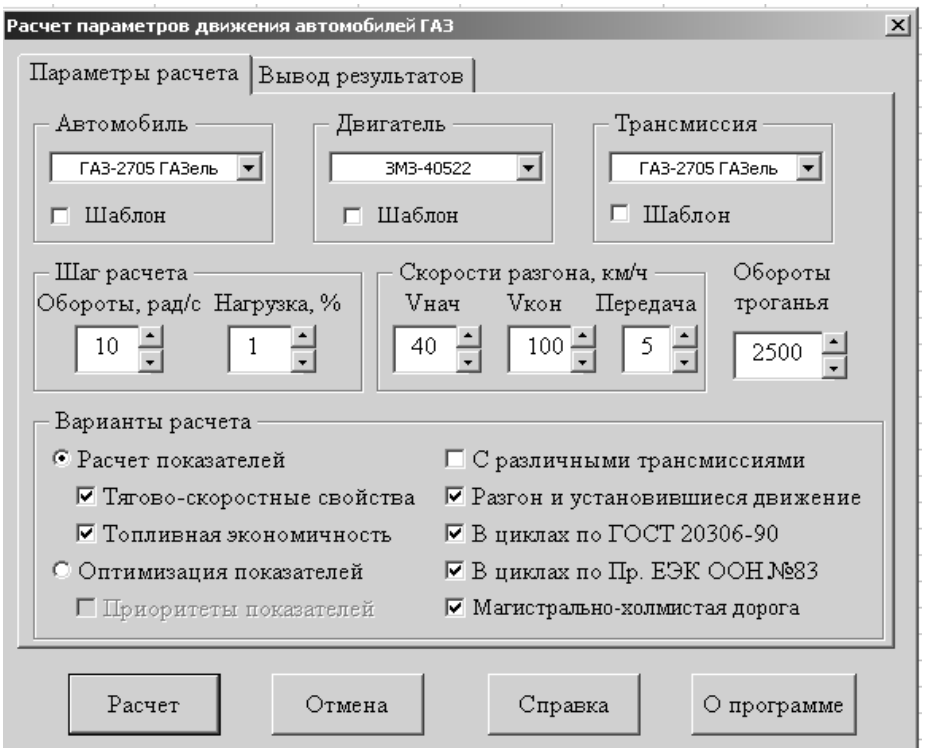


Рисунок 3.7 - Главное окно программы.

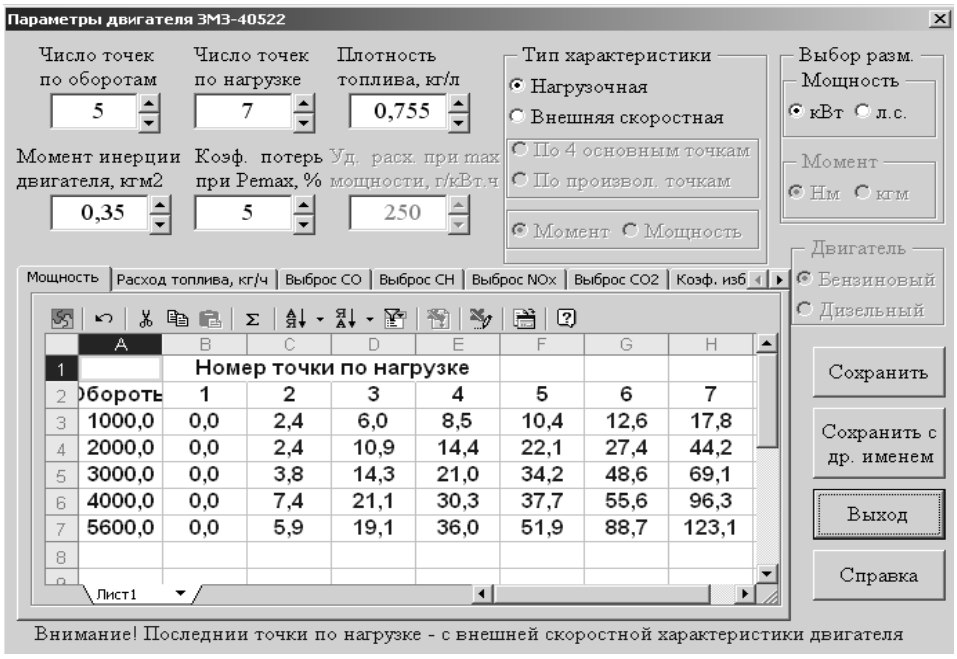


Рисунок 3.8 – Окно для ввода исходных данных по

Программа работает в операционных системах Windows 98, Millennium, NT, XP и требует наличия программы Excel из пакета Microsoft Office версии 2000 -2010 г.г.

Интерфейс программы представляет собой набор диалоговых окон для ввода исходной информации и вывода сообщений пользователю. Результаты расчета выводятся в книгу Microsoft Excel, в соответствии с указанным местом сохранения в окне вывода результатов расчета.

3.8Анализ регрессионных зависимостей показателей эксплуатационных свойств от передаточных чисел трансмиссии

При многофакторном исследовании особое влияние приобретают вопросы выбора плана эксперимента и основных уровней факторов. Наиболее достоверную оценку о характере и степени влияния передаточных чисел трансмиссии на комплексные показатели и выбросы вредных веществ можно дать с помощью планов второго порядка.

В данной работе рассматривалась линейная регрессионных моделей с учетом парных взаимодействий.

В качестве плана эксперимента для первых модели использовался трехуровневый пятифакторный полный факторный эксперимент с числом опытов $N_1 = 3^5 = 243$.

Математическое уравнение модели (уравнение регрессии) в случае учета парных взаимодействий имеет вид:

$$\begin{aligned} y = {} & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{15}x_1x_5 + b_{23}x_2x_3 + \\ & + b_{24}x_2x_4 + b_{25}x_2x_5 + b_{34}x_3x_4 + b_{35}x_3x_5 + b_{45}x_4x_5 + b_{123}x_1x_2x_3 + b_{124}x_1x_2x_4 + b_{125}x_1x_2x_5 + \\ & + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{135}x_1x_3x_5 + b_{145}x_1x_4x_5 + b_{234}x_2x_3x_4 + b_{235}x_2x_3x_5 + b_{245}x_2x_4x_5 + b_{345}x_3x_4x_5 + \\ & + b_{1234}x_1x_2x_3x_4 + b_{1235}x_1x_2x_3x_5 + b_{1245}x_1x_2x_4x_5 + b_{1345}x_1x_3x_4x_5 + b_{2345}x_2x_3x_4x_5 + \\ & + b_{12345}x_1x_2x_3x_4x_5 \ , \end{aligned} \quad (3.76)$$

где y – комплексный показатель оптимизации или выбросов отработавших газов; x_1 – соответствует передаточному числу коробки U_{k1}; $x_2 - U_{k2}$; $x_3 - U_{k3}$; $x_4 - U_0$; $x_5 - U_{k5}$.

Пределы варьирования передаточных чисел выбираем в зонах обеспечения переключения передач, чтобы каждая последующая передача имела передаточное число меньше, чем предыдущая, т.е. $U_{k1} > U_{k2} > U_{k3} > U_{k4} > U_{k5}$. Это основывается на условии совместной работы передач. Так, при 15% диапазоне изменения передаточных чисел коробки передач возникают ситуации, когда возможно перекрытие передач, т.е. передаточное число более низкой передачи меньше или равно более высокой передачи. При этом теряется смысл такой коробки. Поэтому такие варианты сразу же отбрасывались и для анализа принят 10 % диапазон варьирования передаточных чисел коробки, в котором можно использовать линейные и квадратичные зависимости. Интервал варьирования передаточного числа главной передачи принимаем равным 20 %.

Важный момент анализа связан с выбором первоначальных значений передаточных чисел, от которых отсчитывается интервал варьирования. В данной работе принимается, что для всех передаточных чисел – это существующие заводские значения, в дальнейшем именуемые просто как заводские значения.

Нормируемые факторы и их значение приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 - Нормируемые факторы

Передача	Номинальное значение	Нижнее значение	Верхнее значение	Шаг
1	4,05	3,645	4,455	0,405
2	2,34	2,106	2,574	0,234
3	1,395	1,255	1,535	0,1395
5	0,849	0,764	0,933	0,0849
Главная	4,556	3,645	5,467	0,9112

Таким образом, на основании данных зависимостей в программе «Расчет параметров движения автомобиля» были получены уравнения регрессии для комплексных показателей и выбросов отработавших газов с различными двигателями. В табл. 3.4-3.6 соответственно представлены коэффициенты регрессии линейной модели с парными взаимодействиями.

Таблица 3.4 - Коэффициенты регрессии линейной модели с взаимодействиями в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053

	$V_{магхолм}$	d	$Q_{s\Sigma}$	Q_{sp}	$\eta_{эф}$	$CO_{евр}$	$CH_{евр}$	$CO_{гор}$	$CH_{гор}$	$CO_{маг}$	$CH_{маг}$
b_0	145,7	9,139	20,738	31,58	1,729	1,1262	0,1433	5,1388	0,1386	2,7318	0,0952
b_1		-0,2361		-1,7317	0,0551	-0,0301	-0,0013	-0,2103	-0,0032	-0,1413	0,0003
b_2	-0,0224	2,4986	-0,0120	-15,3924	0,0569	-0,0423	-0,0039	-0,2597	0,0023	-0,6188	0,0026
b_3	-36,0115	0,4545	-3,4680	20,7940	-0,0291	-0,0422	-0,0008	-0,6614	0,0036	0,3748	0,0009
b_4	-1,1183	-0,8130	-1,3854	6,8560	0,0855	0,0957	-0,0047	-0,5719	0,0008	0,0413	-0,0023
b_5	32,2185	0,0000	-3,4319	-0,0001	0,1558	0,7488	-0,0032	-0,3140	0,0093	-0,1040	-0,0101
b_{12}		-0,1356		0,4282	-0,0006	-0,0001		0,0000		0,0111	0,0000
b_{13}		0,0000		-0,0513	-0,0002	-0,0001		0,0000		0,0001	
b_{14}		0,0964		0,1568	-0,0095	0,0076	0,0003	0,0462	0,0005	0,0210	-0,0001
b_{15}					-0,0004	0,0001	0,0000	0,0000		0,0002	
b_{23}	0,0100	-0,9831	0,0054	5,0205	-0,0066	0,0000		0,0002		0,1790	-0,0015
b_{24}	0,0015	-0,0366	0,0008	1,0507	-0,0162	0,0243	0,0008	0,0978	-0,0006	0,0371	-0,0001
b_{25}					0,0049	-0,0008	0,0000	0,0004		-0,0020	0,0001
b_{34}	6,4888	0,2701	0,6175	-6,0183	-0,0004	0,0303	-0,0002	0,1715	-0,0011	-0,1172	0,0004
b_{35}	0,0001		0,0292	0,0000	0,0055	-0,0012	0,0000	0,0024	0,0000	0,0306	-0,0005
b_{45}	-8,8397		1,5034		-0,0735	-0,1763	-0,0019	0,0748	-0,0026	0,1955	0,0000

Таблица 3.5 - Коэффициенты регрессии линейной модели с взаимодействиями в нормализованном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053

	$V_{магхолм}$	d	$Q_s\Sigma$	Q_{sp}	$\eta_{эф}$	$CO_{евр}$	$CH_{евр}$	$CO_{гор}$	$CH_{гор}$	$CO_{маг}$	$CH_{маг}$
b_0	124,78	9,57	16,45	44,8	1,92	1,823	0,1087	3,1643	0,1340	2,8530	0,0803
b_1		-0,0461		-0,0352	0,0040	0,0018	-0,0001	0,0001	-0,0003	-0,0078	0,0000
b_2	-0,0003	0,0963	-0,0002	-0,4370	-0,0058	0,0157	0,0000	0,0436	-0,0001	-0,0367	0,0001
b_3	-0,8963	-0,0859	-0,0861	0,6857	-0,0059	0,0132	-0,0002	0,0171	-0,0002	0,0399	-0,0002
b_4	0,3939	-0,1196	0,6873	1,4161	-0,0492	0,0690	-0,0033	0,1340	-0,0020	0,1967	-0,0019
b_5	-0,6839		0,2936		-0,0137	-0,0049	-0,0010	0,0026	-0,0002	0,0701	-0,0009
b_{12}		-0,0128		0,0406	-0,0001					0,0011	
b_{13}				-0,0029							
b_{14}		0,0356		0,0579	-0,0035	0,0028	0,0001	0,0171	0,0002	0,0078	0,0000
b_{15}					0,0000						
b_{23}	0,0003	-0,0321	0,0002	0,1639	-0,0002					0,0058	0,0000
b_{24}	0,0003	-0,0078	0,0002	0,2240	-0,0035	0,0052	0,0002	0,0209	-0,0001	0,0079	0,0000
b_{25}					0,0001	0,0000				0,0000	
b_{34}	0,8248	0,0343	0,0785	-0,7650	-0,0001	0,0039	0,0000	0,0218	-0,0001	-0,0149	0,0001
b_{35}			0,0003		0,0001	0,0000		0,0000		0,0004	
b_{45}	-0,6838		0,1163		-0,0057	-0,0136	-0,0001	0,0058	-0,0002	0,0151	

Одним из важных вопросов при планировании вычислительного эксперимента является оценка значимости коэффициентов регрессии, осуществляемая обычно по *t*-критерию Стьюдента или по доверительным интервалам (3.73). Но, при моделировании на ЭВМ дисперсия параметров оптимизации равна нулю, поэтому определить доверительный интервал не представляется возможным. Вследствие этого доверительный интервал Δb_j определяется погрешностью выбора исходных данных, которые получены на стендах, с учетом допустимо погрешности 0,5-2,0%, и принимается равным ±1% размаха комплексного параметра оптимизации [3.61]:

$$\Delta b_j = \pm(y_{\max} - y_{\min}) \cdot 10^{-2} = 2(y_{\max} - y_{\min}) \cdot 10^{-2} \quad (3.77)$$

Коэффициент b_j значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала. Доверительные интервалы, подсчитанные по этой формуле сведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6 - Доверительные интервалы
для показателей автомобиля с ЗМЗ-4053

	План с взаимодействиями		
	Max значение	Min значение	Довер. интервал
$V_{маг}$	126,01	121,91	0,08215
d	10,39	9,76	0,01250
$Q_{s\Sigma}$	17,35	16,10	0,02511
Q_{sp}	46,17	41,71	0,08927
$\eta_{эф}$	1,992	1,870	0,00244

Степень влияния фактора определяется значением коэффициента регрессии. Знак плюс означает, что с увеличением фактора растет значение комплексного параметра оптимизации, а знак минус, что оно уменьшается. Положительное влияние на наибольшую скорость на магистрально-холмистой дороге и суммарный коэффициент эффективности работы автомобиля оказывают факторы, эффекты которых положительны, а на показатель разгона, расход топлива при разгоне, суммарный расход топлива и выбросы отработавших газов – факторы, эффекты которых отрицательны. Влияние фактора оценивается в заданных интервалах (табл. 3.3).

3.9 Поиск оптимальных передаточных чисел трансмиссии

Исходными данными для просмотра многомерных областей передаточных чисел пробными точками ЛП$_\tau$-последовательности являются полученные в п.3.3 уравнения регрессионных зависимостей.

В программном комплексе «Расчет параметров движения автомобиля» были определены оптимальные по Парето передаточные числа трансмиссии в соответствии с методикой изложенной в п. 3.6 данной работы.

Всего для анализа было выбрано 10000 точек ЛП$_\tau$-последовательности. Для наглядной иллюстрации результатов были построены множество эффективных точек Парето в плоскостях двух параметров оптимизации. На рис. 3.9 представлены полученные множества для автомобиля с двигателем ЗМЗ-4053.

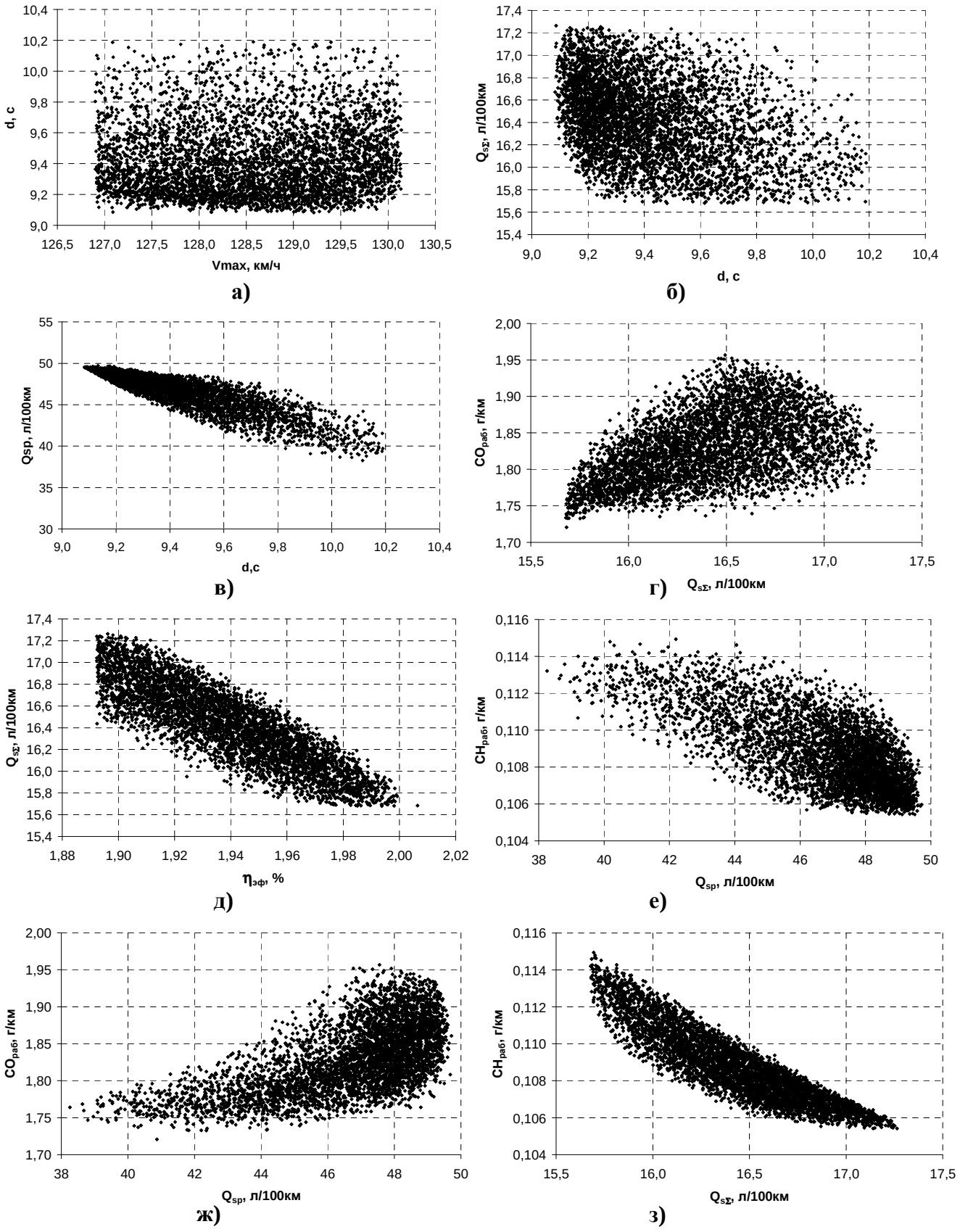


Рисунок 3.9 - Множество эффективных точек Парето для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053

Наилучшие точки $ЛП_\tau$-последовательности в соответствии с оперативно-функциональным назначением автомобиля выбираются из эффективных точек Парето. В табл. 3.7 представлены полученные наилучшие точки Парето и соответствующие им передаточные числа трансмиссии при разных вариантах приоритетов комплексных показателей.

Таблица 3.7 - Точки $ЛП_\tau$-последовательности и оптимальные по Парето передаточные числа для автомобиля «ГАЗель» с различным оперативно-функциональным назначением

Вариант	Динамичный	Экономичный
Двигатель ЗМЗ-4053	**№7977** U_{k1}= 4,116 U_{k2}=2,188 U_{k3}=1,397 U_{k4}=1,0 U_{k5}=0,783 U_0=4,596	**№5805** U_{k1}= 4,219 U_{k2}=2,147 U_{k3}=1,325 U_{k4}=1,0 U_{k5}=0,785 U_0=3,895

Как известно, передаточное число в зубчатых передачах определяется отношением чисел зубьев ведомого колеса к числу зубьев ведущей шестерни. По этому, чтобы реализовать указанные в табл. 3.8 передаточные числа, необходимо определить числа зубьев пар шестерен. При этом в целях унификации производства необходимо сохранить основные конструктивные размеры коробки передач и главной передачи. Для коробки передач это в первую очередь межосевое расстояние, которое зависит от суммарного числа зубьев шестерен, нормального модуля зубьев и угла наклона зубьев к оси. Для главной передачи, в соответствии с рекомендациями фирмы Glison, это обеспечение суммарного числа зубьев шестерен более 41 и требуемой величины гипоидного смещения, которое зависит от размера ведомого колеса.

С учетом табл. 3.8 были определены числа зубьев шестерен и скорректированы оптимальные значения передаточных чисел трансмиссии. Поскольку полученные значения несколько отличаются от оптимальных, то в дальнейшем они будут именоваться как рекомендуемые рациональные значения. В табл. 3.8 указаны полученные значения передаточных чисел, а также числа зубьев, указанные в скобках, которое должны иметь шестерни. При этом следует иметь в виду, что передаточное число шестерен привода промежуточного вала осталось без изменения, равным U_k=1,44.

Таблица 3.8 - Рекомендуемые значения передаточных чисел для автомобиля «ГАЗель» с различным оперативно-функциональным назначением

Вариант	**Двигатель ЗМЗ-4053**
Динамичный	U_{k1}= 4,05 (Z_1=16, Z_2=45) U_{k2}=2,188 (Z_1=25, Z_2=38) U_{k3}=1,395 (Z_1=32, Z_2=31) U_{k4}=1,0 U_{k5}=0,792 (Z_1=40, Z_2=22) U_0=4,556 (Z_1=9, Z_2=41)
Экономичный	U_{k1}= 4,23 (Z_1=16, Z_2=47) U_{k2}=2,131 (Z_1=25, Z_2=37) U_{k3}=1,395 (Z_1=32, Z_2=31) U_{k4}=1,0 U_{k5}=0,792 (Z_1=40, Z_2=22) U_0=3,9 (Z_1=10, Z_2=39)

Произведем сравнение комплексных и оценочных показателей автомобиля «ГАЗель» с рекомендованными передаточными числами и их заводскими значениями (таблица 3.8).

Предлагаемый вариант трансмиссии динамичного автомобиля с двигателем ЗМЗ – 4053 позволяет при полном сохранении и даже некотором улучшении (до 1%) тягово-скоростных свойств и максимальной скорости, также улучшить показатели топливной экономичности от 0,4 до 1,3% и уменьшить выброс *CO* от 1,4 до 2,3% в рассматриваемых ездовых циклах, при этом *CH* не превышает допускаемых значений.

Автомобиль с шестиступенчатой коробкой передач по интенсивности разгона не уступает показателям, получаемым с заводскими передаточными числами. По показателям топливной экономичности в ездовых циклах он занимает промежуточное место между динамичным вариантом и экономичным. А вот выброс *CO* в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83 у него получается самым минимальным за счет снижения выбросов при разгоне (однако на постоянной скорости они несколько увеличиваются по сравнению с экономичным и экологичным вариантами).

Таблица 3.9 - Сравнение оценочных и комплексных показателей с модифицированными вариантами трансмиссии автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053

Показатель	Динамичный	Экономичный	Заводской	Шестиступенчатая коробка
Передаточные числа коробки: U_{k1}, U_{k2}, U_{k3}, U_{k4}, U_{k5}, U_{k6}	4,05 2,188 1,395 1 0,794	4,23 2,131 1,395 1 0,794	4,05 2,34 1,395 1 0,849	4,23 2,34 1,584 1,185 1 0,794
Передаточное число главной передачи, U_0	4,556	3,900	4,556	3,900
V_{max}, км/ч	141,807	136,435	141,807	139,864
d, с	9,261	9,472	9,340	9,321
$T_{40\text{-}100}$, с	38,569	50,396	34,504	50,396
T_{100}, с	23,078	24,474	23,259	23,260
T_{400} , с	23,671	23,890	23,752	23,729
T_{1000}, с	42,741	42,870	42,850	42,735
$V_{ср\ гор}$, км/ч	28,264	28,158	28,272	28,194
$V_{ср\ маг}$, км/ч	74,990	75,260	74,882	75,291
$V_{маг\text{-}хол}$, км/ч	127,908	123,265	127,908	126,779
$Q_{s_V=40}$, л/100км	8,033	8,342	8,385	8,342
$Q_{s_V=60}$, л/100км	9,905	9,844	9,952	9,844
$Q_{s_V=80}$, л/100км	11,649	11,434	11,794	11,434
$Q_{s_V=90}$, л/100км	12,672	12,245	12,971	12,245
$Q_{s_V=100}$, л/100км	14,050	13,549	14,428	13,549
$Q_{s_V=120}$, л/100км	18,704	18,645	18,994	18,645
$Q_{sгор_евр}$, л/100км	16,812	16,497	16,943	16,689
$Q_{sраб}$, л/100км	14,294	13,843	14,493	13,970
$Q_{sгор}$, л/100км	15,867	15,395	15,955	15,705
$Q_{sмаг}$, л/100км	12,940	12,583	13,019	12,755
$Q_{sмаг\text{-}холм}$, л/100км	24,223	21,747	24,309	23,899
Q_{sp}, л/100км	48,748	44,570	48,402	48,247
$\eta_{эф_гор}$, %	0,818	0,836	0,814	0,822
$\eta_{эф_маг}$, %	7,057	7,310	6,994	7,218
$\eta_{эфевр}$, %	1,266	1,291	1,253	1,282
$\eta_{эф\Sigma}$, %	1,940	1,991	1,924	1,967
Максимал. подъем, %	41,166	36,670	41,166	36,670

Экономичный вариант позволяет при незначительном ухудшении интенсивности разгона автомобиля (показатель разгона для вариантов соответственно ухудшается на 2% и на 4% относительно заводских значений) улучшить показатели топливной экономичности при установившемся движении до 6%, в ездовых циклах на 3..5%, на магистрально-холмистой дороге до 10% (экономичный вариант).

Таким образом, внедрение рекомендованных передаточных чисел трансмиссии, позволит получить значительный экономический эффект и расширить предлагаемое на рынках семейство автомобилей «ГАЗель» по оперативно-функциональному назначению.

3.10 Экспериментальные исследования показателей эксплуатационных свойств автомобиля

Для проверки результатов расчетно-теоретических исследований, а так же для получения исходных данных, необходимых для выполнения расчетов, были проведены эксперименты в лабораторных и дорожных условиях.

Для оценки скоростных свойств автомобиля используют следующие показатели, полученные по результатам дорожных испытаний: скоростная характеристика разгона на высшей или предшествующей ей передаче; максимальная скорость; время разгона с места до скорости 100 км/ч и на пути 400 и 1000 м.

Требования к объекту испытаний. Испытания проводились для автомобиля ГАЗ-322132 семейства «ГАЗель»:

Перед испытаниями автомобиль ГАЗ-322132 был проверены в соответствии с требованиями стандарта ГОСТ 22756-90 на техническую исправность и комплектность. Заправка проводилась ГСМ, проверенным на соответствие показателей с требованиями нормативно-технической документации. Двигатель, трансмиссия и шины прошли надлежащую обкатку в соответствии с инструкцией предприятия-изготовителя.

Износ шин у автомобилей не превышал 50 %. Пробег шин составил – 18000 км. Шины не имели повреждений. Давление в шинах отвечало требованиям предприятия-изготовителя. Давление измерялось и регулировалось на "холодных" шинах. В процессе испытаний автомобилей регулирование давления не проводилось.

Окна и вентиляционные люки при проведении испытаний были закрыты.

Устройство для подогрева воздуха системы питания, не имеющее автоматического управления, было установлено в положение "Лето". Системы отопления салона (кабины) и кондиционирования воздуха были выключены.

Загрузка автомобиля. Испытания проводились при загрузке половиной массы груза 550 кг. В качестве груза применялся негигроскопичные балласт, который был надежно закреплен. Массу водителя и контролера, а так же массу оборудования и креплений включали в массу груза. Распределение массы по осям соответствовало требованиям технической документации.

Измерительные участки при испытаниях на тягово-скоростные свойства. Измерения проводились на автополигоне ОАО «ГАЗ», имеющим твердую гладкую, чистую и сухую асфальтобетонную дорогу с хорошим сцеплением. Показатели измерялись на прямом участке дороги.

Характеристика прямого участка дороги была следующей: 1) продольный уклон дороги – не более 0,5% на участке длиной не более 50м; 2) поперечный уклон – не превышал 3 %; 3) длина измерительного участка была равна 1100 м, что соответствовало требованиям ГОСТ 22576-90 (не менее 1000 м), для определения максимальной скорости и времени разгона на заданном пути и не менее 2100 м для определения остальных показателей, что тоже более необходимой – 2000 м.

Подъездные дорожные участки имели аналогичное измерительному участку покрытие и длину, достаточную для разгона и стабилизации максимальной скорости автомобиля.

Средства измерений. Для определения пройденного пути, скорости и времени использовался прибор «пятое колесо». Другие средства измерений были компактными, простыми в установке и пользовании, вибростойкими и обеспечивали необходимую точность измерений (таблица 3.10) при температуре воздуха $\pm 40^0$C на всех режимах движения автомобилей, включая максимальную скорость; установка их на автомобиль не влияла на сопротивление движению.

Таблица 3.10 - Погрешность средств измерений

Наименование	Погрешность, не более
Время	0,1 с
Путь	0,5 %
Скорость автомобиля	1 %
Скорость ветра	0,5 м/с
Частота вращения вала двигателя	1 %
Температура воздуха	1^0C
Атмосферное давление	3,0 кПа
Относительная влажность воздуха	7 %
Масса автомобиля	0,3 %

Атмосферные условия. При дорожных испытаниях автомобилей соблюдались следующие требования. Средняя скорость ветра, измеренная на высоте 1 м над поверхностью дороги, была не более 3 м/с (при порывах до 5 м/с.) Плотность воздуха не отличалась более чем на 7,5 % от плотности воздуха, определенной для нормальных атмосферных условий (атмосферное давление P_o=100,0 кПа (750 мм.рт.ст.). Температура воздуха T_o=293 К (20^0C).

Температура воздуха при испытаниях была не менее 290 К (17^0C), атмосферное давление не ниже 100,0 кПа и относительная влажность воздуха выше 60 %.

Методы испытаний. Перед испытаниями тепловой режим агрегатов и узлов автомобилей был доведен до нормального установившегося состояния пробегом 50 км при скорости движения 100…105 км/ч, т.е. не ниже 2/3 от максимальной скорости. При вынужденных простоях автомобилей в процессе испытаний и снижении температуры агрегатов и узлов восстанавливалось их тепловое состояние дополнительным пробегом.

Перед испытаниями было проверено отсутствие повышенных сопротивлений движению измерением пути выбега со скорости 50 км/ч. Результаты пути выбега были оценены положительно, т.к. путь выбега получался не менее заданного в нормативно – технической документации – 550 м.

Определение максимальной скорости. Максимальную скорость определяли на передаче, обеспечивающей достижение наибольшей устойчивой скорости движения, которая устанавливалась до въезда на измерительный участок. Педаль управления подачи топлива при этом была нажата до упора. Число измерений было не менее двух в каждом направлении. Изменение скорости в заезде не превышало 2 %. В каждом заезде определялось время прохождения измерительного участка. Разница между крайними значениями шести измерений не превышала 3 %.

Определение времени разгона на заданном пути. Время разгона на заданном пути длиной 400 и 1000 м определялось непосредственным его измерением по результатам записи режима разгона автомобиля с места. Замеры выполнялись в обоих направлениях движения, двукратно, непосредственно один за другим. Движение начиналось с передачи, используемой при трогании с места, т.е. первой передачи. Разгон выполнялся при полной подаче топлива и переключение передач проводилось при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Определение времени разгона до заданной скорости. Время разгона до заданной скорости определялось как средняя арифметическая величина по результатам заездов для определения времени разгона на заданном пути или по кривой разгона автомобиля с места.

В соответствии с ГОСТ 22576-90 была установлена конечная скорость разгона - 100 км/ч, как и для автомобилей всех типов полной массой до 3,5 т.

Определение скоростной характеристики «разгон на передаче, обеспечивающей максимальную скорость». При определении данной характеристики разгон автомобиля выполнялся на высшей передаче, обеспечивающей достижение максимальной скорости с минимальной скорости на этой передаче до скорости 0,9 от максимальной. Минимальную скорость устанавливали от начала измерительного участка. Применяемая передача была отражена в названии характеристики. Разгон автомобиля выполнялся при полной подаче топлива.

Замеры, следующие один за другим, выполнялись по два раза в обоих направлениях движения.

Тягово-скоростные показатели исследуемых автомобилей. Результаты испытаний автомобилей семейства «ГАЗель» приведены в табл. 3.11

Таблица 3.11 - Результаты измерений показателей тягово-скоростных свойств

Автомобиль с двигателем	ГАЗ – 3302, ЗМЗ - 4053	
Передаточное число главной передачи	4,556	5,125
Максимальная скорость, км/ч	141,7	140,4
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	22,8	23,25
Время разгона на пути 400 м, с	22,7	22,95
Время разгона на пути 1000 м, с	42,1	41,9
Интенсивность разгона на высшей передаче с 40 до 100 км/ч, с	34,2	28,4

Топливную экономичность автомобилей оценивают: топливной характеристикой установившегося движения; контрольным расходом топлива на постоянной скорости; расходом топлива в магистральном цикле на дороге по ГОСТ 20306-90; расходом топлива в городском цикле на дороге по ГОСТ 20306-90; расходом топлива в городском цикле на стенде по Правилам №83 ЕЭК ООН.

Все эти характеристики, кроме последней, определялись при движении автомобиля по ровной горизонтальной дороге, удовлетворяющим требованиям к дороге при оценке тягово-скоростных свойств автомобиля.

Требования к объекту испытаний по расходу топлива. Требования, предъявляемые к автомобилям при определении расхода топлива были идентичны требованиям при определении тягово-скоростных свойств (п. 4.1), за исключением режима стендовых испытаний. Особенность здесь заключается в том, что перед стендовыми испытаниями автомобиля проводилось термостатирование двигателя за счет установки автомобиля в боксе не менее 6 ч при температуре воздуха 20-30^{0}С.

Загрузка автомобиля перед испытаниями идентична загрузке при определении тягово-скоростных свойств автомобилей (см. п. 4.1).

Измерительные дорожные участки. Измерительные дорожные участки были прямолинейными, горизонтальными асфальтобетонным гладким, сухим и чистым покрытием

(с продольными уклонами не более 0,5 % на участках не более 50 м, поперечные уклоны отсутствовали) и имели длину: 1100 м для измерения контрольного расхода топлива и топливной характеристики установившегося движения; 4100 м для измерения расхода топлива в магистральном и городском цикле. Подъездные дорожные участки имели аналогичное покрытие и длину, достаточную для разгона и стабилизации максимальной скорости автомобилей.

Средства измерений. Для определения расхода топлива использовался топливный расходомер фирмы «Пайслер» (ФРГ). Другие средства измерений для дорожных испытаний были компактными, простыми в установке и пользовании, вибростойкими; обеспечивали необходимую пропускную способность топлива и требуемую точность измерений при температуре воздуха $\pm 40^0$С на всех режимах движения автомобиля, включая максимальную скорость; установка их на автомобиль не влияла на сопротивление движению. Погрешность средств измерений не превышала приведенных в табл. 4.1 значений, а погрешность измерений расхода топлива – не более 1%.

Средства измерений устанавливались на автомобиль и использовались с соблюдением требований инструкций по их эксплуатации.

Атмосферные условия. При дорожных испытаниях автомобиля соблюдались условия приведенные в п. 4.1 для тягово-скоростных испытаний.

Методы испытаний. Перед испытаниями на определение контрольного расхода топлива, топливной характеристики установившегося движения и топливно-скоростной характеристики установившегося движения агрегаты и узлы автомобиля были прогреты пробегом 50 км при скорости движения 100…105 км/ч, т.е. не менее 2/3 от максимальной скорости. При вынужденных простоях автомобиля в процессе испытаний и снижении температуры агрегатов и узлов восстанавливалось тепловое состояние дополнительным пробегом.

Перед испытаниями на определение расхода топлива в магистральном и городском циклах тепловой режим агрегатов и узлов был доведен до рабочего состояния пробегом 30 км при скорости движения 100…105 км/ч, т.е. не менее 2/3 от максимальной скорости, и последующим двукратным проездом измерительного участка с соблюдением заданных в ездовых циклах режимов движения.

Испытательные заезды на дороге проводились в противоположных направлениях движения не менее двух раз в каждом направлении.

В каждом направлении определялось время прохождения измерительного участка и количество израсходованного топлива. Результаты измерений фиксировались в протоколе испытаний.

Измерения повторялись, если разница между полученными результатами в любых двух заездах превышала 5 % большего значения. За результат измерения принималось среднее арифметическое зачетных заездов.

Определение контрольного расхода топлива. При определении этого показателя автомобиль совершал пробег по измерительному участку дороге на высшей передаче со скоростями, регламентированными ГОСТ 20306-90, менее и более заданной на 2 км/ч. Для грузовых автомобилей семейства «ГАЗель», имеющих полную массу 3,5 т. и максимальную скорость не менее 130 км/ч эти значения скоростей соответствовали 90 и 120 км/ч.

Топливная характеристика установившегося движения. При определении этого показателя автомобиль совершал пробег по измерительному участку с заданными постоянными скоростями движения с учетом таких же требований, как и при определении контрольного расхода топлива. Заданная скорость движения в заезде устанавливалась за 250 м (по ГОСТ 20306-90 – не менее 200 м). Этот показатель определялся на высшей передаче, начиная от максимальной скорости до минимальной при следующих скоростях: 120, 100, 90, 80, 60, 40 км/ч.

Показатели топливной экономичности исследуемых автомобилей. Автомобиль "ГАЗель" имел показатели, приведенные в табл. 3.12

Таблица 3.12 - Показатели топливной экономичности автомобилей семейства «ГАЗель»

Автомобиль с двигателем	ГАЗ – 3302, ЗМЗ - 4053	
Передаточное число главной передачи	4,556	5,125
Путевой расход топлива, л/100км, при *V*=40км/ч, *V*=60км/ч *V*=80км/ч *V*=90км/ч *V*=100км/ч *V*=120км/ч	 7,85 9,40 11,75 13,05 14,65 18,60	 8,40 9,95 12,30 13,65 15,30 19,75
Расход топлива в гор. цикле испытаний типа I по Правилам ЕЭК ООН №83, л/100км	17,60	18,93
Расход топлива в раб. цикле испытаний типа I по Правилам ЕЭК ООН №83, л/100км	14,29	15,14
Расход топлива в гор. цикле по ГОСТ 20306-90, л/100км	16,25	17,20
Расход топлива в маг. цикле по ГОСТ 20306-90, л/100км	13,53	13,90

3.11 Сравнение расчетных и экспериментальных значений показателей эксплуатационных свойств

При проверке сходимости результатов использовались данные расчетов по программе «Расчет параметров движения автомобилей» и среднее значение показателя, полученного в результате проведенных испытаний автомобилей ГАЗ – 32213 "ГАЗель" (полная масса 3500 кг, U_0=4,55 и U_0 = 5,125) с двигателями ЗМЗ – 4053. Полученные результаты были обобщены и представлены в таблице 3.13. Следует отметить, что в качестве экспериментального значения приведено среднее значение, полученное в результате нескольких замеров.

Таблица 3.13 - Результаты расчета и эксперимента по автомобилю ГАЗ-3302 «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ – 4053

Показатели скоростных свойств, топливной экономичности и токсичности выхлопных газов	Расчет	Эксперимент	Разность, %	Расчет	Эксперимент	Разность, %
Перед. число главной передачи	4,556			5,125		
Максимальная скорость, км/ч	141,81	141,7	0,08	140,18	140,4	0,17
Время разгона, с:						
до скорости 100 км/ч	23,259	22,8	2,02	24,332	23,25	4,65
на пути 400 м	23,752	22,7	4,63	23,735	22,95	3,42
на пути 1000 м	42,850	42,1	1,78	42,545	41,9	1,54
на *V* передаче с 40 до 100 км/ч	34,504	34,2	0,82	28,867	28,4	1,64
Средняя скорость по ГОСТ 20306, км/ч:						
в городском цикле на дороге	28,272	28,23	0,15	28,371	28,36	0,04
в магистральном цикле на дороге	75,516	75,49	0, 03	75,430	75,43	0,00
Путевой расход топлива, л/100км, при скорости:						
V=40км/ч	8,385	7,85	6,81	8,983	8,40	6,94
V=60км/ч	9,952	9,40	5,87	10,043	9,95	0,93
V=80км/ч	11,794	11,75	0,37	12,112	12,30	1,53
V=90км/ч	12,971	13,05	0,61	13,603	13,65	0,34
V=100км/ч	14,428	14,65	1,52	15,407	15,30	0,70
V=120км/ч	18,994	18,60	2,12	20,000	19,75	1,27
Расход топлива в испытаниях типа I по Правилам №83 ЕЭК ООН, л/100км:						
в городском цикле на стенде	16,958	17,60	3,65	17,783	18,93	6,06
в рабочем цикле на стенде	14,125	14,29	1,16	14,822	15,14	2,10
Расход топлива по ГОСТ 20306, л/100км:						
в городском цикле на дороге	16,755	16,25	1,68	16,313	17,20	5,16
в магистральном цикле на дороге	12,802	13,53	5,58	13,340	13,90	4,03

Сравнивая результаты, полученные расчетным и экспериментальным методами, по всем рассматриваемым показателям автомобиля, можно отметить, что наблюдается качественное и количественное совпадение значений, т.е. одинаковые тенденции роста или

снижения величин и незначительные величины отклонений рассматриваемых параметров у автомобилей с различными типами двигателей.

В результате воздействия большого числа различных случайных и детерминированных факторов, возникающих в процессе изготовления, хранения и эксплуатации средств измерений и измерительных преобразователей, их показания неизбежно отличаются от истинных значений измеряемых величин. Эти отклонения характеризуют погрешность средств измерения, приведенную в разделах 3.10.

Рассеивание отклонений при повторных или повторяющихся замерах оценивают как случайную величину, для которой определяют математическое ожидание ($\overline{dx}$) и среднеквадратичное отклонение (δ):

$$\overline{dx}_j = \frac{\sum_{i=1}^{n} dx_i}{n}; \quad \delta_{dx} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (\overline{dx} - dx)^2}{n-1}}$$

где $dx = (\Delta x/x)\cdot 100$ – разница между значениями эксперимента и расчета в процентах; n – число повторных экспериментов.

При измерении однотипных показателей (например, скоростных, расхода топлива при различных скоростях и т.д.) суммарное отклонение рассчитывают как среднегеометрическую величину: $\overline{dx}_\Sigma = \sqrt{\frac{\overline{dx_1}^2 + \overline{dx_2}^2 + ... + \overline{dx_n}^2}{n-1}}$.

Кроме того, следует учитывать, что экспериментальный результат также получен с определенной погрешностью в зависимости от средств измерения. Известно, что если результат испытания (Z) получается на основе вычислений нескольких измеряемых величин (X_1, X_2, …, X_i), то в погрешности вычисления необходимо учитывать возможную погрешность величин, участвующих в формуле вычисления: $dZ = \sqrt{\sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial Z}{\partial X_i} \cdot \Delta X_i \right)^2}$, где $\partial Z / \partial X_i$ - частные производные функции $Z=f(X_1, X_2, \ldots, X_i)$, ΔX_i – абсолютная ошибка величины X_i.

В табл. 3.14 – 3.17 приведены полученные погрешности измерений при испытаниях автомобиля ГАЗ-322132 с двигателем ЗМЗ-4053 и передаточным числом главной передачи U_0=4,556.

Полученные значения погрешностей (табл. 3.14-3.17) позволяют считать, что математическая модель адекватно отражает реальный процесс работы двигателя и

автомобиля. Поэтому данная методика расчета имеет право на существование и может использоваться для оценки конструктивных изменений трансмиссии.

Таблица 3.14 - Погрешности при испытаниях тягово-скоростных свойств автомобиля ГАЗ-3302 с двигателем ЗМЗ-4053 и U0=4,556

Погрешность, %	V_{max}	T_{100}	T_{400}	T_{1000}	$T_{40\text{-}100}$	$V_{гор}$	$V_{маг}$
Между расчетом и средним значением в эксперименте	0,233	0,041	2,823	0,241	13,953	2,845	4,410
Измерения	6,495	2,818	1,414	1,414	2,242	1,901	1,928
Вычисления	5,179						
Суммарная	8,310	5,896	6,066	5,374	15,051	6,208	7,070
Средняя	8,987						

Таблица 3.15 - Погрешности при испытаниях на топливную экономичность автомобиля ГАЗ-3302 с двигателем ЗМЗ-4053 и U_0=4,556

Погрешность, %	$Qs_{гор}$	$Qs_{маг}$	$Qs_{гор.евр}$	$Qs_{раб}$	Qs_{40}	Qs_{60}	Qs_{80}	Qs_{90}	Qs_{100}	Qs_{120}
Между расчетом и ср. значением в эксперименте	3,9	0,2	1,1	2,1	6,8	5,9	0,4	0,6	1,5	2,1
Измерения	21,9	10,5	21,7	7,9	12,2	12,2	11,5	11,5	11,3	11,8
Вычисления	5,27									
Суммарная	22,9	11,7	22,3	9,7	14,9	14,5	12,7	12,7	12,6	13,1
Средняя	16,13									

Таблица 3.16 - Погрешности при испытаниях тягово-скоростных свойств автомобиля ГАЗ-3302 с двигателем ЗМЗ-4053 и U_0=5,125

Погрешность, %	V_{max}	T_{100}	T_{400}	T_{1000}	$T_{40\text{-}100}$	$V_{гор}$	$V_{маг}$
Между расчетом и средним значением в эксперименте	0,235	7,269	4,959	2,567	13,765	0,331	0,097
Измерения	6,501	2,839	1,414	1,414	4,169	1,866	1,862
Вычисления	5,179						
Суммарная	8,315	9,366	7,309	5,951	15,287	5,515	5,504
Средняя	9,488						

Таблица 3.17 - Погрешности при испытаниях на топливную экономичность автомобиля ГАЗ-3302 с двигателем ЗМЗ-4053 и U_0=5,125

Погрешность, %	$Qs_{гор}$	$Qs_{маг}$	$Qs_{гор.евр}$	$Qs_{раб}$	Qs_{40}	Qs_{60}	Qs_{80}	Qs_{90}	Qs_{100}	Qs_{120}
Между расчетом и ср. значением в эксперименте	3,4	3,5	8,6	2,6	6,9	0,9	1,5	0,3	0,7	1,3
Измерения	21,1	9,8	19,8	7,3	11,0	11,2	11,1	11,1	11,3	11,7
Вычисления	5,27									
Суммарная	22,1	11,7	22,2	9,4	14,1	12,4	12,4	12,3	12,5	12,9
Средняя	15,58									

3.12 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, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению.

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по выбору передаточных чисел коробок передач внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач.

Результаты исследований, а именно алгоритм и методика выбора передаточных чисел коробок передач, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

3.13 Обобщение и оценка результатов исследований

1. Разработана и апробирована методика выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на динамичной и экономичной модификациях с учетом показателей, характеризующих эффективность работы автомобиля в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, городском и магистральном циклах по ГОСТ 20306-90, на магистрально-холмистых дорогах и экологичность в нормируемых условиях, на основе регрессионных моделей второго порядка и критерия Парето.

2. Разработана математическая модель движения автомобиля при его малых отклонениях от прямолинейного движения на ровной дороге с учетом шести силовых факторов, возникающих в контакте колес с дорогой, полученных на основе феноменологической теории качения и динамики неголономных систем, позволяющая учесть влияние жесткости подвески и рассеяния энергии в амортизаторах, направляющего аппарата подвески, характеристик шин, параметров трансмиссии и других конструктивных элементов на скорость движения автомобиля и его расход топлива.

3. Для выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобилей «ГАЗель» необходимо и достаточно использовать следующие показатели: наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге, показатель разгона, коэффициент эффективности работы автомобиля в циклах, расход топлива при разгоне, расход топлива при установившемся движении и на магистрально-холмистой дороге.

4. Определены регрессионные зависимости от передаточных чисел трансмиссии для следующих комплексных показателей: наибольшей скорости на магистрально-холмистой дороге, показателя разгона, суммарного коэффициента эффективности работы автомобиля в циклах, расхода топлива при разгоне, суммарного расхода топлива на магистрально-холмистой дороге и при установившихся режимах движения.

5. На выбор рациональных передаточных чисел в соответствии с оперативно-функциональным назначением существенное влияние оказывают приоритеты исследуемых показателей и принятые функциональные ограничения, в частности, величина основного уклона, преодолеваемого автомобилем на высшей передаче.

6. Для получения динамичного варианта автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053 необходимо сблизить заводские передаточные числа второй и третьей передач путем уменьшения передаточного числа второй передачи до Uk_2=2,188 (Z_1=25, Z_2=38). Для дополнительного снижения расхода топлива в этом варианте до 2% необходимо уменьшить передаточное число пятой передачи коробки до Uk_5=0,792 (Z_1=40, Z_2=22).

7. Для получения экономичного варианта автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053 необходимо изменить передаточные числа на следующие значения: Uk_1=4,23 (Z_1=16, Z_2=47), Uk_2=2,131 (Z_1=25, Z_2=37) , Uk_5=0,792 (Z_1=40, Z_2=22), U_0=3,9 (Z_1=10, Z_2=39). При этом расход топлива автомобиля снизиться при установившемся движении до 6%, в ездовых циклах на 3..5%, на магистрально-холмистой дороге до 10%.

8. Разработан комплекс программных средств «Расчет параметров движения атвомобиля» для определения показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности, нахождения их регрессионных зависимостей от передаточных чисел трансмиссии и выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии на основе предложенной методики, позволяющий на различных стадиях проектирования автомобилей оценить достоинства и недостатки вариантов сочетания двигателя и трансмиссии и тем самым сократить объем и время доводочных испытаний, требующих больших материальных, финансовых и трудовых ресурсов.

9. На основании проведенных экспериментов установлено, что расхождение результатов расчетов и экспериментальных данных для тягово-скоростных свойств не

превышает 9%, топливной экономичности – 17%. Этим подтверждается достоверность основных теоретических положений, принятых допущений и гипотез при составлении математических моделей.

10. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные в результате исследований, используются в учебном процессе бакалавров и магистров по направлению 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ, в НОЦ «Транспорт» в курсовом и дипломном проектировании, а также в теоретических курсах лекций по дисциплинам «Конструирование и расчет автомобиля», «Теория автомобиля», «САПР автомобиля и трактора».

4 Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования процессов взаимодействия колесного движителя на шинах сверхнизкого давления при движении по опорной поверхности с низкой несущей способностью

В разделе 4 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.

4.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о показателях эксплуатационных свойств вездеходных транспортных средств при движении по слабонесущим опорным поверхностям.

В научно-технической литературе предложено большое количество показателей для оценки проходимости автомобиля. Для оценки опорной проходимости, характеризующую возможность движения автомобиля в ухудшенных дорожных условиях и по деформируемым опорным поверхностям, в основном, используют следующие показатели [4.9]:

- Мощность сопротивления качению
- Мощность сопротивления движения
- Мощность колееобразования
- Полная сила тяги
- Свободная сила тяги
- Сила тяги на крюке
- Удельная сила тяги на крюке
- Тяговая мощность на крюке
- Удельная тяговая мощность на крюке
- Давление колес на дорогу
- Тягово-скоростная характеристика автомобиля на заданном участке
- Способность преодоления труднопроходимых участков пути
- Наибольшая глубина снежной целины

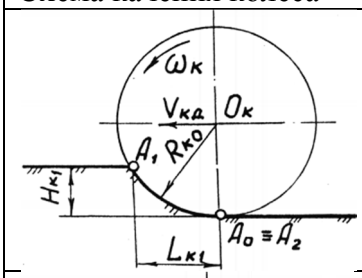
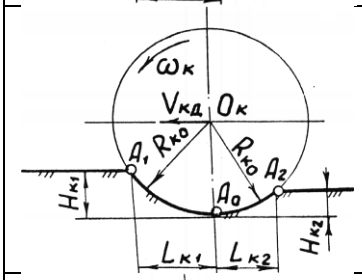
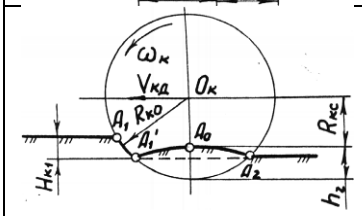
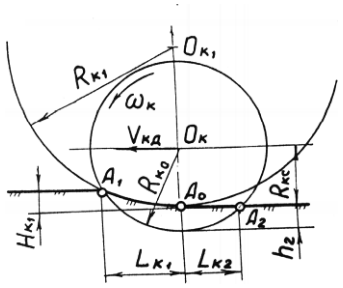
Как известно проходимость автомобиля напрямую зависит от свойств опорной поверхности. Очень сложным грунтом с точки зрения строения и протекающих процессов является снег.

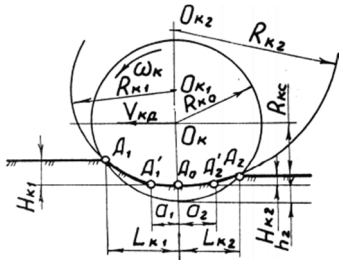
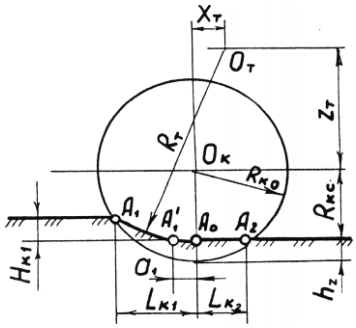
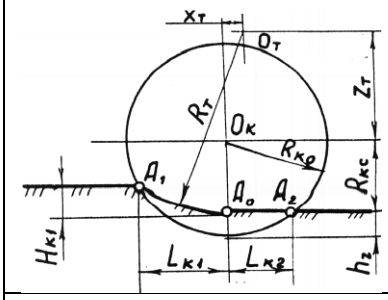
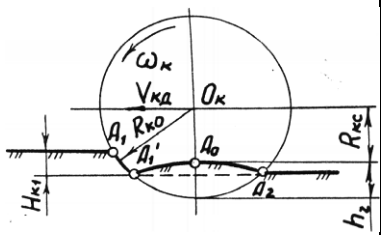
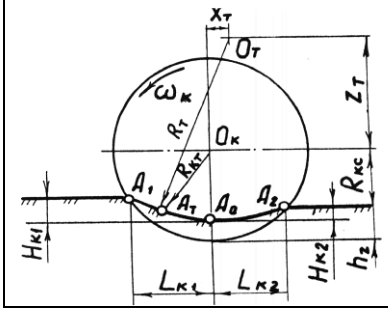
Физико-механические свойства грунтов хорошо изучены с точки зрения оценки тягово-сцепных качеств и проходимости, вездеходных транспортно-технологических средств. Опубликовано большое количество работ по характеристикам грунтов с низкой

несущей способностью, особенно по сопротивлению сжатию. Полученные зависимости нагрузка-осадка и сопротивление сдвигу позволяют описать различные модели опорных оснований, в том числе и снег.

Необходимо отметить множество зависимостей предлагаемых исследователями для описания модели контакта колеса с опорной поверхностью, которая используется при расчете глубины образуемой колеи, при этом различные исследователи используют разные модели и различные допущения. В таблице 4.1 представлены некоторые из этих моделей.

Таблица 4.1 - Формы контакта колеса с опорной поверхностью [4.2, 4.95]

Схема качения колеса	Математическая зависимость	Автор
	$R_{к0} = [x^2 + z^2]^{\frac{1}{2}}$ $L_{к1} = 0{,}5[2R_{к0}H_{к1} - H_{к2}{}^2]^{\frac{1}{2}}$ (5.97)	Летошнев М.Н. [4.61]
	$R_{к0} = [x^2 + z^2]^{\frac{1}{2}}$ $L_{к1} = 0{,}5[2R_{к0}H_{кi} - H_{кi}{}^2]^{\frac{1}{2}}$ (5.98)	Саакян С.С. [4.7]
	$R_{к0} = [x^2 + z^2]^{\frac{1}{2}}$ $L_{к1} = 0{,}5[2R_{к0}(H_{к1} + h_z) - (H_{к2} + h_z)^2]^{\frac{1}{2}}$ $z = R_{кс}$ $a = (0{,}7 \div 0{,}75)[R_{к0}{}^2 - R_{кс}{}^2]^{\frac{1}{2}}$ $L_{к2} = a$ $R_{кс} = R_{к0} - h_z$ (5.99)	Агейкин Я.С. [4.2,4.50]
	$R_{к1} = R_{к0}[1 + (h_z / H_{к1}]$ $L_{к1} = 0{,}5[2R_{к0}(H_{к1} + h_z) - (H_{к0} + h_z)^2]$ $z = R_{кс}$ $L_{к2} = 0{,}5[2h_z R_{к0} - h_z^2]^{\frac{1}{2}}$ (5.100)	Бабков В.Ф. Маршак А.Л.[4.62,4.63]

	$R_{к1} = R_{к0}[1+(h_z / H_{к1}]$ $L_{к1} = 0{,}5[2R_{к0}(H_{к1}+h_z)-(H_{к0}+h_z)^2]^{\frac{1}{2}}$ $z = R_{кс}$ $a_1 = [2R_{к0}(h_z - 2m!)]^{\frac{1}{2}}$ $a_2 = a_1[R_{к2} / R_{к1}]^{\frac{1}{2}}$ $L_{к2} = 0{,}5[2h_z R_{к0} - h_z^2]^{\frac{1}{2}}$ (5.101)	Ульянов Н.А. [4.56]
	$R_\tau = f(x,z)$ $L_{к1} = 2[R_{к0}(H_{к1}+h_z)-(H_{к1}+h_z)^2]^{\frac{1}{2}}$ $a_1 + L_{к2} = R_{к0}\alpha_0 + [2R_{к0}H_{к1}]^{\frac{1}{2}}$ $tg\alpha_0 = [\frac{2R_{к0}H_{к1} - H_{к2}}{R_{к0} - H_{к1}}]^{\frac{1}{2}}$ (5.102)	Кнороз В.И. [4.1]
	$Z = H_{к1}[1-\exp(-L_{к1}/C_{ex})\{1-$ $-\exp[-(L_{к1}-x)/C_{ex}]\}$ $L_{к1} = [R_{к0}{}^2 - (R_{кс} - H_{к1})^2]^{\frac{1}{2}}$ $L_{к2} = [R_{к0}{}^2 - R_{кс}{}^2]^{\frac{1}{2}}$ (5.103)	Наумов В.Н., Рожденственский Ю.Л., Машков К.Ю. [4.64,4.65]
	$x = 10^{0,5}(0{,}28+0{,}58K_r{}^{0,5})[R_{к0}(h_Г - 2)]^{0,75}$ $y = \pm\left(\frac{1}{2}\right)B$ $B = (1{,}1 \div 1{,}2)в_{пр}$ $K_r = h_z \cdot R_{к0}{}^{-1}$ (5.104)	Кошарный Н.Ф. [4.43]
	$A_1 X^{a_1} z^{a_1} + ... + A_к X_1^{a_к} z^{a_к} = 0$ (5.105)	Левин М.А. Бойков В.П. Фуфаев Н.А. [4.66,4.67]
	$A_1 \prod_{i=1}^{n} x_1^{a_{1i}} + ... + A_к \prod_{i=1}^{n} x_i^{a_{ki}} = 0$ (5.106)	Беляков В.В. [4.42]

Как видно из таблицы нет единой универсальной зависимости, но все они имеют место быть и их выбор осуществляется в соответствии с условиями движения и типом опорного основания.

Так же существует множество зависимостей предлагаемых исследователями для описания модели деформируемости грунта, от которой зависит одно из важнейших свойств это наибольшая преодолеваемая глубина снежной целины, а при этом различные исследователи используют разные модели и различные допущения. В таблице 4.2 представлены некоторые из этих моделей.

Таблица 4.2. Зависимость погружения штампа от нагрузки [4.42]

№	Расчетная зависимость	Принятые значения	Автор
1.	$p = \frac{2Ep_s h_r}{2Eh_r + \pi abJQ_1 p_s}$ (4.11)	E – модуль деформации; ps – несущая способность; hr – деформация грунта; b – ширина штампа; J – коэффициент, учитывающий соотношение длины и ширины штампа; a, Q1 – параметры грунта.	Я.С.Агейкин [4.2]
2.	$h = H\left[1 - \frac{Q}{h}\left(\frac{1}{Q_1} + \frac{1}{Q_2} + \ldots + \frac{1}{Q_n}\right)\right]$ (4.12)	H – высота снежного покрова; Q0 – начальная плотность снега; Qi – послойная плотность сжатого снега.	А.С.Антонов [4.4]
3.	Для случая текучести: $h = \frac{p}{k_0\left(1 - \frac{B_0}{B}\right)\left(1 - \frac{p^2}{p_m^2}\right)}$ (4.13) Для случая уплотнения: $p = \frac{k_0\left(1 - \frac{B_0}{B}\right)h}{\left(1 - \frac{h^2}{h_m^2}\right)}$ (4.14)	B – ширина штампа; B0 – характерная ширина; pm, hm – постоянные интегрирования k0 – характеристика, выраженная через коэффициент линейного изменения соответствующей переменной (h или p).	А. Ассур [4.10]

4.	$p = p_0 + C_Z$ (4.15)	p0 – начальное сопротивление; Cz – константа грунта.	В.Ф.Бабков [4.11]
5.	$q = \left(ck_c + \gamma в k_\varphi\right)\left(\frac{h}{в}\right)^{\mu}\left(1 + c_n \cdot h'^m\right)$ (4.16)	c – сцепление; γ – объемный вес грунта; h – деформация грунта; в – ширина штампа; h′ – скорость внедрения штампа в грунт; кс, кφ, cn, m – эмпирические коэффициенты.	А.Ф.Батанов, Н.А.Забавников, А.В.Мирошниченко, В.Н.Наумов [4.12]
6.	$p = \left(k_\varphi + \frac{k_c}{b}\right)z^n$ (4.17)	b – ширина штампа; kφ, kc – модули трения и сцепления, соответственно; n – константа, зависящая от грунта.	М.Беккер [4.5]
7.	$p = c\sqrt{h}$ (4.18)	h – погружение; c – константа грунта.	Р.Бернштейн [4.15]
8.	$Q = cbh^{\mu}\left(1 - \frac{\mu}{3}\right)\sqrt{Dh}$ (4.19)	h – погружение; b – ширина штампа; D – диаметр; c – коэффициент осадки; μ – характеристика свойств грунта	А.К.Бируля [4.13]
9.	$z = z_w\left[1 - \exp\left(\frac{-p}{p_w}\right)\right]$ (4.20)	p – давление; z – осадка; zw, pw – параметры грунта, величина которых определяется экспериментально.	Д.Вонг, М.Гарбер, Д.Престон-Томас [4.14]
10.	$p = c \cdot h$ (4.21)	C - коэффициент постели; h – погружение штампа.	Э.Винклер, Н.И.Фусс [4.16]
11.	$p = \varepsilon\left(\frac{h}{cH}\right)^n$ (4.22)	H – высота снежного покрова; ε,c,n – коэффициенты, определяемые опытным путем.	ГГИ [4.16]

12.	$h = \sqrt[\alpha 3]{\frac{9Q^2}{4b^2 DC^2}}$ (4.23)	B – ширина колеса; D – диаметр колеса; C – сопротивление грунта вдавливанию.	Герстнер [4.16]
13.	$h = \left[\left(\frac{2}{3}\right)V_0^2 \cdot \gamma_s \cdot g^{-1} + \frac{1}{2}V_0 \cdot V_n \gamma_s \cdot g^{-1}\right] ch$ (4.24)	γ_s – объемный вес грунта; V0 – скорость деформирования грунта; Vn – скорость распространения пластической деформации; c – опытный коэффициент.	Гуэнь-Ди-Хуа [4.17]
14.	$p = \frac{c\pi}{D} \cdot h$ (4.25)	c – эмпирический коэффициент; D – диаметр.	К.Е. Егоров [4.18]
15.	$p = (K + K_V V)h^{\mu}$ (4.26)	K, KV – опытные коэффициенты.	Е.В. Иванов [4.19]
16.	$p = (c + c_{\upsilon} \cdot z) \cdot z$ (4.27)	C, Cυ – коэффициенты пропорциональности; z - погружение.	А.Ю. Ишлинский [4.20]
17.	$p = p_S + \left(\frac{k_c}{b} + k_{\varphi}\right)z^{\mu}$ (4.28)	kc, kφ, μ – эмпирические коэффициенты; pS – начальное сопротивление.	Л. Карафанз [4.19]
18.	$h = \sqrt[k]{\frac{p}{A}}$ (4.29)	k, A – коэффициенты, определяемые опытным путем.	Д.К. Карельских, М.Н.Кристи [4.21]
19.	$p = p_0 th \frac{K_0}{P_0} \cdot h$ (4.30)	h – погружение; k0 – коэффициент объемного сжатия.	В.В. Кацыгин [4.22]
20.	$p = (p_0 + CV_0)\,\mathrm{tg}\,\frac{K_0 + mV_0}{p_0 + cV_0}h$ (4.31)	C, m – опытные коэффициенты; V0 – скорость вертикальной деформации.	В.В.Кацыгин Е.С.Мельников [4.22]
21.	$P = N_1 \rho g \beta + N_2 \rho g \cdot h$ (4.32)	ρ – плотность грунтов; g – ускорение силы тяжести; N1, N2 – опытные коэффициенты.	А.Л. Кемурджиан [4.23]

22.	$h = \frac{3 \cdot \beta \cdot Q}{2 \cdot 2c\sqrt[3]{R \cdot b \cdot \beta}}$ (4.33)	β – константа; c – коэффициент пропорциональности; R – радиус колеса; b – ширина колеса.	А.С. Кондратьева, А.Ю. Ишлинский [4.24]
23.	$p = p_0\left(1 - e^{\frac{h}{L}}\right)$ (4.34)	P0 – несущая способность грунта; L – константа; h – погружение.	С.С. Корчунов [4.25]
24.	$p = \left(k_\varphi + \frac{k_c}{B^m}\right)z^\mu$ (4.35)	kφ, kc, m, μ – параметры грунта, определяемые экспериментально; B – ширина штампа.	Н.Ф. Кошарный [4.24]
25.	$p = c \cdot h^n$ (4.36)	c; n – константы грунта; h – глубина погружения.	М.Н. Летошнев, В.П. Горячкин [4.19]
26.	$p = \frac{E}{\Omega\sqrt{F}\left(1 - \mu^2\right)}$ (4.37)	E – модуль деформации; Ω – коэффициент, учитывающий форму штампа; F – площадь штампа; μ – коэффициент Пуассона.	М.Н. Летошнев Н.Н.Иванов [4.26]
27.	$h = \frac{k_1}{p} + k_2$ (4.38)	P – давление; k1, k2 – эмпирические коэффициенты.	А.П. Маевский [4.27]
28.	$p = x_1 b + x_2 + x_3 h$ (4.39)	b – ширина штампа; x1, x2, x3 – эмпирические коэффициенты.	Н.Н. Маслов [4.28]
29.	$h = \frac{q}{\left(\frac{1}{h_{max}}\right)q + \gamma}$ (4.40)	q – давление; γ – коэффициенты начальной жесткости снега; hmax – предельное погружение.	В.А.Малыгин [4.29]

30.	$p = p_0 \sin \frac{c}{p_0} z$ (4.41)	z – погружение; c – константа грунта.	В.И. Новочихин [4.30]
31.	$p = \frac{E\sqrt[3]{L^2 b}}{1{,}12\left(1-\mu^2\right)bL}$ (4.42)	E – модуль деформации; b – ширина штампа; μ – коэффициент.	Ф.А.Опейко, А.Г.Гинз-бург [4.31]
32.	$p = \left[C_1 + 4\left(C_2 C_3\right)^{\frac{1}{2}} \cdot D^{-1} + 8C_3 \cdot D^{-2} \right]^{-1}$ (4.43)	C1, C2, C3 – параметры грунта; D – диаметр.	Пастернак [4.29]
33.	$h = \frac{b}{c} Ln \frac{\left(p + p_0\right)p_s}{\left(p_s - p\right)p_0}$ (4.44)	p0 – давление, соответствующее начальной плотности грунта; ps – несущая способность грунта; b – ширина штампа; c – константа.	Г.И. Покровский [4.32]
34.	$p = \frac{C_0}{\eta}\left(e^{\eta h} - 1\right)$ (4.45)	P – среднее давление на грунт; C0 – начальный коэффициент постели; η – величина, обратная коэффициенту сжимаемости.	И.С.Поляков М.З.Нафиков [4.33]
35.	$q = \left(ck_c + \gamma b k_\varphi\right)\left(\frac{h}{b}\right)^{\mu}$ (4.46)	c – сцепление; γ – объемный вес грунта; h – деформация грунта; b – ширина штампа; kc, kφ, μ – эмпирические коэффициенты.	А. Риис [4.34]
36.	$p = c\left(\frac{h}{D}\right)^{\mu}$ (4.47)	D – диаметр штампа; c – параметр грунта; μ – коэффициент.	С.С. Саакян [4.35]
37.	$h = \frac{2p_0 H\alpha}{1+\varepsilon}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{\mu_n^z}\left(1 - e^{-\mu_n^2 \frac{dt}{H^2}}\right)$ (4.48)	H – толщина сжимаемого слоя; α, ε – коэффициенты уплотнения и пористости; t – время; p0 – нормальное давление.	В.А. Скотников [4.36]

38.	$p = 0{,}04 \cdot V_H \xi V_0^2 \cdot ch^{\mu}$ (4.49)	Vн – скорость распространения волн напряжения; V0 – скорость деформирования грунта; c, μ – опытные коэффициенты.	Э.М. Стрельцов [4.37]
39.	$p = p_0\left(e^{L\alpha} - 1\right)$ (4.50)	p0 – начальное сопротивление; L – константа; α – относительная деформация.	М.Н.Троицкая [4.37]
40.	$p = \frac{\gamma \cdot b}{A^n \cdot B}\left(\frac{z}{S}\right)^n$ (4.51)	S – периметр штампа; b – ширина штампа; γ, n – параметры, характеризующие грунт.	Е.Хегедус, Д.Листон [4.19]
41.	$h = a_c \tau_c + a_n\left(\tau_n - \tau_c\right)^m$ (4.52)	τ_c – напряжение, не превосходящее начальной прочности структурных связей; $\tau_n - \tau_c = \tau$ — действующее нормальное напряжение, обусловленное деформацией грунта при частичном или полном нарушении структурных связей; αc, αn, m – коэффициенты, определенные опытным путем.	Н.А. Цытович [4.38]
42.	$p = A(t)\left(\frac{h}{D}\right)^{\mu(t)}$ (4.53)	A(t), μ (t) – параметры грунта; D – диаметр.	Черкасов-Клейн [4.18]
43.	$h = \begin{cases} H - \frac{2}{3} b \frac{\rho_H}{\rho_n}, & H > \frac{2}{3} b \\ H\left(1 - \frac{\rho_H}{\rho_n}\right), & H < \frac{2}{3} b \end{cases}$ (4.54)	H – высота снежного покрова; b – ширина штампа; ρH – плотность снега, составляющего уплотненное ядро; ρn – величина предельной плотности снега.	А.С. Ширков [4.39]

44.	$p = 8{,}28\left(1 - e^{-\frac{h}{bk}}\right)$ (4.55)	b – ширина штампа; k – опытный коэффициент.	И. Эванс [4.40]
45.	$p = \left(p_i + \frac{H}{R_h}\right) + \left(\frac{k_c}{R_h} + k_\varphi\right) z^n$ (4.56)	Rh – отношение площади к периметру; kc, kφ, n – параметры, характеризующие грунт.	Д.Эрлих, А.Сейл [4.19]
46.	$p = E\left(1 - V^2\right)^{-1} z$ (4.57)	E – модуль деформации; V – коэффициент Пуассона.	Черкасов, Синицын [4.29]
47.	$p = \gamma_S D \cdot f\left(\Phi_1 z D^{-1}\right)$ (4.58)	γ_S – объемный вес грунта; D – диаметр.	В.А. Ярошенко, Е.А. Тюннев [4.2]
48.	$p = p_0 \cdot e^{K \cdot K_b \cdot \frac{h}{H}}$ (4.59)	p0 – несущая способность; H – высота снега; k; kb – коэффициенты, характеризующие снег.	В.М. Янкин [4.41]

При исследовании таких параметров вездеходной машины как: полная сила тяги, свободная сила тяги, сила тяги на крюке, удельная сила тяги на крюке необходимо учитывать упорные свойства опорной поверхности – сопротивление снега сдвигу.

При исследовании сопротивления снега сдвигу было предложено множество зависимостей аппроксимирующих этот процесс (таблица 4.3).

Несмотря на то, что в теории сдвига имеется больше согласия, чем в теории смятия, предложенные формулы не обладают универсальностью.

Таблица 4.3 Основные зависимости сопротивления материала основания сдвигу [4.42]

№	Аппроксимационная зависимость	Автор и литературный источник
1	$\tau = C_0 + \sigma \operatorname{tg}\varphi_0$ (4.60)	Ш.Кулон, А. Амонтон [4.35]
2	$\tau = C_0 + \sigma^m \operatorname{tg}\varphi_0$ (4.61)	Н.Ф. Кошарный, М.И. Шагомяло В.И. Михайленко, П.П. Самохвалов, С.Г.Вольский и другие [4.43].

3	$\tau = Qs$ (4.62)	Р.Гук [4.97]
4	$\tau = Q_1 s^m$ (4.63)	В.Ф.Бабков, А.К. Бируля, О.Т. Батраков [4.45]
5	$\tau = \sigma tg\varphi_w + \Sigma_w + C_0$ (4.64)	Н.Н.Маслов [4.28]
6	$\tau = \tau_n\left(1 - e^{Ls}\right)$ (4.65)	М.Н.Троицкая [4.46]
7	$\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(1 - e^{s/\lambda_{\tau s}}\right)$ (4.66)	И. Джаноси, Б. Ханомото [4.47]
8	$\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(s_m s^{-1}\right)^{1/2}$ (4.67)	В.Ф.Бабков, А.К.Бируля, В.М.Сиденко [4.48]
9	$\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(1 - st^{-1}\right)\left(s_m s^{-1}\right)^{1/2}$ (4.68)	В.Ф.Бабков, А.К.Бируля, В.М.Сиденко [4.48]
10	$\tau = \tau_m s_m^{-1}\left(e^{1-K_2+\left(K_2^2-1\right)^{1/2}} K_1 s - e^{1-K_2-\left(K_2^2-1\right)^{1/2}} K_1 s\right)$ (4.69) $s = \delta j$	М.Г.Беккер [4.5]
11	$\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(1 - e^{\delta j/k}\right)$ (4.70)	М.Г.Беккер [4.5]
12	$\tau_n = C_0 + \sigma tg\varphi_0 - \sigma^{n-1/n}\left[\lambda b(n+1)\left(K_c b^{-1} + K_\varphi\right)^{1/n}\right]^{-1}$ (4.71)	М.Г.Беккер [4.5]
13	$\tau_1 = \left(e^{-Kas_0} - e^{Ks_0/a}\right)^{-1} \tau_m\left(e^{-K_1 a s_0} - e^{K_1 s/a}\right)$ (4.72)	С.В.Рукавишников [4.49]
14	$\tau_2 = \tau_m\left(1 - e^{-K_2 s}\right)$ (4.73)	С.В.Рукавишников [4.49]
15	$\tau = \tau_{ср}\left(1 - e^{-K_\tau s/T}\right);$ $T = \left[\tau_m^{-1} + L_k\left(K_\tau s\right)^{-1}\right]^{-1};$ $\tau_{ср} = \sigma tg\varphi_0\left[1 + Б\, v\left(L_k N\right)^{-1}\right] + C_0\xi$ (4.74)	Я.С.Агейкин [4.50]
16	$\tau_{max} = K_Н p\varphi_{ГР} + \left(1 - K_Н\right)\left(ptg\varphi_0 + C_0\right)\left[1 + \right.$ $\left. + C_\Delta\left(h_Г - \Delta_{ПР}\right)^\eta\right];$ (4.75)	Я.С.Агейкин [4.50]

	$p = Ep_s\left(h_Г + \Delta_{ПР}\right)\left\{E\left(h_Г + \Delta_{ПР}\right) + a_К b_{ПР}\,\mathrm{arctg}\left[\left(H_Г - \right.\right.\right.$ $\left.\left.\left. - h_Г - \Delta_{ПР}\right)\left(a_К b_{ПР}\right)^{-1}\right]\right\}^{-1}$	
17	$\tau = \left[\tau_n^{-1} + t\left(E_{сд}\lvert s\rvert\right)\right]^{-1}$ (4.76)	Я.С.Агейкин [4.50]
18	$\tau = \left\{sE_{сд}\left[t\sigma tg\varphi_0 + C_0\left(t+s\right)\right]\right\}\left\{t\left[sE_{сд} + s\sigma tg\varphi_0 + \right.\right.$ $\left.\left. + C_0\left(t-s\right)\right]\right\}^{-1}$ (4.77)	Я.С.Агейкин [4.50]
19	$\tau = \left[\sigma tg\varphi_0 + C_0\left(1 - st^{-1}\right)\right]\left(1 + e^{-s/K_\tau t}\right)$ (4.78)	Я.С.Агейкин [4.51]
20	$\tau = 0{,}8e^{-K_1\delta l}\left[C_0 A + B\sigma tg\varphi_0\right]$ (4.79)	Л.В. Барахтанов, В.И.Ершов, А.П. Куляшов С.В. Рукавишников [4.3]
21	$\tau = 0{,}8e^{-K_1\delta l}\left(1 + hb^{-1}\right)\left[C_0 + \sigma tg\varphi_0\left(\pi/2\right)^{-1}\mathrm{arctg}\left(bh^{-1}\right)\right]$ (4.80)	Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, А.П. Куляшов С.В. Рукавишников [4.3]
22	$\tau = ass_1^{-1}e^{(1-s)/s_1} + \sigma tg\varphi_0\left(1 - e^{s/s_2}\right)$ (4.81)	А.Села [4.5]
23	$\tau = \tau_n\left\{1 + a\left[ch\left(sK_\tau^{-1}\right)\right]^{-1}\right\}th\left(sK_\tau^{-1}\right);$ $\tau_n = f_{СК}\sigma$ (4.82)	В.В. Кацигин [4.52]
24	$\tau = f_{СК}\sigma\left\{1 + f_{ПР}\left[ch\left(sK_\tau^{-1}\right)\right]^{-1}\right\}th\left(sK_\tau^{-1}\right);$ $f_{ПР} = 2{,}55\left[\left(f_П - f_{СК}\right)f_{СК}^{-1}\right]^{0{,}825}$ (4.83)	В.В. Гуськов, В.В. Кацигин, В.П.Бойков, В.Н. Белковский, А.Ф. Опейко [4.53,54,55]
25	$\tau = \left\{\sigma tg\varphi_0 - C_0\left(1 - st^{-1}\right)\left[1 - e^{-\lvert s\rvert/K_\tau}\right]\right\}$ (4.84)	Н.А.Ульянов[4.56]
26	$\tau = \tau_{ТР} + \tau_{СД}$; $\tau_{ТР} = V_П\left(\lvert V_П\rvert\right)^{-1}\left\lvert\varphi_{РГ}K_Н\sigma e^{-\left\lvert sK_{ТР}/t\right\rvert}\right\rvert$; $\tau_{СД} = \left(1 - K_Н\right)\left[C_0\nu + \sigma tg\varphi_0\right]e^{-\left\lvert sK_{СД}/t\right\rvert}\cos\beta_{ГР}$; (4.85) $K_{ТР} = 0{,}005\varphi_{ПР}\,\delta$; $K_{СД} = 0{,}005\left(C_0\sigma^{-1} + tg\varphi_0\right)\delta$; $\nu = 1 - st^{-1}$	В.В. Беляков [4.42]

27	$\tau = \left[a + b\left(\nabla_t s\right)\right] e^{-C_v\left(\nabla_t s\right)} + d$ (4.86)	И.В. Крагельский [4.57]
28	$\tau = \tau_0 + \left(\tau_n - \tau_0\right)\left[1 - e^{-K_\tau s_0} + m_\tau s_0^n e^{-n s_0}\right]$; $K_\tau = 2{,}5 \ldots 3{,}5; \varepsilon_u = \tau_m \tau_n^{-1}; s_0 = s_c s_m^{-1}$; $n = \ln\left[20\left(\varepsilon_u - 0{,}95\right)\right]\left\{s_n s_m^{-1} - \ln\left[s_n s_m^{-1} - 1\right]\right\}$; $\tau_0 = K_0 \tau_n$; $m_\tau = \left(\varepsilon_u - 0{,}95\right)\left(e^{-n}\right)^{-1}$ (4.87)	Н.Ф. Кошарный [4.43]
29	$\tau = \tau_n + K_v\left(\nabla_t s\right)$ (4.88)	А.А. Ильюшин, Ф.Шведов, Э. Бигман [4.58]
30	$\tau = \tau_n + K_v\left(\nabla_z s\right)^p$ (4.89)	А.А. Ильюшин, Ф.Шведов, Э. Бигман [4.58]
31	$\tau = K_v\left(\nabla_t s\right)^n$ (4.90)	У. Уилкинсон [4.58]
32	$\tau = A \arcsin\left(sC^{-1}\right)$ (4.91)	У. Уилкинсон [4.59]
33	$\tau = K_v\left(\nabla_t s\right)$ (4.92)	И. Ньютон [4.60]
34	$\tau = C_Д\left(\nabla_t s\right) + K_v\left(\nabla_t s\right) = \left(C_Д + K_v\right)\left(\nabla_t s\right)$ (4.93)	И. Фойгт [4.60]
35	$\tau = K_v C_Д^{-1}\left(\nabla_t \tau\right) + K_v\left(\nabla_t s\right)$ (4.94)	Дж. Максвел [4.60]
36	$\tau = C_Д s + K_v s\left(\nabla_t s\right)$ (4.95)	А.Ю. Ишлинский [4.20]
Параметры, входящие в выше приведенные формулы: L, К1, К2, a, b, Cv, d, A, B, C, kτ , К, Б, СΔ, η- константы, остальные параметры см. раздел «определение, обозначение, сокращения».		

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

4.2.1 Линия компрессии

Исследование сопротивления снега сжатию вылилось в создание множества зависимостей нагрузка – осадка, которые аппроксимировались различными функциями – линейными, степенными, гиперболическими, экспоненциальными. Ни одна из указанных зависимостей не была теоретически обоснована с точки зрения её применимости для вертикальной деформации снега. Характер зависимости между нагрузкой и деформацией был получен из компрессионной кривой, приведенной на рисунке 4.1, где ε –коэффициент пористости грунта (снега), т.е. отношение объема пор объему скелетной части грунта (снега); p – давление, равномерно распространенное в грунте; p_0 - давление, при котором снег превращается в лед [4.72].

Истинная линия компрессии будет не прямой, а кривой, как показано на графике пунктиром. Но поскольку реальные машины работают в режимах давлений, существенно отличающихся от нуля и тех, при которых снег превращается в лед, можно пренебречь отклонением от прямой в начальной и конечной областях кривой декомпрессии. Тогда уравнение прямой в наиболее удобной форме можно записать так[4.72]:

$$\varepsilon_0 - \varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{\ln(1+p_0)} \ln(1+p) \qquad (4.1)$$

Далее рассматривается элементарный слой снега площадью F и высотой dz, деформируемый под плоским штампом. Его объем Fdz , а масса ρFdz, где ρ – начальная плотность снега. Так как скелет снега есть лед, то объем скелета равен – ρ /ρл Fdz , а

$$Fd_z - \frac{\rho}{\rho_л} Fd_z$$

объем пор снега равен их разности, т.е. , где ρл – плотность льда, тогда начальный коэффициент пористости:

$$\varepsilon_0 = \frac{Fd_z - \frac{\rho}{\rho_л} Fd_z}{\rho/\rho_л \cdot Fd_z} = \frac{\rho_л}{\rho} - 1 \qquad (4.2)$$

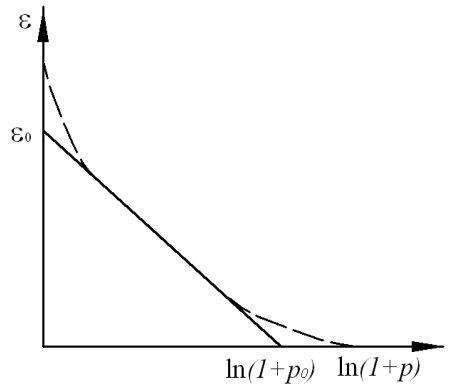


Рисунок 4.1 Компрессионная кривая

После деформации элемента высотой *dz* на величину *dh* , получается объем снега *F(dz - dh)* . При этом лед (вода) считается несжимаемым, объем скелетной части остается без изменения. Тогда получается новый коэффициент пористости:

$$\varepsilon = \frac{F(dz-dh) - \frac{\rho}{\rho_л} Fd_z}{\frac{\rho}{\rho_л} Fd_z} = \frac{\rho_л}{\rho} - 1 - \frac{\rho_л}{\rho}\frac{dh}{dz} \qquad (4.3)$$

Подставив полученные выражения для ε и ε0 в уравнение декомпрессии, определяется *dh*:

$$dh = \frac{\left(1 - \frac{\rho}{\rho_л}\right)\varepsilon_0}{\ln(1+p_0)} \ln(1+p)dz \qquad (4.4)$$

Итак, под давлением p элементарный dz получит осадку dh . Тогда снежный покров глубиной H получит осадку, определяемую зависимостью [4.72]:

$$h = \frac{1-\rho/\rho_л}{\ln(1+p_0)} \int_0^H \ln(1+p)dz = \gamma\left(z\ln(1+p) \;\Big|_0^H - \int_O^H \frac{zdp}{1+p} \right), \qquad (4.5)$$

где $$\gamma = \frac{1-\frac{\rho}{\rho_л}}{\ln(1+p_0)}.$$

Определять распределение давления p по толще снега по Герсеванову, т.е. по теории сплошных тел, то $p(z) = \sigma_z$, где σ_z – вертикальные напряжения.

В любом случае напряжения в горизонтальных площадках могут быть выражены зависимостью $p(z) = k(z)q$,

где q – интенсивность распределенной нагрузки;

k – функция от z, меняющая свой вид в зависимости от способа приложения нагрузки (полоса, прямоугольник, цилиндр, сфера и т.д.).

Известно [4.232, 246], что k(z) - функция, быстро убывающая, поэтому в приведенной выше подстановке $p(H) \ll 1$ и $\ln[4.1+P(H)] \approx 0$, т.к. имеет смысл рассматривать только большие значения H. Тогда формула осадки (или погружения) запишется в виде [4.72]:

$$h = -\gamma_1 \int_O^H \frac{zk(z)qdz}{1+k(z)q} = \gamma_1 \frac{qz_0k(z_0)H}{1+k(z_0)q} \quad , \quad 0 < z < H \qquad (4.6)$$

или $$h = \frac{q}{\frac{A}{B} + \frac{1}{B}q} \quad ,$$

где $$A = \frac{1}{k(z_0)} \; ; B = \frac{\gamma_1 z_0 k(z_0)H}{k(z_0)} = \frac{\left(1-\frac{\rho}{\rho_л}\right)z_0k(z_0)H}{k(z_0)\ln(1+p_0)}$$

Итак, при изложенных выше допущениях, зависимость нагрузка – вертикальная деформация теоретически должна иметь гиперболический вид.

4.2.2 Процесс вертикальной деформации снега

Реальный процесс вертикальной деформации снежного покрова отличается от идеализированной модели, дающей компрессионную кривую.

При деформации снежного покрова происходят два типа структурных преобразований: I) эволюционный - перемещение кристаллов относительно друг друга; 2) сопровождающийся разрушением, нарушением структурных связей, изломом кристаллов [4.72].

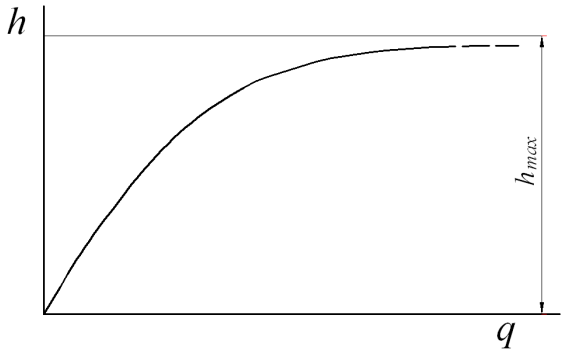


Рисунок 4.2 Зависимость погружения штампа от давления

В результате эволюционных преобразований происходит более плотная упаковка ледяных кристаллов, а снег, естественно, приобретает более плотную структуру. Непосредственно под поверхностью штампа образуется достаточно прочная зона уплотненного снега, так называемое ядро уплотнения.

В процессе разрушения, обусловленного превышением напряжения в снеге предела прочности связей или кристаллов, происходит резкое падение несущей способности снега. Процесс протекания этого явления во времени зависит от способа нагружения. Обычно различают два типа нагружения: при постоянной скорости деформации и постоянной скорости нарастания силы. Если любая из этих скоростей согласована со скоростью перекристаллизации (т.е. скоростью образования новых связей), то теоретически возможно получить гладкую кривую (Рисунок 4.2). Однако во время эксперимента эту скорость, зависящую к тому же от нагрузки, практически невозможно обеспечить. Поэтому результаты экспериментального погружения штампа в снег чаще всего предстают в виде области данных, напоминающей петлю гистерезиса и изображенной на рисунке 4.3 [4.72]. На этом графике "треугольники" обозначают усилие разрушения, "кружочки" – усилие завершения кристаллизации, т.е. восстановления связей. Данные получены при режиме нагружения с постоянной скоростью деформации. Верхняя огибающая является линией разрушения, нижняя - линией эволюционной несущей способности.

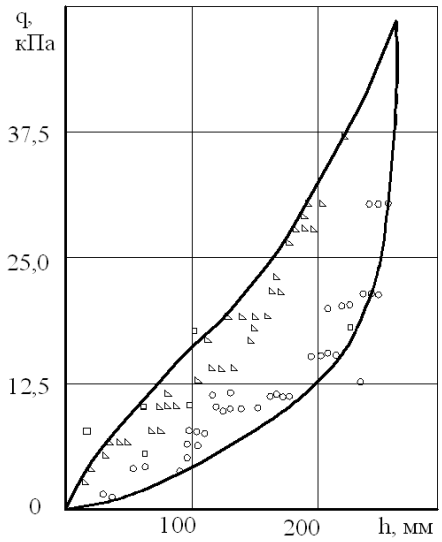


Рисунок 4.3 Погружение плоского штампа

Если скорость деформации мала настолько, что успевают возникнуть новые кристаллизационные связи, то область сужается, подходя к кривой разрушения.

Если скорость деформации настолько велика, что новые кристаллизационные связи не успевают возникнуть, область сжимается к эволюционной кривой.

Полностью исчезнуть петля в этом случае не может, так как с ростом нагрузки напряжения разрушения проникают в более глубокие неуплотненные слои с неразрушенными кристаллизационными связями.

На этом же графике квадратами нанесены точки, соответствующие постоянной скорости возрастания нагрузки. Характер нарастания нагрузки - ступенчатый с низкой скоростью.

Из графика следует, что процесс погружения в этом случае состоит из двух этапов. Сначала нагрузка возрастает до величины, предельной для кристаллизационных связей в слое распространения напряжения. На этом этапе погружения практически не возникают. Затем происходит разрушение связей и развивается эволюционный процесс, характеризующийся развитием деформации без изменения нагрузки. Этот процесс происходит до тех пор, пока не возникнут новые связи, способные выдержать установленную нагрузку. Затем опять повторяется рост нагрузки без развития деформаций и разрушение связей, сопровождающейся деформацией без роста нагрузки. Здесь также развитие процесса зависит от скорости нарастания нагрузки. При малой скорости развитие деформаций должно происходить по кривой разрушения. При высокой скорости область уменьшается, приближаясь к эволюционной кривой. В общем случае петлеобразная область является исчерпывающей характеристикой данного снежного покрова. Однако характер постановки эксперимента, а также слоистость снега превращает процесс вертикальной деформации в ступенчатую функцию, колеблющуюся между указанными кривыми:

эволюционной и разрушения. В этом, по-нашему мнению, заключается причина того, что эксперименты с различными методиками проведения, зачастую, дают малосопоставимые результаты. В качестве кривой погружения необходимо брать эволюционную кривую как линию наибольшего погружения [4.72].

В результате многолетних экспериментальных исследований, проведенных в НГТУ, В.А.Малыгиным была предложена следующая зависимость, характеризующая взаимосвязь между давлением q и деформацией снега h [4.71]: $h = \dfrac{q}{\left(\dfrac{1}{h_{max}}\right)q + \gamma}$ (4.7)

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.

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

где H – высота снежного покрова;

b – ширина штампа;

n_y – коэффициент уплотняемости снега;

d – эмпирический коэффициент.

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

$$n_y = \frac{a}{\rho_0 + a} \quad ,$$

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

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

Таким образом, зная легко определяемые параметры (начальную плотность снега ρ_0 и его начальную жесткость γ), определяется глубина погружения плоского штампа на снежной целине заданной высоты H в зависимости от нагрузки

$$h = \frac{q}{\left[\dfrac{b + d}{H\left(n_y b + d\right)}\right]q + \gamma}, \quad (4.8)$$

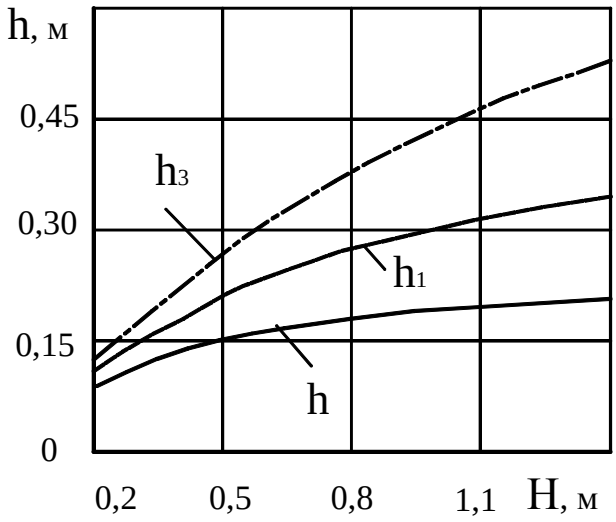


Рисунок 4.4 Зависимость погружения штампа от высоты снега

Как видно из формулы (4.8) и рисунка 4.4, высота снега оказывает сильное влияние на величину деформации. С увеличением высоты снега *H* величина деформации *h* значительно увеличивается лишь до некоторого предела, после чего высота снега в меньшей степени влияет на величину погружения штампа. Причем, чем меньше величина удельной нагрузки на штамп, тем меньше граничная высота снега, превышение которой не оказывает существенного влияния на величину деформации снега.

На рисунке 4.5 – 4.6 приведены фотографии, показывающие процесс вертикальной деформации снега. Был предложен и осуществлен [4.71] качественно отличный от других [4.27,73] способ разграничения слоев недеформированного снега без нарушения его структуры и не изменяющий характер его естественного залегания. Он предельно прост: после первых снегопадов, когда высота снежного покрова достигнет порядка 100 мм на поверхность намеченного участка наносился, с помощью мелких сит, тонкий слой пережженной формовочной земли. Процесс нанесения слоя формовочной земли на поверхность снежного покрова периодически повторялся в течение всего зимнего периода. В результате были подготовлены участки снежной целины с резким разграничением слоев. Разрез одного из таких участков после проведения экспериментальных исследований вертикальной деформации снега показан на рисунке 4.7. Испытания показали, что зависимости перемещений штампов от нагрузок совершенно идентичны как на подготовленных, так и на естественных участках. Как видно из рисунка 4.5 – 4.6, определенной нагрузке соответствует погружение штампа на определенную величину *h* .

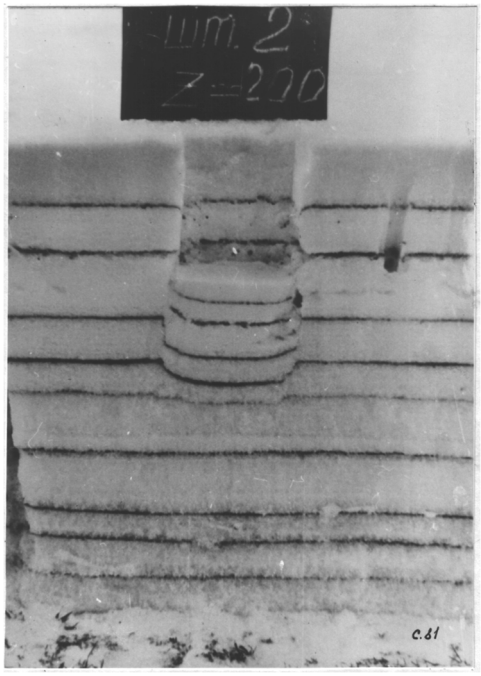


Рисунок 4.5. Процесс вертикальной деформации снега

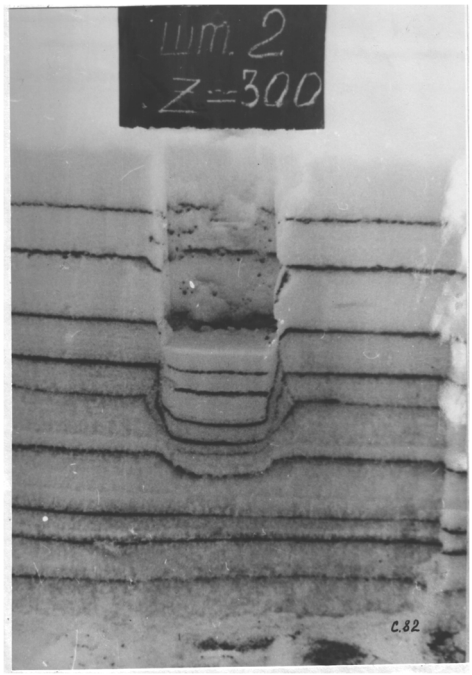


Рисунок 4.6. Процесс вертикальной деформации снега

При этом под штампом снег деформируется на глубину h_q, соответствующую величине распространения зоны пластической деформации. Слои снега, лежащие ниже $h + h_q$, очевидно не испытывают напряжений, превышающих предел упругости снега, и пластическим деформациям смятия не подвергаются, а следовательно, не оказывают практического влияния на величину погружения h. Иными словами, если высота снежного покрова больше, чем $h + h_q$, то она на погружение штампа не влияет.

Рисунок 4.7 Испытательный полигон

4.2.3 Деформация снега цилиндрической поверхностью

Рассмотренные выше количественные зависимости и характер протекания процессов при вертикальной деформации снега относятся к плоским штампам. Опорные поверхности машин, при движении их по снегу, не являются плоскими. Так, колесный движитель, гусеница, облегающая каток, имеют цилиндрическую опорную поверхность. Зависимость q - h для цилиндрического штампа отличается от зависимости, полученной для плоского штампа.

Отличие возникает за счет более интенсивного выдавливания снега в стороны. В работе [4.72] показано каким образом, имея сведения о погружении плоского штампа, можно получить зависимость для погружения цилиндрического штампа. Элемент цилиндрической поверхности в своей нижней части практически мало отличается от плоского штампа (Рисунок 4.8).

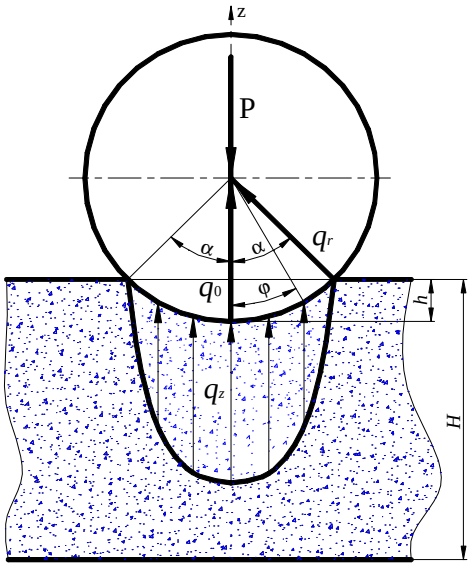


Рисунок 4.8. Деформация снега цилиндрической поверхностью

Тогда предположим, что этот элемент погружается по закону, полученному для плоского штампа. Положим, что в остальных точках, нормальные давления $q_г$ распределены по цилиндрической поверхности по закону косинуса, как - это принято в механике грунтов [4.44]:

$$q_г = q_0 \cos\varphi \qquad (4.9)$$

где q_0 – давление в нижней точке цилиндрической поверхности;

φ – полярный угол точки на поверхности, отсчитываемый от вертикали.

Тогда вертикальное давление q_z запишется так:

$$q_z = q_0 \cos^2 \varphi$$

Нагрузка, которую несет цилиндрический штамп определится как поверхностный интеграл первого рода по поверхности штампа

$$P = \int_{\sigma}\int q_0 \cos^2 \varphi d\,\sigma$$

Полагая, что давление по ширине штампа распределено равномерно, и выразив из 3.34 q_0, после ряда преобразований получим:

$$P = \frac{\gamma h_{max} hRb}{h_{max} - h}\left\{\arccos\frac{R-h}{R} + \frac{R-h}{R}\cdot\left[1-\left(\frac{R-h}{R}\right)^2\right]\right\} \qquad (4.10)$$

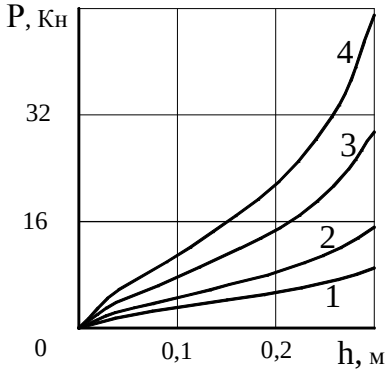


Рисунок 4.9 Зависимость вертикальной нагрузки от погружения штампа

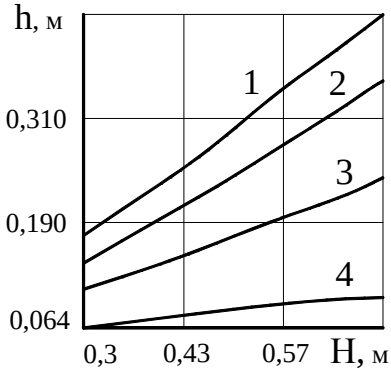


Рисунок 4.10 Зависимость погружения штампа от высоты снега

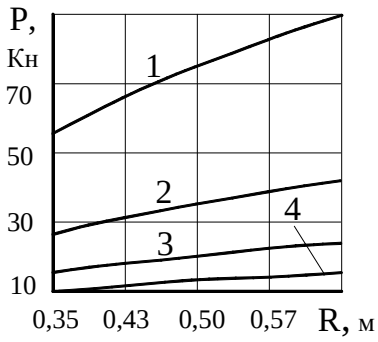


Рисунок 4.11 Зависимость вертикальной нагрузки от радиуса штампа

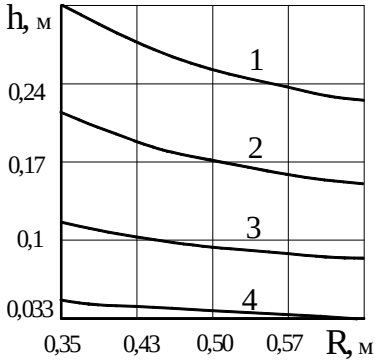


Рисунок 4.12 Зависимость погружения штампа от радиуса штампа

Выражение (4.10) описывает погружение (h) цилиндрического штампа в снежный покров в зависимости от нагрузки (P), физико-механических свойств снега (γ, h_{max},H) и геометрических размеров штампа (b, R) рис(4.9 - 4.12).

На рисунке 3.13 приведены графики погружения цилиндрического штампа в ненарушенный снежный покров.

Результаты проверки формулы (4.10), представленные на рисунке 4.8, 4.9, 4.10, показывают удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных данных.

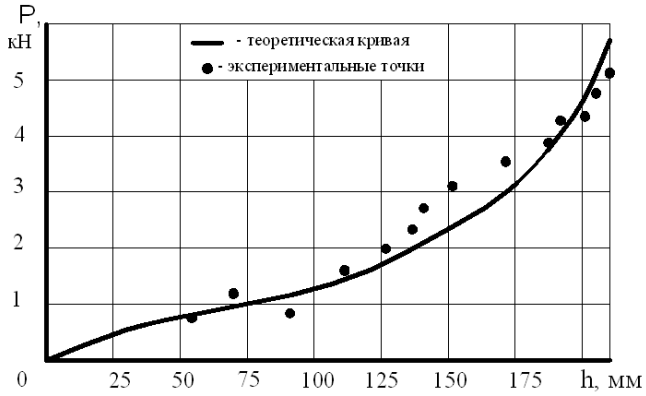
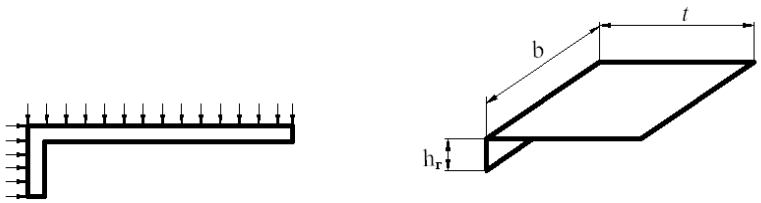


Рисунок 4.13 Погружение цилиндрического штампа в ненарушенный снег

4.2.4 Сопротивление снега сдвигу. Процессы, происходящие в снеге при сдвиге

Одним из параметров, определяющих проходимость машины по снегу, является тяговое усилие, которое может реализовать движитель в контакте с полотном пути. С одной стороны, величина этого усилия определяется физико-механическими свойствами снега, с другой — конструктивными параметрами движителя. Тяговое усилие, реализуемое движителем в контакте с полотном пути, прежде всего, связано с процессами сопротивления грунта сдвигу, с возникающими при этом напряжениями и деформациями [4.72].



а) б)

Рисунок 4.14. Схема нагружения штампа

Горизонтальное перемещение определяет схему нагружения, представленную на рисунке 4.14. Считается, что вертикальная нагрузка на грунт передается через жесткую горизонтальную плиту шириной b и длиной t и поэтому равномерно распределена по ее поверхности. Сопротивление сдвигу воспринимается вертикальной плитой высотой $h_г$ шириной b (Рисунок 4.14), жестко связанной с горизонтальной, и поэтому горизонтальная нагрузка распределена аналогично. Данная схема нагружения позволяет решать вопрос определения напряжений в условиях плоской задачи [4.72].

При принятой схеме нагружения согласно классической теории механики грунтов под действием приложенной вертикальной нагрузки снежный массив испытывает сложное напряженное состояние.

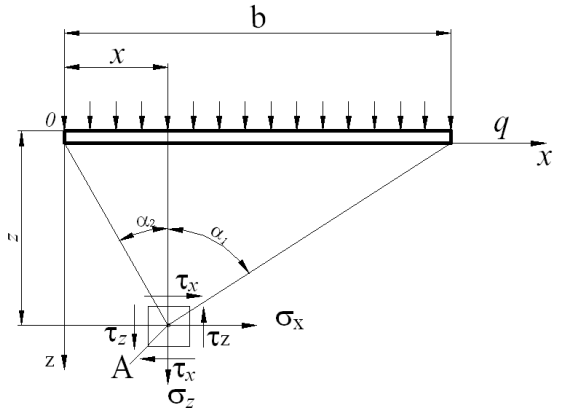


Рисунок 4.15 Напряжения, возникающие в произвольной точке поперечного сечения

Напряжения, возникающие при этом в произвольной точке А поперечного сечения, как это представлено на рисунке 4.15**,** могут быть подсчитаны по зависимости [4.72]:

$$\sigma_x = \frac{q}{\pi}\left(\alpha_2 - \alpha_1 - \sin\alpha_2 \cdot \cos\alpha_2 + \sin\alpha_1 \cdot \cos\alpha_1\right);$$

$$\sigma_z = \frac{q}{\pi}\left(\alpha_2 - \alpha_1 + \sin\alpha_2 \cdot \cos\alpha_2 + \sin\alpha_1 \cdot \cos\alpha_1\right) \qquad (4.11)$$

$$\tau_{xz} = \frac{q}{\pi}\left(\sin^2\alpha_2 - \sin^2\alpha_1\right)$$

или учитывая зависимость между углами α_1 и α_2 и координатами x, z

$$\sigma_x = \frac{q}{\pi}\left(\operatorname{arctq}\frac{b-x}{z} + \operatorname{arctg}\frac{x}{z} - \frac{(b-x)z}{(b-x)^2 + z^2} - \frac{zx}{z^2 + x^2}\right);$$

$$\sigma_z = \frac{q}{\pi}\left(\operatorname{arctg}\frac{b-x}{z} + \operatorname{arctg}\frac{x}{z} + \frac{(b-x)z}{(b-x)^2 + z^2} + \frac{zx}{z^2 + x^2}\right); \qquad (4.12)$$

$$\tau_{xz} = \frac{q}{\pi}\left(\frac{x^2}{z^2 + x^2} - \frac{(b-x)^2}{(b-x)^2 + z^2}\right)$$

В выражении (3.38) угол α, измеряемый в радианах, откладываемый от вертикали по часовой стрелке, считается положительным, против – отрицательным. В процессе сдвига, пока приложенные горизонтальные нагрузки воспринимаются внутренними связями в снежном покрове, деформации сдвига отсутствуют. Когда приложенные нагрузки превышают уровень, который могут воспринимать внутренние связи снега, возникает сдвиг некоторой массы снега. При этом возникают новые связи, обусловленные физико-механическими свойствами снежного полотна пути, его структурой и т. д. Кроме того, между перемещаемой и неподвижной частями снежного массива возникают силы трения, также препятствующие передвижению.

Таким образом, в начальный момент сдвиг происходит в тех точках снежного пространства, где напряжения достигают предельного состояния. На характер поверхности сдвига оказывают влияние новые возникающие связи и процессы трения. Из теории механики грунтов известно, что данную поверхность можно считать: а) плоской для чисто фрикционных грунтов (случай нулевой связности), рисунок 4.16 а; б) состоящей из плоскости части *ab* и поверхности прямого кругового цилиндра в случае чисто связного грунта (угол трения равен нулю), Рисунок 4.16б; в) составленной из плоской части *ab* и цилиндрической поверхности с образующей в виде логарифмической спирали *bc* в общем случае связного фрикционного грунта, рисунок 4.16 в.

Доказано [4.72], что поверхность скольжения образуется таким образом (т. е. логарифмическая спираль имеет такой центр O_i на прямой *bd*, что получающаяся при этом реакция имеет минимальное значение (Рисунок 3.16г). На рисунке 4.17 показан продольный разрез поверхности скольжения для снега, полученный при сдвиге штампа в естественных условиях. Эксперимент, зафиксированный на фотографии, проводился в диапазоне удельных давлений 0,005 – 0,02 МПа под опорной поверхностью. Разрез снежного массива производился после сдвига штампа на величину от 15 до 200 мм.

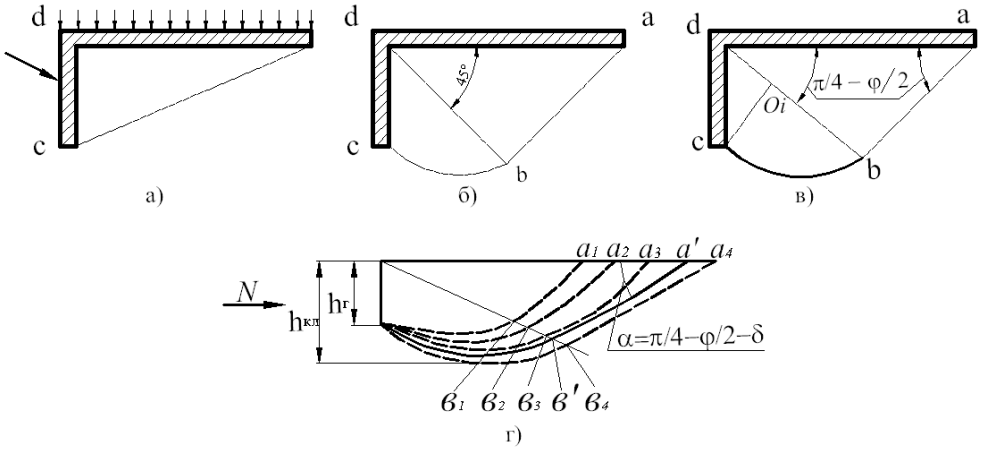


Рисунок 4.16. Характер поверхности сдвига для разных типов снега.

Поверхность скольжения массы сдвигаемого снега определяется тремя группами факторов [4.72].

В первую группу входят физико-механические свойства снежного полотна пути, определяющие внутреннее трение и связность снежного массива (предельное сопротивление разрушению связей, образование новых связей, структурность и т. д.).

Во вторую группу факторов входят нагрузки, которым подвергается снежное полотно пути.

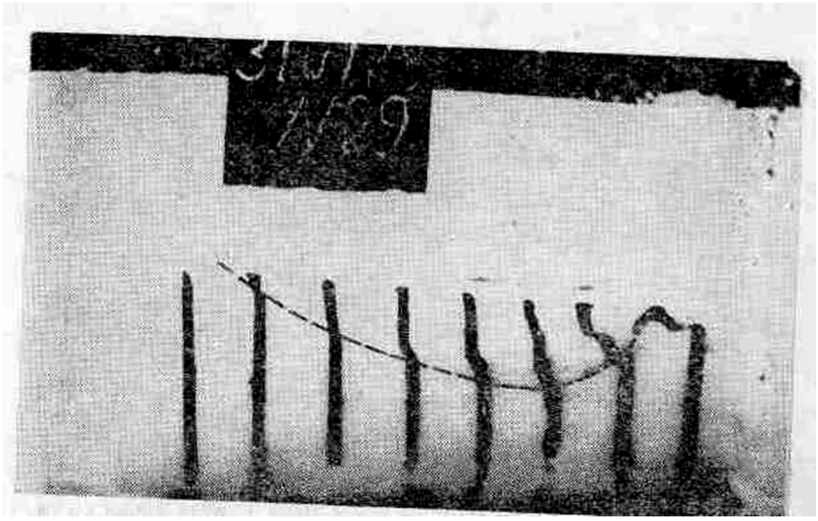


Рисунок 4.17. Образование клина скольжения при сдвиге снега
(штриховой линией показана поверхность скольжения)

Третью группу факторов составляют параметры устройства (штампа), через которое нагрузки передаются на снежный массив. Поэтому все характеристики сопротивления снежного массива сдвигу прежде всего приходится связывать со штампом, при помощи которого проводятся исследования. Авторами были экспериментально определены [4.72]:

1) форма поверхности скольжения массы сдвигаемого снега;

2) геометрические параметры поверхности скольжения;

3) влияние на поверхность скольжения вертикальной нагрузки;

4) поведение самой массы снега (клина скольжения) при сдвиге.

В результате анализа данных эксперимента были сделаны следующие выводы [4.72]:

1. Поверхности скольжения близки по форме к теоретическим (Рисунок 4.17):

- для снегов сыпучих, фрикционных – плоская;
- для снегов влажных (связных) – цилиндрическая и плоская;
- для снегов сыпучесвязных – близкая к логарифмической спирали.

Все эти выводы действительны при условии, что снежный покров однороден на достаточно большую глубину (3 – 4 высоты грунтозацепа). Эта глубина рассматривается от горизонтальной плоскости штампа после вертикальной деформации. Поверхность скольжения образуется ниже горизонтальной плоскости, проходящей через нижнюю кромку грунтозацепа. Если в снежном массиве отмечается слоистость, т. е. неоднородность, на глубине, не превышающей указанные выше пределы, то возможно искажение поверхности скольжения. При этом часть поверхности скольжения проходит по границе между слоями. В поперечном сечении поверхность скольжения для снегов с малой несущей способностью (рыхлый, свежевыпавший снег) имеет форму, близкую к прямоугольнику, на других наиболее часто встречающихся снегах – форму, близкую к параболе с вершиной на оси симметрии сечения.

1. Максимальная высота клина скольжения находится в пределах двух-трех высот грунтозацепа. Эта величина может быть несколько меньше или больше, если а области максимальной высоты клина проходит граница между слоями снега (при неоднородном, слоистом снеге). Длина клина скольжения чаще всего оказывается связанной не с высотой грунтозацепа, а с максимальной высотой клина $h_{кл}$. На основании полученных экспериментальных данных

$$L_{кл} = (4 \div 4{,}5) h_{кл}$$

Таким образом, зависимость между высотой грунтозацепа и длиной клина скольжения может быть выражена формулой

$$L_{кл} = (8 \div 13) h_{кл}$$

3. Вертикальное давление влияет в основном на высоту формирования клина. При давлениях меньше 0,005 МПа высота клина принимает наименьшее значение $h_{кл} = 2h_{г}$, при более высоких давлениях высота. Клина мало меняется и находится в пределах $h_{кл} = 2{,}5h_{г}$ Соответственно меняется и длина клина.

4. При горизонтальных перемещениях штампа свыше 30 мм первичный клин начинает разрушаться, при дальнейшем перемещении образуется новый клин, затем и он разрушается, образуется следующий клин и т. д.

4.2.5 Связь сопротивления сдвигу с горизонтальной деформацией

Исследования [4.70] показали, что сопротивление снега сдвигу в значительной мере зависит от горизонтальных перемещений. Эта зависимость обычно снимается на специальных устройствах и представляется в виде диаграммы сдвига, построенной в координатах $\tau - x$, где τ – условное напряжение сдвига, полученное от деления силы сопротивления сдвигу на площадь опор ной поверхности штампа; x – горизонтальные перемещения штампа. На Рисунок 4.18 показаны два наиболее характерных типа диаграммы сдвига. Процесс сдвига можно разделить на три или два этапа, в зависимости от типа снега. Кривая I Рисунок 4.18 характеризуется наличием всех трех этапов.

На первом этапе происходит частичное уплотнение снежной массы в области контакта со штампом, деформация связей и формирование поверхности скольжения. Сопротивление сдвигу на этом этапе, как правило, резко возрастает. Завершается этап полным формированием поверхности скольжения. Тот массив снега, который находится между указанной поверхностью и поверхностью штампа, называется «клином скольжения» [4.72].

На втором этапе происходит разрушение первичных связей в снежном массиве, нарушение структуры снега, возникает скольжение сформированного клина. Величина сопротивления сдвигу резко падает.

На третьем этапе происходит постоянное возникновение и разрушение новых связей, формирование и разрушение нового клина скольжения. Деформации на этом этапе достигают максимальных значений, сопротивление сдвигу может находиться в равновесии (оставаться постоянным) или уменьшаться с деформацией. Эта кривая в основном относится к связным и фрикционно-связным снегам. Вторая кривая характеризуется непосредственным переходом от первого этапа процесса сдвига к третьему и представляет в основном фрикционные сдвиги.

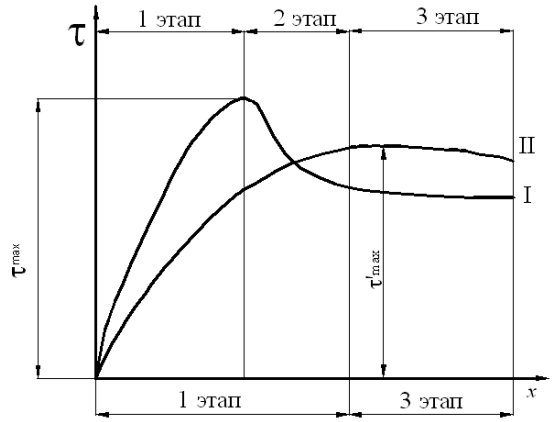


Рисунок 4.18. Диаграмма сдвига для типов снега: I — имеющих 3 этапа сдвига, II — характеризующихся непосредственным переходом от первого этапа к третьему

К основным характеристикам диаграммы сдвига следует отнести следующие:

τ_{max} – максимальное значение напряжений сдвига;

$\tau_{уст}$ – установившееся значение напряжений сдвига;

x_0 – значение перемещения при максимальном напряжении.

В ОНИЛВМ была проведена работа по экспериментальному определению этих характеристик для снега. Было выяснено (Рисунок 4.19 [4.72]), что максимальное значение напряжений в большинстве случаев возникает при перемещениях x_0 порядка 10 – 30 мм.

Таким образом, формирование клина скольжения на снежном массиве может завершаться довольно быстро. Величина x_0 зависит от вертикального давления и от плотности снежного полотна. При одном и том же вертикальном давлении большие значения величины x_0 относятся к снегу с малой плотностью, меньшие – к более уплотненному снегу. При увеличении давления величина x_0 возрастает (Рисунок 4.19).

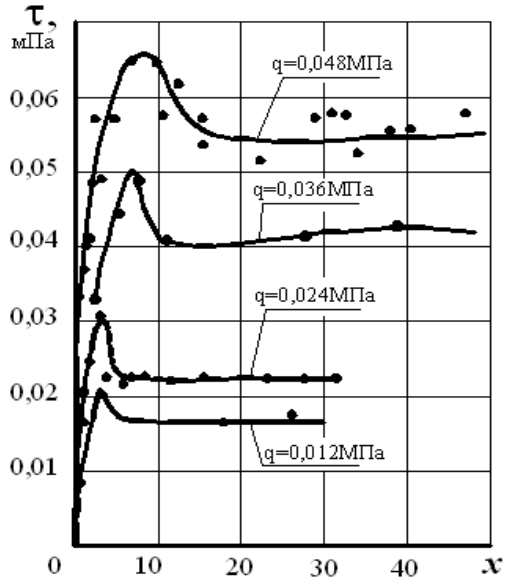


Рисунок 4.19. Зависимость горизонтальных напряженней сдвига от величины перемещений макета при различных удельных давлениях

Значения τ_{max} и $\tau_{уст}$ зависят от физико-механических свойств снега и формы штампа. Известно [4.72], что соотношения между τ_{max} и $\tau_{уст}$ зависят также от способа нагружения штампа. Так, при постепенном возрастании нагрузки на снегах, отнесенных к первой группе (кривая I, рисунок 4.19), может возникнуть диаграмма сдвига типа II. Кривая типа I, как правило, возникает в случае постоянной скорости горизонтальной деформации, что является лучшим приближением к действительным процессам, происходящим при взаимодействии движителя машин со снежным полотном пути. В этом случае можно придерживаться соотношения, полученного экспериментальным путем:

$$\tau_{уст} = (0{,}78 \div 0{,}83)\tau_{max}$$

Обычно кривые типа I (Рисунок 4.19) аппроксимируются аналитическим выражением

$$\tau = A\tau_{max}\left[e^{-k_1 a x} - e^{-\frac{k_1 x}{a}}\right] \qquad (4.13)$$

где x_0 – абсцисса, соответствующая τ_{max};
A, k_1 ,a – эмпирические коэффициенты;

τ_{max} – максимальное напряжение.

Выражение 4.13 может быть преобразовано к виду :

$$\tau = B\tau_{max}e^{k_1 x}\left(1 - e^{-k_2 x}\right), \qquad (4.14)$$

где k_1,k_2,B – эмпирические коэффициенты;

x – перемещение грунтозацепа.

Кривые типа II аппроксимируются зависимостью :

$$\tau = \tau'_{max}\left(1 - e^{-k_2 x}\right) \ , \qquad (4.15)$$

где k_2 – эмпирический коэффициент

Выражение (4.15) в отличие от (4.14) не учитывает уменьшение упорной реакции на третьем этапе деформации, реально существующей в действительности. Однако это уменьшение невелико, и, при практических расчетах можно применять как ту, так и другую формулу. Диаграмма сдвига, таким образом, дает возможность определить максимальное значение напряжений сдвига в данном снежном массиве при установленном вертикальном давлении. При изменении вертикального давления изменяется и сопротивление снежного массива сдвигу. Связь между этими величинами описывается диаграммой предельных состояний.

4.2.6 Диаграмма предельных состояний

Согласно общей теории прочности, скольжение (разрушение) начинается тогда, когда напряжения достигают своих предельно допустимых значений. В соответствии с этим рассмотрим предельное сопротивление снежного полотна сдвигу. Из теории механики грунтов известно, что в снежном массиве возникают два типа сопротивления, препятствующие горизонтальному перемещению: внутреннее трение и связность.

Внутреннее трение препятствует перемещению частиц или областей относительно друг друга. Связность обусловлена силами сцепления, вызывающими слипание частиц снега, причем в процессе сдвига связи между частичками постоянно разрушаются и возникают вновь так, что этот процесс находится в некотором равновесии.

Для замера характеристик трения и связности используется так называемое кольцо сдвига [4.68], в котором поверхность скольжения считается известной. Кольцо сдвига состоит из двух соосных круговых цилиндров, между которыми расположены радиальные лопасти. При погружении в снег и повороте вокруг оси кольцо сдвигает снег, заключенный между цилиндрами, при этом скольжение снежного кольца происходит по торцовой плоскости, заключенной между двумя цилиндрами. Площадь плоскости скольжения нетрудно подсчитать, а усилие, требуемое для поворота кольца, зафиксировать.

Таким образом, получается напряжение, препятствующее горизонтальному смещению. Горизонтальный сдвиг осуществляется при различных вертикальных нагрузках (давлениях), поэтому можно построить диаграмму зависимости горизонтальных напряжений от вертикальных, которая и называется диаграммой предельных состояний для данного снега.

Диаграмма предельных состояний имеет следующий характер (Рисунок 4.20). Диаграмма 1-го типа получается для снегов, характеризующихся наличием только фрикционных свойств. Диаграмма 2-го типа характерна для снега чистосвязного. Диаграмма 3-го типа получается в том случае, если снежное полотно пути обладает обоими перечисленными выше свойствами, т. е. для фрикционно-связного снега.

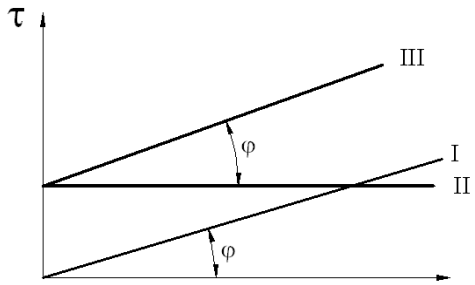


Рисунок 4.20. Диаграмма предельных состояний для разных типов снегов

Уравнения полученных прямых обычно аппроксимируются выражениями [4.72]:

1-й тип $\tau=\sigma\ tg\varphi$

2-й тип $\tau=c$; (4.16)

3-й тип $\tau=c+\sigma\ tg\varphi$,

где c — коэффициент связности;

$tg\varphi$— коэффициент трения.

Полученные зависимости в механике грунтов носят название закона Кулона (иногда Кулона—Мора для прямой 3-го типа).

Полученные коэффициенты только для прямой 2-го типа действительно характеризуют вид сопротивления, а в остальных случаях являются только математическими коэффициентами аппроксимации. Дело в том, что связность, возникающая в снежном массиве, во многом зависит от плотности снега, которая, в свою очередь, зависит от давления, поэтому коэффициент c характеризует связность только неуплотненного снега. Таким образом, часть сопротивления сдвигу, обусловленная связностью, зависящей от давления, входит во второе слагаемое, и поэтому полученный угол φ не является углом трения в общепринятом смысле (т. е. не является углом естественного откоса).

В отличие от классических прямых в теории механики грунтов для снежного полотна пути возможны и другие типы диаграмм предельных состояний, представленные на Рисунок 4.21 (а – г) [4.70]. Ломаная на Рисунок 4.21а характеризует случаи предварительного уплотнения снега давлением, соответствующим вертикальным напряжениям в зоне скольжения σ_1. Затем давление снимается, и производятся опыты для построения диаграммы предельных состояний. Такое поведение ломаной характерно для сухого смерзшегося снега. Диаграмма характерна для снега влажного (W<12%).

На рисунке 4.21 при схеме нагружения, аналогичной предыдущей диаграмме, ломаная имеет противоположный вид.

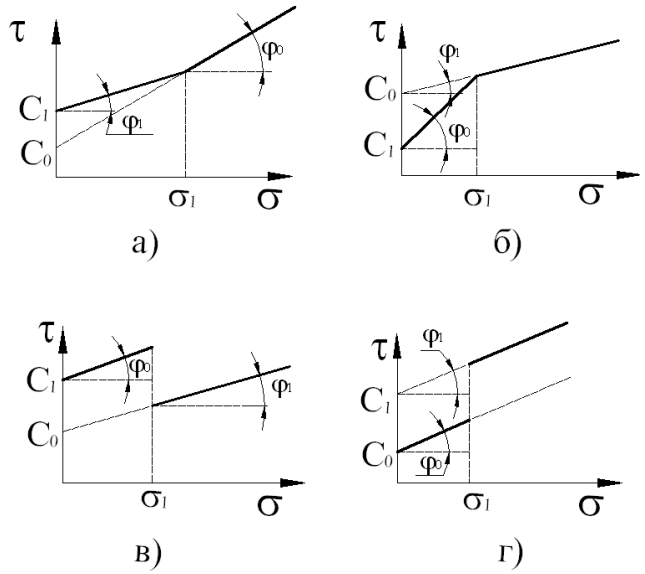


Рисунок 4.21. Возможные виды диаграмм предельных состояний для различного снежного полотна пути

В обоих случаях предварительное уплотнение создало новую структуру снега, которая (в диапазоне $0-\sigma_1$) не образовалась бы при постоянном росте вертикального давления. В результате в этом диапазоне изменяется связность снежного массива, изменяется характер влияния на нее нормальных напряжений и соответственно коэффициент внутреннего трения. Во влажном снегу произошло уплотнение снега (увеличилась связность c_0), а коэффициент трения за счет влажности уменьшился. В сухом смерзшемся снеге первичное уплотнение нарушило кристаллическую решетку снега, прочность его уменьшилась и, естественно, уменьшилась связность, в то время как трение между кристаллами возросло. Случай на Рисунок 4.21в соответствует уплотненному верхнему слою снежного полотна пути, что бывает, когда поверхностный слой покрыт тепловым или ветровым настом.

Для значения вертикального давления σ_1, соответствовавшего несущей способности плотного слоя, диаграмма предельных состояний остается неизменной. После разрушения слоя резко изменяется структура снега под кольцом сдвига, и диаграмма при значениях давления выше σ_1 изменяется.

Аналогичная картина происходит в том случае, если снег состоит из нескольких слоев, различных по физико-механическим свойствам. На Рисунок 4.21г [4. представлена диаграмма предельных состояний, когда под верхним слоем с относительно малым сопротивлением сдвигу находится плотный слой снега с более высокими показателями сдвига. В этом случае внедрение в данный слой при давлениях, превышающих,σ_1 дает изменение диаграммы предельных состояний.

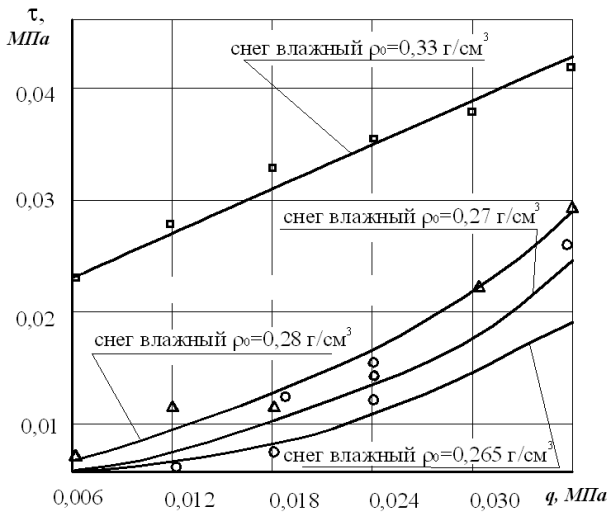


Рисунок 4.22. Зависимость горизонтальных напряжений τ от вертикальных нагрузок q для различных снегов

Диаграмма предельных состояний, построенная для штампа, может иметь более сложный вид. На сопротивление сдвигу штампа влияет не только вертикальное давление, но и параметры самого штампа. В результате образуется более сложная, чем под кольцом сдвига, поверхность скольжения.

При изменении вертикального давления изменяются условия возникновения клина скольжения, поэтому зависимость между вертикальным давлением и горизонтальной реакцией штампа может отклоняться от линейной. Кроме, того, при работе со штампом может возникнуть нелинейность указанной зависимости за счет перехода грунтозацепа в слой снежного массива с другими физико-механическими характеристиками.

На рисунке 4.22 показан график этой зависимости для одного и того же штампа на влажном снегу, на рисунке 4.23 – для штампов с разной высотой грунтозацепов, на рисунке 4.24 – для штампов с двумя грунтозацепами с разными шагами между ними [4.70].

Во всех случаях зависимость между сопротивлением сдвигу и вертикальным давлением может быть принята линейной до давления q = 0,02 МПа для сухого и влажного снега высокой плотности. Для более высоких давлений, а также для рыхлого влажного снега возможны отклонения от линейности.

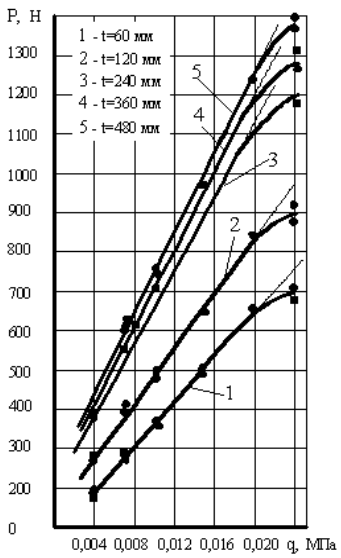


Рисунок 4.23 Зависимость горизонтальной силы от вертикального давления для различной высоты грунтозацепов

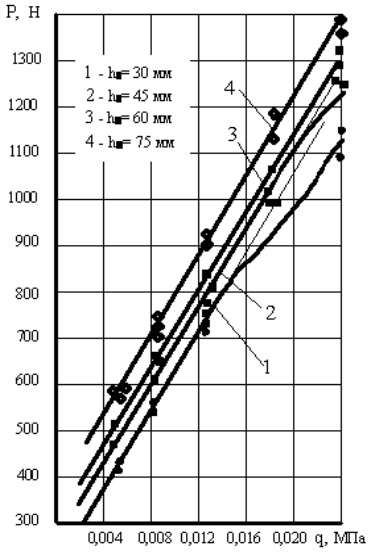


Рисунок 4.24 Зависимость горизонтальной силы от вертикального давления при различных расстояниях между грунтозацепами

На рисунке 4.24 приведены результаты серии замеров и полученная при статистической обработке диаграмма предельных состояний (кривая 1), а также изменение горизонтальной реакции штампа при снятом вертикальном давлении в зависимости от предварительного уплотнения давлением, отложенного по оси абсцисс. Вторая кривая этого графика характеризует сопротивление сдвигу клина скольжения, сформированного только под влиянием связности. Анализ графика показывает, что в данной серии замеров исследовалось снежное полотно пути, связность которого с увеличением давления растет. Это характерно для фрикционно-связных, влажных снегов *(W<12%).*

Таким образом, реализация тягового усилия при горизонтальном сдвиге на снежном полотне пути зависит как от состояния снежного покрова (физико-механических качеств), так и от конструктивных характеристик гусеничного движителя и машины в целом.

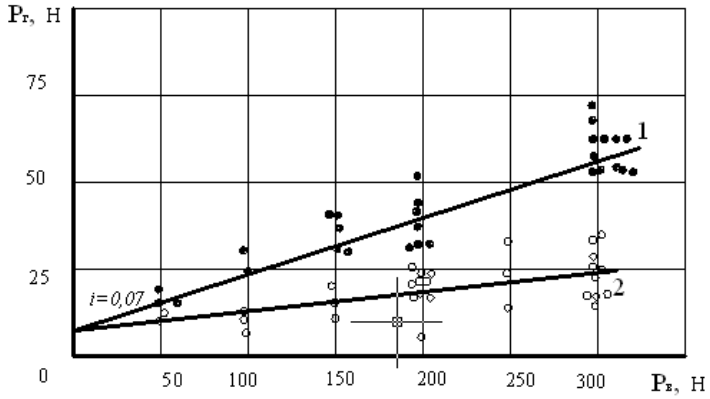


Рисунок 4.25. Диаграмма предельных состояний — кривая 1, Сопротивление сдвигу только за счет связности снега — кривая 2

4.2.6 Упорная реакция снега

Сила, реализуемая штампом в контакте со снежным полотном пути, представляется в виде суммы составляющих, обусловленных трением (Рисунок 3.26 [4.70]):

1) поверхностей снег-снег по ломанной C_0 ba (кривая заменяется прямой C_0 b, опущенной на величину $h = 1{,}5\ h_г$);

2) поверхностей снег-штамп по прямой aa´;

3) боковых поверхностей снег-снег по плоскости dc_0ba;

4) снег-штамп по боковым поверхностям cd и da;

5) снег-штамп по горизонтальной плоскости c (основание грунтозацепа).

Нормальное напряжение, действующее на горизонтальной плоскости $C_o b$ и нормальное напряжение, действующее по боковым поверхностям в какой-то точке на высоте z: определяются как:

$$\sigma_n' = \frac{q}{\pi}\left[\operatorname{arctg}\frac{b-x}{h} + \operatorname{arctg}\frac{x}{h} + \frac{(b-x)h}{(b-x)^2+h^2} + \frac{xh}{x^2+h^2}\right]$$

$$\sigma_n'' = \frac{q}{\pi}\left(\operatorname{arctg}\frac{b}{z} - \frac{2b}{z^2+b^2}\right) \qquad (4.17)$$

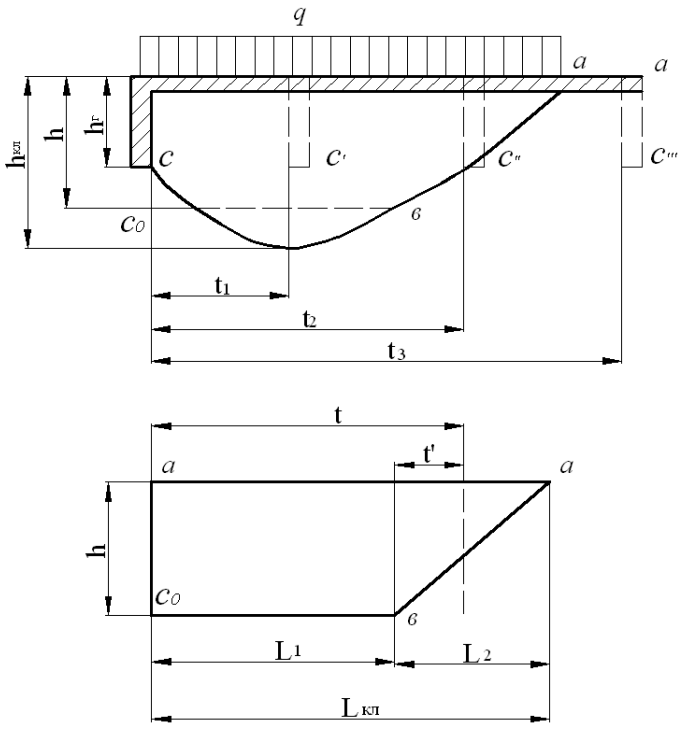


Рисунок 4.26 Схема расчёта упорной реакции

$$\sigma_n'' = \frac{q}{\pi}\left(\operatorname{arctg}\frac{b}{z} - \frac{2b}{z^2+b^2}\right) \qquad (4.18)$$

Тогда элементарная касательная сила, действующая по боковым поверхностям на полосу шириной dt, определится в соответствии с законом Кулона-Мора

$$dF_{бок} = \left\{ 2\int_0^z \left[c + \frac{q \operatorname{tg}\varphi}{\pi} \left(\operatorname{arctg}\frac{b}{z} - \frac{bz}{z^2 - b^2} \right) \right] dz \right\} dt \qquad (4.19)$$

Соответственно для поверхности скольжения c_0bd на полосу шириной dt действует элементарная сила

$$dF_{гор} = \left\{ \int_0^b \left[c - \frac{q \operatorname{tg}\varphi}{\pi} \left(\operatorname{arctg}\frac{b-x}{z} + \operatorname{arctg}\frac{x}{z} + \frac{(b-x)z}{(b-x)^2 - z^2} - \frac{x \cdot z}{(x^2 + z^2)} \right) \right] dx \right\} dt,$$

где *z-b* по поверхности C_0b , а на поверхности ba является функцией от *t.*

Или, вычисляя интегралы, получим:

$$dF_{бок} = 2\left(cz + \frac{a \operatorname{tg}\varphi}{\pi} z \operatorname{arctg}\frac{b}{z} \right) dt \quad ,$$

$$dF_{гор} = \left(cb + \frac{2g \operatorname{tg}\varphi}{\pi} b \operatorname{arctg}\frac{b}{z} \right) dt$$

Дальнейшие расчеты определяются расстоянием между грунтозацепами, в зависимости от которого могут возникнуть три варианта, проиллюстрированные на рисунке 4.23 (C′, C′′ C′′′}. Если расстояние меньше величины L_1, то соответствующие силы равны:

$$F_{бок} = 2cht + \frac{2g \operatorname{tg}\varphi}{\pi} h\left(\operatorname{arctg}\frac{b}{h} \right) t \quad ,$$

$$F_{гор} = cbt + \frac{2gb \operatorname{tg}\varphi}{\pi} \left(\operatorname{arctg}\frac{b}{h} \right) t \qquad (4.20)$$

Если следующий грунтозацеп расположен в треугольной зоне клина, то эти силы равны:

$$F_{бок} = 2chL_1 + \frac{2g \operatorname{tg}\varphi}{\pi} hL_1 \operatorname{arctg}\frac{b}{h} + 2\int_0^{t_1} \left\{ cz + gz \operatorname{tg}\varphi \frac{\operatorname{arctg}\frac{b}{z}}{\pi} \right\} dt \quad ;$$

$$F_{гор} = cbL_1 + 2gbL_1 t \operatorname{g}\varphi \frac{\operatorname{arctg}\frac{b}{h}}{\pi} + \int_0^{t_1} \left\{ cb + 2gb \operatorname{tg}\varphi \frac{\operatorname{arc\,tg}\frac{b}{h}}{\pi} \right\} dt \quad ,$$

где $t' = t - L_1 \quad ; \quad z = \frac{h}{L_2}\left(L_2 - t' \right)$

t – расстояние между грунтозацепами (Рисунок 4.26). Или после взятия интегралов в правой части:

$$F_{бок} = 2ch[L_1 + L_2(z-\xi)\xi] + 2g\,\mathrm{tg}\varphi\frac{\mathrm{arctg}\dfrac{b}{h}}{\pi}\left[L_1 + \frac{L_2}{2}\right] - ghL_2\,\mathrm{tg}\varphi\frac{\mathrm{arctg}\dfrac{b}{h(1-\xi)}}{\pi}\cdot(1-\xi)^2 +$$

$$+ gbL_2\frac{\xi}{\pi}\mathrm{tg}\varphi - \frac{b^2L_2}{h}g\,\mathrm{tg}\varphi\cdot\frac{\mathrm{arctg}\dfrac{b}{h(1-\xi)} - \mathrm{arctg}\dfrac{b}{h}}{\pi} \quad ;$$

$$F_{гор} = cb(L_1 + L_2\xi) + 2g\,t\,\mathrm{g}\varphi\frac{\mathrm{arctg}\dfrac{b}{h}}{\pi}b(L_1 + L_2) + 2g\frac{b^2L_2}{2h}\mathrm{tg}\varphi\cdot\ln\frac{b^2+h^2}{b^2+h^2(1-\xi)^2} -$$

$$-2g\,\mathrm{tg}\varphi\frac{\mathrm{arctg}\dfrac{b}{h(1-\xi)}}{\pi}bL_2(1-\xi),$$

где $\xi = \dfrac{t'}{L_2}$

В частности, при $t = L_1 + L_2$ или $\xi = 1$.

$$F_{бок} = 2cht + 2g\,\mathrm{tg}\varphi\frac{\mathrm{arctg}\dfrac{b}{h}}{\pi}\left[t - \frac{L_2}{2}\right]h + g\frac{bL_2}{\pi}\mathrm{tg}\varphi - \frac{b^2L_2}{h}g\frac{1}{h}\left[\frac{\pi}{2} - \mathrm{arctg}\frac{b}{h}\right]\mathrm{tg}\varphi$$

$$F_{гор} = cbt + 2g\,\mathrm{tg}\varphi\frac{\mathrm{arctg}\dfrac{b}{h}}{\pi}tb + 2g\frac{b^2L_2}{2h}\ln\left(1 + \frac{h^2}{b^2}\right)\mathrm{tg}\varphi \qquad (4.21)$$

Если расстояние между грунтозацепами t больше величины клина ($L_1 + L_2$) (см. положение C´´´ грунтозацепа), то к указанным силам следует добавить силу трения подошвы штампа о снег.

Сила по поверхностям aa' может быть подсчитана как

$$F_{под} = (c_\alpha + q\,\mathrm{tg}\varphi_\alpha)(t - L_1 - L_2)\cdot b \qquad (4.22)$$

Кроме перечисленных сил в равнодействующую реакцию снега входит в качестве составляющих сила трения боковой поверхности штампа о снег. Эта сила состоит из суммы сил трения по поверхностям cd , c и da.

Если учесть, что на поверхности da' нормальные напряжения равны $q/2$, то соответствующая сила равна

$$F_{da'} = (2c_\alpha + q\,\mathrm{tg}\varphi_\alpha)\delta_1\cdot t \quad , \qquad (4.23)$$

где δ_1 – толщина подошвы штампа;

t – расстояние между грунтозацепами.

Распределение нормальных реакций окончательно получается [4.70]

$$F_{cd} = 2c_{\alpha} h_r \delta_2 + 2q\delta_2 h_r \operatorname{tg}\varphi_{\alpha} \frac{\operatorname{arctg}\dfrac{b}{h}}{\pi} \qquad (4.24)$$

Сила, реализуемая по горизонтальной плоскости *c* (основание грунтозацепа), подсчитывается аналогично и окончательно имеет вид:

$$F_c = c_{\alpha} b \delta_2 + 2qb\delta_2 \operatorname{tg}\varphi_{\alpha} \frac{\operatorname{arctg}\dfrac{b}{h}}{\pi} \qquad (4.25)$$

Таким образом, суммарная реакция со стороны снега, реализуемая единичным штампом, равна:

$$F_{шт} = F_{гор} + F_{бок} + F_{под} + F_{da'} + F_{cd} + F_c \qquad (4.26)$$

и, соответственно

$$\tau_{шт} = \frac{1}{bt}\left(F_{гор} + F_{бок} + F_{под} + F_{da'} + F_{cd} + F_c\right) \qquad (4.27)$$

Следует учесть, что полученное значение есть максимальная величина, которую можно реализовать в контакте со снежным массивом, поэтому $\tau_{шт} = \tau_{max}$.

Экспериментальная проверка выражения (4.12) показала удовлетворительную сходимость расчетных и опытных данных (Рисунок 4.27).

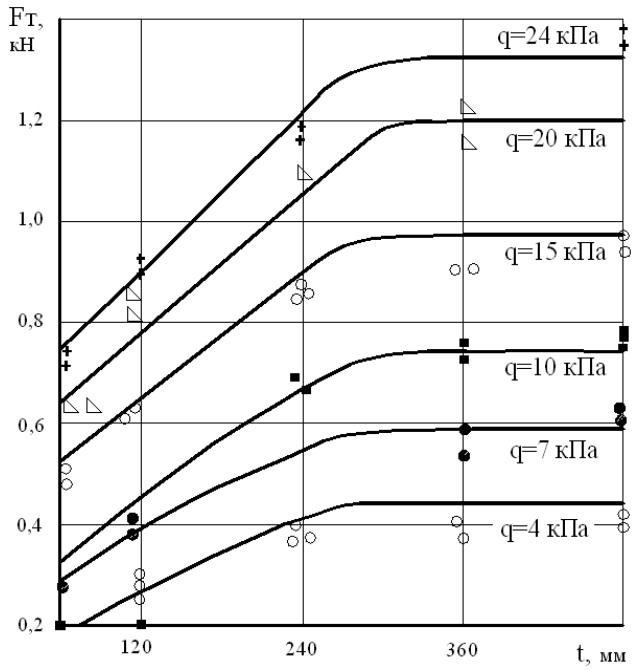


Рисунок 4.27 Упорная реакция снега теоретическая кривая; Δ, □, ○, + экспериментальные точки.

4.3 Экспериментальное исследование распределения нормальных давлений в контакте движителя транспортного средства с опорной поверхностью.

Неотъемлемой частью НИР является экспериментальная часть. В процессе проведения данного экспериментального исследования должны быть получены зависимости, характеризующие распределение нормальных давлений в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

При проведении испытаний использовались следующие приборы и оборудование:

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

- Трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3) – 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.

В данной работе аналогично указанным исследованиям в п. 1.10 данного отчета о НИР проведены исследования распределения нормальных давлений в контакте с ШСНД ВТС «Викинг».

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».

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

Трехканальный блок анализа сигналов БАС-4 имеет следующие основные технические характеристики:

1) Осуществляет преобразование входного аналогового сигнала в 24 разрядный код в частотном диапазоне от 0,8 до 12500Гц.

2) Осуществляет формирование цифровых сигналов, соответствующих входному аналоговому сигналу в третьоктавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 1 до 10000 Гц.

3) Максимальное эффективное значение входного сигнала для БАС- 4н составляет 1В, а для БАС-4з - 294 пКл. Предельно допустимое эффективное значение входного напряжения составляет 1.7 В, а входного заряда (при соединении источника входного напряжения и БАС-4з через конденсатор емкостью 1000 пФ) - 500 пКл.

4) Коэффициент усиления по напряжению для БАС-4н равен (1±10%). Для БАС-4з коэффициент преобразования по заряду составляет (3.4±10%) мВ/пКл.

5) Пределы допускаемой относительной погрешности измерения напряжения входных сигналов и для всех значений напряжения в пределах диапазона частот 1 Гц 10 кГц в режиме широкой полосы (общего уровня) при уровнях от 1 до 1000 мВ в рабочих условиях применения (неравномерность АЧХ) составляет:

- в диапазоне частот от 0,8 до 5 Гц..... ± 0,2 дБ;

- в диапазоне частот от 5 Гц до 12.5 кГц..... ± 0,1 дБ.

6) Относительные величины любой из гармоник синусоидального сигнала частоты 1000 Гц не превышают 0.01 % при значениях входного сигнала равного или меньшего указанного в п. 1.2.3 максимального сигнала в диапазоне частот от 0,8 Гц до 12,5 кГц.

7) Среднеквадратическое значение собственного шума в третьоктавных полосах при замкнутом через конденсатор емкостью 1000пФ БАС-4з не превышает:

- в полосах частот со среднегеометрическими частотами от 0.8 до 4 Гц -$1.0*10^{-3}$ пКл;

- в полосах частот со среднегеометрическими частотами от 5 до 1000 Гц - $0.5*10^{-3}$ пКл;

- в полосах частот со среднегеометрическими частотами от 1250 до 10000кГц-$1.5*10^{-3}$ пКл.

8) Номинальные средние геометрические частоты 41 встроенного цифрового третьоктавного фильтра соответствуют ГОСТ 17168 для средних частот фильтров от 1 до 10 000 Гц.

9) Характеристики третьоктавных фильтров, а именно эффективная ширина полосы и затухание соответствуют ГОСТ 17168. Затухание третьоктавных фильтров на относительных частотах в соответствии с первым классом точности по ГОСТ 17168 находится в пределах, указанных в таблице 1, а отклонение эффективной ширины полосы от номинальной составляет не более 8%.

Таблица 4.4 - Характеристики третьоктавных фильтров

Относительная частота	Затухание, дБ	Относительная частота	Затухание, дБ
0,2	Не менее 75	1,0595	От -0,5 до +1,0
0,25	Не менее 68	0,1225	От -0,5 до +6,0
0,5	Не менее 45	1,2599	Не менее 14
0,7937	Не менее 14	2	Не менее 45
0,8909	От -0,5 до +6,0	4	Не менее 68
0,9439	От -0,5 до +1,0	5	Не менее 75
1,0000	От -0,5 до +0,5		

10) Входное активное сопротивление должно составлять не менее 1МОм.

11) БАС-4 сохраняет свои характеристики при напряжении питания 12±5 В.

12) По устойчивости к климатическим воздействиям БАС-4 соответствует требованиям ГОСТ РВ 2039-304 для группы 2.3.1 исполнения УХЛ со следующими параметрами воздействующих факторов:

- пониженная рабочая температура 0°С, повышенная рабочая температура 40°С.

13) По прочности к климатическим воздействиям БАС-4 соответствует требованиям ГОСТ РВ 2039-304 для группы 2.3.1 исполнения УХЛ с следующими параметрами воздействующих факторов:

- предельная пониженная температура минус 50 °С,

- предельная повышенная температура 70 °С.

14) БАС -4 выполняет свои функции и сохраняет параметры при воздействии влажности 98% при температуре 35 °С.

15) Блок выполняет свои функции и сохраняет свои параметры во время воздействия синусоидальной вибрации с амплитудой ускорения 0,lg в диапазоне частот 1-60 Гц по ГОСТ РВ 20.57.305-98.

16) Блок соответствует требованиям ГОСТ 14524 по степени защиты оболочек IP 30.

17) Масса блока не превышает, соответственно 0.5 кг.

18 Габаритные размеры блоков не превышают соответственно 140х130х40 мм

19) Потребляемая мощность блоков БАС-4-3 не превышает 0,9 ВА

20) Требования к надежности.

20.1) Наработка на отказ не менее 80000 часов с вероятностью 0,95. Критерием отказа является несоответствие блока требованиям ТУ.

20.2) Средний срок службы блока не менее 10 лет при γ=0,95.

21) Эксплуатационная документация соответствует требованиям ГОСТ Р 51288.

Схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры, используемой при проведении испытаний представлена в теме № 1 настоящего отчета.

Фрагменты проведения экспериментальных исследований с указанным комплексом измерительно-регистрирующей аппаратуры представлены на рисунке 4.28.

а) *б)*

Рисунок 4.28 – Проведение испытаний

а) установка датчиков на опорной поверхности и на колесе; *б)* установка измерительной аппаратуры

При испытаниях под колесо с наружной части устанавливались от 1 до 3-х датчиков давлений, как это показано на рисунке 4.29. Датчик *1* фиксирует значения давлений по краю пятна контакта; датчик *2* – на расстоянии 1/3 колеса; датчик *3* – 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.

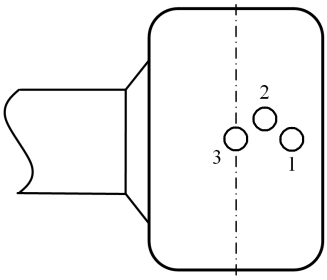


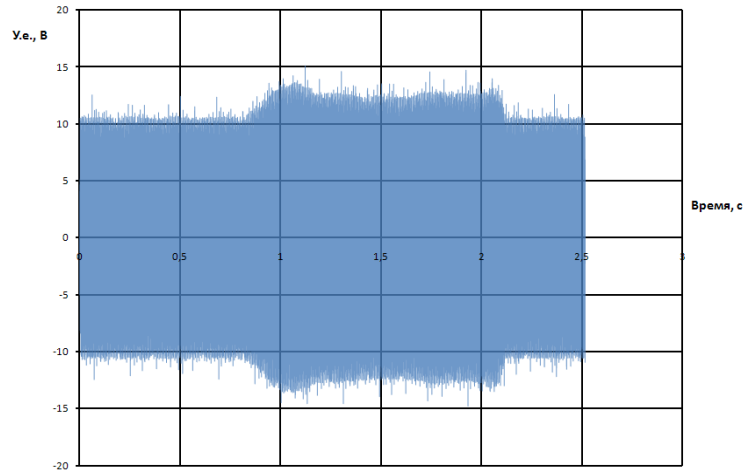
Рисунок 4.29 – Положения датчиков под колесом транспортного средства

1, 2, 3 – номер датчика

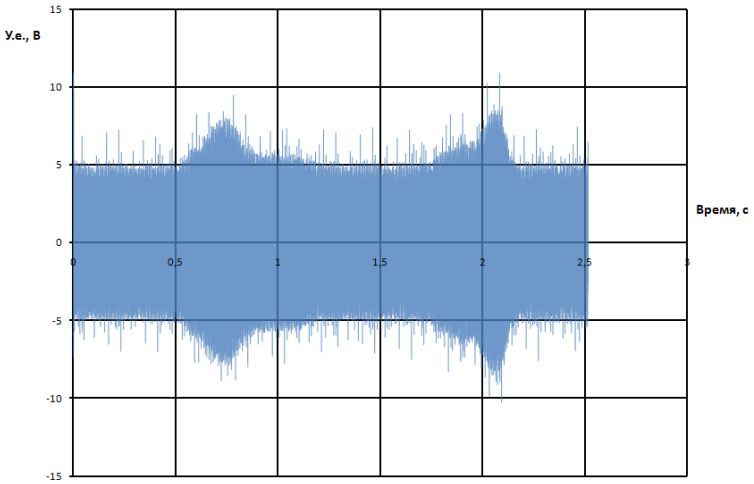
Количество проездов устанавливалось опытным путем до получения стабильных результатов, но не менее шести заездов в прямом и обратном направлениях. Скорость проезда по измерительным датчикам была минимальной, поэтому можно считать, что датчики показывают статическую нагрузку на опорную поверхность.

Замеры распределения нормального давления в пятне контакта шины с опорной поверхностью проводились при разных давлениях воздуха в шине. Для шин сверхнизкого давления, которыми оснащено транспортное средство «Викинг», регулирование давления происходило в диапазоне 0,01…0,06 МПа

При изменении давления в шине, происходит изменение формы пятна контакта с увеличением его площади. При этом характер изменения размеров пятна контакта зависит от типа шины, конструкции корда.



а)



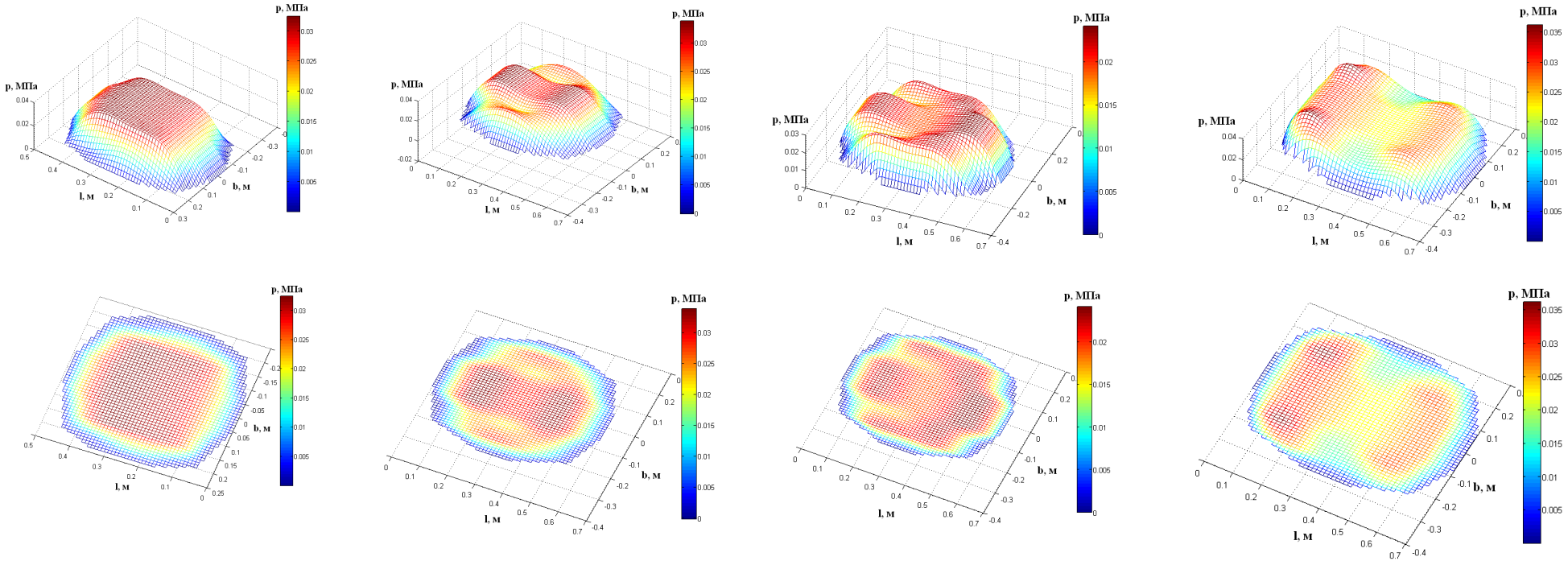
б)

Рисунок 4.30 – Записанные программой «Анализатор сигналов» значения сигналов, характеризующих распределение нормальных давлений в пятне контакта шины с опорной поверхностью для транспортного средства специального назначения «Викинг»

а) датчик на краю пятна контакта; *б)* датчик в средней части пятна контакта

На рисунке 4.30 показаны записанные сигналы в программе «Анализатор сигналов» при исследовании автомобиля «Викинг». Увеличение давления с 17В до 36В (рисунок 4.16, *а*) пропорционально увеличению давления от 0 кг. до номинальной нагрузки в определенном сечении колеса, где расположен датчик. Данный датчик соответствовал положению датчика 1 (рисунок 4.29), т.е. находился на краю контакта. На рисунке 4.16 *б* показаны значения получаемые с датчика 3, расположенного в середине колеса и соответственно, пятна контакта.

В результате обработки экспериментальных данных строится трехмерная эпюра распределения нормальных давлений по длине и ширине контакта, представленная на рисунке 4.31.



а) p0 =0,06 МПа б) p0 =0,04 МПа в) p0 =0,02 МПа г) p0 =0,01 МПа

Рисунок 4.57 Эпюры распределения давлений в зоне контакта колеса с опорной при различном давлении воздуха в шине.

4.4 Экспериментальное исследование показателей проходимости и энергоэффективности транспортного средства на шинах сверхнизкого давления при движении по слабонесущей опорной поверхности

4.4.1 Выбор объектов исследований

В условиях развития промышленных регионов Севера нашей страны особенно актуальной является проблема повышения показателей энергоэффективности вездеходных транспортных средств. Для машин, работающих в данных регионах, улучшение эксплуатационных, экономических и экологических показателей во многом достигается за счет совершенствования характеристик движителя. Развитие методов оценки показателей энергоэффективности вездеходных транспортных средств является необходимым условием научно обоснованного выбора типа машины и ее движителя для работы в тяжелых дорожных условиях и на бездорожье. Среди известных транспортных средств высокой проходимости колесные машины обладают наибольшей универсальностью и экономической эффективностью.

В качестве объекта исследований было выбрано колесное транспортное средство специального назначения «Викинг»-2992 4х4, имеющий шины сверхнизкого давления модели «ТРЭКОЛ», размерности 1300х600-553 и предназначено для эксплуатации в ухудшенных дорожных условиях, на бездорожье, в том числе и на опорных поверхностях с низкой несущей способностью (снег, песок и т.д.).

Таблица 4.5 – Технические характеристики объектов испытаний «Викинг»-2992

Полная масса, кг	2100
Ширина колеи, мм	1940
База, мм	2980
Дорожный просвет, мм	370
Модель шин	ТРЭКОЛ 1300х600-553

Двигатель	ВАЗ 2130, бензиновый
Максимальная мощность, кВт (л.с.), при числе оборотов мин$^{-1}$	49,8 (67,7), 5600
Максимальный крутящий момент, Нм, при числе оборотов мин$^{-1}$	100,4 , 3400
Трансмиссия	механическая, пятиступенчатая коробка передач
Передаточные числа коробки передач	i_1=3,636, i_2 = 1,950, i_3=1,357, i_4=0,941, i_5=0,784, $i_{з.х.}$ = 3,500
Передаточное число главной передачи	i_0 = 5,54
Передаточное число раздаточной коробки	i=3,7

В рамках данной НИР проводились испытания по оценке эффективности движения колесной машины (рисунок 4.32). В ходе испытаний оценивалось влияние параметров контактного взаимодействия колесных движителей со снежным полотном пути на тягово-динамические характеристики движения различных транспортных средств.

В качестве параметров для оценки эффективности движения транспортных средств были выбраны следующие показатели:

- наибольшая сила тяги на крюке автомобиля;
- сила сопротивления движению (качению) транспортного средства.

Испытание машины производилось на горизонтальном участке местности. Фрагменты проведения экспериментальных исследований представлены на рисунке 4.34.

Рисунок 4.32 – Исследование тяговых показателей транспортных средства «Викинг»-2992;

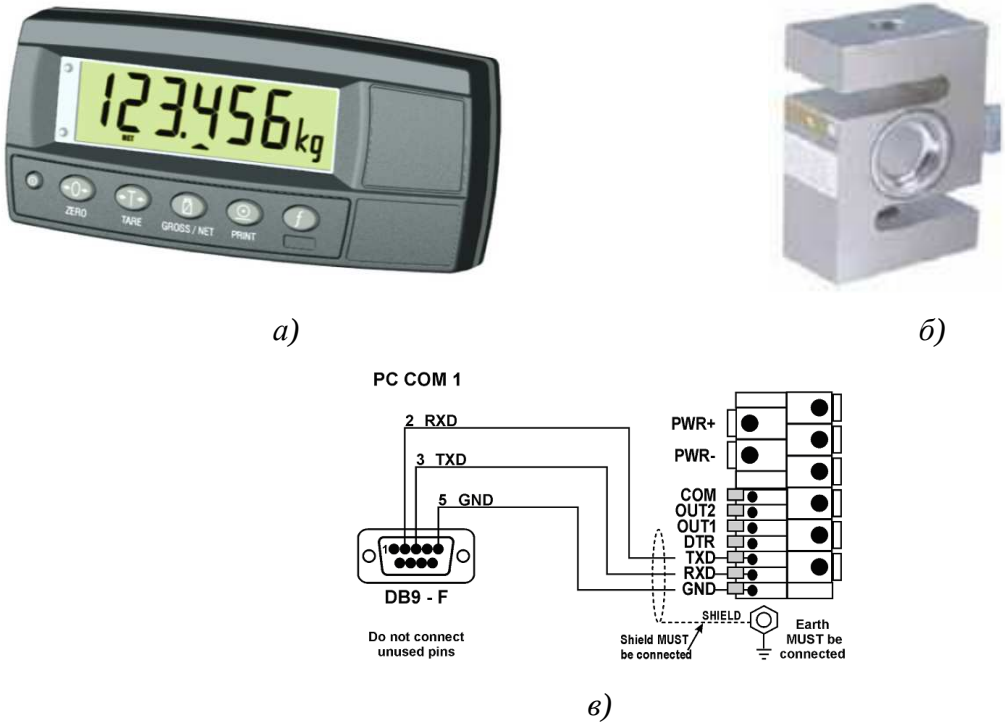
В качестве измерительного приборов использовались электронный динамометр ДОУ-3-10И и механический динамометр ДПУ -5-2-У2.

Электронный динамометр ДОУ-3-10И (рисунок 4.33) представляет собой устройство на основе датчика силы. Датчик силы включается в разрыв силовой схемы. Динамометры

применяются для измерений силы, при периодической поверке испытательных машин и стендов, при калибровке и поверке в качестве эталонных средств измерений силы 3-го разряда по ГОСТ 8.065 «ГСИ. Государственный первичный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений силы».

Динамометр ДОУ-3-10И состоит из тензорезисторного датчика силы, работающего на растяжение и на сжатие, вторичного измерительного преобразователя и соединительного кабеля. В качестве вторичного измерительного преобразователя в динамометре ДОУ-3-10И используется модель R320 (рисунок 4.33, а).

Динамометры с измерительным терминалом R320 поставляются с программным обеспечением View300, с помощью данные измерений представляются в виде графиков процесса измерений в реальном времени.



а) *б)*

в)

Рисунок 4.33 - Электронный динамометр ДОУ-3-10И:

а) измерительный терминал R320; *б)* тензорезисторный датчик силы;

в) схема подключения индикатора к персональному компьютеру

Динамометр ДОУ-3-10И имеет следующие основные характеристики:

- Наибольший предел измерения (НПИ) 10 кН;
- Наименьший предел измерения 1 кН;
- Дискретность вторичного измерительного преобразователя 0,002 кН;
- Масса 3,8 кг;
- Предел допускаемой относительной погрешности ±0,2%;

- Порог чувствительности динамометров 0,02% НПИ;
- Размах показаний динамометра для возрастающих и убывающих нагрузок 0,1%;
- Допускаемое относительное значение разности средних показаний при нагружении и разгружении при 50%-й нагрузке ±0,2%;
- Питание динамометров осуществляется от сети переменного тока с напряжением 187…242В, частотой 50±1 Гц или аккумуляторной батареи 6±0,1 В или от источника постоянного тока напряжением 9В.
- Потребляемая мощность от 4,5 до 40 Вт.
- Условия эксплуатации: область нормальных значений температур окружающего воздуха от -10°С до 35°С; область нормальных значений относительной влажности от 30 до 95%.

На рисунке 4.34-35 представлены фрагменты испытаний с динамометром ДОУ-3-10И.

а)

б)

Рисунок 4.34 – Испытания с динамометром ДОУ-3-10И

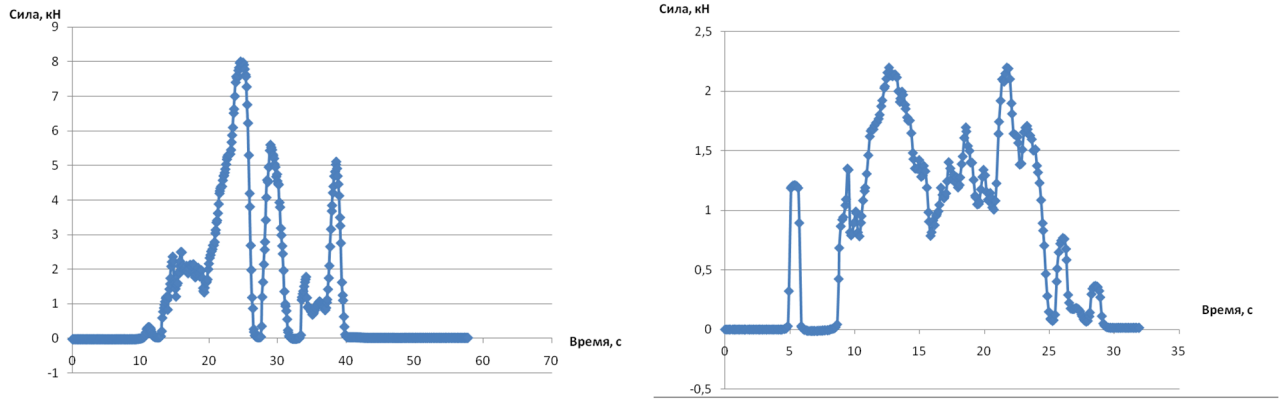
а) Динамометр ДОУ-3-10И в сборе с индикатором*; б)* установка динамометра ДОУ-3-10И и другой аппаратуры в салоне автомобиля УАЗ-3962;

Рисунок 4.35 – Крепление тензометрического датчика динамометра ДОУ-3-10И

Сила сопротивления движению (качению) определялась методом буксирования исследуемой машины. За трос с тензометрическим датчиком силы электронного динамометра ДОУ-3-10И (для автомобилей полной массой менее 3,5 тонн), автомобиль буксировался со скоростью 1 м/с автомобилем – тягачом.

Наибольшая сила тяги на крюке автомобиля определялась на низшей передаче коробки перемены передач. При этом испытуемый автомобиль разгонялся до достижения максимальных оборотов двигателя, а затем плавно затормаживался через трос с силовым датчиком динамометра до полной остановки при полном буксовании колес. В качестве сопротивления использовался буксируемый второй автомобиль близкой массы, создание необходимого усилия сопротивления обеспечивалось с помощью рабочей тормозной системы буксируемого автомобиля.

На рисунке 4.36 представлены результаты замеров тяговой силы и силы сопротивлению движения для вездеходного транспортного средства «Викинг».



а) б)

Рисунок 4.36 – а) Результат измерений силы тяги транспортного средства «Викинг» при движении по снежной укатанной дороге (показания с динамометра ДОУ-3-10И) б) Результат измерений силы сопротивления движению транспортного средства «Викинг» при движении по снежной укатанной дороге (показания с динамометра ДОУ-3-10И)

4.5 Разработка математической модели качения одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности.

Разработка имитационной модели движения колесных транспортных средств (КТС) является основным этапом их автоматизированного проектирования, позволяющего сократить сроки создания новых транспортных средств, а также доводки и модернизации существующих образцов машин. В настоящее время одной из главных тенденций в развитии расчетных исследований является стремление как можно точнее приблизить математическую модель к реальному объекту.

Модель шины не может быть рассмотрена отдельно от опорной среды. Даже если идет разговор о статических характеристиках шины, то все равно подразумевается недеформируемая опорная поверхность, на которой производится процесс ее обжатия. Поэтому в данном разделе также строится и математическая модель взаимодействия колеса со снегом.

4.5.1 Математическая модель колеса, оснащенного шиной. Модель колесного движителя, включаемая как составная часть в модель его взаимодействия с полотном пути должна отражать вопрос формы области контакта (длина и ширина зон взаимодействия).

Другие вопросы модели движителя, такие, например, как взаимовлияние колес на формирование области контакта каждого из них целесообразнее рассматривать в модели взаимодействия колесного движителя с полотном пути.

При качении колеса по деформируемому снежному полотну пути возникают два случая его движения: при высоте снежного покрова $H_г > r_{k0}$ и при $H_г > r_{k0}$ (где r_{k0} – радиус колеса в недеформированном состоянии). В последнем случае на деформацию шины оказывает влияние твердый близлежащий подстилающий слой

Первый случай движения $H_г > r_{k0}$. В этом случае независимо от давления воздуха в шине, ее радиальная деформация минимальна (3...4 мм). Данными значениями деформаций можно пренебречь и рассматривать колесо как жесткое с диаметром 2 r_{k0}.

Таким образом, уравнение образующей области контакта запишется в следующей форме:

$$x^2 + z^2 = r_{k0}^2 \qquad (4.27)$$

При этом граничные точки имеют следующие координаты: 1) точка входа колеса в контакт

$xk1 \; \square\square Lk1$, $r_{k0} \; \square\square z \; \square\square H_{k1}$; 2) нижняя точка контакта колеса с полотном пути $x \; \square\square 0$, $r_{k0} \; \square\square z$; 3) точка выхода колеса из контакта $xk1 \; \square\square Lk1$, $r_{k0} \; \square\square z \; \square\square H_{k1}$. Здесь L_{ki} и H_{ki} – длина и высота контакта. Причем i=1,2, и если i=1, то рассматривается область загрузки шины (от

точки входа до низшей точки контакта). В противоположном случае при i=2 – область разгрузки шины (от низшей точки контакта до точки выхода из контакта).

Ширина контакта колеса с полотном пути $b_k=B_ш$, где $B_ш$ – ширина профиля шины.

Второй случай движения $H_г > r_{k0}$. В этом случае уравнение образующей области контакта целесообразно представить в виде полинома второй степени, чтобы избежать осцилляций при практических расчетах. Тогда уравнение контактной линии будет иметь вид:

$$z = A_0 + A_1x + A_2x^2.$$

Здесь коэффициенты A_i (i = 0,1,2) определяются при решении вариационных уравнений равновесия сил упругости деформации шины и реакциям полотна пути.

В целом граничные условия сохранятся, как и для первого случая движения, за исключением нижней точки контакта. В рассматриваемом случае движения эти условия запишутся следующим образом: x = 0 , z □□ r_{k0} □□h_z, где h_z – радиальная деформация в нижней точке контакта колеса с полотном пути.

Радиальная деформация шины (h_z) в нижней точке контакта в зависимости от внутреннего давления воздуха (p_w), жесткости снега ($K_ж$), нагрузки на колесо (G_k□□) и режима движения ($R_{kk}=v_{kд}\omega^{-1}$) может быть определена по формуле:

$$h_z^{дин} = h_z^{ст}(1 - e^{-Rkk}) \qquad (4.28)$$

где для статики процесса, когда ω_k=0 и $v_{kд}$=0, формула для расчета $h_{zст}$ имеет следующий вид:

$$h_z^{ст} = k1\frac{p_wKc}{(p_w+p_0)(p_w+k_2K_c)} \qquad (4.29)$$

Здесь $к_1$□□□10^{-4}□м^2/Н$^{-3/4}$, $к_2$= 1 м – коэффициенты размерности при движении по снегу.

Ширина контакта колеса с полотном пути может быть рассчитана по формуле Я.С. Агейкина [4.3]:

$$b = b_{пр} + \frac{10\cdot\left(B_ш + h_z - b_{пр}\right)\cdot h_г}{H_ш - h_z + 10\cdot h_г} \qquad (4.30)$$

где $b_{пр}$ – ширина протектора шины, $H_ш$ – высота профиля шины, $h_г$ – деформация материала полотна пути (снега) в нижней точке контакта.

Независимо от случая движения соотношение между высотой контакта колеса с материалом полотна пути и длиной контакта запишется следующим образом полная длина контакта колеса с полотном пути равна $L_k=L_{k1}+L_{k2}$.

Уравнение связи между L_{ki} и H_{ki}

$$L_{ki}^2 = r_{k0}^2 + [(r_{k0} - h_z) - H_{ki}]^2 \qquad (4.31)$$

Деформация даже обычной шины на снежном покрове не превышает 3…4 см. Таким образом, можно предположить, что форма контакта колеса со снежным полотном пути будет иметь вид элемента цилиндра с образующей, равной $B_ш$ и радиусом основания r_{k0}.

Тогда система уравнений, описывающая область контакта с учетом исследований Н.А. Ульянова [4.56] и Я.С. Агейкина [4.2], будет иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} x^2 + z^2 &= r_{k0}^2, \\ b_k &= B_ш, \\ L_k &= \sqrt{2 r_{k0}} \left[\sum_{i=1}^{2} \left(H_{ki} + H_{ki}^2 \right) \right]^{1/2}. \end{aligned}\right\} \qquad (4.32)$$

При этом должны выполнятся следующие граничные условия:

$$\left.\begin{aligned} x &= L_{k1}, \quad z = r_{k0} - H_{k1}; \\ x &= 0, \quad z = r_{k0}; \\ x &= L_{k21}, \quad z = r_{k0} - H_{k2}. \end{aligned}\right\}$$

Величина контакта колеса с полотном пути в зоне загрузки и в зоне разгрузки вычисляются в соответствии с режимами движения, то есть учитывают экскавационно-бульдозерные эффекты взаимодействия движителя с полотном пути.

Модель взаимодействия колеса со снегом. Модель взаимодействия колесного движителя предусматривает рассмотрение следующих теоретических вопросов: 1) геометрия взаимодействия колеса с полотном пути; 2) кинематика взаимодействия колеса с полотном пути; 3) динамика взаимодействия колеса с полотном пути (формирование реакций); 4) взаимовлияние колес движителя (экскавационно-бульдозерные эффекты); 5) учет влияния настовых корок и внутримас-сивных ледяных прослоек. Рассмотрим подробнее каждую из составляющих модели взаимодействия применительно к промышленному колесному трактору, оснащенному крупногабаритными большой грузоподъемности шинами.

4.5.2 Геометрия взаимодействия колеса с полотном пути (рисунок 4.37)

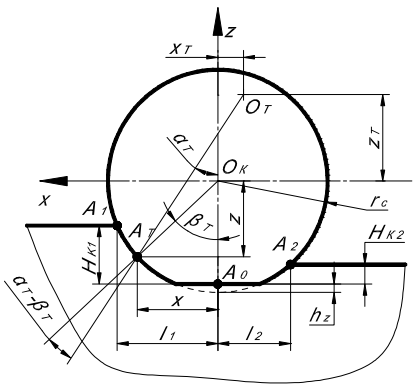


Рисунок 4.37 – Геометрия контакта эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью

Предположим, что контактная линия колеса с опорной поверхностью задаётся функцией $z = f(x)$. Эта зависимость в действительности условно представляет собой сложную нелинейную функцию, зависящую от физико–механических свойств материалов шин и опорной поверхности, а также от схемы силового нагружения колеса. Отметим зоны нагрузки точкой A_T. Из аналитической геометрии известно, что радиус кривизны точки A_T (x, z) будет определяться выражением:

$$r_T = \frac{\sqrt{1+\left(z'\right)^2}}{z''},$$

$$z' = \frac{dz}{dx}, \qquad (4.33)$$

$$\sin\alpha_T = \frac{z'}{\sqrt{1+\left(z'_T\right)^2}}; \quad \cos\alpha_T = \frac{1}{\sqrt{1+\left(z'_T\right)^2}}$$

$$tg\alpha_T = z'_T$$

Положение точки A_T относительно оси колеса O_K определяется длиной радиус – вектора r_{KT}.

$$\sin\beta_T = \frac{x}{r_{KT}}; \quad \cos\beta_T = \frac{z}{r_{KT}}; \quad tg\beta_T = \frac{x}{z} \qquad (4.34)$$

При нагружении неподвижного колеса точка A_0 перемещается вдоль zO_K до положения статического равновесия, которое характеризуется уравнениями:

$$\begin{aligned} r_{KT} &= r_{cm} = r_{cв} - h_z \\ l_i^2 &= r_c^2 \cdot \left(r_{cm} - H_{Ki}\right)^2 \end{aligned} \qquad (4.35)$$

4.5.3 Кинематика взаимодействия колеса с полотном пути

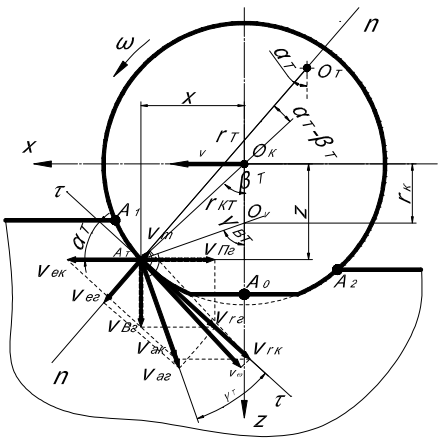


Рисунок 4.38 – Кинематика произвольной точки контактной линии колеса с опорной поверхностью

Примем допущения о том, что под действием сил и моментов $\omega_K = const$. Для удобства будем считать, что ось колеса неподвижна, а опорная поверхность движется со скоростью V в направлении поступательной скорости колеса. Любая произвольная точка взаимодействия колеса с опорной поверхностью одновременно принадлежит двум телам. Поэтому при изучении кинематики ее можно рассматривать поочередно то принадлежащей колесу, то опорной поверхности. И в том и в другом случае точка совершает сложное движение и с абсолютной скоростью, которая может быть разбита на относительную и переносную.

При рассмотрении положения точки A_T, принадлежащей поверхности колеса, она будет совершать перемещения со скоростями:

- окружной скорость, перпендикулярна радиус вектора r_{KT}

$V_\omega = \omega_K \cdot r_{KT}$;

- радиальной, направленной вдоль r_{KT}

$V_m = V_\omega \cdot tg(\beta_T - \alpha_T)$;

- относительной, направленной вдоль касательной плоскости $\tau - \tau$

$$V_{rK} = \sqrt{V_\omega^2 + V_m^2}; \qquad (4.36)$$

- переносной, направленной параллельно $O_K x$

$V_{eK} = V$;

- абсолютной, направленной под углом γ_T к касательной плоскости $\tau - \tau$

$V_{aK} = \sqrt{V_{rK}^2 + V_{eK}^2 - 2 \cdot V_{rK} \cdot V_{eK} \cdot \cos(180^0 - \alpha_T)}$.

При рассмотрении точки A_T, принадлежащей к деформируемой опорной поверхности, она будет осуществлять движение со скоростями:

- продольной, направленная параллельно $O_K x$

$V_{пг} = V$;

- вертикальная скорость, направленная параллельно $O_K z$

$V_{вг} = V_{пг} \cdot tg\alpha_T$;

- относительной, направленной касательной плоскости $\tau - \tau$

$$V_{rг} = \sqrt{V_{пг}^2 + V_{вг}^2}; \qquad (4.37)$$

- переносная скорость, направленная вдоль *n-n*

$V_{eг} = V_{rг} \cdot tg\gamma_T$ -

- абсолютной скорости, направленной под углом γ_T к касательной плоскости $\tau - \tau$

$V_{aг} = \sqrt{V_{rг}^2 + V_{eг}^2}$

Угол γ_T определяется по теореме косинусов:

$$\gamma_T = arctg\left(\frac{V_{eK}\cdot\sin\alpha_T}{V_{rK}-V_{eK}\cdot\cos\alpha_T}\right)$$

Кинематический радиус r_{V_T} имеет начало в полюсе мгновенных скоростей – точке O_V и определяется координатами (0, r_K), где r_K – радиус качения колеса.

Введем координаты точки A_T (x; z), тогда:

$$r_{V_T} = \sqrt{(z-r_K)^2 + x^2}$$
$$\gamma_{V_T} = arctg\left(\frac{x}{z-r_K}\right) \qquad (4.38)$$

Векторы скоростей V_{rK} и V_{rT} направлены вдоль касательной τ. Поведение элемента поверхности колеса, расположенного в точке A_T, зависит от соотношения скоростей V_{rK} и $V_{rT.}$ Если V_{rK} $=V_{rT}$, то имеет место чистое качение. Если V_{rK} $\neq$ V_{rT}, то возникает проскальзывание со скоростью $V_s=V_{rK} - V_{rT}$. Если V_{rK} $> V_{rT}$, то возникает буксование элементов поверхности колеса, при этом V_s противоположно вектору скорости поступательного перемещения колеса. Если V_{rK} $< V_{rT}$, то элемент поверхности колеса перемещается юзом, в этом смысле проекция V_s имеет одинаковое направление с вектором поступательной скорости колеса. Размер зон буксования и юза по длине дуги $A_1A_0A_2$ зависит от положения точки, в которой V_s = 0. С учётом тригонометрического соотношения, положение этой точки определяется из уравнения:

$$x^2 + z\cdot x\cdot tg\alpha_T = 0$$

Согласно определению под радиусом качения колеса понимают расстояние от геометрического центра колеса, точки O_K, до мгновенного центра колеса, вращение в котором абсолютной скорости, то есть скорости скольжения, отсутствует, то есть V_s = 0.

При изучении кинематики колеса пользуются безразмерными параметрами. Для этого вводят коэффициент проскальзывания:

$$\Theta_T = \frac{V_{rK}}{Vr_2}.$$

Кроме этого в теории качения пользуются коэффициентом буксования:

$$S_{\delta T} = \frac{V_S}{V_{rK}} = \frac{V_{rK}-V_{r_2}}{V_{rK}} = 1-\frac{1}{\Theta_T}. \qquad (4.39)$$

Вводят кинематический параметр:

$$\mu_m = \frac{r_{KT}}{r_K}.$$

С учетом этого, выражение для коэффициента проскальзывания записывают виде:

$$\Theta_T = \frac{\omega_K \cdot r_{KT} \cdot \sqrt{1+tg^2(\beta_T - \alpha_T)}}{\omega_K \cdot r_{KT} \cdot \sqrt{1+tg^2(\alpha_T)}} = \frac{\mu_m \cdot \cos\alpha_T}{\cos(\beta_T - \alpha_T)}. \quad (4.40)$$

4.5.4 Динамика колеса

В любой точке A_T, контактной линии колеса с поверхностью, элементарная нормальная реакция dR_n направлена вдоль n-n (рисунок 4.39).

Она может быть рассчитана:

$$dR_n = p_г \cdot b \cdot dl \quad (4.41)$$

где $p_г$ - нормальное давление;

b – ширина поверхности контакта (ширина колеи);

dl – элементарная длина контактной линии в окрестности точек.

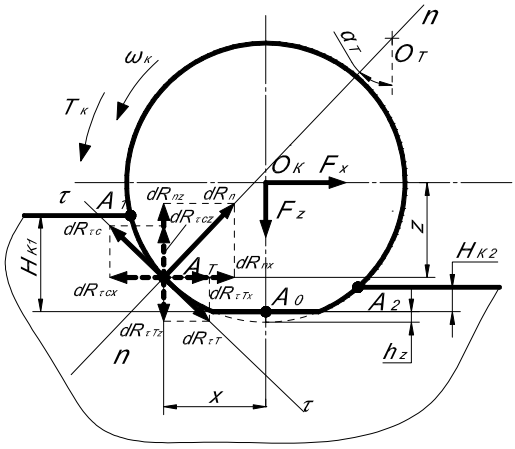


Рисунок 4.39 – Схема сил и моментов, действующих на колесо при качении по деформируемой опорной поверхности

Ширину поверхности контакта можно считать по уравнению Я.С. Агейкина [4.3]:

$$b = b_{пр} + \frac{10 \cdot (B_ш + h_z - b_{пр}) \cdot h_{z1}}{H_ш - h_z + 10 \cdot h_{z1}}$$

где $b_{пр}$, $B_ш$, $H_ш$ - ширина протектора, высота и ширина профиля шины;

h_z, h_{z1} - нормальные деформации шины в точке контакта и опорной поверхности в начале зоны загрузки шины.

Элементарная тангенциальная реакция dR_τ в точке A_T будет направлена по касательной τ. Эта реакция обусловлена трением выступов рисунка протектора, то есть трением шины грунтозацепа за опорную поверхность и сопротивлением сдвига материала опорной поверхности.

$$dR_\tau = dR_{\tau_T} + dR_{\tau_C} \quad (4.42)$$

Составляющая элементарной тангенциальной реакции от трения материала шины об опорную поверхность определяется:

$$dR_{\tau_T} = \varphi_p \cdot p_г \cdot K_H \cdot b_{кр} dl ,$$

где φ_p – коэффициент трения протектора по опорной поверхности;

K_H – коэффициент насыщенности протектора, определяет долю нагрузки, приходящуюся на выступы рисунка протектора.

Составляющая элементарной тангенциальной реакции от сопротивления сдвигу определяется:

$$dR_{\tau_C} = \varphi_c \cdot p_г \cdot (1 - K_H) \cdot (b_{пр} - b_0) \cdot \cos\beta_{пр} \cdot dl ,$$

где φ_c - коэффициент сопротивления сдвига материала опорной поверхности;

b_0 – ширина неактивной части протектора;

Коэффициент сопротивления сдвига материала опорной поверхности представляет собой отношение максимального сопротивления сдвигу τ_m к нормальному давлению $p_г$:

$$\varphi_c = \frac{\tau_m}{p_г} = \frac{C_0}{p_г} + tg\varphi_0$$

Для определения текущего значения элементарной тангенциальной реакции вводят кинематический коэффициент:

$$B = e^{-\frac{k \cdot \Delta}{l_{гр}}},$$

где Δ – текущее значение продольного сдвига материала опорной поверхности;

k – динамический коэффициент, который определяют отдельно для трения и для сдвига.

$$k_T = k_{кор} \cdot \varphi_p \cdot S_{\delta Г}$$

$$k_c = k_{кор} \cdot \varphi_c \cdot S_{\delta Г} ,$$

$k_{кор}$ – экспериментальный корректирующий коэффициент, зависящий от материала опорной поверхности (например, для снега равен 0,005)

При определении φ_c кроме этого вводят поправочный коэффициент, учитывающий влияние шага грунтозацепа на формирование тягового усилия.

$$\nu = 1 - \frac{\Delta}{l_{гр}}$$

$$\varphi_c = \frac{\nu \cdot C_0}{p_г} + tg\varphi_0$$

Расчёт элементарных касательных реакций определяют по формулам:

$$dR_{\tau_T} = \varphi_{p\max} \cdot p_г \cdot K_H \cdot b_{пр} \cdot e^{-\frac{K_T \cdot \Delta}{l_{гр}}} \cdot dl \qquad (4.43)$$

$$dR_{\tau C} = \varphi_{c\max} \cdot p_z \cdot (1 - K_H) \cdot (b_{np} - b_0) \cdot \cos\beta_{zp} \cdot e^{-\frac{K_T \cdot \Delta}{l_{zp}}} \cdot dl \qquad (4.44)$$

Направление $dR_{\tau T}$ всегда противоположно скорости проскальзывания V_s , а направление $dR_{\tau C}$ совпадает с направлением поступательного вращения колеса.

Для элементарного приращения длины *dl* в окрестностях точки A_T можно вывести связь с элементарными перемещениями *dx* и *dz*

$$\begin{aligned} dx &= dl \cdot \cos\alpha_T \\ dz &= dl \cdot \sin\alpha_T \\ dz &= dl \cdot tg\alpha_T \end{aligned} \qquad (4.45)$$

Данные преобразования дают возможность разложения dR_τ *и* dR_n *на оси* $xO_k z$

$$\begin{aligned} dR_{nx} &= p_z \cdot b \cdot tg\alpha_T \cdot dx \\ dR_{\tau T x} &= \varphi_{p\max} \cdot p_z \cdot K_H \cdot b_{np} \cdot B_T \\ dR_{\tau C x} &= \varphi_{p\max} \cdot p_z \cdot (1 - K_H) \cdot (b_{np} - b_0) \cdot B_C \cdot \cos\beta_{zp} \cdot dx \\ dR_{nz} &= p_z \cdot b \cdot dx \\ dR_{\tau T z} &= \varphi_{p\max} \cdot p_z \cdot K_H \cdot b_{np} \cdot tg\alpha_T \cdot dx \cdot B_T \\ dR_{\tau C z} &= \varphi_{p\max} \cdot p_z \cdot (1 - K_H) \cdot (b_{np} - b_0) \cdot B_C \cdot \cos\beta_{zp} \cdot tg\alpha_T \cdot dx \end{aligned} \qquad (4.46)$$

Для каждой произвольной точки A_T контактной линии, можно записать выражение для элементарных результирующих dR_x и вертикальных dR_z реакций опорной поверхности на колесо, а также для элементарного момента dT_R относительно оси колеса

$$\begin{aligned} dR_x &= dR_{nx} + dR_{\tau T x} + dR_{\tau C x} = \Phi_x(x)dx \\ dR_z &= dR_{nz} + dR_{\tau T z} + dR_{\tau C z} = \Phi_z(x)dx \\ dT_R &= \left(z \cdot \Phi_x(x)dx + x \cdot \Phi_z(x)dx\right) \cdot dx = \Phi_T(x)dx \end{aligned} \qquad (4.47)$$

Интегрируя уравнения по контактной линии, получают значения результирующих реакций опорной поверхности:

$$\begin{aligned} R_x &= \int_{l_{k1}}^{l_{k2}} \Phi_x(x)dx \\ R_z &= \int_{l_{k1}}^{l_{k2}} \Phi_z(x)dx \\ T_R &= \int_{l_{k1}}^{l_{k2}} \Phi_T(x)dx \end{aligned} \qquad (4.47)$$

Изложенный выше процесс взаимодействия колеса с опорной поверхностью рассмотрен с случае его работы в опорном режиме. Величина и направление R_x и R_z , а также T_p зависят от сил и моментов, действующих на колесо со стороны автомобиля.

4.5.5 Сопротивление качению колеса

В теории качения колёс затраты механической энергии принято оценивать мощностью, моментом, силой и коэффициентом сопротивления качению колеса.

При свободном качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности энергия затрачивается на компенсацию механических потерь, которые обусловлены внутренним трением в резинокордной оболочке шины при её сжатии и восстановлении хорды, в резино-протекторной шине при циклическом сжатии, проскальзывании протектора по опорной поверхности.

а) Работа, затрачиваемая на деформацию резинокордной оболочки шины за один оборот колеса

$$A_{ш1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot p_0 \cdot \psi_1}{p_в + p_0} \cdot \int_0^{h_z} p_ш \cdot b_{пр} dh_z \,, \qquad (4.48)$$

где r – радиус колеса; $p_в$, p_0 – давление воздуха в шине и в контакте шины с опорной поверхностью от жесткости оболочки; ψ_1 – коэффициент гистерезисных потерь; $b_{пр}$ – ширина протектора; $p_ш$ – давление шины на опорную поверхность:

$$p_ш = \frac{\pi \cdot h_z}{2 \cdot b_{пр}} \cdot \left(p_в + p_0\right) \cdot \left(\frac{B_ш}{H_ш} + \frac{3}{2} \cdot \frac{H_ш}{B_ш}\right) \cdot \left(1 - \frac{h_z}{B_ш}\right). \qquad (4.49)$$

С учетом данного выражения, работа, затрачиваемая на деформацию резинокордной оболочки шины за один оборот колеса

$$A_{ш1} = \pi^2 \cdot h_z^2 \cdot r \cdot p_0 \cdot \psi_1 \cdot \left(\frac{B_ш}{H_ш} + \frac{3}{2} \cdot \frac{H_ш}{B_ш}\right) \cdot \left(0{,}5 - \frac{h_z}{3 \cdot B_ш}\right) \qquad (4.50)$$

б) Работа, затрачиваемая на циклическое сжатие резинопротектора

$$A_{ш2} = \frac{\pi \cdot r \cdot \psi_2 \cdot h_{пр}^2 \cdot b_{пр} \cdot \Delta_{пр}}{K_H \cdot E_p}, \qquad (4.51)$$

где E_p – модуль деформации резины;

K_H – коэффициент насыщенности протектора;

$\Delta_{пр}$ – толщина протектора

в) Работа, затрачиваемая на проскальзывание элементов протектора шин по опорной поверхности

$$A_{ш3} = 8 \cdot \pi^2 \cdot r_0 \cdot p_ш \cdot \varphi_p \cdot \left((r_c - r_0) \cdot \frac{\left(2 \cdot \sqrt{2 \cdot r_{пр} \cdot (r_c - r_0)} - 0{,}5 \cdot b_{пр}\right) + \left(b_{пр}^3 - 16 \cdot \left(2 \cdot r_{пр} \cdot (r_c - r_0)\right)^{3/2}\right)}{48 \cdot r_{пр}} \right). \quad (4.52)$$

Сила сопротивления качению, обусловленная гистерезисными потерями в шине и её скольжением по опорной поверхности, определяется:

$$F_{fш} = \frac{A_{ш1} + A_{ш2} + A_{ш3}}{3 \cdot \pi \cdot r} \quad (4.53)$$

Тогда, коэффициент сопротивления качению определяется выражением:

$$f_ш = \frac{F_{fш}}{R_z} = \frac{\sum A_{шi}}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot R_z} \quad (4.54)$$

При качении колеса по деформируемой поверхности, в общем случае движения, подводимая к нему механическая энергия затрачивается на деформацию грунта, преодоление от сопротивления прилипания грунта, на сдвиг грунта (бульдозерное сопротивление) и экскавационного погружения колеса в грунт при его буксовании.

г) Работа, затрачиваемая на деформацию грунта за один оборот колеса, определяется, как работа по деформация объёма грунта шириной b, высотой h_z и длиной $s = 2 \cdot \pi \cdot r$:

$$\begin{aligned} A_г &= S \cdot b \cdot \int_0^{h_г} p_г \cdot dh_г \\ h_г &= h_z \\ F_{fг} &= \frac{A_г}{S} = b \cdot \int_0^{h_г} p_г \cdot dh_г \\ f_г &= \frac{F_{fг}}{R_z} = \frac{b}{R_z} \cdot \int_0^{h_г} p_г \cdot dh_г \end{aligned} \quad (4.55)$$

д) Работа, затрачиваемая на отрыв прилипшего к грунту колеса за один его оборот

$$\begin{aligned} A_Л &= 0{,}5 \cdot \int_0^{s} p_Л \cdot b \cdot l \cdot dx \\ A_Л &= 0{,}5 \cdot p_Л \cdot b \cdot l \cdot S \end{aligned}, \quad (4.56)$$

где $p_Л$ – удельная сила прилипания грунта к колесу; b, l - ширина и длина пятна контакта

Длина пятна контакта определяется по нескольким выражениям, с учетом и без учета деформации грунта:

$$l = 2 \cdot \sqrt{D_H \cdot h_z} \text{ или } l = \sqrt{D_H \cdot h_z - h_z^2} + \sqrt{D_H \cdot (h_z - h_г) - (h_z - h_г)^2};$$

где h_z - нормальная деформация шины.

В результате, получаем:

$$F_{fЛ} = \frac{A_Л}{S} = 0{,}5 \cdot p_Л \cdot b \cdot l$$
$$f_Л = \frac{F_{fЛ}}{R_z} = \frac{0{,}5 \cdot p_Л \cdot b \cdot l}{R_z} \qquad (4.57)$$

е) При качении колеса по деформируемой поверхности происходит нагревание грунта или снега колесом, которое называется бульдозерным эффектом.

Бульдозерный эффект приводит к увеличению сопротивления движению. Силу сопротивления от сдвига грунта вперёд (сила бульдозерного сопротивления) определяют:

$$F_{fб} = p_{от} \cdot A_б, \qquad (4.58)$$

где $p_{от}$ – удельное сопротивление грунта горизонтальному сдвигу (отпор грунта); $A_б$ – проекция передней части колеса, погружающаяся в грунт, на поперечную плоскость

$$p_{от} = 0{,}5 \cdot \rho_г \cdot g \cdot h_г \cdot tg^2\left(45^0 + \frac{\varphi_0}{2}\right) + 2 \cdot C_0 \cdot tg^2\left(45^0 + \frac{\varphi_0}{2}\right), \qquad (4.59)$$

где $\rho_г$ - плотность грунта; $h_г$ - деформация грунта; C_0, φ_0 - коэффициенты внутреннего сцепления и внутреннего трения грунта

$$A_б = b \cdot h_г, \qquad (4.60)$$

где b – ширина колеи; $h_г$ – деформация грунта.

$$F_{fб} = b \cdot h_г \cdot \left(0{,}5 \cdot \rho_г \cdot g \cdot h_г \cdot tg^2\left(45^0 + \frac{\varphi_0}{2}\right) + 2 \cdot C_0 \cdot tg^2\left(45^0 + \frac{\varphi_0}{2}\right)\right) \qquad (4.61)$$

$$f_б = \frac{F_{fб}}{R_z} \qquad (4.62)$$

ж) Движение колеса по деформируемой опорной поверхности сопровождается скольжением или буксованием. Буксование приводит к дополнительному (экскавационному) погружению колеса в грунт, что увеличивает силу сопротивления качению, которая определяется:

$$F_{fэ} = \frac{1{,}5 \cdot 10^6}{\mu + 1} \cdot \left(\frac{h_{гр} \cdot \left(l_{гр} - b_{гр}\right)}{\left(1 - S_б\right) \cdot \left(0{,}5 \cdot D_H - h_z\right) \cdot 2 \cdot \arcsin\left(\frac{l_{гр}}{D_H}\right)}\right) \cdot b \cdot c_г, \qquad (4.63)$$

где $\mu, c_г$ - безразмерные параметры грунта; $h_{гр}, l_{гр}, b_{гр}$ - высота, длина и шаг грунтозацепов; $S_б$ – коэффициент буксование; D_H – наружный диаметр колеса; h_z – деформация шины; b – ширина колеи.

$$f_э = \frac{F_{fэ}}{R_я} \qquad (4.64)$$

Суммируя все составляющие полная сила сопротивления качению колеса по деформируемой опорной поверхности определяется:

$$F_f = F_{fш} + F_{fг} + F_{fЛ} + F_{fб} + F_{fэ} = f \cdot R_z$$

где f – обобщённый коэффициент сопротивления качению эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности: $f = f_ш + f_г + f_Л + f_б + f_э$. (4.65)

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

Процесс моделирования любой сложной системы заключает в себе способ ее изучения путем замены реальной системы на формализованную математическую модель, которая должна быть удобной для изучения и адекватна реальному процессу.

Поставленные задачи не оставляют возможности значительных упрощений расчетной схемы, поскольку для их решения должны определяться внутренние и внешние динамические процессы – изменение угловых ускорений и крутящих моментов на ведущих колёсах, изменение продольных скорости и ускорения автомобиля, должно учитываться буксование ведущих колес.

4.6.1 Расчетная схема и основные допущения

Расчётная схема полноприводной двухосной колёсной машины, представленная на рисунке 4.40, принята с учётом характера решаемой задачи и описывается соответствующими уравнениями движения (4.66).

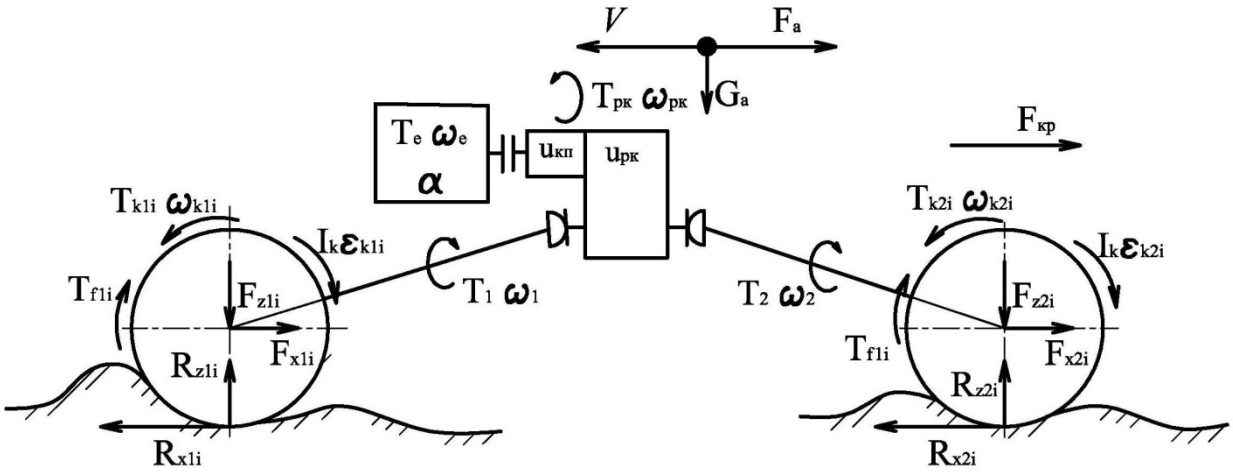


Рисунок 4.40– Расчетная схема движения полноприводной колесной машины

Основными допущениями при разработке данной модели являются следующие:

1. Рассматривается прямолинейное движение полноприводного транспортного средства по ровному опорному основанию.

2. Учтена возможная разница условий движения под разными бортами машины.

3. Образование момента вращения кузова машины относительно центра масс, возникающего под воздействием различных условий движения бортов транспортного средства, компенсируется управляющими действиями водителя, корректирующими траекторию движения. Водитель удерживает ТС на заданной (прямолинейной) траектории движения.

4. Сопротивления движению колес определяется смятием материала поверхности движения, гистерезисными потерями в шине, кинематикой взаимодействия колеса, обуславливающей экскавационные и бульдозерные составляющие сопротивления.

5. Взаимосвязь между колесами описывается через параметры трансмиссии, а также через учет изменения физико-механических свойств материала полотна пути после прохода по нему колеса.

6. Связь колес с кузовом автомобиля в вертикальной плоскости рассматривается как жесткая, т.е. без учета упругих свойств подвески.

7. Не учитываются упругодемпфирующие свойства элементов трансмиссии.

8. Деформация грунта определяется через его непосредственные физические характеристики.

9. В качестве характеристики энергетической установки ТС используется нагрузочная характеристика двигателя.

4.6.2 Уравнения динамики прямолинейного движения транспортного средства

Уравнения динамики прямолинейного движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по опорной поверхности с низкой несущей способностью имеют вид:

$$
\begin{aligned}
&m_a \frac{dV_a}{dt} = \sum R_{X\varphi_i} - \sum F_{f_i} - F_{кр} \\
&I_{Ki} \frac{dw_{Ki}}{dt} = T_{Ki} - R_{X\varphi_i} \cdot r_0 - T_{f_i} \\
&T_{f_i} = (F_{fc_i} + F_{fw_i} + F_{Бi}) \cdot r_0, \\
&F_{fc} = 2b\gamma h_{\max}^2 \left(-\ln\left(\frac{\gamma h_{\max}}{\gamma h_{\max} + q_{\max}} \right) - \frac{q_{\max}}{\gamma h_{\max} + q_{\max}} \right) \\
&F_{fw} = 1{,}75 \cdot 10^6 \psi_0 k_k p_{в\max} h_z^2 (B_{Ш}^2 + 1{,}5 H_{Ш}^2)(B_{Ш} - 0{,}3 h_z)/(H_{Ш} B_{Ш}^2) \\
&F_{fБ} = b h_Г [0{,}5 \rho_Г g h_Г tg^2(45^0 + \varphi_0/2) + 2 \cdot 10^6 c_0 tg(45^0 + \varphi_0/2)]
\end{aligned}
\qquad (4.66)
$$

$$s_i = 1 - \frac{V_a \cdot r_0}{w_{ki}}$$

$$R_{x_{\varphi i}} = 0{,}8(c \cdot A + F_{zi} \cdot tg\varphi)e^{-k_1 l S_i}(1 - e^{-k_2 l S_i})$$

$$R_{x_{\varphi i}} = 0{,}8(c \cdot A + F_{zi} \cdot tg\varphi)(1 - e^{-k_2 l S_i})$$

где c – коэффициент связности; tgφ – коэффициент внутреннего трения грунта; Fz – нормальная нагрузка; A – общая площадь контакта колеса с опорной поверхностью; s – коэффициент буксования колесного движителя; l – длина линии контакта, k1, k2, – эмпирические коэффициенты; b – ширина колеи; γ – коэффициент начальной жесткости снега; h_{max} – коэффициент, характеризующий величину деформации снега при давлениях, соответствующих максимальному уплотнению, q_{max} – максимальное пиковое давление под колесом, определяемое экспериментально; ψ0 – коэффициент гистерезисных потерь; kk – коэффициент, учитывающий жесткость каркаса; pвmax – максимальное давление воздуха в шине;hz – нормальная деформация шины; Вш и Нш – ширина и высота профиля шины; φ0 – угол внутреннего трения грунта; hг – осадка грунта (глубина колеи); r0 – динамический радиус колеса;ωк – угловая скорость колеса;Va – линейная скорость центра масс ТС; Ik – момент инерции колеса; Rxφi – продольная реакция по сцеплению ведущих колес с грунтом; Ffc – сила сопротивления качению колеса, обусловленная деформацией (смятием) грунта; Ffш – сила сопротивления качению колеса, обусловленная гистерезисными потерями в шине; Ffб – сила бульдозерного сопротивления; Tf – суммарный момент сопротивления движению; Fкр – сила тяги на крюке.

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.

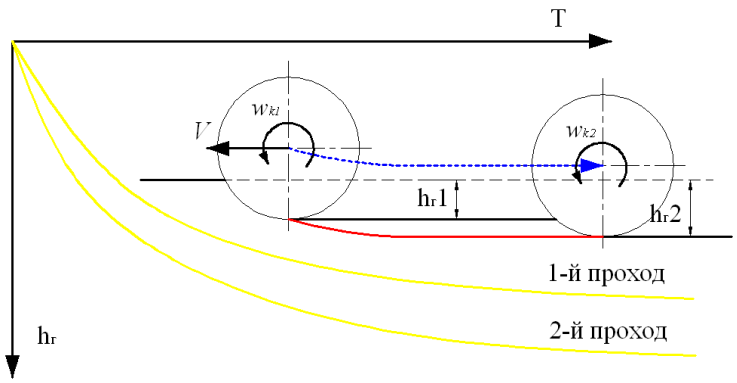


Рисунок 4.41 – Схема образования колеи в уплотняющейся опорной поверхности при последовательных проходах колес машины

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 4.41). 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.

Одной из значительных составляющих сопротивления движению является сопротивление в результате экскавационных эффектов, которые накладывают свою специфическую связь на взаимодействие соседних колес. Сила сопротивления качению колес от экскавационного эффекта при движении машины по снегу рассчитывают по эмпирической формуле [4.20]:

$$F_{fЭ} = 1{,}5 \cdot 10^6 bc[h_{ГР}(t - t_{ГР})/(1 - S_\delta)(0{,}5D_H - h_Z)2\arcsin(t / D_H)]^{\mu+1}/(\mu + 1), \qquad (4.67)$$

где $h_{ГР}, t, t_{ГР}$ – высота, шаг и толщина грунтозацепов; высота, S_δ – коэффициент буксования; D_H – наружный диаметр колеса, hz – нормальная деформация шины; b – ширина колеи;

4.6.3 Математическое моделирование характеристик привода колес машины в случае дифференциальной схемы трансмиссии.

На эффективность работы машин на местности существенным образом оказывают влияние схемы трансмиссии: способ связи между колесами, способ связи между мостами (тип межосевого привода). Тип межколесного и межосевого привода не оказывает влияния на эффективность в том случае, когда нормальные реакции на все колеса машины одинаковые и одинаковые составляющие сопротивления движению и сцепления колес с опорной поверхностью. В действительных условиях движения полноприводного транспортного средства по деформируемым поверхностям эти условия выполняются редко.

Рассмотрим динамику дифференциальной схемы трансмиссии. Рассматриваемый варианты в определённой степени охватывает наиболее распространенные конструктивные схемы и является типичными для транспортных средств рассматриваемого класса.

Упрощенная схема дифференциальной трансмиссии приведена на рисунке 4.42.

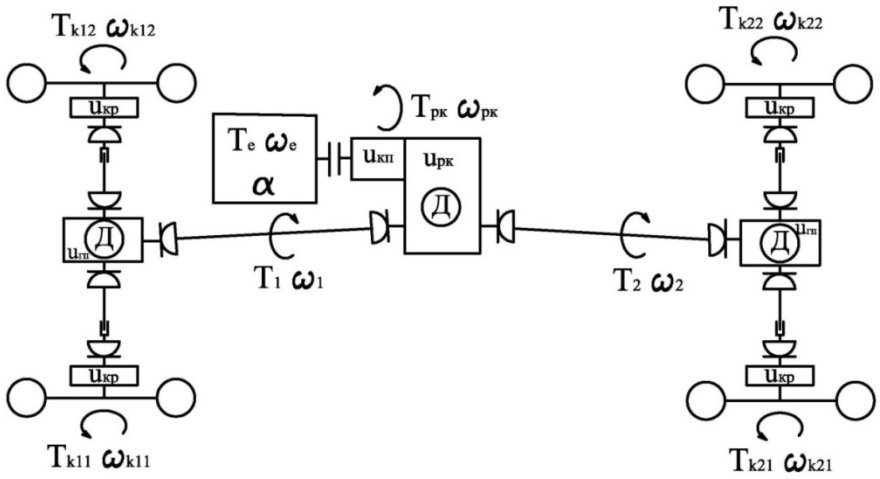


Рисунок 4.42 – Схема дифференциальной трансмиссии

где T_e – крутящий момент двигателя; ω_e – угловая скорость вращения вала двигателя; α – нагрузка на двигатель; $u_{тр}$ – общее передаточное число трансмиссии; $u_{кп}$ – передаточное число коробки передач; $u_{рк}$ – передаточное число раздаточной коробки;u_0 – передаточное число главной передачи (включает передаточное число центральной части $u_{гп}$и колесного редуктора$u_{кр}$); $\eta_{кп}$ – коэффициент полезного действия коробки передач; $\eta_{рк}$ – коэффициент полезного действия раздаточной коробки; η_0 – коэффициент полезного действия главной передачи; $T_{рк}$ – момент на первичном валу раздаточной коробки; $\omega_{\text{рк}}$ – угловая скорость вращения первичного вала раздаточной коробки;T_1, T_2 – моменты на выходном валу раздаточной коробки (подводимые к корпусу дифференциала переднего и заднего моста); ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения выходного вала раздаточной коробки; T_{k1i} , T_{k2i} – крутящий момент, подводимый к i-му колесу передней и задней оси (моменты, передающиеся от корпуса на выходные валы дифференциала); $\omega_{\text{к}1i}, \omega_{k2i}$ – угловые скорости i-го колеса передней и задней оси.

Динамика трансмиссии с дифференциальной межосевой и межколесной связью описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}
&\omega_e/(u_{кп}\cdot u_{рк}) = (\omega_1+\omega_2)/2\\
&\omega_1/u_0 = (\omega_{к11}+\omega_{к12})/2\\
&\omega_2/u_0 = (\omega_{к21}+\omega_{к22})/2\\
&T_e\cdot u_{кп}\cdot u_{рк}\cdot \eta_{кп}\cdot \eta_{рк} = T_1 = T_2\\
&T_1\cdot u_0\cdot \eta_0/2 = T_{к11} = T_{к12} = T_{к21} = T_{к22}
\end{aligned} \qquad (4.68)$$

Системы уравнений (4.66) – (4.69) устанавливают связь между моментом двигателя, моментами, приложенными к колесам, угловой скоростью вращения вала двигателя и угловыми ускорениями вращения колес. В модели может быть реализована любая схема трансмиссии.

Таким образом, системы уравнений (4.64), (4.66) – (4.69) являются достаточными для описания движения полноприводного двухосного транспортного средства по деформируемой опорной поверхности с приемлемой точностью и анализа факторов, влияющих на эффективность колесной машины.

4.6.4 Программная реализация математической модели

Для решения системы дифференциальных уравнений использовался метод визуально-ориентированного блочного имитационного моделирования сложных динамических систем.

На рисунке 4.43 приведена блок-схема разработанной модели, представляющая собой совокупность подсистем, описывающих посредством соответствующих зависимостей процессы, протекающие в тех или иных частях (узлах) транспортного средства. Эти блоки, моделирующие контакт колеса с дорогой, работу дифференциала, и т. п., следовательно, в свою очередь представляют собой модели указанных узлов. Таким образом, структура модели отражает структуру машины.

Такое построение модели автомобиля облегчает ее отладку и позволяет при необходимости надстраивать ее, вводя новые зависимости, тем самым повышая точность расчетов до необходимого уровня.

Блок-схема, представленная на рисунке 4.43, включает в себя следующие основные блоки:

- блок «Водитель» (Driver), в котором формируются сигналы управления нагрузкой на двигатель;
- блок «Силовой агрегат» (Silovoy_agregat), в котором вычисляется текущее значение момента двигателя, рассчитывается угловая скорость вращения вала двигателя, определяются момент на первичном валу и угловая скорость вращения первичного вала раздаточной коробки с учетом передаточного числа коробки перемены передач (рисунок 4.35);
- блок «Первая/Вторая ось» (Pervaya/Vtoraya_os’), в котором определяются моменты на выходном валу раздаточной коробки (подводимые к корпусам дифференциалов переднего и заднего мостов); угловые скорости вращения выходного вала раздаточной коробки; крутящие моменты, подводимые к каждому колесу передней и задней оси (моменты, передающиеся от корпуса на выходные валы дифференциала); угловые скорости колес передней и задней оси.
- блок «Колесо» (wheel), в котором определяются силовые факторы, действующие на колесо (тяговая реакция грунта, реализуемая движителем; суммарная сила сопротивления движению);

- блок «Суммарные силы» (Summa_sil), в котором рассчитываются результирующие силы, действующие на машину;
- блок «Машина» (Vehicle), в котором рассчитываются ускорение, скорость и перемещение центра масс транспортного средства (рисунок 4.37);
- блок «Вывод результатов» (Results).

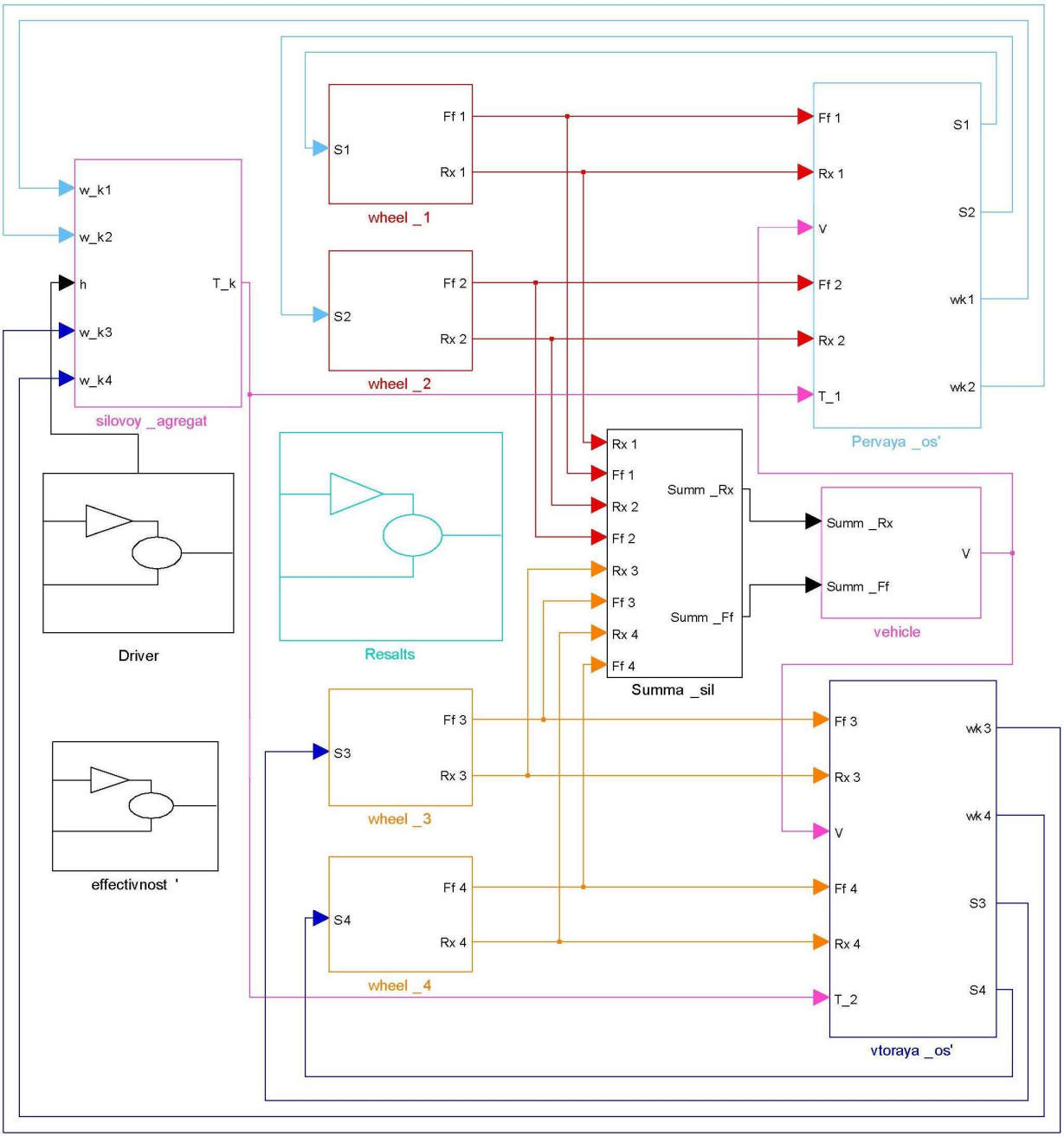


Рисунок 4.43 – Блок-схема модели

На рисунках 4.44 – 4.46 показаны некоторые подсистемы разработанной имитационной модели движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по опорной поверхности с низкой несущей способностью.

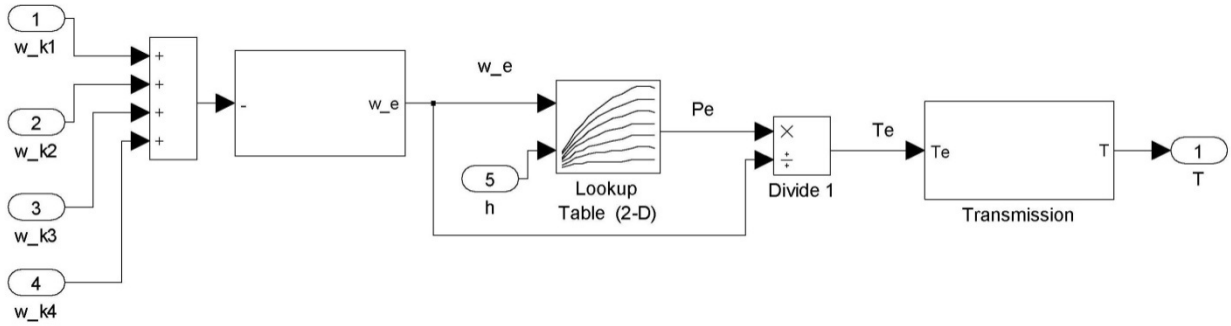


Рисунок 4.44 – Блок «Силовой агрегат»

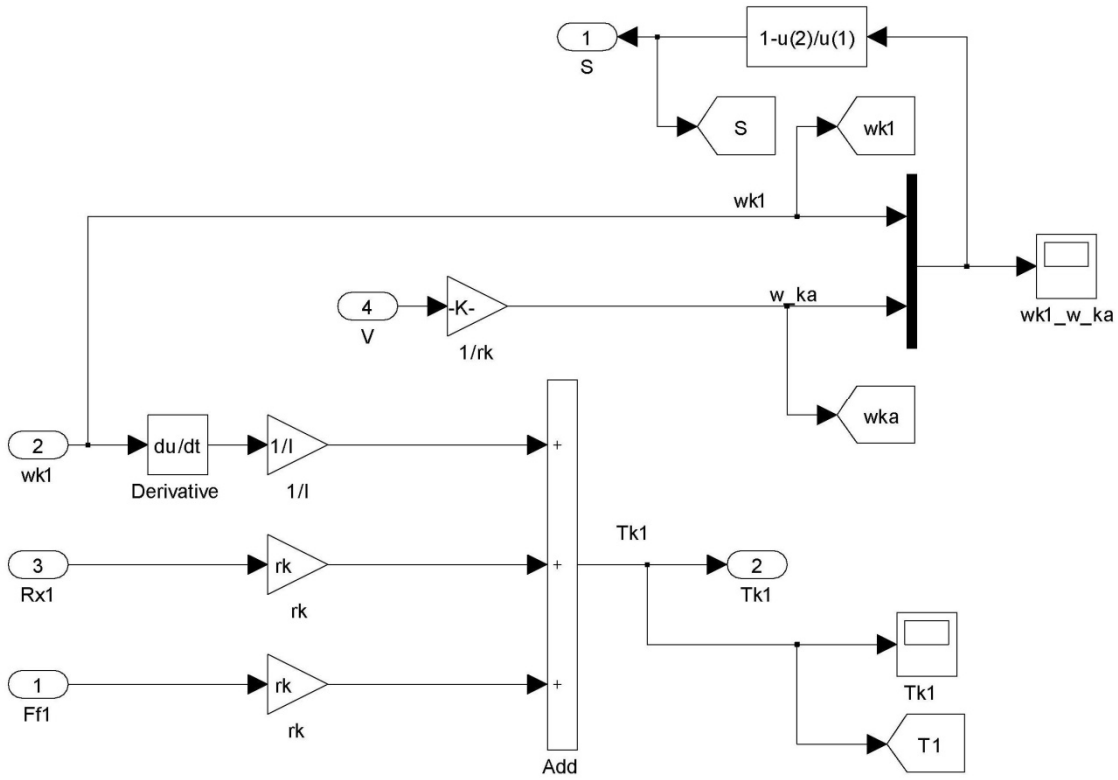


Рисунок 4.45 – Компонент блока «Первая ось» (расчет внешнего скольжения и определение крутящего момента на левом колесе передней оси)

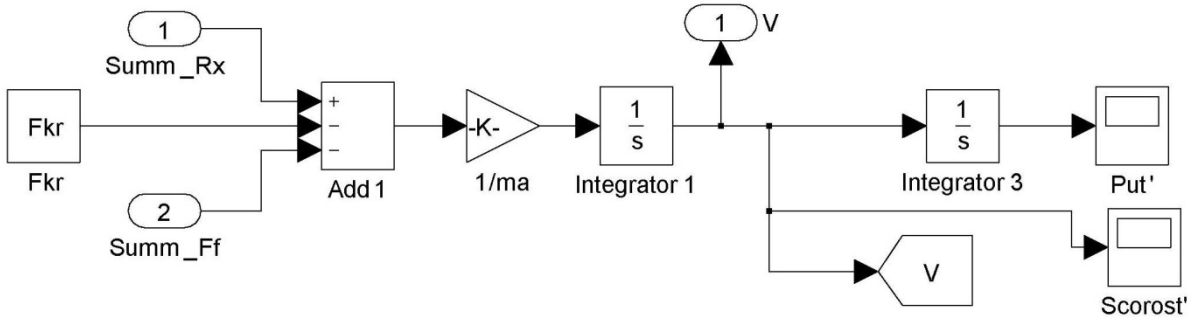


Рисунок 4.46 – Блок «Машина»

Необходимо отметить, что только часть блоков имитационной модели совпадает по структуре и функциям для случаев моделирования различных схем трансмиссий. Ряд

подсистем (блоков) имеет особенности и отличия, и видоизменяются при моделировании различных типов межосевых приводов и способов связи между колесами.

В качестве характеристики энергетической установки ТС в разработанной модели используется нагрузочная характеристика дизельного двигателя (рисунки 4.47-4.48) в виде таблицы, представляющей значения функции двух переменных.

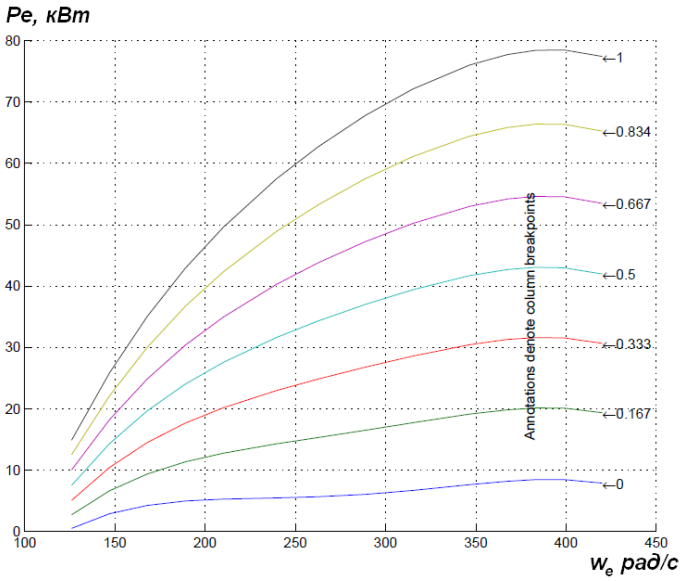


Рисунок 4.47 – Частичные скоростные характеристики дизельного двигателя: зависимость мощности двигателя от угловой скорости вращения вала двигателя при разной нагрузке на двигатель

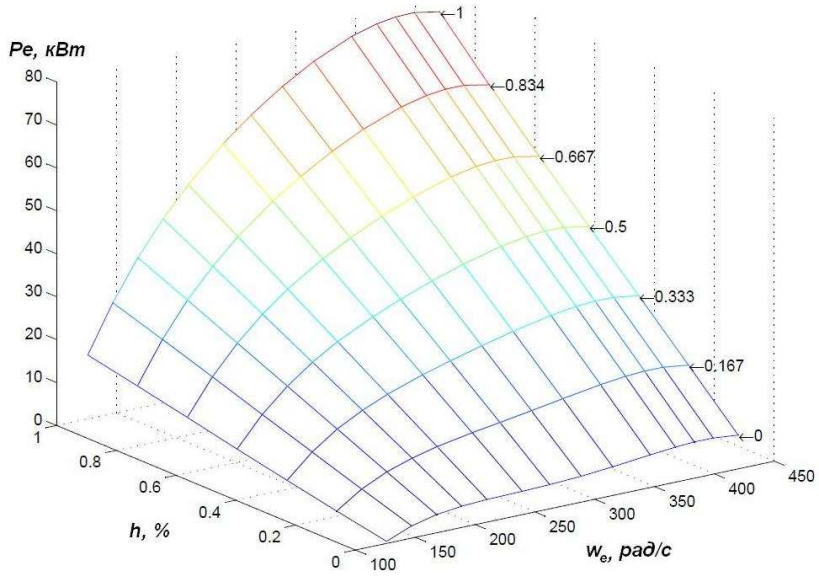


Рисунок 4.48 – Нагрузочная характеристика двигателя: поверхность, характеризующая изменение эффективной мощности двигателя в зависимости от изменения угловой скорости вращения вала двигателя и степени подачи топлива

В блоке Look-Up table (2D) производится линейная интерполяция входных данных с образованием поверхности. На пиктограмме блока отображается семейство линий – семейство частичных скоростных характеристик двигателя (рисунок – 4.46).

4.6.5 Анализ результатов исследований работоспособности математической модели

Для исследования работоспособности математической модели представляется целесообразным провести серию испытательных заездов транспортного средства с дифференциальной и блокированной трансмиссией.

Для проверки работоспособности модели были проведены расчетные исследования прямолинейного движения вездеходного транспортного средства на шинах 1300х600-533 модели ТРЭКОЛ по снегу.

Таблица 4.6 – Численные значения параметров снега

Тип снега	ρ, г/см^3	γ, кПа/м	C_0, кПа	tg φ
4	0,30	100	5,0	0,36

Краткая техническая характеристика объекта расчетных исследований представлена в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Краткая техническая характеристика объекта расчетных исследований

Колесная формула	4х4
Ширина колеи, мм	1940
База, мм	2980
Дорожный просвет, мм	370
Полная масса машины, кг	2400
- на переднюю ось	1200
- на заднюю ось	1200
Шины	ТРЭКОЛ 1300х600-533
Мощность двигателя, кВт	81
Максимальный крутящий момент двигателя, Нм	250
Передаточные числа коробки передач	i1=3,636, i2 = 1,950, i3=1,357, i4=0,941, i5=0,784, iз.х. = 3,500
Передаточные числа раздаточной коробки	i=3,7
Передаточные числа главной передачи	i0 = 5,54

Для дифференциальной трансмиссии (схема на рисунке 4.32), исходя, в том числе, и из системы уравнений (4.38), характерно равенство момента на всех колёсах (рисунок 4.45) при их различной скорости вращения (рисунок 4.44). При подаче постоянной нагрузки на двигатель, составляющей 30% от максимально возможной, транспортное средство разогналось до установившейся скорости 1.27 м/с.

На рисунках 4.49 – 4.52 представлены результаты моделирования движения машины с дифференциальным приводом колес. Левый и правый борт машины находятся в разных сцепных условиях вследствие различий физико-механических характеристик опорной поверхности. При неравных силах сцепления колес левого и правого бортов дифференциальный привод не обеспечивает возможности полного использования сцепных свойств опорной поверхности, в результате чего снижается проходимость машины.

Цифрами на графиках обозначена принадлежность к соответствующей оси каждого колеса ТС. Пример числового обозначения «1/2»: 1 – передняя ось, 2 – правое колесо.

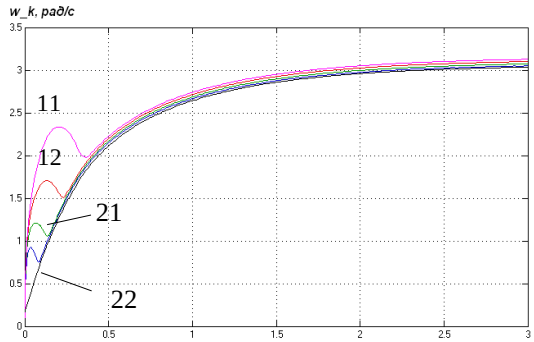


Рисунок 4.49 – Угловые скорости колес

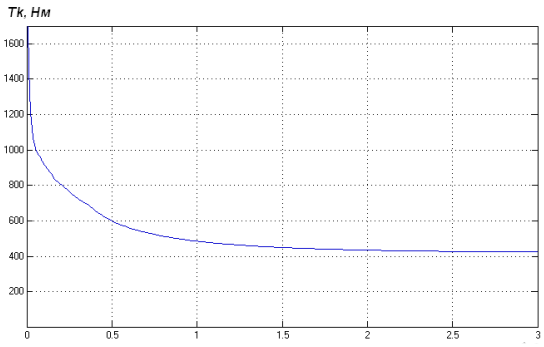


Рисунок 4.50 – Крутящий момент, подводимый к колесам

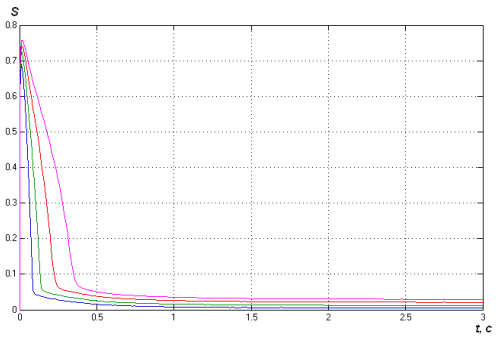


Рисунок 4.51 – Буксование колес

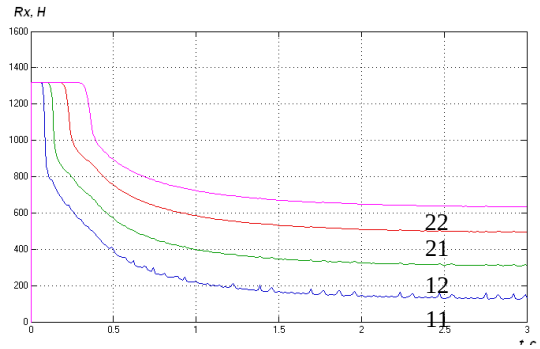


Рисунок 4.52 –Упорные реакции грунта, реализуемые колесами

4.7 Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Проведем сравнительный анализ результатов исследований, полученных совместными исследованиями шин сверхнизкого давления «Федерального Исследовательского испытательного центра машиностроения» («ФИИЦ М») и Ассоциации «Арктиктранс» с данными, полученными НГТУ в результате НИР.

Исследованиями, проведенными в Результаты испытаний шин на несущую способность на стенде, полученные «ФИИЦ М» представлены в таблице 4.8

Таблица 4.8 – Несущая способность шин сверхнизкого давления, кг (данные «ФИИЦ М»)

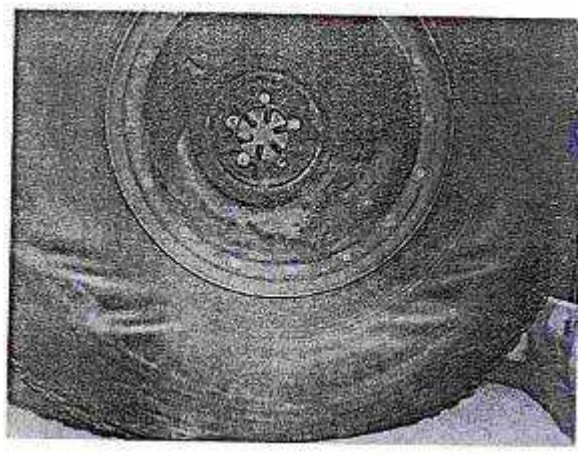
Тонкостенная шина, фирма		1300х600-21 «Трэкол»	49х23,5-21 «Авторос»	1300х700-24 52х25.5-24
Внутреннее давление в шине, кПа (атм.)	10 (0,1)	150 Образование складок	Не заявляется	340
	20 (0,2)	310	350	560
	60 (0,6)	600	600	945

Как следует из данных таблицы 2.1, нагрузочная способность шин при внутреннем давлении воздуха 10 кПа (0,1 атм.), что рекомендуется фирмой ТРЭКОЛ для преодоления участков трассы с малой несущей способностью, не позволяет эксплуатировать эти шины в нормальном режиме.

При экспериментальных исследованиях, проведенных в рамках данной НИР, также зафиксировано образования складок при использовании шин 1300х600-21 «Трэкол», которые подтвердили результаты раннее полученных данных ФИИЦ М и Арктиктранс (рисунок 4.53)

.

а) Образование складок при давлении р=0,15 атм. и нагрузке 350 кг., полученные НГТУ



б) Образование складок при давлении р=0,1 атм. и нагрузке 150 кг. (данные «ФИИЦ М»)

Рисунок 4.53 – Образования складок на шинах Трэкол

Образование складок и переход боковины на беговую дорожку ведет к интенсивному износу. Как следует из таблицы 2.1 при давлении 20 кПа (0,2 атм.) несущая способность увеличивается в 2 раза, но еще не достаточна для нормальной эксплуатации. Только при внутреннем давлении 60 кПа (0,6 атм.) несущая способность вышеуказанной шины и шины 49х23,5-21 «Авторос» достигает 600 кг, которые необходимы для эксплуатации 4-х 6-и и 8-и колесных снегоболотоходов этих фирм в нормальном режиме.

По этому показателю несущая способность шины 1300х700-24" «Арктиктранс» превышает показатели двух других шин в 1.6-1,8 раза (имеет максимальную несущую способность) что делает возможным ее использование при более низком внутреннем давлении в шине.

Таким образом, использование шин 1300х700-24" «Арктиктранс» позволяет увеличить грузоподъемность транспортного средства при одинаковой снаряженной массе машин и внутреннем давлении в шинах. Это обстоятельство явилось одной из причин почему на экспериментальном образце специального транспортного средства северного исполнения «Русак» было принято решение оставить данные шины.

Отметим, что низкое внутреннее давление является определяющим для снижения давления шины на грунт. Ранее предполагалось, что давление на грунт приблизительно равно давлению воздуха в шине. Однако было установлено, что это не соответствует действительному показателю (таблица 4.9).

Испытания, проводимые «ФИИЦ М», на определение давлений шин на почву соответствовали ГОСТ 26953 - 86, раздел 3. При этом, на подвижный стол стенда устанавливались борта, и в полученную емкость засыпался грунт, соответствующий по характеристики мягкому полю, подготовленному под посев. Грунт просеивался через сетку размером ячейки 1,5х1,5 мм, таким образом размер частиц грунта был от 0,06 до 1,5 мм и влажность его не превышала 3%. Это соответствовало утверждениям транспортников: «нога человека проваливается, а шина - едет». Твердость грунта составляла один удар по ударнику ДорНИИ. На глубину 21±1 см устанавливались протарированные мембранные датчики конструкции ФИИЦМ. Датчики устанавливались вдоль продольной оси шины в плоскости ее качения и поперек ее движения. Таким образом, снимались продольные и поперечные эпюры давления шин на почву при многократных проездах. Количество проездов устанавливались опытным путем до получения стабильных результатов, но не менее шести заездов в прямом и обратном направлениях.

Таблица 4.9 – Давление на мягкий грунт испытываемых колес в зависимости от нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине, кПа (данные «ФИИЦ М»)

Нагрузка на колесо, кг	Давление воздуха в шине, кПа					
	10	20	30	40	50	60
Шина 1300х600-533 Трэкол						
200	10,7	14,1	16,6	18,6	20,3	21,8
400	14,6	18,8	21,7	24,1	26,2	28,0

600	16,7*	21,7	25,3	28,1	30,6	32,8
800	*	24,4*	28,9	32,7	35,9	38,8
Шина 49х23,5-21’’ Авторос						
200	10,4	12,6	14,1	15,2	16,2	17
400	15,5	18,8	21,0	22,8	24,2	25,4
600	17,7*	22,0	25,0	27,4	29,4	31,2
800	*	24,4*	28,5	31,8	34,6	37,1
Шина 1300-700-24’’Арктиктранс						
200	16,8	18,5	19,5	20,2	20,8	21,2
400	18,9	21,8	23,6	24,0	26,1	26,9
600	19,9	23,4	25,8	27,6	29,0	30,3
800	20,5	24,4	27,1	29,2	30,9	32,5
1000	20,8*	25,1	28,0	30,4	32,3	33,0
1200	21,1*	25,5*	28,7	31,2	33,3	35,1
* - не рекомендуемые опасные режимы работы шин						

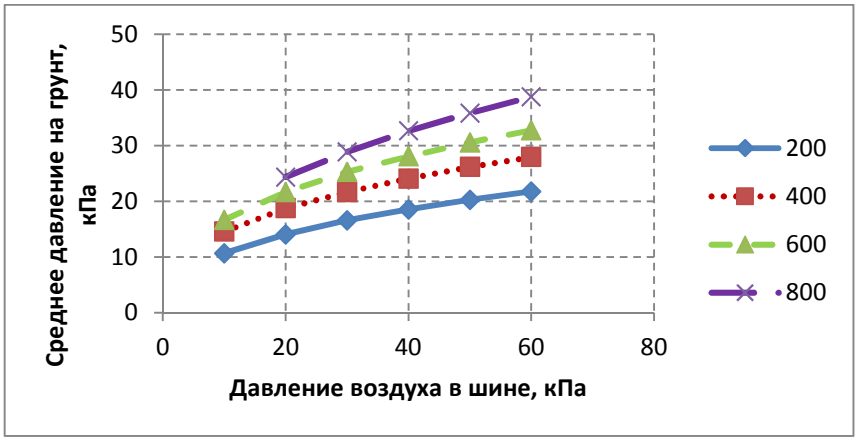


Рисунок 4.54 – Давления на мягкий грунт
шин 1300х600-533 Трэкол (данные «ФИИЦ М»)

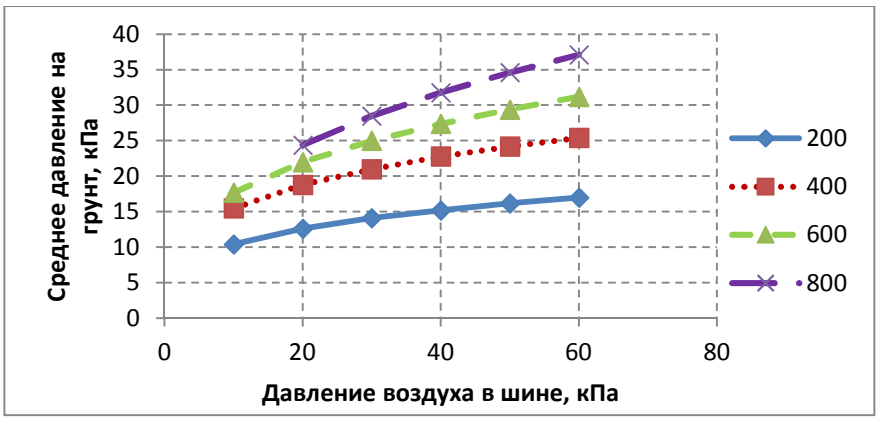


Рисунок 4.55 – Давления на мягкий грунт
шин 49х23,5-21’’ Авторос (данные «ФИИЦ М»)

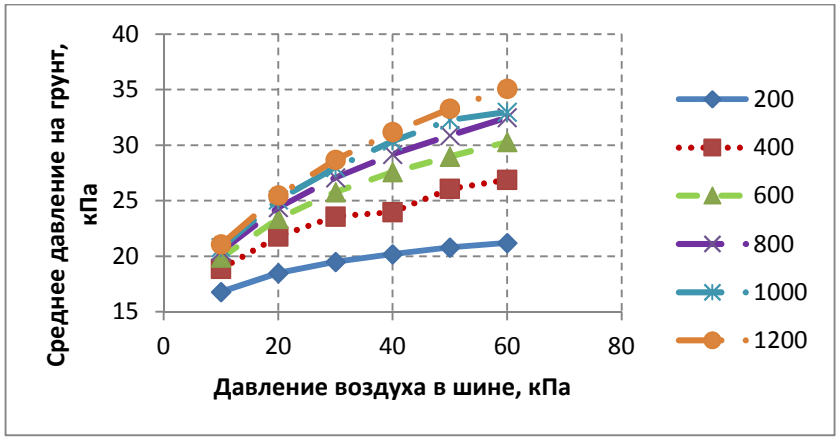


Рисунок 4.56 – Давления на мягкий грунт
шин 1300-700-24’’ Арктиктранс (данные «ФИИЦ М»)

Как следует из этих графиков (рисунок 4.54-4.56) при повышении нагрузки возникает положение, когда при недостаточном внутреннем давлении шина теряет несущую способность, происходит раздавливание шины (точнее потеря ее геометрии). По этому показателю шина 1300х600-21" Трэкол и шина 49х23.5-21"Авторос весьма близки, хотя у последней они несколько лучше. Шина 1300х700-24"Арктиктранс имеет значительно более высокую нагрузочную способность. Если у первых двух шин потеря несущей способности происходит при нагрузке 600 кг и внутреннем давлении в шине 15 кПа, то у последней шины это происходит при нагрузке 1000 кг и таком же внутреннем давлении. А при давлении 60 кПа шина выдерживает нагрузку 1200 кг, что в 1,5 раза больше чем заявлено по ТУ.

Следует отметить, что при давлении воздуха в шине 10 кПа давление на почву составляет 15-20 кПа, а при давлении воздуха 60 кПа давление на почву колеблется от 17 до 39 кПа для всех исследованных шин.

При проведении НГТУ экспериментальных исследований по взаимодействию шин сверхнизкого давления с опорной поверхностью с низкой несущей способностью были получены функции распределения нормальных давлений по длине и ширине контакта (рисунок 4.57).

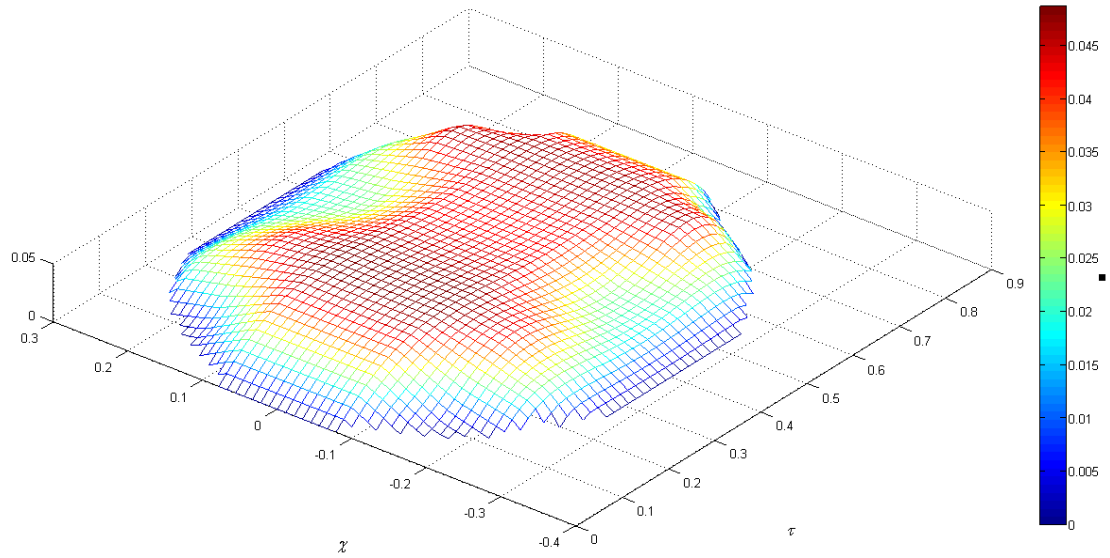


Рисунок 4.57 – Пример результатов экспериментальных исследований: трехмерная эпюра давлений в контакте шины 1300х600-533 сверхнизкого давления с уплотненной грунтовой поверхностью (Fz =600 кгс; p0 =0,03 МПа; V=0,5 км/ч)

При этом максимальное давление на опорную поверхность составило q=0,045 МПа, а среднее давление $q_{ср}$=0,0225 МПа = 22,5 кПа.

Сравнивая полученные значения средних давлений, полученных «ФИИЦ М» и НГТУ для шин 1300х600-533 Трэкол получаем расхождения данных не более 10%, что свидетельствует о высокой степени совпадении данных.

Согласно результатам исследований, проведенных в ОАО «ФИИЦ М» по тонкостенным шинам 1300 мм фирм Трэкол (1300х600-21), Авторос (49х23,5-21) и Арктиктранс (1300х700-24) на мягком грунте определены показатели, представленные в таблице 4.10

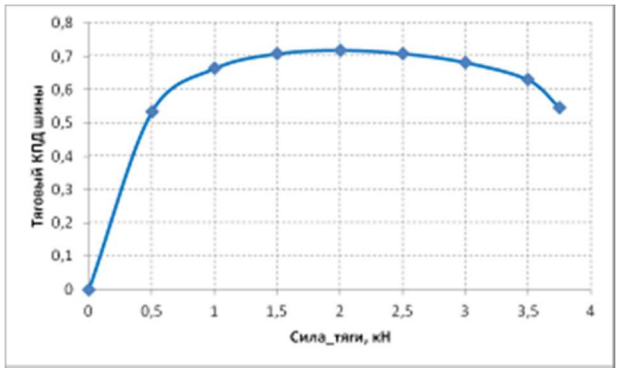
Таблица 4.10 – Эксплуатационные показатели шин сверхнизкого давления (данные «ФИИЦ М»)

Параметр	Значение		
Модель шины	1300х600-21	49х23,5-21	1300х700-24
Максимальная сила тяги, кН	3,79	3,88	5,786
Коэффициент сцепления	0,64	0,65	0,723
Тяговый коэффициент полезного действия	0,72	0,77	0,914
Предельное буксование. %	38,0	22,0	18,8

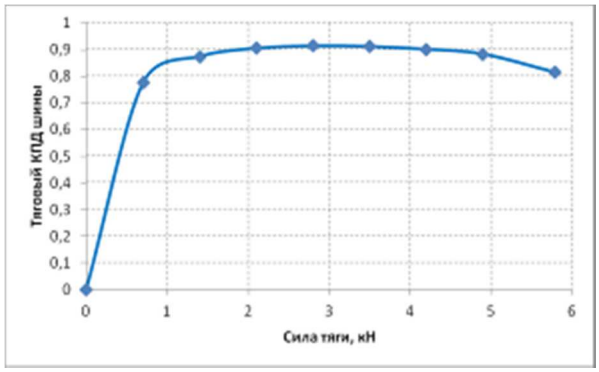
Из таблицы 2.3 следует, что максимальная сила тяги шины 1300х700-24 Арктиктранс в 1,5 раза, а максимальный коэффициент сцепления в 1,11 раза выше, чем шин Автороса и

Трэкола. Тяговый КПД шины 1300х700-24 на 18-19% выше при более низком значении буксования. Несущая способность шины 1300х700-24 превышает показатели 2-х других шин в 1,33 раза.

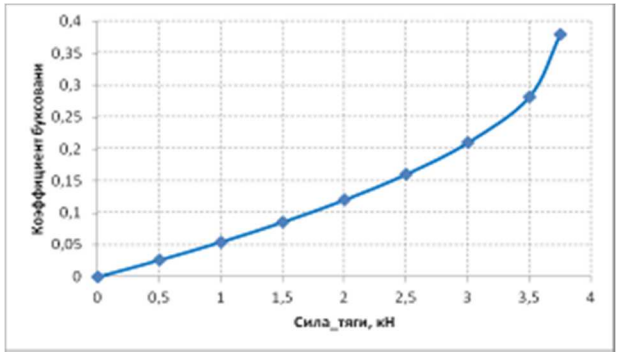
На рисунках 4.58 представлены тяговые характеристики шин сверхнизкого давления фирм Трэкол (1300х600-21) и Арктиктранс (1300х700-24), полученные НГТУ на основе теоретических и экспериментальных исследований.



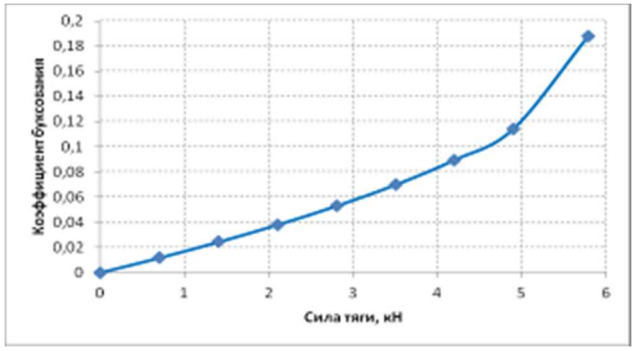
а) Тяговый КПД шины1300х600-21 (p_w=0,04 МПа)



б) Тяговый КПД шины 1300х700-24 (p_w=0,035 МПа)



в) Коэффициент буксования шины 1300х600-21 (p_w=0,04 МПа)



г) Коэффициент буксования шины 1300х700-24 (p_w=0,035 МПа)

Рисунок 4.58 – Тяговые характеристики шин сверхнизкого давления, полученные НГТУ для опорной поверхности с низкой несущей способностью при номинальной нагрузке

Сравнивая данные таблицы 2.3 и рисунка 4.58 отмечаем, что расхождение по максимальным значениям силы тяги, максимальному значению тяговому коэффициенту полезного действия, предельному коэффициенту буксования не превышает 5%.

Таким образом, на основе представленных данных в разделе 2 можно сделать вывод о высокой степени совпадения результатов теоретических и экспериментальных исследований (разница не более 10%) по основным характеристикам шин и параметрам их взаимодействия с опорной поверхностью, полученных в НГТУ, с официальными данными, размещенными на сайте «Арктиктранс», полученных совместно с ОАО «ФИИЦ М».

Кроме того, сравнивая шины сверхнизкого давления фирм Трэкол (1300х600-21), Авторос (49х23,5-21) и Арктиктранс (1300х700-24), которые могут быть установлены на экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения, по большинству оценочных показателей наилучшие значения имеют шины Арктиктранс (1300х700-24), которые рекомендуется в дальнейшем использовать на последующих опытных образцах вездеходного транспортного средства северного исполнения для эксплуатации на опорных поверхностях с низкой несущей способностью.

4.8 Исследование влияния конструктивных параметров на показатели проходимости и энергоэффективности транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления и обоснование путей улучшения данных эксплуатационных свойств.

Главную роль в вопросе проходимости колесных машин по снегу играют конструкционные параметры шасси. К наиболее значимым из них относятся: межосевое расстояние; внутренние давление воздуха в шинах; полный вес трактора и распределение его по осям колес; тип шины и ее конструкционные параметры (диаметр, ширина и высота профиля, параметры протектора); мощность энергосиловой установки.

По ряду этих величин были проведены экспериментально-теоретические исследования, которые позволили установить их влияние на проходимость колесных машин по снегу. В ОНИЛВМ НГТУ с 1982 года проводились исследования многоосных колесных машин при движении их по снежному бездорожью [4.42,74]. С уменьшением числа осей машины изменяется расположение колес по базе, то есть произойдет изменение межосевых расстояний L_{jj} . Двухосный вариант машины позволяет в некоторой степени более свободно оперировать межосевым расстоянием. При этом введение шарнира в конструкцию рамы машины приводит к некоторому удлинению базы по сравнению с обычными колесными тракторами, имеющими управляемые колеса или бортовый способ поворота.

В большинстве случаев для машин повышенной проходимости межосевые расстояния при конструировании выбираются одинаковыми. Однако этот выбор чаще всего носит весьма субъективный характер и, в основном, определяется компактностью компоновки. При этом конструктор не учитывает того факта, что с ростом межосевого расстояния снижаются затраты на экскавационно-бульдозерное сопротивление (см. Рисунок 3.13). Для двухосных машин таких проблем не возникает. Это наглядно видно из рисунка 3.13. При достижении межосевым расстоянием величины порядка 3 м сопротивление стабилизируется и его падение становится несущественным, что позволяет ограничить рост межосевого расстояния тремя метрами и считать его дальнейшее увеличение не целесообразным.

Уменьшение межосевого расстояния для соседних колес должно производиться при комплексной оценке как компоновочных требований, так и требований к минимуму затрат на экскавационно-бульдозерное сопротивление.

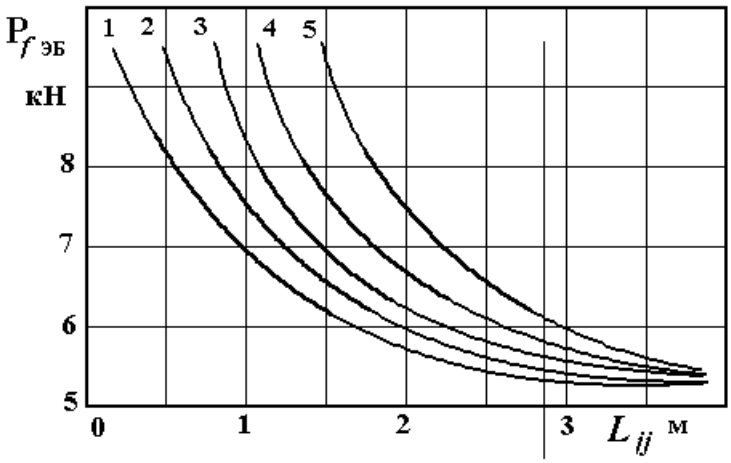


Рисунок 4.59. Влияние межосевого расстояния на экскавационно-бульдозерное сопротивление движению колесной машины по снегу (снег-3) при различных отношениях диаметра колеса к его ширине: 1 – 1,0; 2 – 1,6; 3 – 2,5; 4 – 3,4; 5 – 4,5 и давлении воздуха в шинах 0,05 МПа

На рисунке 4.59 приведены графики зависимости силы экскавационно-бульдозерного сопротивления от межосевого расстояния при давлениях воздуха в шинах 0,05 МПа для различных типоразмеров колес. Как видно их графиков (Рисунок 4.59), с уменьшением диаметра колеса при постоянной ширине можно снизить межосевое расстояние. Однако, как будет показано далее, уменьшение диаметра колеса ведет к ухудшению проходимости.

Одним из радикальных средств повышения проходимости колесных машин по снегу является снижение давления воздуха в шинах. Исследования показывают, что независимо от числа осей (колесной формулы) снижение давления воздуха в шинах с 0,25 до 0,05 МПа ведет к уменьшению силы сопротивления движению на 10...15%. При этом наблюдается увеличение тягового усилия на 10...20%.

На рисунке 4.60 представлены экспериментально-теоретические зависимости показателя проходимости колесного трактора Т-150К при различных давлениях воздуха в шинах. Как видно из графика, для запаса силы тяги с ростом давления воздуха в шинах проходимость трактора ухудшается, а с учетом экскавационно-бульдозерного сопротивления при давлении воздуха в шине 0,25 МПа может наступить потеря проходимости даже на снежной целине, глубина которой не превышает радиуса недеформированного колеса.

Тип шины и геометрические параметры колеса в сочетании с другими характеристиками движителя и шасси формируют определенный вариант (конструкционную конфигурацию) ходовой части, который в сочетании с определенными характеристиками

полотна пути (снежного покрова) определяет возможность передвижения колесных машин по снежному опорному основанию.

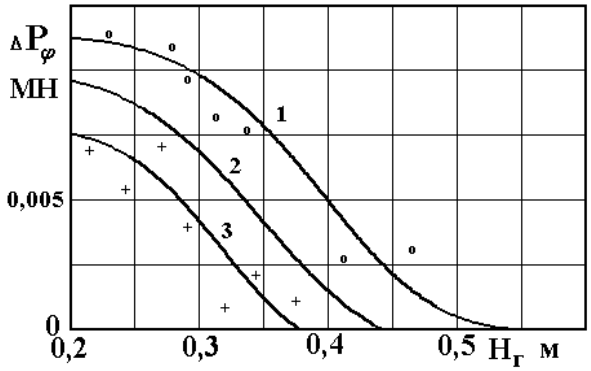


Рисунок 4.60. Влияние внутреннего давления воздуха (1 – 0,05(о); 2 – 0,15; 3 – 0,25 (+) МПа) в шинах колес движителя на проходимость колесной машины по снегу (Снег-3); символы «о» и «+» - экспериментальные точки

Используя методику исследований, представленную в работах [4.42,74], получены зависимости, которые показывают, как влияет диаметр колеса *D*, ширина *B* и высота *H* профиля шины на запас силы тяги при различных глубинах снежного покрова. Результаты представлены на рисунке 3.15. Данные, полученные в диссертационном исследовании, хорошо согласуются с теоретическими результатами, приведенными в работе [4.42]. Это связано с близкими весовыми и прочими конструкционными параметрами исследуемых машин.

Как отмечалось ранее при анализе влияния межосевого расстояния, диаметр колеса не только определяет геометрические характеристики шасси, но и оказывает влияние на формирование силы сопротивления движению. Зависимость силы сопротивления движению от диаметра колеса тесным образом связана с межосевым расстоянием (Рисунок 4.60) и глубиной снежного покрова (Рисунок 4.61,а).

С ростом межосевого расстояния экскавационно-бульдозерное сопротивление уменьшается, из конструкционных соображений появляется возможность установки на машину колес большего диаметра. При этом, как видно из рисунка 4.61а с ростом толщины снежного покрова в целях повышения проходимости целесообразно увеличить диаметр колес, а это, в свою очередь, потребует увеличения межосевого расстояния.

Повышение проходимости 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.

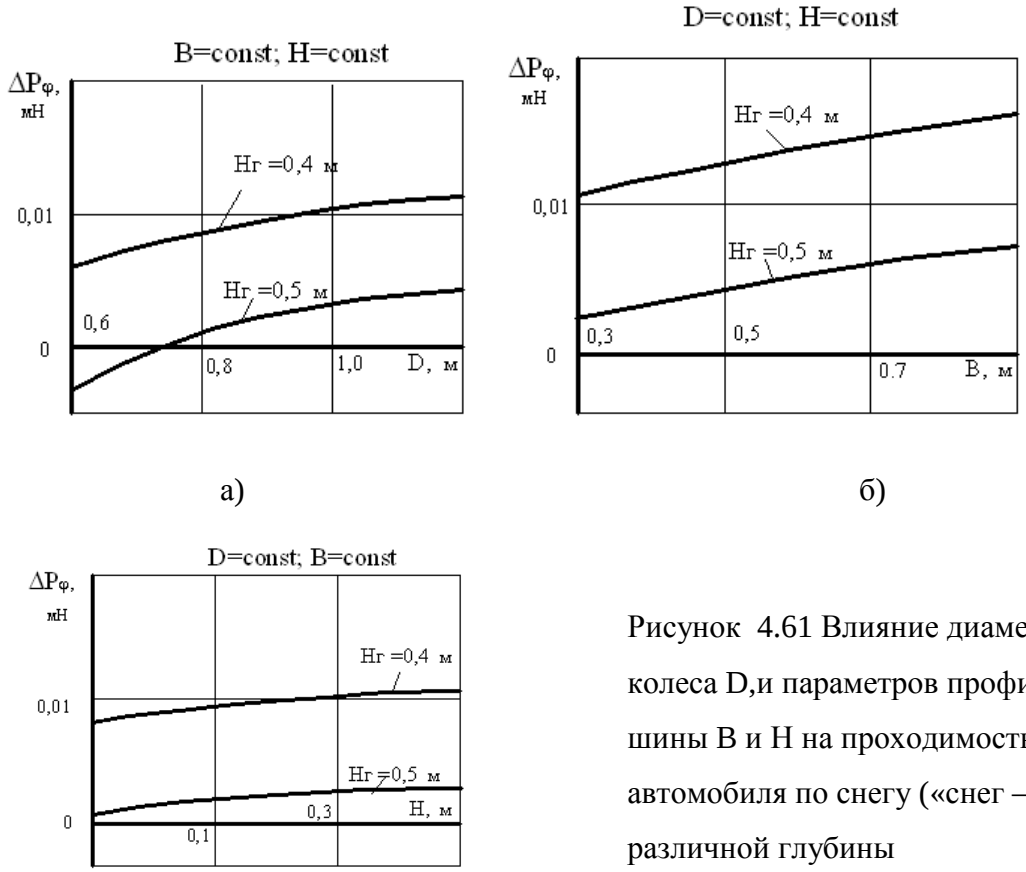


Рисунок 4.61 Влияние диаметра колеса D,и параметров профиля шины B и H на проходимость автомобиля по снегу («снег – 3») различной глубины

На рисунке 4.61б представлены зависимости свободной силы тяги от ширины колеса при различной глубине снежного покрова. Как можно видеть 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. При этом с увеличением ширины шины утяжеляются условия управляемости колесного трактора.

Влияние высоты профиля шины на запас силы тяги менее эффективно, нежели влияние диаметра колеса или его ширины (см. Рисунок 4.61). С увеличением высоты профиля шины (Рисунок 4.61, в) уменьшается жесткость боковин шины, и шина становится более эластичной. Вследствие этого при одинаковой нагрузке на колесо шина с более

высоким профилем имеет возможность деформироваться на большую величину и, как следствие, величина площади контакта увеличивается. Естественно увеличение площади контакта приводит к снижению сопротивления движению за счет снижения осадки и приросту силы тяги. При этом снижение поперечной жесткости шины улучшает условия управляемости колесной машиной [4.74].

С уменьшением жесткости снега ($K_ж$) или увеличением полного веса машины (G_a) глубина снежного покрова, преодолеваемая им, уменьшается. Так, для трактора Т-150К полным весом 75000 Н, колеса движителя которого оснащены шинами 530-610 (при давлении воздуха в них 0,05 МПа), критическая глубина снежного покрова (при его физико-механических свойствах: $\rho_0 = 0{,}25...0{,}35$ г/см^3; $C_0 = 750\ldots1500$ Па; $\varphi_0 = 0{,}25\ldots0{,}33$ рад; $K_c = (0{,}38\ldots0{,}62)\cdot10^5$ Па/м; $W \le 12$ %; $T_Г = -5^\circ\ldots-15^\circ$C; $\mu \approx 1\ldots2$ Па·с.) составляет 0,55 м при прямолинейном движении. При этом экспериментальными исследованиями установлено, что с уменьшением радиуса поворота резко снижается проходимость колесных машин, и критическая глубина при радиусе поворота равном 1,5 колеи трактора, становится 0,2 м.

Анализируя влияние конструкции колеса на проходимость машин по снежной поверхности можно сделать вывод, что параметры протектора оказывают влияние не только на формирование тягового усилия, но и на экскавационно-бульдозерное сопротивление движению.

С ростом высоты грунтозацепа ($h_{гр}$) и уменьшением межосевого расстояния (L_{jj}) сопротивление движению от экскавационно-бульдозерных эффектов возрастает. По расчетным данным при увеличении высоты грунтозацепа с 0,02 до 0,05 м экскавационно-бульдозерное сопротивление возрастает на 40%, а общее сопротивление движению на 18...20%. При этом с увеличением высоты грунтозацепа тяговое усилие, развиваемое движителем, не имеет существенного прироста. Этот прирост в среднем не превышает 8,5%. Поэтому увеличение высоты грунтозацепа не является весьма эффективным средством повышения проходимости колесных машин.

Влияние шага грунтозацепов ($L_{гр}$) на экскавационно-бульдозерное сопротивление движению менее существенно, чем влияние высоты грунтозацепа. По расчетным данным, в среднем изменение силы сопротивления с ростом шага грунтозацепов и уменьшением межосевого расстояния, составляет 25%, а общее сопротивление движению машины увеличивается на 7...10%. При этом тяговое усилие с ростом шага грунтозацепов в пределах 0,1...0,4 м может быть увеличено на 30%. Однако с ростом шага грунтозацепов экскавационно-бульдозерное сопротивление стремится стабилизироваться и его прирост

становится менее существенен. Это объясняется тем, что уменьшается объем снега, выбрасываемого в межосевое пространство, вследствие того, что расстояние между грунтозацепами возрастает и при постоянном кинематическом режиме движения за одно и то же время через зону контакта проходит меньшее число грунтозацепов. Но это не дает оснований для вывода, что увеличение шага грунтозацепов может привести к повышению проходимости. Как для получения оптимального тягового усилия, так и для получения наименьшего экскавационно-бульдозерного сопротивления шаг между грунтозацепами в каждом конкретном случае должен определиться путем оптимизации показателя проходимости (запаса силы тяги).

На увеличение экскавационно-бульдозерного сопротивления наиболее существенное влияние оказывает ширина активной зоны протектора ($b_{пр}$-b_0), которая определяется разностью между общей шириной протектора ($b_{пр}$) и шириной неактивной зоны (b_0). Как показывают экспериментально-теоретические исследования, с ростом активной зоны протектора сопротивление в среднем возрастает на 40...50%. В отличие от увеличения шага грунтозацепов прирост ширины протектора приводит к росту объема срезаемого грунтозацепами снежного массива и, соответственно, увеличивает объем выносимого в межколесную область снега. При этом увеличение ширины протектора мало сказывается на росте силы тяги.

Таким образом, конструкционные параметры протектора находятся в очень сложной зависимости, и не всегда могут обеспечивать понижение сопротивления движению и увеличение тягового усилия.

Существенную роль в процессе формирования силы тяги играет тип протектора, а точнее такая его характеристика, как насыщенность. Она определяется коэффициентом насыщенности протектора. Тангенциальные контактные напряжения, которые обуславливают формирование тягового усилия, являются совокупностью контактных напряжений от сдвига снега по упорным поверхностям грунтозацепов и от трения выступов протектора о снег [4.69,4.74]. 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 4.62), а сила тяги от трения возрастает. Однако изменение силы тяги от сдвига носит более интенсивный характер, чем от трения.

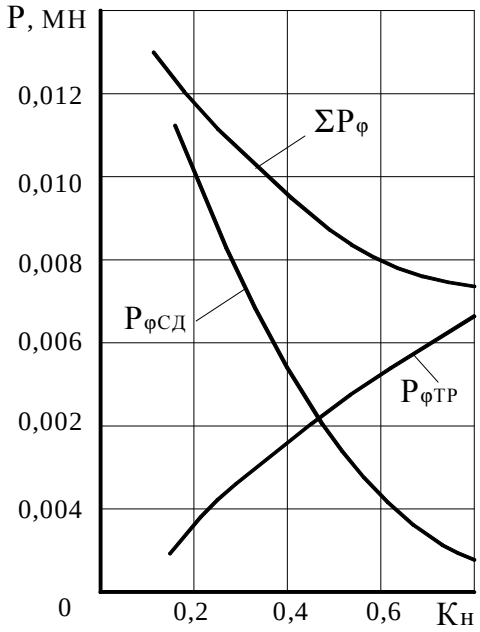


Рисунок 4.62. Влияние коэффициента насыщенности протектора шины на силу тяги при движение по снегу (снег – 3) при толщине массива 0,5 м

Поэтому для снега целесообразно уменьшать значение коэффициента насыщенности, то есть подбирать шины с более расчлененным протектором. При этом нельзя забывать о влиянии других конструкционных параметров шины.

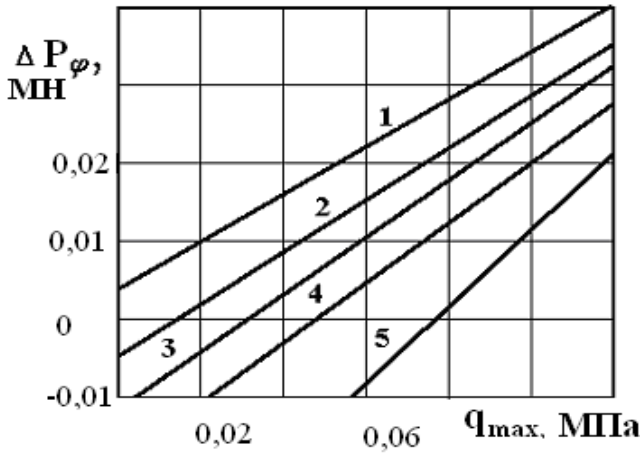


Рисунок 4.63 Влияние пикового давления движителя на проходимость колесной машины по снежному покрову (снег-3) различной глубины (1 –0,4 м; 2 – 0,5 м; 3 – 0,6 м; 4 – 0,8 м; 5 – 1,0 м) при неограниченном дорожном просвете

Полный вес машины и суммарная площадь опорных поверхностей колесного движителя определяют, какое давление машина оказывает на поверхность движения. При этом с ростом веса машины увеличивается давление движителя на опорное основание (снежный покров). На рисунке 4.63 представлены зависимости изменения запаса силы тяги

от пикового (максимального) давления движителя на снег при различной его глубине. Зависимости построены при допущении, что дорожный просвет машины неограничен. Как видно из рисунка, для того, чтобы преодолеть более глубокий снежный покров необходимо увеличивать опорное давление. Это связано с тем, что на глубоких снегах для развития достаточной силы тяги необходимо сдеформировать снежный покров до такого уровня, когда его физико-механические свойства позволят это осуществить. Однако это справедливо лишь в том случае, когда дорожный просвет машины неограничен. В противном случае с увеличением давления возрастает осадка от смятия и возможна посадка машины на днище с соответствующим скачком сопротивления движению.

На рисунке 4.64 показано влияние дорожного просвета на проходимость. С ростом нагрузки осадка в снег начинает увеличиваться. Когда осадка в снег становится равной высоте дорожного просвета, происходит посадка машины на днище. При этом общее сопротивление движению возрастает. Часть веса машины начинает передаваться через днище, и колеса начинают разгружаться. Прирост тягового усилия становится менее интенсивным и начинает падать. После посадки машины на днище запас тяги стремительно начинает уменьшаться и становится отрицательным. При этом наступает потеря проходимости машины значительно раньше (на 25...35%), чем для машины с неограниченным дорожным просветом (см. Рисунок 3.18). Из рисунка 4.65 видно как влияет неравномерность распределения нагрузки по осям на проходимость машины. Перегрузка передней оси приводит к существенному увеличению сопротивления движению, что сказывается на показателе проходимости.

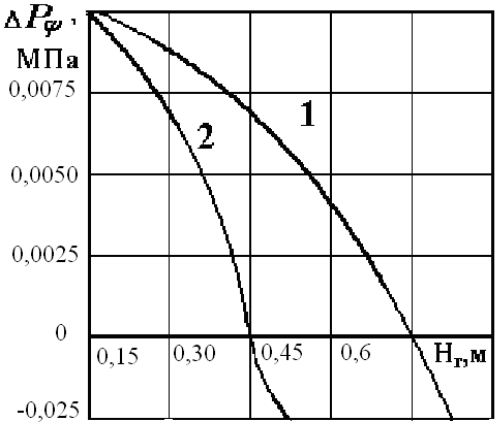


Рисунок 4.64 Влияние дорожного просвета на проходимость колесной машины по снежной целине: 1 – неограниченный ; 2 – ограниченный дорожный просвет

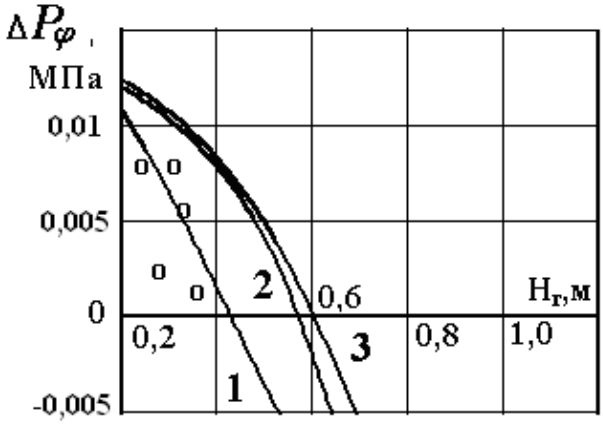


Рисунок 4.65 Влияние перегрузки осей на проходимость по снежному покрову («снег-3»): 1-стандартная развесовка («о» – эксперимент), 2 – перегрузка на 25% задней оси, 3 – равномерное распределение нагрузки по осям

В целом, проведенные расчетно-теоретические и экспериментальные исследования показали, что к наиболее существенным параметрам, определяющим проходимость колесных машин по снегу, относятся: межосевое расстояние, диаметр и ширина колес, дорожный просвет, максимальное давление движителя на опорное основание и распределение нагрузки по осям.

4.9 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») новые и эффективные методы проектирования транспортных средств высокой проходимости, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению.

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по выбору передаточных чисел коробок передач внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании транспортных средств высокой проходимости на шинах сверхнизкого давления.

- Результаты исследований используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

4.10 Обобщение и оценка результатов исследований.

1. В результате анализа работ по снеговедению установлено, что для получения полной и ясной характеристики о состоянии снежного покрова необходимы многие параметры, характеризующие свойства снега. Основными из них, принятыми в настоящее время в научно-технической литературе, считаются следующие: плотность; твердость; сопротивление сдвигу (срезу и резанию); сопротивление смятию (пластичность); липкость; скользкость (коэффициент трения материала по снегу); коэффициент трения снега о снег; жесткость; влажность. Сложная взаимосвязь указанных параметров снега до сих пор не позволила создать единую теорию состояния снежного покрова, которая объединяла бы выше перечисленные параметры.

2. В результате проведенного обзора выяснено, что большинство работ по исследованию формирования и свойств снега выполнялись для целей гидрологии, гляциологии, метеорологии, и направление этих работ носит узко-специфический характер. Это потребовало переосмысления ряда положений теории снеговедения с целью использования накопленного в ней материала в моделях движения снегоходных машин.

3. Анализом известных работ установлено, что невозможно непосредственно использовать разработанные модели взаимодействия движителей с грунтом применительно к работе тягово-опорных систем машин на снегу. Ни одна из разработанных зависимостей для описания деформационных свойств грунтов не была в достаточной мере теоретически обоснована с точки зрения ее применимости для аппроксимации зависимости «нормальная нагрузка-деформация» для снега.

4. В работе сделан подробный комплексный обзор различных направлений создания математических моделей, характеризующих подсистему «движитель-полотно пути», проанализированы разнообразные экспериментально-теоретические зависимости, описывающие связь между нагрузкой и деформацией.

5. В рамках данной НИР разработана пространственная математическая модель движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по опорной поверхности с низкой несущей способностью. Данная модель позволяет производить расчетный анализ и прогнозирование механики процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления при различных параметрах опорного основания под каждым колесом. При этом учитывается изменение физико-механических свойств материала полотна пути после прохода по нему колеса, а также влияние различных кинематических схем трансмиссии и параметров используемых дифференциалов на динамику движения машины по бездорожью.

6. Для проверки работоспособности модели проведены расчетные исследования движения вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления по снегу.

7. Анализ результатов исследований работоспособности математической модели подтвердил возможность её использования для прогнозирования проходимости и эффективности транспортного средства с пневмоколесным движителем сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью.

8. Разработанная математическая модель будет служить теоретической основой для дальнейших расчетных исследований.

9. В результате экспериментальных исследований установлено распределение нормальных давлений по длине и ширине области контакта шины с опорной поверхность.

10. Проведены экспериментальные исследования показателей энергоэффективности вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления. Полученные результаты свидетельствуют о высоких значениях показателей тяговой эффективности машины.

11. Разработка модели взаимодействия одиночного колеса с деформируемым опорным основанием предусматривает рассмотрение таких теоретических вопросов как определение формы области контакта; формирование силовых факторов в системе «шина-грунт», определение кинематических параметров взаимодействия колеса с полотном пути.

12. Разработанная математическая модель качения одиночного пневмоколесного движителя сверхнизкого давления со снежным полотном пути 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.

13. Отладка и проверка на адекватность данной модели проводилась с использованием результатов детального экспериментального анализа процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снежным полотном пути.

14. Проанализировано влияние таких конструктивных параметров как: диаметр, ширина и высота профиля, параметры протектора); мощность энергосиловой установки, Влияние внутреннего давления воздуха в шине, межосевого расстояния, коэффициента насыщенности протектора, пикового (максимального) давления движителя, величина дорожного просвета и др. на показатели проходимости и энергоэффективности вездеходных транспортных средств.

15. 12. 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.

16. 13. 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».

5 Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований процессов, протекающих в многоступенчатой коробке передач с автоматизированным управлением при переключении передач

В разделе 5 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из УК «КОМ» – Фадеева А.С., главного конструктора.

5.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкции коробок передач и системах их управления

В настоящее время в качестве трансмиссий грузовых автомобилей применяют механические, гидромеханические, гидрообъемные и электромеханические трансмиссии, а на легковых автомобилях – еще и вариаторы. Полученные решения всегда можно использовать и при создании трансмиссий многоприводных автомобилей, в которых дополнительно могут дополнительно появляться различные агрегаты трансмиссии.

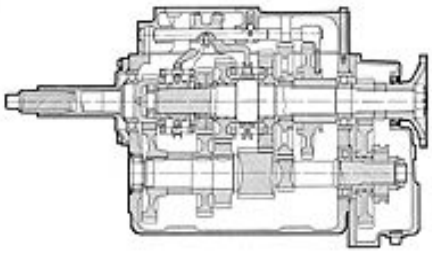


Рисунок 5.1 - Шестиступенчатая синхронизированная коробка передач Eaton-542SM

Благодаря коробке передач автомобиль может двигаться и с малой скоростью, и с максимальной. Она позволяет регулировать скорость в гораздо большем диапазоне, чем тот, который может обеспечить двигатель. Заметим также, что именно коробка передач дает возможность автомобилю двигаться задним ходом, и она же отсоединяет от ведущих колес двигатель при его пуске, на стоянке или при движении накатом. Примерами механических ступенчатых коробок передач является, коробка Eaton-542SM представленная на рисунке 5.1 и коробка передач фирмы Spicer представленная на рисунке 5.2

Коробки передач грузовых автомобилей стараются разрабатывать так, чтобы они гарантировали машине необходимые динамические и экономические свойства, работали бесшумно, с высоким КПД, отличались надежностью, простотой обслуживания, имели по возможности малые габариты и массу, а также невысокую стоимость.

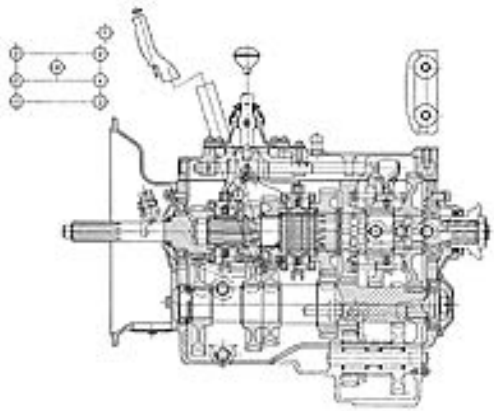


Рисунок 5.2 - Шестиступенчатая коробка передач фирмы Spicer, серии 5000

По способу изменения передаточных чисел коробки передач делятся на ступенчатые и бесступенчатые. Бесступенчатое изменение передаточного числа, как правило, достигается за счет гидротрансформатора, хотя на легких машинах могут использоваться и вариаторы, а на специальных шасси встречается объемный гидропривод. На концептуальных машинах можно найти и вовсе экзотические конструкции, но в эксплуатацию они, естественно, не попадают. Кроме того, коробки передач могут иметь неподвижные или вращающиеся (планетарные) оси валов, а также их комбинацию.

В последние годы изготовители грузовиков все больше внимания уделяют автоматизации процесса переключения передач. На грузовых автомобилях, работающих в городе, это кардинально улучшает условия труда водителя и, соответственно, положительно сказывается на безопасности движения. На магистральном транспорте автоматизация переключения передач еще и повышает эффективность перевозок, поскольку позволяет оптимизировать взаимодействие двигателя и трансмиссии.

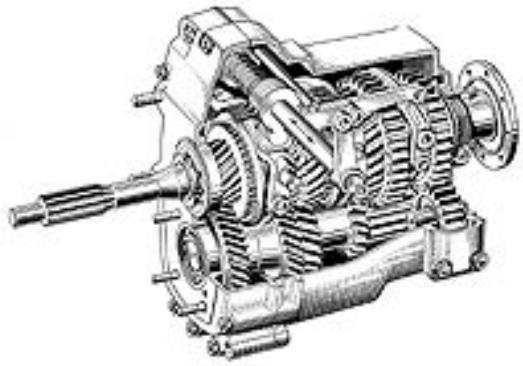


Рисунок 5.3 - Пятиступенчатая коробка передач ZF S5-24 (для легких грузовиков)

Как компромиссный вариант, более дешевый, чем автоматические трансмиссии, все большее распространение получают полуавтоматические коробки, как правило, без гидротрансформатора. Они избавляют водителя от одной из наиболее энергоемких операций, связанных с переключением передач: или от выжима педали сцепления, или от собственно

переключения, которое сводится к заданию передачи с помощью джойстика. Появились уже конструкции, например, Volvo I-Shift, работающие как полный автомат с гидротрансформатором. Заметим, что во всех трех случаях базовая коробка является механической.[5.16]

Ступенчатые коробки передач, обладая большим КПД (при передаче полной мощности он составляет от 0,96 до 0,98), по конструкции проще бесступенчатых, дешевле в производстве и поддаются автоматизации процесса управления. Они-то и получили наибольшее распространение на грузовых автомобилях. Пример такой коробки передач представлен на рисунке 3.3

Необходимые динамические и экономические качества машины достигаются правильным выбором диапазона передаточных чисел в коробке передач, числом передач и тщательным подбором передаточного числа каждой из них. Диапазоном называют частное от деления передаточных чисел низшей и высшей передачи. Он должен быть тем больше, чем разнообразнее дорожные условия, в которых работает грузовой автомобиль, и меньше удельная мощность его двигателя.

Для коммерческих автомобилей, работающих преимущественно в городских условиях, диапазон передаточных чисел современных коробок передач составляет 5,0—8,0; для магистральных тягачей и грузовых автомобилей повышенной проходимости он уже равен 10—20. Число передач в механических коробках грузовых автомобилей варьируется от 5 до 16.

Увеличение числа ступеней в коробке позволяет лучше использовать мощность двигателя, и соответственно, меньше расходовать топлива, повышает среднюю скорость движения, и как результат, большая производительность автомобиля и снижение стоимости перевозок. Отметим, что увеличение числа ступеней в коробке усложняет и утяжеляет ее, возрастают размеры и стоимость агрегата, усложняется привод управления коробкой.

При механическом приводе быстрое и безошибочное переключение шести передач прямого хода осуществить уже довольно трудно. Именно такое их количество сегодня принято считать предельным при ручном переключении. Дальнейшее увеличение числа передач требует усложнения привода или установки дополнительной коробки со своим независимым приводом, который используется сравнительно редко — только на определенных режимах движения.

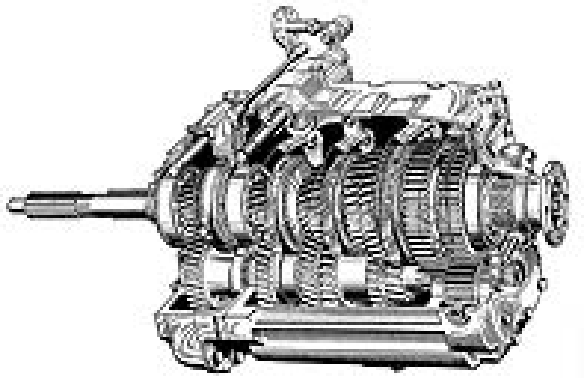


Рисунок 5.4 - Двенадцатиступенчатая коробка передач фирмы ZF, состоящая из основной, шестиступенчатой коробки и двухступенчатого делителя

Одно время в коробках передач грузовиков широко применялась «ускоряющая» высшая передача, которая имела передаточное отношение 0,7—0,8. Считалось, что это позволяет полнее использовать мощность двигателя и снизить суммарное число оборотов коленвала на 1 км пути, и в конечном счете, экономить топливо. Однако эффект от их применения оказался сомнительным: по сравнению с прямой высшей передачей «ускоряющие» имели меньший КПД и вскоре от них отказались. Этому способствовал также рост удельных мощностей двигателей грузовых автомобилей.

К числу важнейших факторов, влияющих на КПД ступенчатых коробок передач, относятся правильный выбор кинематической схемы, от которой зависит число пар зубчатых колес, находящихся в зацеплении при передаче момента, а также частоты вращения, передаваемая мощность, эффективность системы смазки, точность изготовления зубчатых колес и деталей картера.

На грузовых автомобилях наибольшее распространение получили трехвальные коробки с прямой передачей, получающейся при соединении первичного и вторичного валов. По взаимному расположению ведущего и ведомого валов коробки передач разделяют на соосные и несоосные. Последние встречаются в основном на переднеприводных грузовых автомобилях.

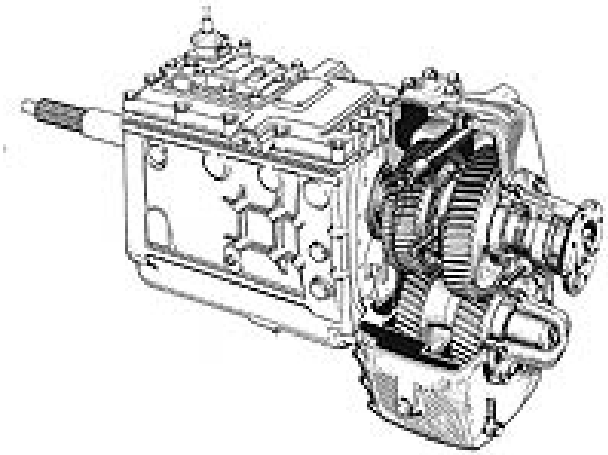


Рисунок 5.5 - Задний демультипликатор с соосным отбором мощности на коробке передач ZF GG

Подавляющее большинство механических коробок передач выполняют с неразветвленным силовым потоком, так что через каждое включенное зубчатое зацепление проходит весь поток мощности. Встречаются, однако, коробки, в которых поток мощности делится на две или три ветви. В них больше зубчатых колес, которые имеют меньшие размеры, а следовательно, меньшие моменты инерции и окружные скорости. Применение таких схем объясняется желанием повысить срок службы трансмиссии при большой передаваемой мощности.

Многоступенчатые трансмиссии создают на базе основной четырех-, пяти- или шестиступенчатой базовой соосной трехвальной коробки, присоединяя к ней дополнительную коробку. Обычно она имеет две передачи (прямую и понижающую) и обеспечивает удвоение числа передач (см. рис 5.4 и 5.5). Применение трехступенчатой дополнительной коробки позволяет утроить число передач базовой коробки. Пример такой коробки представлен на рисунке 3.6 Водитель в обоих случаях использует два органа управления: один базовой, другой дополнительной коробкой. [5.31]

Если передаточное число пониженной передачи в дополнительной коробке достаточно большое, чтобы увеличить общий диапазон, по крайней мере, вдвое, ее называют «демультипликатор»(пример такой коробки приведен на рисунке 5.5). Если же она почти не увеличивает общий диапазон, а служит для получения «половинок» между передачами основной коробки, ее называют «делителем» (см.рисунок 5.4), имея в виду, что она делит имеющийся диапазон на большее число ступеней. Сегодня к базовой коробке часто пристыковываются две дополнительных — и спереди, и сзади. Естественно, одна из них является демультипликатором, другая — делителем.

Делитель имеет простую конструкцию и минимальное число зубчатых колес. КПД коробки с делителем практически не отличается от КПД базовой коробки, так как

сохраняется число зубчатых зацеплений, передающих силовой поток. При передней установке недостатком делителя является увеличение крутящего момента на входе базовой коробки, что заставляет использовать в ее качестве более мощный, и соответственно, тяжелый агрегат. Эту проблему можно решить, установив делитель сзади, однако там обычно оставляют место для демультипликатора, установка которого спереди практически исключена из-за большого передаточного числа низшей передачи.

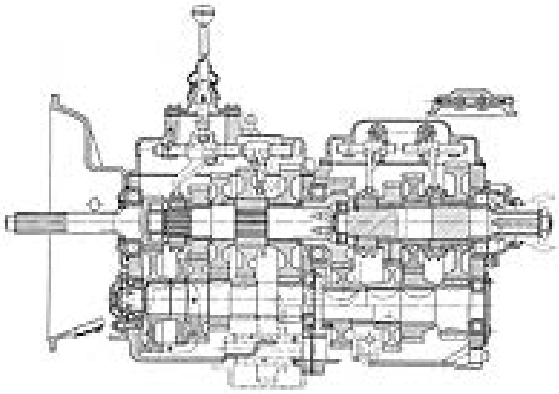


Рисунок 5.6 - Двенадцатиступенчатая (4×3) коробка передач Spicer, модель 8512

Задний демультипликатор конструктивно может повторять делитель или выполняться планетарным. При этом не происходит увеличения нагрузок в базовой коробке. Его диапазон ограничивают 4,0, поскольку при больших величинах усложняется переключение ступеней.

Большой диапазон демультипликатора используют как для расширения общего диапазона многоступенчатой трансмиссии, так и для одновременного сокращения диапазона базовой коробки. Правда, в таком случае уменьшается унификация базовой коробки и коробки с редуктором, так как сокращенный диапазон не позволяет использовать ее без демультипликатора. Зато уменьшается крутящий момент на вторичном валу базовой коробки, и она может быть выполнена более компактной и легкой. Кроме того, значительно уплотняется ряд ее передаточных чисел, что облегчает как работу синхронизаторов (можно поставить их на все передачи), так и собственно переключение передач. Вместе с тем, при работе на низшей передаче демультипликатора КПД трансмиссии снижается на 3—4%. Применение в демультипликаторах планетарных рядов сделает конструкцию легче и компактнее.

В производственной программе компании ZF три семейства КП для коммерческого транспорта: механические представлены серией Eco, автоматические – AS-Tronic. Автоматические коробки передач семейства Ecomat-2 предназначены для автомобилей специального назначения и автобусов (см. рис 5.7)[5.18].

Рисунок 5.7 - Ecomat – коробка-автомат для автобуса

Серия Eco признана многими автомобилестроительными компаниями, выпускающими грузовые автомобили всех категорий полной массой от 6 до 60 т.

Рисунок 5.8 - Ecolite – самая маленькая коробка

Механические коробки передач Ecolite (самые маленькие в семье ZF) (см.рис 5.8), предназначенные для установки на автомобили полной массой до 6 т, – самое новое семейство, последнее поколение. При его разработке использованы результаты длительных поисков конструкторов и технологов. Коробки рассчитаны на передачу крутящего момента в диапазоне 500…1050 Н·м. Модель S5-42 – 5-ступенчатая КП с диапазоном передаточных чисел 8,63…1,00 перекрывает диапазон крутящего момента от 300 до 600 Н·м. Шестиступенчатая коробка S6-36/2 наиболее активно работает с крутящим моментом в диапазоне 350…750 Н·м; другая 6-ступенчатая коробка 6S 850 имеет ряд 6,75…0,78 с одной повышающей передачей и работает с максимальным крутящим моментом 850 Н·м. Все коробки семейства Ecolite могут дополняться валами отбора мощности серии ZF PTO.

Шестиступенчатая коробка AS-Tronic Lite, которая на конвейере с 2005 г., стала автоматизированным вариантом механической коробки Ecolite. По массогабаритным характеристикам и ряду передаточных чисел коробки AS-Tronic Lite полностью соответствуют механическим аналогам, но передают больший крутящий момент – 1050 Н·м. Они предлагаются на малотоннажные автомобили в качестве опции.

Девятиступенчатые коробки Ecomid – основная механическая трансмиссия среднетоннажных автомобилей полной массой до 16 т.(см рисунок 5.11) Единственный представитель этого семейства – коробка 9S 75/109 – выпускается в двух версиях.

Ряд передаточных отношений первой – 12,73…1,00, а максимальный крутящий момент около 1100 Н·м. Ее устанавливают на автомобили, работающие в городах, коммунальном хозяйстве, в промышленном транспорте, на строительстве – одним словом, где нужен широкий диапазон рабочих скоростей.

Вторая версия имеет передаточные числа от 9,48 до 0,75 с повышающей передачей и крутящий момент более 1300 Н·м. Ее предназначение – работа на магистральных грузовиках, в составе тягача с прицепом или полуприцепом. «Сжатый» ряд передаточных чисел рассчитан на движение с относительно стабильной скоростью и на большие расстояния.

Двенадцатиступенчатая версия АКП AS-Tronic Mid – автоматический «двойник» механической коробки Ecomid. Ее выпускают с двумя вариантами передаточных чисел: 12,79…1,00 или 10,33…0,81. При этом максимальное передающее усилие AS-Tronic Mid заметно превосходит возможности коробки Ecomid (1600 Н·м против 1300).

Управление коробкой может осуществляться автономно или интегрироваться в общую систему управления автомобилем на основе CAN-шины (CAN-шина – единая медная шина, к которой подключены все электронные компоненты автоматизированной системы управления двигателем, тормозами, подвеской. Образуется единая компьютерная управляющая и диагностическая сеть, контролирующая все основные агрегаты автомобиля). Таким образом, она связана с блоком управлением двигателем EDC и комплексом управления тормозами ABS/ASR.

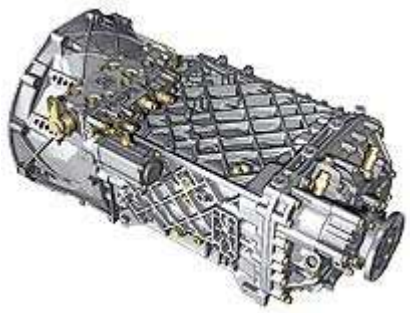


Рисунок 5.9 – Коробка Ecosplit

В семейство самых больших механических КП Ecosplit (см рис 5.9) входят две модели – 12- и 16-ступенчатая. Первая предназначена для эффективной передачи крутящего момента в диапазоне 1200…2250 Н·м, а более мощная вторая передает до 2750 Н·м. Они выпускаются в версиях direct drive (DD) или overdrive (OD). За 25 лет выпуска коробок этой серии ими оснащено более 1 млн грузовых автомобилей. Шестнадцатискоростные коробки выпускаются четырех типов: 16S151, 16S181, 16S221, 16S251. Коробка передач Ecosplit состоит из 4-скоростного редуктора, делителя передач, установленного спереди, и

планетарного демультипликатора, установленного сзади, который служит для удвоения числа передач для движения вперед с 4 до 8. Делитель передач еще раз удваивает эти 8 передач. Он имеет две передачи (низшую и высшую), используя пары шестерен постоянного зацепления – одну или две. Таким образом, коробка всего имеет 16 передач вперед с небольшой разницей передаточных отношений между соседними передачами и 2 – назад. Небольшая разница передаточных отношений соседних пар коробки Ecosplit позволяет выбрать оптимальный режим движения в экономичном диапазоне числа оборотов двигателя. Кроме того, это облегчает управление КП и снижает уровень шума.

При схеме переключения «два Н» каждая из 8 передач для движения вперед и задний ход имеет свое собственное положение, изображенное на схеме. Нейтральные положения на линиях 3...4-й и 5...6-й передач.

Передачи делителя (В или Н) предварительно выбираются переключателем, кран срабатывает при выжимании сцепления. Разные усилия сопротивления пружин позволяют водителю хорошо чувствовать процесс переключения.

Коробки передач Ecosplit третьего поколения отличаются универсальностью применения и совместимостью с большим числом дополнительных агрегатов. Их можно, например, совместить с гидромуфтами WSK 400 или 440 и со встроенным вторичным замедлителем. Коробки Ecosplit могут поставляться со встроенными системами замедления Interder-2. Коробки этого семейства, наиболее полно отвечающие условиям эксплуатации грузовых автомобилей отечественного производства, применяются на автомобилях Минского автомобильного и Минского колесных тягачей заводов, «Яровитах», КамаАЗах, УралАЗах.

Разрабатывая автоматические КП (АКП) для тяжелых грузовых автомобилей, компания ZF спроектировала агрегаты, совмещающие отработанную технологию производства трансмиссий и современные электронные средства управления. Семейство автоматических коробок передач для автомобилей полной массой более 16 т называется AS-Tronic (см рис 5.10). Их конструкция позволяет водителю в любой момент перейти с автоматического режима работы трансмиссии на ручной и обратно.

Рисунок 5.10 - Коробка AS-Tronic с интардером (разрез)

В семейство входят два типа коробок – 12-ступенчатая 12 AS 2301 и 16-ступенчатая 16 AS 2601. Первая комплектуется с силовыми агрегатами мощностью до 450 л.с. и крутящим моментом до 2300 Н·м. Вторая позволяет передавать момент до 2600 Н·м и мощность до 550 л.с. Конструктивно обе коробки выполнены по схеме с двумя промежуточными валами, встроенным делителем и планетарным демультипликатором (см. рис. 5.11).

Электронный блок управления КП постоянно связан с системами EDC, ABS, ASR через шину управления CAN [3.11, 3.12, 3.13, 3.14, 3.15, 3.16, 3.17, 3.18].

Коробки можно комплектовать валами отбора мощности с приводом от сцепления или выходного вала КП. Их также можно дополнять интардером, развивающим тормозную мощность до 500 кВт. В интардере нет вспомогательного контура циркуляции охлаждающей жидкости, а для охлаждения гидравлической жидкости используется встроенный теплообменник.

Рисунок 5.11 - Семейство коробок AS-Tronic

Марка Ecomat появилась в производственной программе компании ZF четверть века назад. Однако первые планетарные АКП появились еще в 1961 г. под маркой 2 HP 45. Новое поколение коробок Ecomat 2 plus, вобрало в себя все лучшее, что вносилось в конструкцию коробки за время ее эволюции.

Ecomat 2 plus – серия автоматических КП для автобусов полной массой до 28 т. В нее входят три ряда 4- (4HP), 5- (5HP) и 6-ступенчатых (6HP) агрегатов. Каждый из них включает три версии в зависимости от максимального передаваемого крутящего момента 1150, 1220 или 1600 Н·м. Механических аналогов «автоматы» Ecomat 2 plus не имеют. Шестиступенчатые коробки агрегатируются с двигателем, оснащенным электронной системой управления EEC 12 [5.18].

АКП конструктивно состоят из шести блоков, комбинация которых позволяет получать коробки с различными характеристиками. Это блоки гидротрансформатора, подачи масла, тормоза-замедлителя, планетарной передачи, отбора мощности и управления. Кроме этого

коробки могут быть дополнены блокировочной муфтой и первичным тормозом-замедлителем.

Для управления АКП Ecomat 2 plus служит электронный блок EST 146/147. Это самообучающаяся система управления с расширенной программой технической диагностики и новым режимом управления «остановка – пуск». Блок способен распознать изменение внешних условий работы, исправить ошибки в процессе переключения режимов коробки, контролировать время прохождения процесса управления. Управление коробками осуществляется с помощью клавишного пульта, который можно устанавливать на панель приборов, в подлокотник кресла водителя или на отдельную консоль.

На современном рынке грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности преобладающее место получили механические коробки передач с мехатронным управлением, включающие пневматический привод с исполнительными устройствами, электро-магнитные клапаны и микропроцессоры системы управления. Актуальность задачи заключается в исследовании процессов синхронизации при переключении передач в случае изменяющегося давления в полости силового цилиндра, которая рассматривается в следующих разделах работы.

5.2 Постановка задачи и 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.

В зависимости от параметров пневмопривода, коробки передач, момента сопротивления движению автомобиля и других факторов процесс включения передачи может закончиться в любой из трех зон. Исследования показывают, что для реально выполненных конструкций коробок передач и пневматических приводов с усилием предварительного поджатия возвратной пружины $P_0 > 500H$ и соотношением

$$\frac{\mu_1 \cdot F_1}{\mu \cdot F} > 3$$

где μ_1 и F_1 - соответственно площадь сечения и коэффициент расхода выпускного отверстия, μ и F - соответственно – впускного отверстия, время цикла включения передачи $\tau_{вкл}$ из нейтрального положения незначительно отличается от времени цикла переключения передачи $\tau_{пер}$.

Последнее объясняется тем, что этап выключения передачи в цикле переключения о передачи на передачу происходит фактически параллельно с 1-м этапом включения передачи. Разница во времени циклов включения и переключения передач практически определяется временем запаздывания срабатывания электроклапана включаемой передачи по отношению к срабатыванию электроклапана выключаемой передачи. При этом, как показали экспериментальные исследования, время запаздывания колеблется в диапазоне $0{,}04 \div 0{,}08$ сек. Тогда, рассчитав время включения передачи, находим время переключения – как:

$$\tau_{пер} = \tau_{вкл} + \tau_{зап}$$

Сравнение расчетных данных о экспериментальными, показывает, что ошибка в этом случае не превышает 3-8%, что вполне допустимо для практики.

На рисунке 5.12 показана схема синхронизированной коробки передач с шестернями постоянного зацепления со всеми инерционными моментами элементов коробки и передаточными числами.

На рисунке 5.13 представлена расчетная схема.

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.

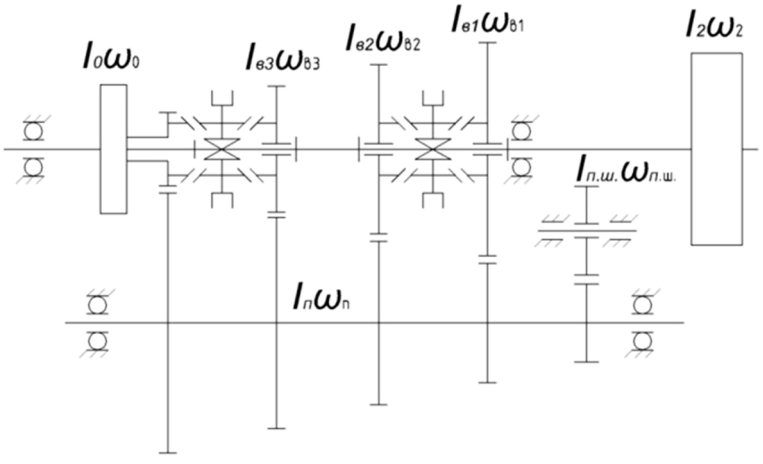


Рисунок 5.12 – Схема коробки передач с шестернями постоянного зацепления.

На основании равенства кинетических энергий, а также принимая во внимание, что

$$\frac{\omega_0}{\omega_{B1}} = i_{K1};\ \ \frac{\omega_0}{\omega_{B2}} = i_{K2};\ \ \frac{\omega_0}{\omega_{B3}} = i_{K3};\ \ \frac{\omega_0}{\omega_{П}} = i_{П};\ \ \frac{\omega_0}{\omega_{П.Ш.}} = i_{П.Ш.},$$

можем записать:

$$I = I_0 + I_{П}\frac{1}{i_{П}^2} + I_{B1}\frac{1}{i_{K1}^2} + I_{B2}\frac{1}{i_{K2}^2} + I_{B3}\frac{1}{i_{K3}^2} + I_{П.Ш.}\frac{1}{i_{П.Ш.}^2},$$

где I - момент инерции ведущих частей коробки передач, приведенный к первичному валу.

Тогда инерционный момент ведущих частей коробки передач, приведенный к включаемой шестерне

$$I_1 = i_{K.П.}^2\left(I_0 + \sum I_K \frac{1}{i_{к^2}}\right) = Ii_{K.П.}^2, \qquad (5.1)$$

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.

$$I_2 = \frac{G_M r_K^{\ 2}}{g i_0^2 \eta_{тр}}(1+\xi), \qquad (5.2)$$

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.

$$M_\psi = \frac{G_M r_K}{i_0 \eta_{тр}}\psi, \qquad (5.3)$$

где ψ - коэффициент сопротивления дороги, учитывающий сопротивление качению и наклон дороги.

$$\psi = f_K \cos\varphi \pm \sin\varphi; \qquad (5.4)$$

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.

$$M_{тр} = M_{тр1} i_{K.П.},$$

где $M_{тр1}$ - момент трения на первичном валу коробки передач.

M_M - момент трения вилки о муфту синхронизатора.

$$M_M = S \cdot r_M \cdot f \cdot p_c, \tag{5.5}$$

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).

$$M_C = \frac{r_c f}{\sin \rho} P_c, \tag{5.6}$$

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.

$M_{B.C}$ - момент ведения в дисках сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи.

$$M_{B.C} = M_{B.C.1} i_{K.П.}, \tag{5.7}$$

где $M_{B.C1}$ - момент ведения сцепления на первичном валу коробки передач.

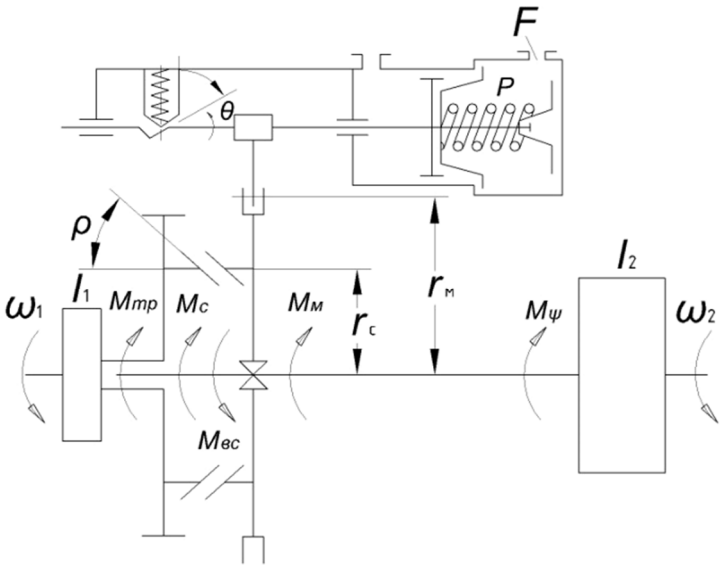


Рисунок 5.13 – Расчетная схема

5.3 Давления, действующие в пневмоцилиндре при переключении передач

Процесс включения передачи может закончиться в любой из трех зон истечения.

В данной работе будет проведен анализ синхронизации только в зоне подкритического истечения.

Для определения времени синхронизации и других величин необходимо найти зависимость $p = f(t)$ для зоны подкритического истечения, а также определить время действия.

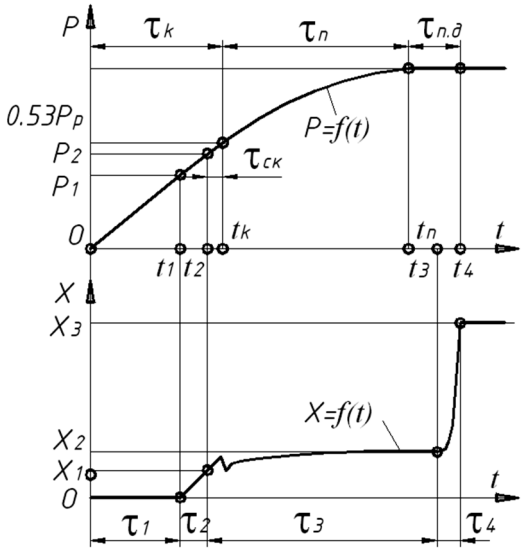


Рисунок 5.14 - Циклограмма процесса включения передачи при переменном давлении в пневматическом цилиндре: к – зона критического истечения; п – зона подкритического истечения; п.д – зона постоянного давления.

Дифференциальное уравнение изменения давления при заполнении постоянного объема для случая, если процесс в полости цилиндра принимается изотермическим, имеет вид:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V}\mu F\sqrt{\frac{2g}{RT}p_p^2\frac{k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}} \qquad (5.8)$$

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; R - газовая постоянная, $\frac{\text{н}\cdot\text{м}}{\text{н}\cdot{}^{\circ}\text{К}}$; $R = 29.27$; k - показатель адиабаты для воздуха $k = 1.41$; g - ускорение силы тяжести, м/с^2; μ - коэффициент расхода; F - сечение жиклера, через который происходит истечение воздуха, м^2.

Подставляя в уравнение значения постоянных величин, будем иметь:

$$\frac{dp}{dt} = 11.63 p_p \mu F \frac{\sqrt{T}}{V}, \tag{5.9}$$

Разделяя переменные и интегрируя, находим:

$$t = \frac{0{,}086V(p - p_a)}{p_p \mu F \sqrt{T}} = \frac{0{,}086V}{p_p \mu F \sqrt{T}} p_{II}, \tag{5.10}$$

где p_a - начальное давление в рабочем цилиндре; в частном случае начальное давление в цилиндре может быть равно атмосферному; p_{II} - избыточное давление в пневматическом цилиндре.

Для вывода интересующих нас зависимостей и получения формул, удобных для инженерных расчетов, произведем аппроксимацию функции (5.14) линейной зависимостью. Искомое уравнение, найденное из условия минимальной относительной погрешности приближенной функции относительно истинной, будет:

$$p = p_p \left(0{,}56 + 7{,}8 \frac{\mu F \sqrt{T}}{V} t \right). \tag{5.15}$$

В этом случае p может принимать значения в диапазоне:

$$0{,}56 p_p \le p \le p_p$$

Предельная погрешность при подсчетах по уравнению (5.15) 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,

$$p_u = p_p \left(0{,}56 + 7{,}8 \frac{\mu F \sqrt{T}}{V} t \right) - p_a. \tag{5.16}$$

Продолжительность подкритической зоны истечения τ_n найдется из уравнения (5.15) при подстановке в него $p = p_p$, то есть когда давление в цилиндре достигнет давления в ресивере

$$\tau_{II} = \frac{0{,}0564V}{\mu F \sqrt{T}}. \tag{5.17}$$

Текущее значение времени в зоне подкритического истечения будет ограничено диапазоном $0 \le t \le \tau_{II}$.

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.

5.4 Дифференциальные уравнения движения поршня. Определение динамических нагрузок в синхронизаторе

Используя расчетную схему, приведенную на рисунке 5.13, можно написать дифференциальное уравнение движения поршня для 1-го и 2-го этапов, имеющее вид

$$m\ddot{x} = p_{II}S - x(\gamma_1 + \gamma_2 tg\theta) - P_0 - Q_0 tg\theta - P_{mp}, \qquad (5.18)$$

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_{mp} - сила трения.

Представим силу трения, как сумму двух сил:

$$P_{mp} = P_{mp_0} + \alpha p_{II}S, \qquad (5.19)$$

где P_{mp_0} - постоянная сила трения; $\alpha p_{II}S$ - 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:

$$m\ddot{x} = \frac{(1-\alpha)Sp_p\mu F\sqrt{T}}{0{,}086V}t - x(\gamma_1 + \gamma_2 tg\theta) - P_0 - Q_0 tg\theta - P_{mp_0}. \qquad (5.20)$$

5.4.1 Первый этап процесса включения передач

Исходя из условия равенства активных сил, действующих на поршень, силам сопротивления в момент начала движения поршня ($x = 0; \dot{x} = 0$), можно из уравнения (5.20) найти время начала движения поршня

$$\tau_1 = \frac{0{,}086V(P_0 - Q_0 tg\theta + P_{mp0}}{(1-\alpha)Sp_p\mu F\sqrt{T}}. \qquad (5.21)$$

Используя же уравнение 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:

$$p_1 = \frac{Q_0 tg\theta + P_0 + P_{mp0}}{S(1-\alpha)} . \quad (5.22)$$

5.4.2 Второй этап процесса включения передач

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 (5.20) 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 (5.20) замену постоянных величин *a*, *b* и *c*.

$$a = \frac{11.63 \cdot (1-\alpha) \cdot S \cdot p_p \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{V} . \quad (5.23)$$

Коэффициент *a* (Н/с) характеризует приращение усилия в пневматическом цилиндре в единицу времени за счет истечения воздуха.

$$b = P_0 + Q_0 tg\theta + P_{mp0} . \quad (5.24)$$

Коэффициент *b* (Н) равен сумме всех постоянных сил сопротивления.

$$c = \gamma_1 + \gamma_2 tg\theta > 0 . \quad (5.25)$$

Коэффициент *c* (Н/м) равен приведенной жесткости всех упругих элементов.

Используя введенные обозначения, получим неоднородное линейное дифференциальное уравнение

$$m\ddot{x} + cx = at - b . \quad (5.26)$$

Используя начальные условия ($t = \tau_1 = \frac{b}{a} ; x = 0 ; \dot{x} = 0$), получим частное решение

$$x = \frac{a}{c}\left\{ t - \frac{b}{a} - \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot \sin\left[\sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \left(t - \frac{b}{a} \right) \right] \right\} . \quad (5.27)$$

5.4.3 Третий этап процесса включения передач

В реально выполненных конструкциях ступенчатых коробок передач при рассмотрении 3-го этапа процесса включения, мы имеем многомассовую колебательную систему (рисунок 5.13).

В качестве одного из вариантов расчетной схемы может рассматриваться двухмассовая колебательная система (рисунок 5.15), 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.

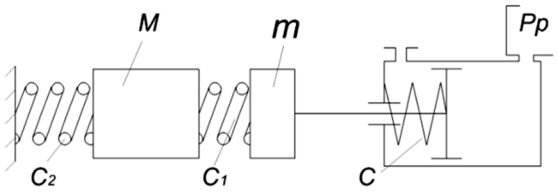


Рисунок 5.15 – Расчетная схема при двухмассовой колебательной системе

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-230 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 5.16, *б*).

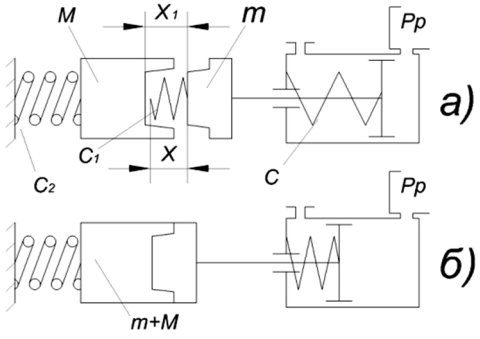


Рисунок 5.16 – Расчетная схема до схождения (*а*)
и после схождения конусов трения (*б*).

Определим вначале максимальное значение усилия, возникающего в процессе удара масс m и M, используя следующие допущения:

1) удар считаем абсолютно неупругим при определении конечной скорости соударяемых элементов;

2) изменением возмущающей силы за время удара пренебрегаем ввиду малого промежутка времени.

Кинетическая энергия подвижных деталей в момент соприкосновения конусов трения будет равна

$$W_1 = \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2}. \tag{5.28}$$

Скорость новой массы $m+M$ после схождения конусов синхронизатора (которое начинается с момента их соприкосновения) в результате удара будет

$$\dot{x}_2 = \frac{\dot{x}_1 \cdot m}{m+M}, \tag{5.29}$$

а ее кинетическая энергия

$$W_2 = \frac{m^2 \dot{x}_1^2}{2(m+M)}; \tag{5.30}$$

тогда работа, равная разности кинетических энергий $W_1 - W_2$, пойдет па деформацию синхронизатора и на трение в конусах.

В случае линейности характеристики деформируемых упругих элементов, а также считая в первом приближении коэффициент трения конических поверхностей f_1 в осевом направлении постоянной величиной, можно записать, что

$$W_1 - W_2 = \frac{P_Д \Delta x}{2} + \frac{P_Д \Delta x f_1}{2}, \tag{5.31}$$

или, зная жесткость упругих элементов,

$$\Delta x = \frac{P_Д}{c_1} \tag{5.32}.$$

Тогда, подставляя в уравнение (5.32) значения работы W_1 и W_2 и значение Δx и решая это уравнение относительно $P_Д$, получим

$$P_Д = \dot{x} \cdot \sqrt{\frac{mc_1}{1+f_1}\left(1 - \frac{m}{m+M}\right)}, \tag{5.34}$$

Используя 5.28, для зоны подкритического истечения будем иметь:

$$P_Д = \frac{7{,}8(1-\alpha) S p_p \mu F \sqrt{T}}{(\gamma_1 - \gamma_2 tg\theta) V} \sqrt{\frac{mc_1}{1+f_1}\left(1 - \frac{m}{m+M}\right)}. \tag{5.35}$$

Определим время удара

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{\dot{x}_{cp}} = \frac{2P_Д}{c_1\left(\dot{x}_1 + \dot{x}_2\right)}. \qquad (5.36)$$

или, подставив значение $P_Д$, $\dot{x}_1$ и $\dot{x}_2$, получим

$$\Delta t = 2 \cdot \frac{\sqrt{\frac{m}{c_1(1+f_1)} \cdot \left(1 - \frac{m}{m+M}\right)}}{1 + \frac{m}{m+M}}. \qquad (5.37)$$

Считая, что в дальнейшем после схождения конусов трения будет одномассовая колебательная система (см. рисунок 5.15, б) и принимая в первом приближении, что трение пропорционально скорости перемещения поршня, для случая критического истечения, можно написать следующее дифференциальное уравнение:

$$M_П \ddot{x}_1 + \gamma \dot{x}_1 + (c + c_2)(x - x_1) = atb - cx_1, \qquad (5.38)$$

где $M_П = m + M$.

Вводя некоторые замены в уравнение (5.39), можно записать

$$\ddot{x} + v \cdot \dot{x} + u \cdot x = \frac{a \cdot t - b + c_2 \cdot x_1}{M_П}, \qquad (5.39)$$

где $v = \frac{\gamma}{M_П}$ и $u = \frac{c_2 + c}{M_П}$,

тогда общий интеграл уравнения будет

$$x = e^{-\frac{v}{2} \cdot t}(C_1 \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\beta \cdot t)) + \frac{a}{c_2 + c} \cdot \left(t - \frac{b - c_2 \cdot x_1}{a} - \frac{M_П \cdot v}{c_2 + c}\right), \qquad (5.40)$$

где

$$\beta = \sqrt{u - \frac{v^2}{4}} = \sqrt{\frac{c_2 + c}{M_П} - \frac{v^2}{4}}. \qquad (5.41)$$

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 $$A = x_1 - \frac{a}{c_2 + c}\left(t_2 - \frac{b - c_2 x_1}{a} - \frac{M_П \nu}{c_2 + c}\right),$$

или, подставляя значение $t_2 = \frac{b - cx_1}{a}$, получим:

$$A = \frac{aM_П \nu}{(c_2 + c)^2} \tag{5.42}$$

и

$$B = \dot{x}_2 - \frac{a}{c + c_2} = a\left(\frac{m}{cM_П} - \frac{1}{c + c_2}\right). \tag{5.43}$$

Подставляя значение коэффициентов C_1 и C_2 в уравнение (5.40) и делая необходимые преобразования, получим частное решение

$$x = \frac{A\beta\cos\beta(t - t_2) + \left(B + A\frac{\nu}{2}\right)\sin\beta(t - t_2)}{Be^{\frac{\nu}{2}(t - t_2)}} + \frac{a}{c + c_2}\left(t - \frac{b - c_2 x_1}{a} - \frac{\nu M_П}{c + c_2}\right). \tag{5.44}$$

Для удобства пользования уравнение (5.44) можно представить в виде:

$$x = \frac{N}{e^{\frac{\nu}{2}\cdot(t - t_2)}} \cdot \sin[\beta \cdot (t - t_2) + \varphi_0] + \frac{a}{c + c_2} \cdot \left(t - \frac{b - c_2 \cdot x_1}{a} - \frac{\nu \cdot M_П}{c + c_2}\right), \tag{5.45}$$

где

$$N = \sqrt{A^2 + \left(\frac{B + A\frac{\nu}{2}}{\beta}\right)^2} \tag{5.46}$$

и

$$\varphi_0 = arctg\frac{A \cdot \beta}{B + A\frac{\nu}{2}} \cdot \tag{5.47}$$

Для случая подкритической зоны истечения можно получить дифференциальное уравнение движения поршня следующего вида:

$$M_П \cdot \ddot{x} + \gamma \cdot \dot{x} + (c + c_2) \cdot (x - x_1) = S \cdot p_p \cdot (1 - \alpha)\left[0.56 + 7.8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}(t - t_2) - \frac{p_a}{p_p}\right] - (b + c \cdot x_1). \tag{5.48}$$

Это уравнение действительно при $t > t_2$. Преобразовав его, получим

$$\ddot{x} + \nu \cdot \dot{x} + u \cdot x = \frac{a_1 \cdot (t - t_2) + l - b + c_2 \cdot x_1}{M_П}, \tag{5.49}$$

где

$$a_1 = 7{,}8 \cdot \frac{S \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot p_p \cdot (1-\alpha)}{V} \tag{5.50}$$

и

$$l = S \cdot (p_p \cdot 0.56 - p_a) \cdot (1-\alpha)\,. \tag{5.51}$$

Тогда, по аналогии с вышеприведенными выкладками, частное решение уравнения (5.48) будет иметь вид:

$$x = \frac{N_1}{e^{\frac{\nu}{2}(t-t_2)}} \sin\left[\beta(t-t_2)+\varphi_1\right] + \frac{a_1}{c+c_2} \cdot \left[(t-t_2) + \frac{l + c_2 x_1 - b}{a_1} - \frac{M_{\Pi} \nu}{c_2 + c}\right], \tag{5.52}$$

где

$$N_1 = \sqrt{A_1^2 + \left(\frac{B_1 + A_1 \frac{\nu}{2}}{\beta}\right)^2}\,, \tag{5.53}$$

$$\varphi_1 = arctg \frac{A_1 \beta}{B_1 + A_1 \frac{\nu}{2}}\,, \tag{5.54}$$

и для случая, если подкритическая зона истечения началась в момент соприкосновения конусов, получим:

$$A_1 = \frac{b + c \cdot x_1 - l}{c_2 + c} + \frac{a_1 \cdot M_{\Pi} \cdot \nu}{(c_2 + c)^2}; \tag{5.55}$$

$$B_1 = \frac{a \cdot m}{c \cdot M_{\Pi}} + \frac{a_1}{c_2 + c}\,. \tag{5.56}$$

Представляет некоторый интерес определение силы, получаемой за счет чисто динамического эффекта, без учета приращения силы за счет второго члена уравнения (5.52) 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 (5.52) и, приравняв ее нулю, найдем значение, соответствующее экстремальному значению функции

$$t_x = t - t_2 = \frac{arctg \frac{2 \cdot \beta}{\nu} - \varphi_1}{\beta}\,. \tag{5.57}$$

Тогда искомое максимальное усилие, без учета линейной части уравнения (5.52), будет равно

$$P_{Д1} = x_x \cdot (c_2 + c) = \left[\frac{N_1}{e^{\frac{\nu}{2} \cdot t_x}} \cdot \sin(\beta \cdot t_x + \varphi_1)\right] \cdot (c_2 + c)\,. \tag{5.58}$$

Имея экспериментальные данные, характеризующие затухание колебаний (например, значения амплитуд за полупериод колебания), можно по известной зависимости определить коэффициент затухания

$$v = \frac{2 \cdot \lg \frac{H_1}{H_2}}{\lg e \frac{t_П}{2}}, \tag{5.59}$$

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 значение $t = t_2$ и разрешим последнее относительно *p*:

$$p = p_2 = \frac{cx_1 + b}{S(1-\alpha)} + p_a . \tag{5.60}$$

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

$$p_c = \frac{S_1 \cdot \sigma_{\max}}{S \cdot (1-\alpha)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot h \cdot \sigma_{\max} \cdot \sin \rho}{S \cdot (1-\alpha)}, \tag{5.61}$$

где S_1 – 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

$$p_{p\max} = p_2 + p_c = \frac{c \cdot x_1 + b + 2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot h \cdot \sigma_{\max} \cdot \sin \rho}{S \cdot (1-\alpha)} + p_a . \tag{5.62}$$

5.5 Определение моментов синхронизации

Характер действующих на синхронизатор усилий определяется зависимостями (5.41), (5.42), (5.51) и (5.59). Вычисление момента синхронизации, используя зависимости (5.42) и (5.59) 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 (5.45) и (5.52) 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 $R_Д = f(x_1)$ скорости синхронизатора в момент соприкосновения конусов трения. При сравнительно небольших скоростях, когда $\dot{x}_1$ не превышает 0,2-0,3 м/сек, динамические усилия относительно невелики. Тогда, принимая также во внимание кратковременность действия динамической нагрузки, коэффициент динамичности $\dot{R}_Д$ 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.

Используя зависимости (5.6), (5.55), а также начальные условия, после несложных выкладок получим следующую зависимость для момента синхронизации в зоне критического истечения:

$$M_{c.k.} = \frac{r_c f k_Д}{\sin\rho}(x - x_1)(c + c_2) = \frac{r_c f k_Д}{\sin\rho}(at - b - cx_1)\,. \qquad (5.63)$$

Зная величину давления, уравновешивающую все силы сопротивления к моменту соприкосновения конусов трения (5.60) и используя зависимость (5.11), найдем время протекания момента синхронизации в зоне критического истечения (рисунок 5.21)

$$\tau_{c.k.} = \frac{0{,}086V}{\mu F\sqrt{T}}\left(0{,}53 - \frac{p_2}{p_p}\right). \qquad (5.66)$$

Текущее значение времени в зоне критического истечения будет ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \tau_{c.к} . \tag{5.67}$$

Используя зависимости (5.9) и (5.16), после простейших выкладок можем написать зависимость момента синхронизации для зоны подкритического истечения, если процесс синхронизации начался в зоне критического истечения

$$M_{С.П.} = \frac{P_p S r_c f k_Д (1-\alpha)}{\sin\rho}\left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_p} + 7{,}8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}t\right) . \tag{5.68}$$

Время действия синхронизирующего момента в подкритической зоне истечения будет ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \zeta_П . \tag{5.69}$$

Если процесс синхронизации начнется только в зоне подкритического истечения, то, как не трудно убедиться момент синхронизации будет определяться уравнением

$$M_{С.П.1} = \frac{7{,}8 p_p S r_c f k_Д (1-\alpha)\mu F\sqrt{T}}{V\cdot\sin\rho} t . \tag{5.70}$$

Тогда, используя уравнения (5.11), (5.17) и (5.34), найдем предельно возможное в этом случае время синхронизации в зоне подкритического истечения

$$\tau_{c.k.} = \frac{0{,}128\left(1 - \frac{p_2}{p_p}\right)V}{\mu F\sqrt{T}} . \tag{5.71}$$

Текущее значение времени в этом случае будет ограничено в диапазоне

$$0 \le t \le \tau_{С.П} \tag{5.72}$$

5.6 Дифференциальные уравнения движения синхронизируемых элементов коробки передач

С целью определения интересующих нас параметров процесса синхронизации, напишем дифференциальные уравнения моментов количества движения для деталей, связанных с первичным валом коробки передач, и звеньев автомобиля, связанных со вторичным валом коробки передач.

Для случая переключения с низшей передачи на высшую дифференциальные уравнения будут следующими:

$$I_1 d\omega_1 = (M_c + M_{TP} - M_{B.C})dt ; \tag{5.73}$$

$$I_2 d\omega_2 = (M_c - M_M - M_\psi)dt . \tag{5.74}$$

При переходе с высшей на низшую передачу будем иметь:

$$I_1 d\omega_1 = (M_c - M_{TP} - M_{B.C})dt ; \tag{5.75}$$

$$I_2 d\omega_2 = (M_c + M_M + M_\psi)dt . \tag{5.76}$$

5.7 Определение времени синхронизации и результирующей угловой скорости после окончания процесса синхронизации

5.7.1 Синхронизация в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр при переключении с низшей передачи на высшую

В зависимости от параметров пневматического привода, угловых скоростей синхронизируемых элементов и моментов их инерции, процесс синхронизации может окончиться в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр. Используя дифференциальные уравнения (5.73) и (5.74), подставляя в них значения действующих моментов из уравнений (5.6) и (5.66) и интегрируя их, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_{11} - \omega_{12}) = D \cdot K \cdot t^2 + (D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}) \cdot t; \tag{5.77}$$

$$I_1 \cdot (\omega_{22} - \omega_{21}) = E \cdot K \cdot t^2 - (M_{\Psi} - E) \cdot t; \tag{5.78}$$

где

$$D = \frac{p_{\text{р}} \cdot S \cdot r_{\text{с}} \cdot f \cdot (1-\alpha) \cdot k_{\text{д}}}{\sin \rho} \left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_{\text{р}}} \right); \tag{5.79}$$

$$E = \frac{p_{\text{р}} \cdot S \cdot f \cdot (r_{\text{с}} \cdot k_{\text{д}} - r_{\text{м}} \cdot \sin \rho) \cdot (1-\alpha)}{\sin \rho} \left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_{\text{р}}} \right); \tag{5.80}$$

$$K = \frac{3{,}9 \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{\text{V} \cdot \left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_{\text{р}}} \right)} \quad . \tag{5.81}$$

Критерием для определения возможности окончания процесса синхронизации в зоне подкритического истечения для случая переключения с низшей на высшую передачу будет $\omega_{22} \geq \omega_{12}$.

Подставляя в это неравенство значения ω_{22} и ω_{21} найденные из уравнений (5.77) и (5.76), а также значение $t = \tau_{\text{п}}$, получим необходимое условие окончания процесса синхронизации в зоне подкритического истечения:

$$\tau_{\text{п}}^2 K \left(\frac{E}{I_2} + \frac{D}{I_1} \right) - \tau_{\text{п}} \left(\frac{M_{\Psi} - E}{I_2} - \frac{D + M_{\text{тр}} + M_{\text{в.с}}}{I_1} \right) + \omega_{21} - \omega_{11} \geq 0 . \tag{5.82}$$

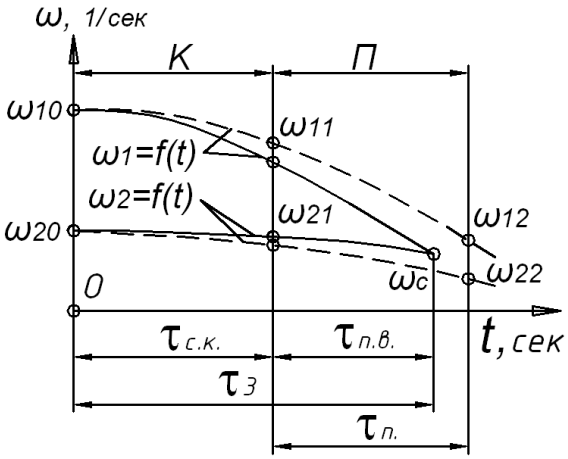


Рисунок 5.17 – Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне подкритического истечения при переключении на высшую передачу:
К – зона критического истечения; П – зона подкритического истечения.

В том случае, если это условие не выполняется, определяем значения ω_{22} и ω_{12} по уравнениям (5.77) и (5.78), так как $\tau_{\text{п}}$ известно. Если условие (5.82) выполняется, то можно определить время синхронизации. Для этого, используя уравнения (5.77) и (5.78) и исключив $\omega_{12} = \omega_{22} = \omega_{\text{с}}$, получим квадратное уравнение

$$t^2 K(I_2 D + I_1 E) + t\left[I_2\left(D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) - I_1\left(M_{\psi} - E\right)\right] - I_1 I_2(\omega_{11} - \omega_{21}) = 0\,. \quad (5.83)$$

Решая уравнение (5.83), получим единственное удовлетворяющее решение (второе решение в данном случае не имеет смысла, так как время синхронизации получается меньше нуля):

$$\tau_{\text{п.в}} = \frac{\sqrt{4KI_1I_2(\omega_{11} - \omega_{21})(I_2D + I_1E) + \left[I_2\left(D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) - I_1(M_{\Psi} - E)\right]^2} + I_1(M_{\Psi} - E) - I_2\left(D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right)}{2K(I_2D + I_1E)}. \quad (5.84)$$

Так как полное время синхронизации (рисунок 5.18) равно $\tau_{\text{з}} = \tau_{\text{с.к}} + \tau_{\text{п.в}}$,

где $\tau_{\text{п.в}}$ - время синхронизации в зоне подкритического истечения, то, следовательно, в окончательном виде получим

$$\tau_{\text{з}} = \frac{\sqrt{4 \cdot I_1 \cdot D \cdot K \cdot (\omega_{11} - \omega_{21}) \cdot \left(1 + \lambda \frac{E}{D}\right) + \left[D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}} - \lambda \cdot (M_{\psi} - E)\right]^2}}{2 \cdot D \cdot K \cdot \left(1 + \lambda \frac{E}{D}\right)} - \frac{(D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}) - \lambda \cdot (M_{\psi} - E)}{2 \cdot D \cdot K \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{E}{D}\right)} + \tau_{\text{с.к}}, \quad (5.85)$$

где $$\frac{E}{D} = 1 - \frac{r_{\text{м}}}{r_{\text{с}} k_{\text{д}}} \cdot \sin\rho \cdot$$

Зная время синхронизации $\tau_{\text{п.в}}$, определяем результирующую угловую скорость вращения системы $\omega_{\text{с}} = \omega_{12} = \omega_{22}$, для этого разрешим уравнение (5.78) относительно $\omega_{\text{с}} = \omega_{22}$ и подставим вместо *t* его значение $\tau_{\text{п.в}}$. Тогда получим

$$\omega_c = \frac{1}{I_2}\left[EK\tau_{\text{п.в}}^2 - (M_\Psi - E)\tau_{\text{п.в}} + I_2\omega_{21}\right]. \qquad (5.86)$$

5.7.2 Синхронизация в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр при переключении с высшей передачи на низшую

Используя дифференциальные уравнения (5.75) и (5.76), подставляя в них значения действующих моментов (5.5) и (5.70) и интегрируя их, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_{12} - \omega_{11}) = D \cdot K \cdot t^2 + (D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}) \cdot t\,; \qquad (5.87)$$

$$I_2 \cdot (\omega_{21} - \omega_{22}) = M \cdot K \cdot t^2 + (M_\Psi + M) \cdot t\,, \qquad (5.88)$$

где D и K – введенные ранее замены (5.78) и (5.79), а значение

$$M = \frac{p_{\text{р}} \cdot S \cdot f \cdot (p_{\text{с}} \cdot k_{\text{д}} + r_{\text{м}} \cdot \sin\rho) \cdot (1-\alpha)}{\sin\rho}\left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_{\text{р}}}\right). \qquad (5.89)$$

Процесс синхронизации может закончиться в зоне подкритического истечения, а может и продолжаться в третьей зоне - постоянного давления (см. пунктирные линии). Критерием для выяснения границы окончания процесса синхронизации служит неравенство $\omega_{12} \geq \omega_{22}$

Подставляя в это неравенство значения ω_{12} и ω_{22}, найденные из уравнений (5.87) и (5.88), а также значение $t = \tau_{\text{п}}$, получим:

$$\tau_{\text{п}}^2 K\left(\frac{M}{I_2} + \frac{D}{I_1}\right) + \tau_{\text{п}}\left(\frac{M_\Psi + M}{I_2} + \frac{D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}}{I_1}\right) + \omega_{11} - \omega_{21} \geq 0\,. \qquad (5.90)$$

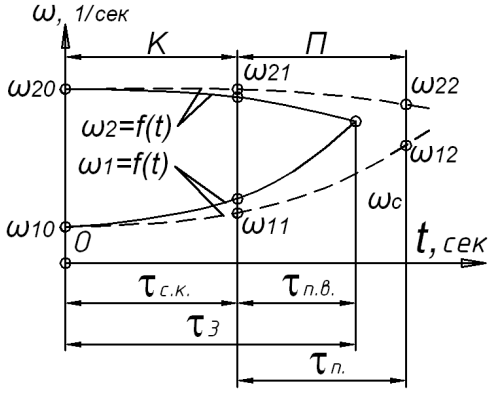


Рисунок 5.18 – Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне подкритического истечения при переключении на низшую передачу:
К – зона критического истечения; П – зона подкритического истечения.

Если условие (5.90) выполняется, то процесс синхронизации заканчивается в зоне подкритического истечения. В этом случае можно определить время синхронизации. Для

этого, используя уравнения (5.87) и (5.88), и исключив $\omega_{12} = \omega_{22} = \omega_{\text{с}}$, получим квадратное уравнение

$$t^2 K\left(I_2 D + I_1 M\right) + t\left[I_2\left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) + I_1\left(M_{\psi} + M\right)\right] - I_2 I_1\left(\omega_{21} - \omega_{11}\right) = 0 \quad (5.91)$$

Решая квадратное уравнение, получим единственное удовлетворяющее решение (второе решение не имеет смысла, так как время получается меньше нуля):

$$\tau_{\text{п.н}} = \frac{\sqrt{4KI_1I_2(\omega_{21} - \omega_{11})(I_2D - I_1M) + \left[I_2\left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) + I_1(M_{\Psi} + M)\right]^2}}{2K(I_2D + I_1M)} - \frac{I_2\left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) + I_1\left(M_{\psi} + M\right)}{2K(I_2D + I_1M)} \quad (5.92)$$

Тогда формула для определения полного времени синхронизации примет вид

$$\tau_{\text{з}} = \frac{\sqrt{4I_1DK(\omega_{21} - \omega_{11})\left(1 + \lambda\frac{M}{D}\right) + \left[D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}} - \lambda\left(M_{\psi} - M\right)\right]^2}}{2DK\left(1 + \lambda\frac{M}{D}\right)} - \frac{D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}} + \lambda\left(M_{\psi} + M\right)}{2DK\left(1 + \lambda\frac{M}{D}\right)} + \tau_{\text{с.к}}, \quad (5.93)$$

где $$\frac{M}{D} = 1 + \frac{r_{\text{м}}}{r_{\text{с}} k_{\text{д}}} \cdot \sin\rho$$

Зная время синхронизации в зоне подкритического истечения $\tau_{\text{п.н}}$, определяем результирующую угловую скорость вращения системы $\omega_{\text{с}} = \omega_{12} = \omega_{22}$. Для этого разрешим уравнение (5.93) относительно $\omega_{\text{с}} = \omega_{12}$ и подставим вместо *t* его значение $\tau_{\text{п.н}}$:

$$\omega_c = \frac{1}{I_1}\left[D \cdot K \cdot \tau_{\text{п.н}}^2 + \left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) \cdot \tau_{\text{п.н}} + I_1 \cdot \omega_{11}\right]. \quad (5.94)$$

Если процесс синхронизации начался в зоне подкритического истечения, то в этом случае в исходные дифференциальные уравнения необходимо подставить значение момента синхронизации. Тогда зависимости существенно упрощаются и мы получаем уравнения, аналогичные уравнениям, выведенным для критической зоны истечения, с той лишь разницей, что вместо значений коэффициентов *A*, *B* и *C* будут значения A_1, B_1 и C_1, отличающиеся только цифровым коэффициентом:

$$A_1 = \frac{3{,}9 \cdot S \cdot f \cdot p_{\text{р}} \cdot r_{\text{с}} \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot (1 - \alpha) \cdot \kappa_{\text{д}}}{V \cdot \sin\text{p}}; \quad (5.95)$$

$$B_1 = \frac{3{,}9 \cdot S \cdot f \cdot p_{\text{р}} \cdot r_{\text{с}} \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot (1 - \alpha) \cdot \left(\kappa_{\text{д}} \cdot r_{\text{с}} - r_{\text{м}} \cdot \sin\text{p}\right)}{V \cdot \sin\text{p}}; \quad (5.96)$$

$$C_1 = \frac{3{,}9 \cdot S \cdot f \cdot p_{\text{р}} \cdot r_{\text{с}} \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot (1 - \alpha) \cdot \left(\kappa_{\text{д}} \cdot r_{\text{с}} + r_{\text{м}} \cdot \sin\text{p}\right)}{V \cdot \sin\text{p}}; \quad (5.97)$$

5.8 Определение энергии, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации

Вся энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем на всех трех этапах истечения, будет равна

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \tag{5.98}$$

где W_1, W_2 и W_3 - энергия соответственно при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре.

Энергия в каждом этапе будет определяться известной зависимостью

$$W_n = \int_0^{t_n} M_c \cdot \omega_2 \cdot dt, \tag{5.99}$$

где индекс n означает номер этапа; ω_2 - текущее значение угловой скорости вторичного вала коробки передач за время синхронизации.

5.8.1 Энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр

Чтобы определить энергию, получаемую автомобилем в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр необходимо, заменив в уравнении (5.78) ω_{22} текущим значением ω_2 и разрешив уравнение относительно него, подставить его значение в уравнение (5.99).

Значение момента синхронизации в данной зоне истечения определяется уравнением (5.70), при этом для упрощения выкладок используем замены (5.79) и (5.80). Тогда, подставив необходимые значения, будем иметь выражение для энергии, получаемой автомобилем при переключении с низшей передачи на высшую в зоне подкритического истечения воздуха:

$$W_{2в} = \int_0^{\tau_{п.в}} D \cdot (1 + 2 \cdot K \cdot t) \cdot \left(\omega_{21} - \frac{M_\psi - E}{I_2} t + \frac{E \cdot K}{I_2} \cdot t^2 \right) \cdot dt. \tag{5.100}$$

Проинтегрировав и подставив пределы интегрирования, получим

$$W_{2в} = D \left[\omega_{21} \tau_{п.в} + \left(K\omega_{21} - \frac{M_\psi - E}{2I_2} \right) \tau_{п.в}^2 - \frac{K}{3I_2} (2M_\Psi - 3E) \tau_{п.в}^3 + \frac{EK^2}{2I_2} \tau_{п.в}^4 \right]. \tag{5.101}$$

Проделав аналогичные выкладки для случая переключения с высшей передачи на низшую [для чего ω_2 определяется из уравнения (5.88)] и подставляя в уравнение (5.79)

значение момента синхронизации, получим выражение для энергии, отдаваемой автомобилем при переключении в зоне подкритического истечения воздуха:

$$W_{2н} = \int_0^{\tau_{п.н}} D \cdot (1 + 2 \cdot K \cdot t) \cdot \left(\omega_{21} - \frac{M_\psi + M}{I_2} t - \frac{M \cdot K}{I_2} t^2 \right) \cdot dt \,. \qquad (5.103)$$

Проинтегрировав и подставив пределы интегрирования, получим окончательно:

$$W_{2н} = D \left[\omega_{21} \tau_{п.н} + \left(K\omega_{21} - \frac{M_\psi + M}{2I_2} \right) \tau_{п.н}^2 + \frac{K}{3I_2} (2M_\Psi - 3M) \tau_{п.н}^3 - \frac{MK^2}{2I_2} \tau_{п.н}^4 \right]. \qquad (5.104)$$

Если процесс синхронизации не заканчивается в этой зоне истечения, то вместо *t* подставляется его значение $\tau_п$.

5.9 Определение работы буксования на муфте синхронизатора

Одним из критериев, по которому можно судить об износах муфты и вилки синхронизатора является работа буксования, выделяемая на этой паре за период синхронизации.

Суммарная работа буксования на всех трех этапах истечения будет равна

$$L_м = L_{м1} + L_{м2} + L_{м3} \,, \qquad (5.105)$$

где $L_{м1}, L_{м2}$ и $L_{м3}$ - соответственно, работа буксования при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре.

Так как вилка неподвижна, а муфта синхронизатора жестко связана со вторичным валом, работа буксования по каждому этапу будет выражаться зависимостью:

$$L_{м.п} = \int_0^{t_n} M_м \cdot \omega_2 \cdot dt \,, \qquad (5.106)$$

Сравнивая уравнения (5.99) и (5.106), видно, что они отличаются только величиной момента. Таким образом, зная работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля на всех этапах истечения, можно легко подсчитать работу буксования на вилке синхронизатора, так как на основании равенств (5.5) можно записать:

$$M_м = M_с \cdot \frac{r_м}{r_с \cdot k_д} \cdot \sin \rho \qquad (5.107)$$

Отсюда следует, что работа буксования, выделенная на вилке синхронизатора на каждом этапе истечения, выраженная через работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля за время синхронизации, будет равна:

$$L_{м.п} = \frac{r_м \cdot \sin p}{r_с \cdot \kappa_д} W_п \qquad (5.108)$$

5.10 Определение работы буксования синхронизатора

Для исследования износных процессов в синхронизаторе необходимо знать работу буксования на конусах трения. В связи с тем, что процесс синхронизации может происходить в трех зонах истечения, суммарная работа буксования в общем случае будет равна:

$$L_{б} = L_1 + L_2 + L_3\,, \tag{5.109}$$

где $L_1\,, L_2$ и L_3 - соответственно, работа буксования при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре.

Работа буксования на каждом этапе определяется известной зависимостью

$$L_{\text{п}} = \int_0^{t_n} M_{\text{с}}(\omega_1 - \omega_2)dt\,, \tag{5.110}$$

где индекс *n* означает номер этапа.

Зная суммарную работу буксования по всем этапам истечения, а также параметры синхронизатора, можно определить удельную работу буксования

$$L_{\text{у.д}} = \frac{L_{б}}{2\pi r_{\text{с}} h} \tag{5.111}$$

где *h* – ширина конической поверхности кольца синхронизатора.

Чтобы определить работу буксования в случае переключения с низшей передачи на высшую необходимо, заменив в уравнениях (5.77) и (5.78) ω_{12} и ω_{22} текущими значениями ω_1 и ω_2 и разрешив относительно них эти уравнения, подставить их значения в уравнение (5.110). Значение момента синхронизации для зоны подкритического истечения определяется уравнением (5.70) при этом для упрощения выкладок используем замены (5.79) и (5.81).

Тогда, подставив необходимые значения величин в уравнение (5.110), получим формулу работы буксования в зоне подкритического истечения:

$$L_{2\text{в}} = \int_0^{\tau_{\text{п.в}}} D(1+2Kt)\left[(\omega_{11} - \omega_{22}) + \left(\frac{M_{\psi} - E}{I_2} - \frac{D + M_{\text{тр}} + M_{\text{в.с}}}{I_1}\right)t - K\left(\frac{D}{I_1} + \frac{E}{I_2}\right)t^2\right]dt\,, \tag{5.112}$$

или, введя замены:

$$\frac{M_{\psi} - E}{I_2} - \frac{D + M_{\text{тр}} + M_{\text{в.с}}}{I_1} = e\,; \tag{5.113}$$

$$\frac{D}{I_1} + \frac{E}{I_2} = d \tag{5.114}$$

и проинтегрировав уравнение (5.112) с подставлением необходимых пределов, получим:

$$L_{2в} = D\left\{(\omega_{11} - \omega_{21})\tau_{п.в} + \left[\frac{e}{2} + K(\omega_{11} - \omega_{21})\tau^2_{п.в} + \right] + \frac{K}{3}(2e - d)\tau^3_{п.в} - \frac{dK^2}{2}\tau^4_{п.в}\right\}. \quad (5.115)$$

Для определения работы буксования при переключении на низшую передачу необходимо, заменив в уравнениях (5.87) и (5.88) ω_{12} и ω_{22} текущими значениями ω_1 и ω_2 и разрешив относительно них эти уравнения, подставить их значения в уравнение (5.88). Момент синхронизации будет тот же самый, что и в предыдущем случае. Тогда получим выражение для работы буксования в зоне подкритического истечения:

$$L_{2н} = \int_0^{\tau_{п.н}} D(1 + 2Kt)\left[(\omega_{21} - \omega_{11}) - \frac{M_\Psi + M_м}{I_2} + \frac{D - M_{тр} - M_{в.с}}{I_1}\right)t - K\left(\frac{D}{I_1} + \frac{M}{I_2}\right)t^2\Bigg]dt, \quad (5.116)$$

или, введя замены:

$$\frac{M_\psi + M}{I_2} + \frac{D - M_{тр} - M_{в.с}}{I_1} = e_1; \quad (5.117)$$

$$\frac{D}{I_1} + \frac{M}{I_2} = d_1 \quad (5.118)$$

и проинтегрировав уравнение (5.116), будем иметь:

$$L_{2н} = D\left\{(\omega_{21} - \omega_{11})\tau_{п.н} - \left[\frac{e_1}{2} - K(\omega_{21} - \omega_{11})\right]\tau^2_{п.н} - \frac{K}{3}(2e_1 + d_1)\tau^3_{п.н} - \frac{d_1K^2}{2}\tau^4_{п.н}\right\}. \quad (5.119)$$

Если процесс синхронизации не заканчивается в зоне подкритического истечения воздуха, то в уравнения (5.115) или (5.119) подставляется значение $t = \tau_п$, определяемое по уравнению (5.17).

5.11 Выбор оптимальной величины момента синхронизации в зависимости от назначения автомобиля

Произведем анализ зависимостей с целью выяснения, как влияет изменение синхронизирующего момента на величину работы буксования. Для этого найдем частную производную от работы буксования по моменту синхронизации. Частная производная для случая переключения на высшую передачу

$$\frac{\partial L}{\partial M_с} = \frac{(\omega_{12} - \omega_{22})^2 \cdot I_1 \cdot I_2\left[I_2 \cdot (M_{тр} - M_{в.с}) - I_1 \cdot (M_\psi + M_м)\right]}{2 \cdot \left[I_1 \cdot (M_с - M_м - M_\psi) + I_2 \cdot (M_с + M_{тр} - M_{в.с})\right]^2}, \quad (5.120)$$

откуда видно, что знак производной $\frac{\partial L}{\partial M_c}$ будет отрицательным при условии

$$I_1 \cdot \left(M_\psi + M_м\right) > I_2 \cdot \left(M_{тр} - M_{в.с}\right). \quad (5.121)$$

Пренебрегая величиной момента M_M на муфте синхронизатора из-за его малости по сравнению с величиной момента M_ψ, получим условие уменьшения работы буксования при увеличении момента синхронизации:

$$\frac{M_\psi}{I_2} > \frac{\left(M_{тр} - M_{в.с}\right)}{I_1}. \quad (5.122)$$

Однако, это есть неравенство угловых ускорений $\left(\varepsilon_2 > \varepsilon_1\right)$, из которого вытекает физический смысл неравенства, заключающийся в следующем: если замедление приведенного момента инерции автомобиля под действием момента сопротивления движению больше замедления приведенного инерционного момента ведущих частей коробки передач, то с увеличением момента синхронизации работа буксования будет убывать. Подставляя в неравенство (5.122) значения I_1 I_2 M_ψ найдем то значение коэффициента сопротивления движению, при котором желательно увеличение момента синхронизации:

$$\Psi > \frac{\left(M_{тр} - M_{в.с}\right) \cdot r_к \cdot \left(1 + \xi\right)}{I \cdot i_{к.п}^2 \cdot i_0 \cdot g}. \quad (5.123)$$

Подсчеты по уравнению (5.178) показывают, что уменьшение работы буксования с увеличением момента синхронизации получается при значениях коэффициента сопротивления ψ порядка 0,1 и выше, то есть наиболее интенсивное переключение передач желательно производить на самосвалах, работающих в карьерах, и на других автомобилях специального назначения, предназначенных для работы в очень тяжелых условиях. В этом случае не только будут улучшаться динамические показатели автомобиля за счет сокращения времени синхронизации, но и уменьшится износ синхронизаторов при условии, что удельные давления на фрикционную пару не будут превышать максимально допустимых.

Если же скорость автомобиля упадет до значения V_3, динамический фактор D окажется в этом случае меньше ψ и, следовательно, вскоре придется вновь произвести переключение на низшую передачу.

Таким образом, зная динамическую характеристику автомобиля и коэффициент сопротивления движению ψ, можно определить максимально допустимое время переключения. С этой целью воспользуемся основным дифференциальным уравнением движения автомобиля:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta \cdot G_{\text{м}}}\left(P_{\text{к}} - \sum F\right). \qquad (5.124)$$

где $P_{\text{к}}$ - тяговое усилие на ведущих колесах (без учета момента синхронизации $P_{\text{к}} = 0$);

ΣF - сумма всех сил сопротивления движению:

$$\sum F = F_f + F_i + F_\omega,$$

где F_f - сила сопротивления качению; F_i - сила сопротивления при подъеме; F_ω - сила сопротивления воздуха (в данном случае принимаемая равной нулю, так как скорости движения автомобиля при больших значениях ψ невелики); δ - коэффициент учета (вращающихся) масс; $\delta = \gamma + \xi + \zeta$

γ - коэффициент, учитывающий инерционную массу маховика и связанных с ним деталей двигателя и ведущих элементов сцепления; ζ - коэффициент учета инерционной массы ведущих частей коробки передач.

При переключении передач $\gamma = 0$, а коэффициентом ζ можно пренебречь по его относительной малости и сравнительно малого времени выключения передачи.

Тогда, выражая суммарную силу сопротивления движению через момент сопротивления (пренебрегая при этом потерями в трансмиссии), подставляя необходимые значения величин в уравнение (5.127) и интегрируя, получим

$$\int_{V_1}^{V_2} dV = -\int_0^t \frac{g \cdot \Psi}{(1+\xi)} dt, \qquad (5.125)$$

или, проинтегрировав и решая уравнение относительно *t*, получим уравнение в окончательном виде:

$$t = \frac{(V_1 - V_2)(1+\xi)}{g \cdot \Psi}. \qquad (5.126)$$

Для случая переключения с высшей передачи на низшую, когда существенно возрастает сопротивление движению автомобиля, приходим к выводу, что для данного коэффициента сопротивления дороги ψ существует определенное максимально допустимое время переключения передач, которое можно подсчитать, пользуясь уравнением (5.126). В случае превышения этого времени коэффициент сопротивления движению ψ может быть больше динамического фактора *D*, в связи с чем понадобится еще раз произвести переключение на низшую передачу.

Проведя преобразования уравнения (5.126), получим уравнение в следующем виде:

$$t = \frac{\pi \cdot n_{дв}^{\max} \cdot r_k \cdot \left(1 - \frac{q}{q'}\right)(1+\xi)}{30 \cdot g \cdot \Psi \cdot i'_{кп} \cdot i_0} \qquad (5.127)$$

где q – отношение между передаточными числами соседних передач (знаменатель прогрессии), $q \geq 1$.

$q' = \frac{n_{дв}^{N\max}}{n_{дв}^{M\max}}$ - отношение оборотов двигателя соответствующих максимальной мощности к оборотам двигателя соответствующим максимальному крутящему моменту.

В некоторых случая при устойчивой работе двигателя на малых оборотах коэффициент q' может быть увеличен на 20-30%.

Расчетная величина коэффициента ψ должна выбираться из условия:

$$\psi = (0{,}7...0{,}8)D_{\max}.$$

где D_{max} – максимальный динамический фактор на включаемой передаче, так как для устойчивого движения с большими коэффициентами сопротивления необходимо иметь определенный запас тяговых усилий.

Зная максимальное допустимое время переключения по зависимостям (5.127) или (5.126) можно определить требуемый момент синхронизации и соответственно – параметры синхронизатора. Данный расчет необходимо проводить для синхронизатора низших передач, на которых особенно большая потеря скорости за время переключения.

В том случае, когда требование получения максимальных динамических качеств для автомобиля не является превалирующим и автомобиль работает при небольших коэффициентах сопротивления (например, обычная рейсовая машина для междугородных перевозок или городской автобус), где в основном имеется режим движения - разгон, накат, торможение, - то есть практически переключения на низшие передачи производятся сравнительно редко) желательно уменьшить синхронизирующий момент, чтобы процесс синхронизации при переключении на высшие передачи происходил в значительной мере за счет момента трения в коробке передач, так как это уменьшит износ поверхностей трения синхронизаторов.

Для того, чтобы выяснить как изменяется работа буксования в зависимости от величины момента синхронизации в случае переключения на низшую передачу возьмем частную производную $\frac{\partial L}{\partial M_c}$ от работы буксования и, произведя выкладки, аналогичные вышеприведенным, получим условие:

$$\varepsilon_2 < \varepsilon_1 \text{ или } \psi < \frac{(M_{тр} + M_{вс}) \cdot r_k \cdot (1+\xi)}{I \cdot i_{кп}^2 \cdot i_0 \cdot g} \quad (5.128)$$

Таким образом, мы получили условие, обратное условию переключения на высшие передачи. Последнее условие практически для автомобиля не может быть реализовано, так как при уменьшении момента синхронизации уравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых элементов должно произойти за счет значительного уменьшения скорости автомобиля, последнее же недопустимо с точки зрения ухудшения динамических качеств автомобиля, в связи с чем и в этом случае желательно увеличение момента синхронизации до максимально допустимого, определяемого предельными удельными давлениями на фрикционные поверхности синхронизатора.

5.12 Анализ процесса разблокировки синхронизатора

Процесс разблокировки синхронизатора заключается в следующем. После полного уравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов обойма синхронизатора, жестко сцепленная с шестерней включаемой передачи, поворачивается на угол разблокировки до тех пор, пока выступ каретки синхронизатора не войдет в паз обоймы. При разблокировке синхронизатора вместе с включаемой шестерней вторичного вала поворачиваются промежуточный и связанный с ним первичный вал. После разблокировки синхронизатора происходит включение каретки блокировочной муфты. Этот этап по времени относительно невелик и может быть учтен с помощью соответствующего коэффициента.

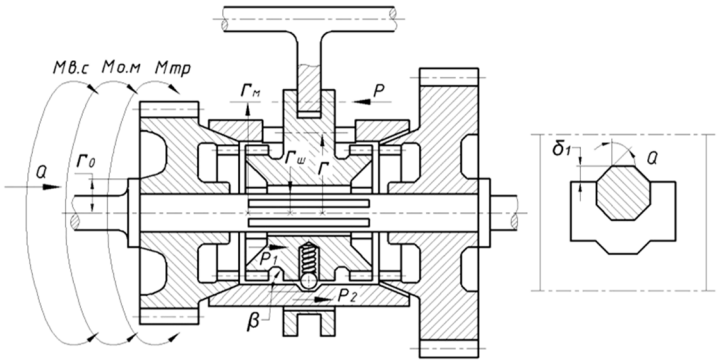


Рисунок 5.19 – Расчетная схема для процесса разблокировки

Вывод интересующих нас зависимостей произведен, исходя из следующих допущений:

1. осевое усилие, прикладываемое к синхронизатору, за время разблокировки считаем постоянным;

2. систему ведущих элементов коробки передач считаем абсолютно жесткой и, таким образом, пренебрегаем закруткой системы после окончания процесса синхронизации;

3. скорость автомобиля за время разблокировки синхронизатора принимаем постоянной;

4. коэффициент трения скольжения для всех трущихся поверхностей принимаем одинаковым;

5. усилие фиксаторов синхронизатора за время разблокировки считаем постоянным.

Тогда для случая разблокировки синхронизатора можем написать дифференциальное уравнение

$$I_p \frac{d^2\varphi}{dt^2} - \sum M = 0, \qquad (5.129)$$

где φ - угол поворота обоймы синхронизатора включаемой передачи относительно каретки синхронизатора; I_p - приведенный момент инерции ведущих деталей коробки передач и поступательно движущихся деталей пневматического привода и коробки передач

$$I_p = I_1 + I_{об} + I_{п.д},$$

где $I_{об}$ – момент инерции обоймы синхронизатора; $I_{п.д}$ – приведенный момент инерции поступательно движущихся деталей пневматического привода коробки передач.

Обычно $I_{об}$ относительно мал и поэтому в первом приближении им можно пренебречь.

На основании закона сохранения энергии момент инерции поступательно движущихся деталей с массой m, приведенный к обойме синхронизатора, будет

$$I_{п.д} = mr^2\, tg^2\alpha_1,$$

где r – радиус угла блокировки синхронизатора; α_1 - угол блокировки синхронизатора.

Отсюда полный, приведенный к обойме включаемой передачи, момент инерции будет выражаться зависимостью

$$I_p = I \cdot i^2_{кп} + m \cdot r^2 \cdot tg^2\alpha_1, \qquad (5.130)$$

где $i_{кп}$ - передаточное число включаемой передачи.

Рассмотрим действующие на систему моменты.

1. Момент сопротивления, возникающий от механизма, связанного с шестерней отбора мощности, приведенный к шестерне включаемой передачи

$$M_{о,м} = M_{о.м1} \cdot i_{о,м}, \qquad (5.131)$$

где $M_{о.м1}$ - момент сопротивления на шестерне отбора мощности; $i_{о,м}$ - передаточное число от шестерни отбора мощности к шестерне включаемой передачи.

2. Момент на опорном кольце включаемой шестерни

$$M_{ОП} = Q \cdot r_0 \cdot f, \qquad (5.132)$$

где Q - реакция в опоре; r_0 - средний радиус опорного кольца.

Момент на опорном кольце направлен противоположно моменту разблокировки.

3. Момент трения ведущих частей коробки передач $M_{тр}$, приведенный к шестерне включаемой передачи.

4. Момент $M_р$, обеспечивающий разблокировку синхронизатора, который может действовать по часовой и против часовой стрелки.

Критерием для определения направления действия момента разблокировки $M_р$ по отношению к моментам сопротивления $M_{тр}$ и $M_{о.м}$ является увеличение или уменьшение абсолютной скорости обоймы синхронизатора за время разблокировки.

Абсолютная угловая скорость обоймы при разблокировке синхронизатора равна

$$\omega_{абс} = \omega_2 \pm \omega_{отн},$$

где ω_2 - угловая скорость вторичного вала; $\omega_{отн}$ - угловая скорость обоймы относительно вторичного вала во время разблокировки синхронизатора.

При переключении с низшей передачи на высшую абсолютная скорость обоймы синхронизатора будет уменьшаться и, следовательно, момент разблокировки будет иметь тот же знак, что и $M_{тр}$ и $M_{о.м}$, которые также будут стремиться замедлить угловую скорость ведущих деталей коробки передач. При обратном переключении – с высшей передачи на низшую - $\omega_{отн}$ будет иметь тот же знак, что и ω_2 и, следовательно, моменты сопротивления будут действовать навстречу моменту разблокировки и соответственно должны учитываться со знаком, противоположным знаку $M_р$. В случае разблокировки синхронизатора на остановленном автомобиле (ω_2=0) получаем $\omega_{абс} = \omega_{отн}$. Следовательно, скорость $\omega_{абс}$ при разблокировке будет возрастать, в связи с чем направление действия момента разблокировки будет обратно направлению действия моментов сопротивления.

5. Момент ведения сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи $M_{в.с}$, определяемый по выражению (5.7).

Критерием для определения направления действия момента ведения сцепления по отношению к направлению момента разблокировки может служить неравенство скоростей ведущих и ведомых элементов сцепления в момент разблокировки синхронизатора:

$$\omega_Д \neq i_{кп} (\omega_2 \pm \omega_{отн}),$$

где $\omega_Д$ - угловая скорость коленчатого вала двигателя.

В том случае, когда скорость ведущих элементов сцепления больше ведомых (что мы имеем при переключении на высшую передачу), момент ведения сцепления и момент разблокировки действуют в противоположном направлении и должны учитываться с обратными знаками. Если же скорость ведущих элементов сцепления меньше скорости ведо-

мых (что мы имеем при переключении на низшую передачу), направления действия момента ведения сцепления и момента разблокировки совпадают. Момент ведения сцепления будет помогать разблокировке и при переключении на высшую передачу, если скорость ведущих элементов сцепления к моменту разблокирования будет меньше скорости ведомых элементов, из чего следует, что при значительных моментах ведения сцепления желательно быстрое замедление оборотов двигателя. При включении передачи на остановленном автомобиле, когда скорость $\omega_2 = 0$, направления скоростей $\omega_д$ и $\omega_{отн}$ противоположны и, следовательно, моменты $M_{в.с}$ и $M_р$ будут действовать навстречу друг другу.

Напишем уравнения всех действующих моментов, приведенных к обойме синхронизатора для случаев переключения:

а) с низшей на высшую передачу

$$\sum M_{в} = M_{р} + M_{тр} + M_{о.м} - M_{оп} - M_{в.с}; \qquad (5.133)$$

б) с высшей на низшую передачу

$$\sum M_{н} = M_{р} - M_{тр} - M_{о.м} - M_{оп} + M_{в.с}. \qquad (5.134)$$

При включении передачи на остановленном автомобиле получим

$$\sum M_{о} = M_{р} - M_{тр} - M_{о.м} - M_{оп} - M_{в.с}. \qquad (5.135)$$

Выразим теперь момент разблокировки через действующее осевое усилие

$$M_р = P_р \cdot r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1), \qquad (5.136)$$

где $P_р$ - свободное осевое усилие, перемещающее каретку синхронизатора; ρ_1 - угол трения.

Свободное осевое усилие $P_р$ будет равно (рисунок 5.16):

$$P_р = P - P_1 - P_2 \qquad (5.137)$$

где P - полное осевое усилие на муфте синхронизатора, создаваемое пневматическим приводом.

Выразив значение силы P через величину давления в пневматическом цилиндре, получим

$$P = (p_3 - p_2) \cdot (1 - \alpha) \cdot S, \qquad (5.138)$$

где p_2 - величина давления, необходимая для преодоления всех сил сопротивления к моменту соприкосновения конусов трения;

α - коэффициент, учитывающий силы трения в пневматическом механизме, пропорциональные величине давления; S - рабочая площадь пневматического поршня;

P_3 - давление в пневматическом цилиндре в конце синхронизации. Подставив значение P в равенство (5.133), будем иметь

$$P = (p_3 - p_2)(1-\alpha)S - P_1 - P_2, \tag{5.139}$$

Найдем теперь осевое усилие от фиксаторов:

$$P_2 = S - P_\phi n tg(\beta + \rho_1), \tag{5.140}$$

где P_ϕ - усилие предварительного сжатия пружины фиксатора; n -число фиксаторов; β - угол наклона лунки фиксатора.

Для определения силы трения P_1 напишем следующие равенства моментов для случаев переключения с низшей передачи на высшую:

$$M_1 = M_p - M_M$$

и с высшей передачи на низшую

$$M_1 = M_p + M_M,$$

где M_1 - момент на шлицах каретки синхронизатора.

Подставляя значения моментов и принимая во внимание, что

$$P_1 = M_1 \frac{f}{r_{Ш}},$$

где $r_ш$ – средний радиус шлицев каретки синхронизатора, для случая переключения с низшей на высшую передачу будем иметь

$$P_1 = \frac{P_p \cdot f \cdot r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1) - (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot S \cdot r_M \cdot f^2}{r_{Ш}},$$

Подставляя в уравнение (5.134) значение силы P_1 и силы P_2 из формулы (5.135), найдем

$$P_p = \frac{S \cdot (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot (r_{Ш} - r_M f^2) - P_Ф \cdot f \cdot r_{Ш} \cdot tg(\beta - \rho_1)}{r_{Ш} + f \cdot r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)},$$

Для случая переключения с высшей на низшую передачу будем иметь

$$P_p = \frac{S \cdot (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot (r_{Ш} - r_M \cdot f^2) - P_Ф \cdot n \cdot r_{Ш} \cdot tg(\beta - \rho_1)}{r_{Ш} + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)},$$

или, пренебрегая членом $r_м \cdot f^2$ по его относительной малости, получим общее выражение для силы разблокировки синхронизатора в обоих случаях переключения:

$$P_p = \frac{S \cdot (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot r_{Ш} - P_Ф \cdot n \cdot r_{Ш} \cdot tg(\beta - \rho_1)}{r_{Ш} + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)},$$

Тогда момент разблокировки будет равен

$$M_p = \frac{[(\rho_3 - \rho_2)(1-\alpha)S - P_\phi n r_{Ш} tg(\beta - \rho_1)] r r_{Ш} tg(\alpha_1 - \rho_1)}{r_{Ш} + rftg(\alpha_1 - \rho_1)}. \tag{5.141}$$

Так как реакция в опоре шестерни Q равна силе разблокировки $|Q| = |P_p|$,то, следовательно, используя равенство (5.132), найдем величину момента трения в опоре:

$$M_{on} = P_p \cdot r_0 \cdot f \tag{5.142}$$

Решая дифференциальное уравнение (5.129) и используя начальные условия (при $t = 0$; $\varphi = 0$; $\dot{\varphi} = 0$), найдем

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot I_p \cdot \varphi}{\Sigma M}}. \tag{5.143}$$

Подставляя в равенство (5.140) максимальное значение угла поворота обоймы синхронизатора, равное

$$\varphi_{\max} = \frac{\delta_1}{r},$$

где δ_1 - ширина паза угла блокировки на обойме синхронизатора, а также значение приведенного момента инерции (5.130) и действующего суммарного момента (5.133), (5.134) и (5.135), используя зависимости (5.136) и (5.137), получим уравнения, позволяющие определить время разблокировки синхронизатора для трех случаев:

а) при переключении с низшей передачи на высшую:

$$\tau_{р.в} = \sqrt{\frac{2 \cdot \delta_1 \cdot (I \cdot i_{кп}^2 + m \cdot r^2 \cdot tg^2\alpha_1)[r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)]}{r\{r_ш[(p_3 - p_2) \cdot (1-\alpha) \cdot S - P_ф \cdot n \cdot tg(\beta + \rho_1)] \times \\ \times [r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1) - r_0 \cdot f] + [(M_{тр1} - M_{в.с1}) \cdot i_{кп} + M_{о.м1} \cdot i_{о.м}] \times \\ \times [r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)]\}}};$$

(в том случае, когда скорость ведущих элементов сцепления к моменту разблокирования будет меньше скорости ведомых элементов, момент ведения сцепления должен учитываться с положительным знаком);

б) при переключении с высшей передачи на низшую:

$$\tau_{р.н} = \sqrt{\frac{2 \cdot \delta_1 \cdot (I \cdot i_{кп}^2 + m \cdot r^2 \cdot tg^2\alpha_1)[r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)]}{r\{r_ш[(p_3 - p_2) \cdot (1-\alpha) \cdot S - P_ф \cdot n \cdot tg(\beta + \rho_1)] \times \\ \times [r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1) - r_0 \cdot f] + [(M_{в.с1} - M_{тр1}) \cdot i_{кп} + M_{о.м1} \cdot i_{о.м}] \times \\ \times [r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)]\}}};$$

в) при включении передачи на остановленном автомобиле

$$\tau_{р.о} = \sqrt{\frac{2 \cdot \delta_1 \cdot (I \cdot i_{кп}^2 + m \cdot r^2 \cdot tg^2\alpha_1)[r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)]}{r\{r_ш[(p_3 - p_2) \cdot (1-\alpha) \cdot S - P_ф \cdot n \cdot tg(\beta + \rho_1)] \times \\ \times [r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1) - r_0 \cdot f] + [(M_{тр1} - M_{в.с1}) \cdot i_{кп} + M_{о.м1} \cdot i_{о.м}] \times \\ \times [r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)]\}}}. \tag{5.144}$$

Полное время всего этапа разблокировки синхронизатора и включения зубчатой муфты может быть найдено как

$$\tau_4 = \tau_p k_1,$$

где k_1 =1,2 ÷ 1,6 – коэффициент, учитывающий время включения зубчатой муфты.

При определении величины рабочего давления на входе в пневматический цилиндр необходимо проводить расчет на разблокировку синхронизатора, так как величина давления, обеспечивающая даже достаточно быструю синхронизацию элементов коробки, может оказаться совершенно недостаточной для разблокировки синхронизатора. Последнее может наблюдаться в зимний период эксплуатации автомобиля, когда момент трения в коробке передач может возрасти в несколько раз, или при наличии довольно значительного момента ведения сцепления.

Для того, чтобы определить минимальную величину давления на входе в пневматический цилиндр, обеспечивающую разблокировку синхронизатора при заданных максимальных величинах времени разблокировки, и моментов, препятствующих разблокировке синхронизатора, решим уравнение (5.144) относительно p_3.

$$p_3 = \frac{r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)}{[r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1) - r_0 \cdot f] \cdot (1-\alpha) \cdot r_ш \cdot S} [\frac{2 \cdot \delta_1 \cdot (I \cdot i_{кп}^2 + m \cdot r^2 \cdot tg^2 \alpha_1)}{\tau_{p\max}^2 \cdot r} + \\ + (M_{тр1}^{\max} - M_{в.с1}^{\max}) \cdot i_{кп} + M_{о.м1}^{\max} \cdot i_{о.м}] + \frac{P_ф \cdot n \cdot tg(\beta + \rho_1)}{(1-\alpha) \cdot S} + P_2. \quad (5.145)$$

Тогда давление на входе в пневматический цилиндр должно быть выбрано из условия $p_р \geq$ рз.

Так как с увеличением передаточного числа включаемой передачи условия разблокировки ухудшаются, необходимо подставлять в уравнение (5.145) передаточное число самой низшей передачи.

5.13 Проведение экспериментальных исследований. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований

5.13.1 Расчет и сопоставление с экспериментом результатов процесса синхронизации на 1 и 2 этапах включения передач

Исходные данные к расчету представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные к расчету процесса синхронизации на 1 и 2 этапах

.№	Название параметра	Значение
1	Рабочая площадь поршня пневматического цилиндра	$S = 5 \cdot 10^{-3}\,\text{м}^2$
2	Давление воздуха в ресивере	$p_p = 6{,}86 \cdot 10^5\,\text{н/м}^2$
3	Коэффициент расхода	$\mu = 0{,}82$
4	Коэффициент, учитывающий силы сопротивления, пропорциональные давлению	$\alpha = 0{,}03$
5	Постоянная сила трения	$p_{mp_0} = 87\,\text{Н}$
6	Начальный объем рабочей полости пневматического цилиндра	$V = 2.3 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^3$
7	Площадь проходного сечения жиклера	$F = 3.14 \cdot 10^{-6}\,\text{м}^2$
8	Температура воздуха	$T = 293^0\,\text{K}$
9	Сила предварительного сжатия возвратной пружины	$P_0 = 880\,\text{Н}$
10	Жесткость возвратной пружины	$\gamma_1 = 2{,}9 \cdot 10^4\,\text{Н/м}$
11	Сила предварительного сжатия пружины фиксатора	$Q = 146\,\text{Н}$
12	Жесткость пружины фиксатора	$\gamma_2 = 3{,}9 \cdot 10^4\,\text{Н/м}$
13	Угол наклона лунки фиксатора	$\theta = 30^0$
14	Масса всех подвижных частей, связанных с поршнем	$m = 8\,\text{кг}$
15	Смещение поршня от начального положения до соприкосновения конусов трения	$x_1 = 3 \cdot 10^{-3}\,\text{м}$

Используя уравнения (5.23), (5.24) и (5.25), определим значения коэффициентов *a*, *b* и *c*: $a = 7400\,\text{Н/с}$; $b = 1050\,\text{Н}$; $c = 52000\,\text{Н/м}$.

Подставляя данные значения коэффициентов в уравнения (5.27), получим:

$$x = \frac{7400}{52000}\left\{t - \frac{1050}{7400} - \sqrt{\frac{8}{52000}} \cdot \sin\left[\sqrt{\frac{52000}{8}}\left(t - \frac{1050}{7400}\right)\right]\right\}. \qquad (5.146)$$

Решая равенство (5.146) для значения $x = x_1 = 3 \cdot 10^{-3}$, найдем время соприкосновения конусов трения синхронизатора

$$t_2 = \tau_1 + \tau_2 = 0.171 \text{ с}.$$

Если же пренебречь третьим членом уравнения (5.146), то получим

$$t_2 = 0{,}142 + 0{,}021 = 0{,}163 \text{ с}.$$

Расчеты показывают, что для реально выполненных конструкций коробок передач и механизмов управления, когда жесткость возвратной пружины и пружины фиксатора довольно существенна, третьим членом уравнения (5.146), 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:

$$t_2 = \tau_1 + \tau_2 = \frac{b}{a} + \frac{x_1 c}{a}, \tag{5.147}$$

где x_1 – перемещение поршня за время t_2.

Для случая подкритического истечения скорость поршня будет определяться уравнением

$$\dot{x}_k = \frac{a_1}{c}. \tag{5.148}$$

Значение a_1 определяется уравнением (5.56).

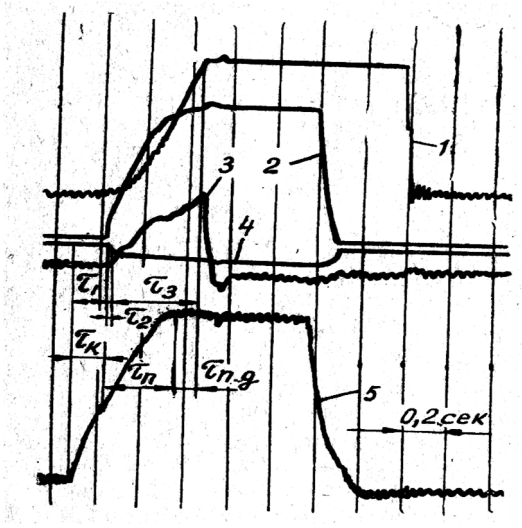


Рисунок 5.20 – Осциллограмма включения передачи:

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

Таким образом, найдены начальные условия для расчета 3-го этапа, начинающегося от соприкосновения конусов трения синхронизатора. Для сравнения теоретических и экспериментальных данных на рисунке 5.20 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.

5.13.2 Расчет и сопоставление с экспериментом третьего этапа процесса включения передач

Приведем пример расчета третьего этапа включения передачи, приняв исходные данные, представленные в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Исходные данные для расчета третьего этапа включения передачи

.№	Название параметра	Значение
1	Рабочая площадь поршня пневматического цилиндра	$S = 5 \cdot 10^{-3}\,\text{м}^2$
2	Противодавление в пневматическом цилиндре	$P_a = 0.981 \cdot 10^5\,\text{н/м}^2$
3	Коэффициент расхода	$\mu = 0{,}82$
4	Коэффициент, учитывающий силы сопротивления, пропорциональные давлению	$\alpha = 0{,}03$
5	Постоянная сила трения	$p_{mp_0} = 87\,\text{Н}$
6	Начальный объем рабочей полости пневматического цилиндра	$V = 2.3 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^3$
7	Площадь проходного сечения жиклера	$F = 3.14 \cdot 10^{-6}\,\text{м}^2$
8	Жесткость подшипника вторичного вала	$c_2 = 4 \cdot 10^6\,\text{Н/м}$
9	Осевая жесткость синхронизатора	$c_1 = 11 \cdot 10^7\,\text{Н/м}$
10	Температура воздуха	$T = 293^0\,\text{K}$
11	Сила предварительного сжатия возвратной пружины	$P_0 = 880\,\text{Н}$
12	Жесткость возвратной пружины	$\gamma_1 = 2{,}93 \cdot 10^4\,\text{Н/м}$
13	Сила предварительного сжатия пружины фиксатора	$Q = 146\,\text{Н}$
14	Жесткость пружины фиксатора	$\gamma_2 = 3{,}9 \cdot 10^4\,\text{Н/м}$

15	Угол наклона лунки фиксатора	$\theta = 30^0$
16	Масса всех подвижных частей, связанных с поршнем	$m = 8$кг
17	Масса деталей вторичного вала коробки передач	$M = 57$ кг
18	Смещение поршня от начального положения до соприкосновения конусов трения	$x_1 = 3 \cdot 10^{-3}$м
19	Отношение амплитуд, соответствующих полупериоду колебания	$\frac{H_1}{H_2} = 10$
20	Полупериод колебания	$\frac{t_П}{2} = 0{,}02$ *с*
21	Допускаемое удельное давление на конусах трения при фрикционной паре сталь-бронза	$\sigma_{\max} = 1{,}8 \cdot 10^6$ Н/м^2
22	Средний радиус конуса трения	$r_c = 0{,}075$м
23	Рабочая ширина конической поверхности синхронизатора	$h = 0{,}015$*м*
24	Угол конуса синхронизатора	$\rho = 7^0 30'$
25	Коэффициент трения конических поверхностей в осевом направлении	$f = 0{,}1$

Определяем по уравнению (5.61) максимально допустимое давление на входе в пневматический цилиндр:

$$p_{p\max} = 6{,}86 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Используя зависимости (5.34) и (5.35), найдем величину максимального усилия после схождения конусов трения

$$P_Д = 1200 \text{ Н}.$$

По уравнению (5.37) определяем время удара

$$\Delta t = 0{,}00134 \text{ } сек.$$

Находим коэффициент затухания v:

$$v = 230 \text{ } 1/сек.$$

В связи с тем, что соприкосновение конусов произошло началось в зоне подкритического истечения необходимые параметры найдем по уравнению (5.64). Тогда, используя зависимости (5.41), (5.55), (5.56), (5.53) и (5.54), определяем коэффициенты β, A_1, B_1, N_1 *и* φ_1:

$$\beta = 220 \ \ 1/сек; \quad A_1 = -3{,}85 \cdot 10^{-5} м;$$

$$\varphi_1 = -0{,}65 \ \ рад; \quad B_1 = 1{,}53 \cdot 10^{-2} \ \ м/сек;$$

$$N_1 = 6{,}3 \cdot 10_{-5} \ \ м.$$

Пользуясь уравнениями (5.57) и (5.58), определяем динамическое усилие $P_{Д1}$:

$$t_x = 0.008 \ \ \text{с};$$

$$P_{Д1} = 91{,}5 \ \ \text{Н}.$$

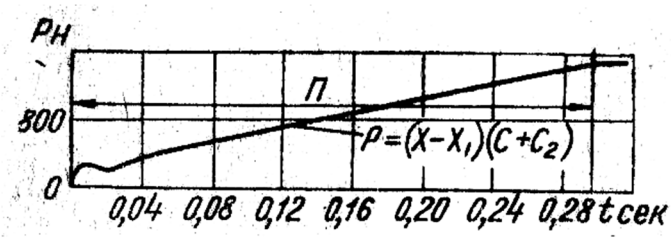


Рисунок 5.21 – Изменение усилия на конусах синхронизатора после соударения масс *m* и *M*: *П* - зона подкритического давления.

Сравнивая расчетные значения $P_д$ и $P_{д1}$ видим, что первое в 13 раз больше второго. В действительности при учете линейной части уравнения (5.52) разница между ними будет несколько меньше. На рисунке 5.21 представлен график изменения усилия по времени, рассчитанного по уравнению (5.52). Весь процесс изменения усилия на синхронизаторе по времени качественно представлен на рисунке 5.22 .

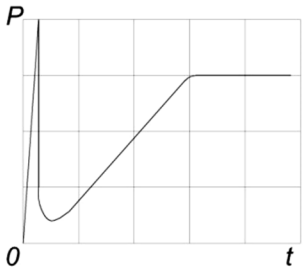


Рисунок 5.22 – Изменение усилия на конусах синхронизатора по времени

Так как угол конусов синхронизатора несколько больше угла трения, а также ввиду неравенства угловых скоростей синхронизируемых элементов, усилие, как это видно из рисунка 5.22, после достижения максимального значения начинает уменьшаться, а затем вновь возрастает благодаря увеличению давления. Для сравнения теоретических и экспериментальных данных на рисунке 5.23 приведена осциллограмма изменения усилия на обойме синхронизатора и штоке поршня по времени.

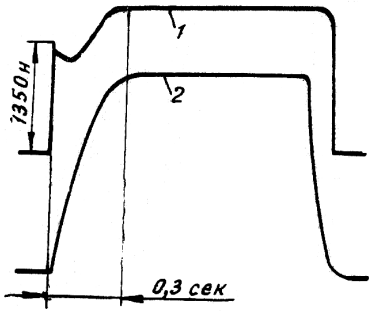


Рисунок 5.23 – Осциллограмма изменения усилий
1 – на конусах синхронизатора: 2 – на штоке пневматического цилиндра

5.13.3 Сравнение результатов расчета и эксперимента при определении времени синхронизации

Приведем расчет времени синхронизации при включении передачи на остановленном автомобиле. Исходные данные к расчету представлены в таблице 5.3. Параметры пневматического привода представлены в таблицах 5.1 и 5.2.

Таблица 5.3 – Исходные данные к расчету процесса синхронизации

№	Параметр	Значение
1	Число оборотов первичного вала в начале синхронизации	$n_0 = 1000$ об/мин
2	Передаточное число включаемой передачи	$i_к = 1{,}7$
3	Момент инерции ведущих деталей коробки передач, приведенный к первичному валу	$I = 0{,}148$ Н·м·с^2
4	Коэффициент трения фрикционных поверхностей синхронизатора	$f = 0{,}09$
5	Средний радиус конуса трения	$r_с = 0{,}075$ м
6	Угол конуса синхронизатора	$\rho = 7^0 30'$
7	Момент трения ведущих частей коробки передач, приведенный к первичному валу при температуре масла $330^0 K$ (масло МС-20)	$M_{тр1} = 2{,}7$ Нм
8	Момент ведения сцепления	$M_{В.С} \approx 0$

Так как процесс соприкосновения конусов трения произошел в конце критического истечения воздуха, то процесс синхронизации начнется в зоне подкритического истечения. Используя условие (5.82), выясним вначале, закончится ли синхронизация в зоне подкритического истечения или будет продолжаться и в зоне постоянного давления.

С этой целью по уравнению (5.17) подсчитаем продолжительность зоны подкритического истечения:

$$\tau_п = 0{,}3 \text{с}.$$

и подставим его в уравнение (5.82). Для заторможенного автомобиля условие (5.82) примет вид:

$$\tau_{\text{п}}^2 \cdot K \cdot \frac{D}{I_1} + \tau_{\text{п}} \cdot \left(\frac{D + M_{\text{тр}}}{I_1} \right) - \omega_{11} \geq 0, \qquad (5.149)$$

так как $\frac{I_1}{I_2} \approx 0$ и $\omega_2 = 0$.

Подсчитаем теперь величины членов уравнения *K*, *D*, *I1* и $M_{\text{тр}}$ по формулам (5.81), (5.79), и (5.3):

$$p_2 = 3{,}48 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Тогда

$$K = 14{,}1 \text{ 1/с};$$

$$D = 9{,}1 \text{ Н/м}.$$

В данном случае коэффициент динамичности $K_{\text{д}}$ принимаем равным единице, так как скорость

$$\dot{x}_1 = \frac{7400}{52000} = 0{,}142 < 0{,}3 \text{ м/с}$$

По уравнению (5.3) находим значение инерционного момента I_1 и момента трения $M_{\text{тр}}$, приведенных к шестерне включаемой передачи:

$$I_1 = 0{,}47 \text{ Н·м·с}^2;$$

$$M_{\text{тр}} = 4{,}8 \text{ Н·м}.$$

Угловая скорость включаемой шестерни будет равна

$$\omega_{11} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30 \cdot i_{\text{к.п}}} = 58{,}7 \text{ , 1/с}.$$

Подставляя значения найденных величин в неравенство (5.97), получим

$$-25{,}3 > 0$$

то есть неравенство не удовлетворяется. Следовательно, синхронизация закончится в зоне постоянного давления. Тогда по уравнению (5.78) найдем угловую скорость включаемой шестерни в конце зоны подкритического истечения $\omega_{12} = 25{,}3$, 1/с, откуда видно, что неравенство (5.105) не удовлетворяется на величину абсолютного значения угловой скорости.

5.14 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.

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, а именно методика расчета основных элементов синхронизаторов коробки передач и методика расчета параметров и показателей синхронизации в коробка передач, работающих с пневматическим приводом, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «Компьютерные технологии в науке и производстве», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», «Конструкция автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

5.15 Обобщение и оценка результатов исследований

1. Механические коробки передач с неподвижными валами и по сей день остаются наиболее востребованными и наиболее перспективными агрегатами трансмиссий грузовых автомобилей средней и большой грузоподъёмности.
2. Перспективность традиционных механических коробок передач с фрикционным сцеплением заключается в относительной простоте автоматизации их работы за счёт применения современных микропроцессорных систем управления.
3. Наблюдается общая тенденция мировых производителей к уплотнению ряда передаточных чисел коробки передач и увеличению количества ступеней, что позволяет при условии автоматизации управления коробкой добиться максимальных показателей тягово-скоростных и топливно-экономических, а также экологических свойств автомобиля.
4. В качестве рабочего тела для исполнения команд на включение/выключение сцепления и переключение ступеней в коробке передач в большинстве конструкций используется сжатый воздух из пневматической системы автомобиля, что даёт возможность применять автоматические механические коробки передач на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъёмности, а также на спецтехнике, без существенных изменений и усложнений конструкции последних.
5. В большинстве рассмотренных конструкций коробок передач с мехатронным управлением имеется как автоматический режим работы, так и командный. Кроме того, системы управления коробками передач имеют дополнительные возможности тонкой настройки под конкретное транспортное средство, а также под дорожные условия, в которых движется данное транспортное средство.
6. Сравнительный анализ расчетных и теоретических данных, описывающих процесс включения передачи, показал разницу не более 10 – 40%, что подтверждает приемлемость принятых допущений при выводе расчетных зависимостей.
7. В результате расчетов теоретических зависимостей при протекании процесса синхронизации при переменном давлении в подкритической зоне, появилась возможность рассчитать параметры пневматического привода от параметров двигателя, коробки передач, автомобиля и условий сопротивления движению.
8. 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.

9. Полученные зависимости дают возможность рассчитать основные параметры процесса синхронизации, такие как, скорость автомобиля после окончания процесса синхронизации; время синхронизации; величину динамических нагрузок при схождении конусов трения; работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля в процессе синхронизации; работу буксования синхронизатора; работу буксования на муфте синхронизатора.
10. Анализ зависимостей, определяющих работу буксования, показывает, что для автомобилей, работающих в основном в условиях небольших сопротивлений движению ($\psi < 0{,}1$) более рациональным с точки зрения уменьшения работы буксования синхронизатора является уменьшение момента синхронизации. Если же автомобиль работает при больших коэффициентах сопротивления движению ($\psi > 0{,}1$) желательным является увеличение момента синхронизации, так как в этом случае с улучшением динамических показателей автомобиля одновременно будет уменьшаться работа буксования синхронизатора.
11. Выведенные теоретические зависимости позволяют рассчитать время разблокировки синхронизатора для различных случаев переключения передач, а также величину усилия, необходимую для разблокировки в зависимости от параметров синхронизатора и величин действующих моментов.
12. Анализ выведенных зависимостей показывает, что с увеличением передаточного числа включаемой передачи за счет возрастания приведенного момента инерции ведущих деталей коробки передач, а также увеличения приведенных действующих моментов сопротивления условия разблокировки ухудшаются. Для улучшения условий разблокировки синхронизатора является рациональной установка синхронизатора низших передач на промежуточном валу коробки. Это обусловит уменьшение момента инерции ведущих частей коробки передач и действующих приведенных моментов сопротивления, мешающих разблокировке.
13. 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.
14. Результаты исследований, а именно методика расчета основных элементов синхронизаторов коробки передач и методика расчета параметров и показателей синхронизации в коробка передач, работающих с пневматическим приводом,

используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «Компьютерные технологии в науке и производстве», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», «Конструкция автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

6 Сравнение теоретических и экспериментальных исследований показателей тяговой динамики и энергоэффективности коммерческого электромобиля

В разделе 6 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Некоммерческого частного образовательного учреждения «Академия автомобильных технологий» – Клюкина П.Н., к.т.н., генерального директора.

6.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о современном состоянии электромобилестрояния

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. В нашей стране по данным Министерства Природных Ресурсов и Экологии РФ 42% загрязнения атмосферы приходится на выбросы автотранспорта, а в крупных городах (Москва, Санкт-Петербург) до 80-90%.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.

В 2012 году на планете насчитывается порядка 800 млн. автомобилей, к 2030 г. аналитики прогнозируют двух кратное увеличение автомобилей, т.е. до 1,6 млрд., поэтомупроблема загрязнений становится глобальнее с каждым годом.

С выхлопом в атмосферу выбрасываются такие вредные вещества, как сернистые и азотистые соединения, углеводороды, CO, формальдегиды и т.д., что так же неблагоприятно сказывается на экологии. Это приводит к росту заболеваний дыхательных путей, аллергии, заболеваний кровеносной системы. По статистике, 225 тысяч человек ежегодно умирает в Европе от заболеваний связанных с выхлопными газами. Кроме этого, из-за выбросов парниковых газов (например, CO_2) возрастает опасность глобального потепления.

По результатам экологических исследований, проведенных Международным энергетическим агентством в 2010 году, выбросы CO_2 приходящиеся на транспорт,

включающий, кроме автомобильного, авиационный, железнодорожный и водный, составляют порядка 23%, является не единственным, но крупным поставщиком выбросов CO_2(рисунок 6.1). При этом автомобильный транспорт доминирует среди других видов, причем на автомобильный транспорт (легковые, грузовые автомобили, автобус и мотоциклы) приходится 73,5% (рисунок 6.1).

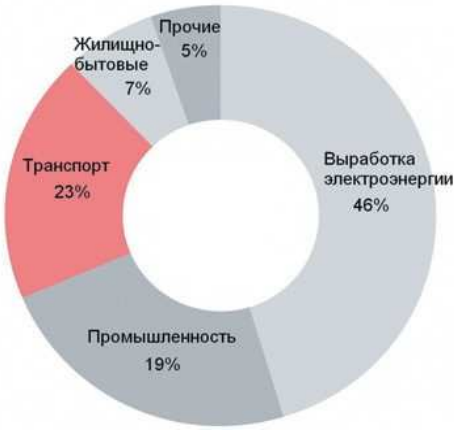


Рисунок 6.1 – Мировой выброс CO_2 по секторам

Рисунок 6.2 – Структура мировых выбросов CO_2 от транспортного сектора экономики по данным IEA

Проблема загрязнения окружающей среды и глобального потепления является приоритетной для всех развитых стран мира (таблица 6.1).

Правительство Российской Федерации 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»

(ПостановлениеПравительства 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.

Таблица 6.1 – 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.

Известно, что в Европе в настоящее время действуют экологические нормы Евро 5. Дополнительно к этим нормам в европейском Союзе (ЕС) в апреле 2009 г. приняты Правила №443/2009, касающиеся ограничения выбросов CO_2, в соответствии с которыми поставлена цель к 2012 г. по всему парку от новых легковых автомобилей и грузовых до 3,5 т. достичь выбросов 120 г/км; а к 2020 г. до 95 г/км.

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 Соединенных Штатах Америки с целью охраны окружающей среды от вредных выбросов автомобильной техникой в 1963 г. Конгрессом был принят «Закон о чистом воздухе» («CleanAirAct»), 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. 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.

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.

В нашей стране утверждена государственная программа «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года» (распоряжение Правительства РФ от 27.12.2010 г. №2446-р). В соответствии с целевыми индикаторами и показателями реализации подпрограммы «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на транспорте» (Приложение №13) в 2012 г. доля легковых автомобилей с гибридной силовой установкой и электромобилей среди продаваемых новых автомобилей должна быть не менее 1,4% (не менее 35 000 шт. в год), а к 2020 г. увеличиться до 4,6%.

Принятые в последние года законодательные меры позволят ожидать существенное снижение выбросов CO_2автомобилями в ближайшем будущем (рисунок 6.3).

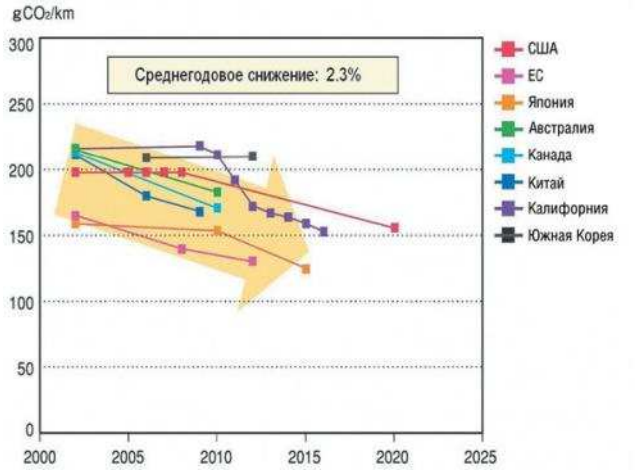


Рисунок 6.3 – Ожидаемые выбросы CO_2 для новых легковых автомобилей в отдельных странах / регионах

Для сравнения в таблице 6.2 представлены выбросы CO_2 автомобилей распространных в нашей стране автомобилей.

Таблица 6.2 – 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	

Далее в первом отчете о НИР сделан вывод о том, что достичь указанные перспективные нормативные значения по выбросам отработавших газов будет возможно достичь путем перехода к выпуску гибридных автомобилей и электромобилей.

Также в качестве другой важной причины перехода указана тенденции повышения мировых цен нефть, что приводит к существенному увеличению стоимости владения автомобилями с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) (рисунок 6.4).

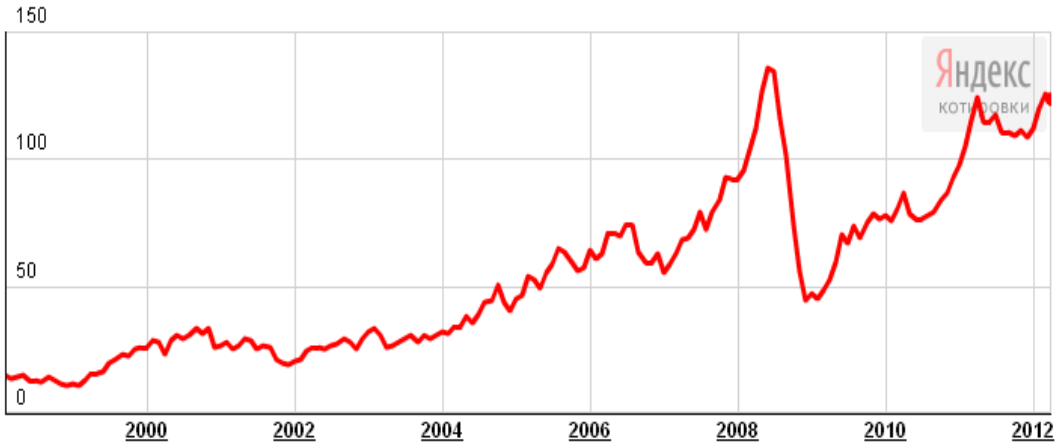


Рисунок 6.4 – Тенденции изменения мировых цен на нефть Brent

В таких условиях все более заманчивой становится идея замены в индивидуальных транспортных средствах энергии сгорания нефтяного топлива на электрическую энергию.

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, где наибольших успехов добилась фирма Toyotac моделью Pruis. В 2007 годуToyota произвела 280 тысяч автомобилей Prius. В августе 2009 года суммарное производство автомобилей Prius превысило 2 млн экземпляров (таблица 6.3)

Таблица 6.3 – Тенденции продаж ToyotaPrius

Общемировые и региональные продажиToyotaPruis, тыс.						
Год	**Мир**	**Япония**	**Северная Америка**	**США**	**Европа**	**Другие**
1997	0,3	0,3				
1998	17,7	17,7				

1999	15,2	15,2				
2000	19,5	12,5	5,8	5,6	0,7	0,01
2001	29,0	11,0	16,0	15,6	2,3	0,2
2002	28,1	6,7	20,3	20,1	0,8	0,2
2003	43,2	17,0	24,9	24,6	0,9	0,4
2004	125,7	59,8	55,9	54,0	8,1	1,9
2005	175,2	43,7	109,9	107,9	18,8	2,9
2006	185,6	48,6	109,0	107,0	22,8	5,3
2007	281,3	58,3	183,8	181,2	32,2	7,0
2008	285,7	73,1	163,3	158,9	41,5	7,7
2009	404,2	208,9	144,3	139,7	42,6	8,4

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 6.4 . 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 CamryHybrid (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-inHybrid», 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 6.4 - 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 6.5 и таблице 6.6 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 6.7).

Таблица 6.5 – 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 6.6 – 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 6.7 – Перечень автомобилей ПГА (Plug-inHybrid),
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

По данным мониторинга в 12 автопарках местных органов власти в Северо-Восточной Англии (за 220 рабочих дней) данные посредним пробегам в день различных электромобилей представлен в таблице 6.8 и на рисунке 6.5.

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.

На рисунке 6.6 представлены выбросы CO_2 г на 1 км пробега с учетом увеличения выбросов CO_2 на ТЭС за счет выработки дополнительной электрической энергии для нужд электротранспорта и процесса производства самого электромобиля.

Таблица 6.8 – Средний пробег транспортных средств в Северо-Восточной Англии

Единица транспорта во всех автопарках	**PanelVan**	**Tipper**	**Minibus**	**LGV**	**HGV**	**Прочие ***	**Всего**
	1016	653	572	324	381	2404	5350
% от автопарка	19%	12%	11%	6%	7%	45%	100%
Средний пробег в день, миль	49	72	107	35	88	N/A	N/A

* - прочие включают легковые автомобили, небольшие автофургоны, тракторы, коммунальной техники

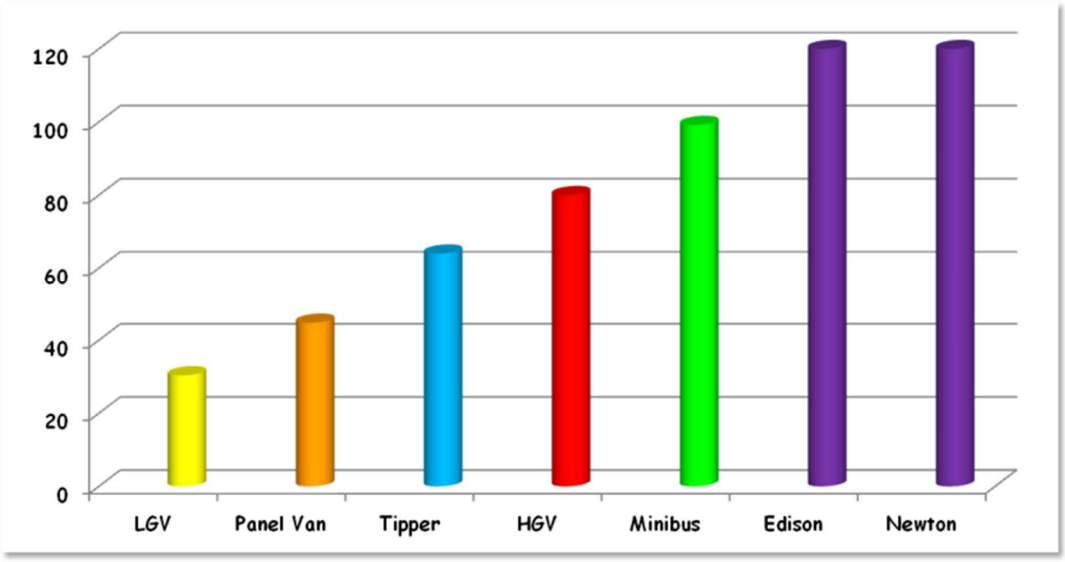


Рисунок 6.5 – Пробеги транспортных средств в Северо-Восточной Англии

Как следует из рисунка 6.6 широкомасштабное использование электротранспорта позволит существенно снизить выбросы CO_2и тем самым улучшить экологическую ситуацию в мире.

Другим сдерживающим фактором развития электромобилей долгое время является отсутствие зарядной инфраструктуры. Однако за последние годы количество зарядных станций резко увеличилось (рисунок 6.7).

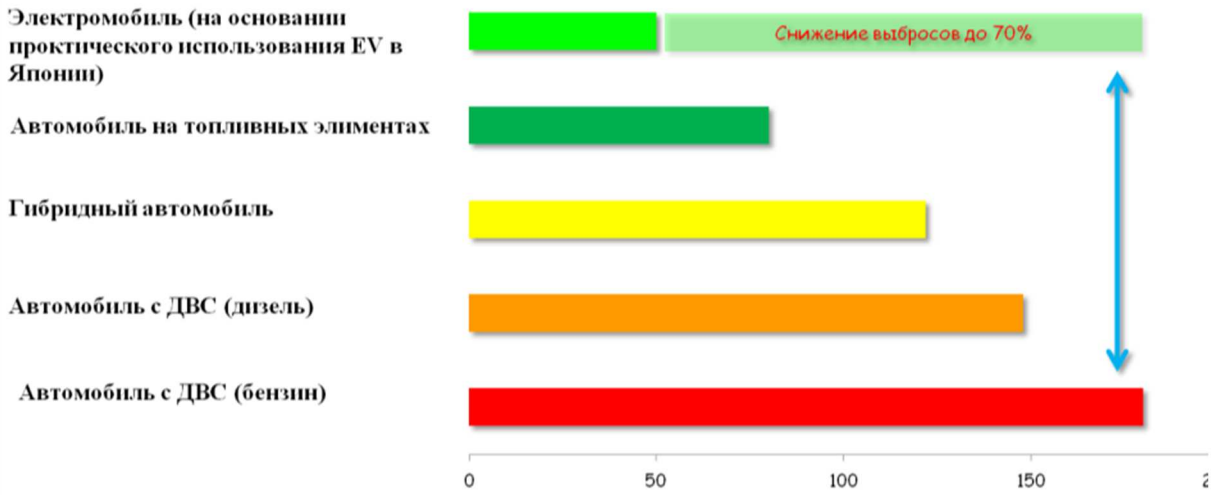


Рисунок 6.6 – Выбросы CO_2 г на 1 км пробега с учетом увеличения выбросов CO_2 на ТЭС за счет выработки дополнительной электрической энергии для нужд электротранспорта и процесса производства самого электромобиля (по данным ОАО «МОЭСК», 2012 г.)

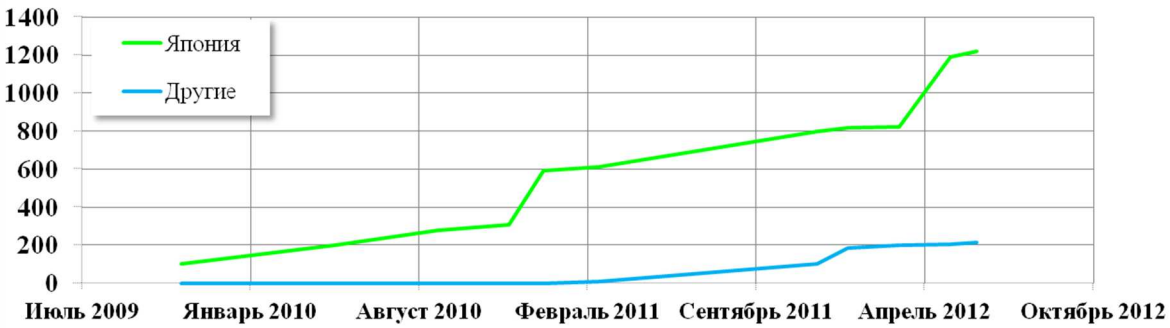


Рисунок 6.7 – Рост количества зарядных станций

В частности, в России оператором зарядных станций является ООО «Револьта»(http://revolta.ru) , котораяпредлагает:

- станции стандартной зарядки, позволяющие подключить не более двух электромобилей. Время зарядки составляет от 8 до 14 часов в зависимости от емкости аккумуляторных ячеек. Данный тип зарядных станций чаще всего используется на парковках, возле торгово-развлекательных и офисных центров, фитнес-клубов.
- станции быстрой зарядки (стандарт CHAdeMo), обеспечивающие менее продолжительную зарядку электромобиля, чем станции переменного тока. Зарядка электромобилей от данного типа станций осуществляется постоянным током до 125 А при напряжение до 550В и мощности до 50 кВт. Зарядные станции стандарта CHAdeMo позволяют заряжать до 4 электромобилей одновременно.

К середине 2012 г. компания Револьта в г. Москва только за полгода (2012г.) установила более 40 зарядных станций.

В таблице 6.9 представлено сравнение выбросов вредных веществ малолитражных автомобилей с двигателем внутреннего сгорания с аналогичным автомобилем с электродвигателем, у которого выбросы подсчитаны с учетом выработки электроэнергии ТЭС.

Таблица 6.9 – Сравнение по показателям выбросов отработавших газов автомобилей с ДВС и электромобиля

Сравнительные показатели	Электромобиль Mitsubishi I-MIEV* (13,5 кВтч/100км)	Mitsubishi Colt 1,1 (75 л.с.), Euro-4	Chevrolet Spark, 1л (68 л.с), Euro-4	ToyotaCamry 3,5 л. АКП (277 л.с.), Euro-4
Выбросы CO_2 на 100 км, кг	9,06	16,5	13,2	30,6
ВыбросыNOx, г/100км	9,52	8,0	3,0	8,0
ВыбросыCO, г/100км	0	100,0	100,0	100,0

Продолжение таблицы 6.9

Расход кг.у.т./100км*	4,65	10,4	10,6	19,7
Расход энергии Вт·ч на 1км	135	641,7	650,8	1210,0

В таблице 6.9 расходы электроэнергии, топлива и вредных выбросов приведены по данным заводов-производителей выбросы вредных веществ для электромобиля рассчитаны по выбросам вредных веществ ОАО «Мосэнерго» за 2010 год, приходящихся на 1 кВт ч отпущенной электроэнергии, а расход условного топлива рассчитан в соответствии с указаниями ОАО «Холдинг МРСК» по переводу потребления электроэнергии в потребление условного топлива.

Экологические показатели электротранспорта с учетом удельных выбросов вредных веществ при производстве моторных топлив (по данным МГТУ «МАМИ») представлены в таблице 6.10.

Таким образом, из таблицы 6.11 следует, что электромобиль в среднем на 50% чище и на 80% энергоэффективнеесвоих аналогов с двигателем внутреннего сгорания.

Как уже отмечалось, основной источник загрязнения атмосферы в крупных городах - автотранспорт с двигателями внутреннего сгорания. На его долю приходится до 90% загрязнений. Выбросы от автотранспорта находятся в приземном слое атмосферы, что наиболее губительно для человека, в то время, как выбросы от электростанций имеют

гораздо больший радиус рассеивания и начальную высоту, что в итоге дает гораздо меньшие концентрации в приземном слое атмосферы, которым дышат жители.

Поэтому, создание электромобилей является перспективным и актуальным направлением развития автомобильного транспорта в мире.

Таблица 6.10 - Сравнение по показателям выбросов отработавших газов автомобилей с ДВС и электромобиля с учетом выбросов при производстве моторных топлив

Сравнительные показатели	Электромобиль Mitsubishi I-MIEV (13,5 кВтч/100км)	MitsubishiColt 1,1 (75л,с)	Chevrolet Spark, 1л (68 л.с)	Toyota Camry 3,5 лАКП (277 л.с.) ,Euro-4
Выбросы CO_2 на 100 км, кг	9.06	20,2 (+22%)	16,9 (+28%)	37,5 (+23%)
Выбросы NOx, г/100км	9,52	18,0 (+125%)	18,1 (+126%)	26,8(+235%)
Выбросы CO, г/100км	0	181,2 (+81%)	182,4 (+82%)	253,1 (+153%)
Расход кг.у.т./100км	4,65	19,5 (+87%)	19,8 (+87%)	36,7(+87%)
Расход энергии Вт·ч на 1км	135	904,2 (+41%)	917 (+41%)	1705,0(+41%)

Таблица 6.11 – Итоговое сравнение показателей по выбросам отработавших газовMitsubishiColt и Mitsubishi I-MIEV (электромобиль)

Сравнительные показатели	Электромобиль Mitsubishi I-MIEV (13,5 кВтч/100км)	MitsubishiColt 1,1 (75л,с)	Снижение при использовании EV
Выбросы CO_2 на 100 км, кг	9.06	20,2	55%
Выбросы NOx, г/100км	9,52	18,0 (+125%)	47%
Выбросы CO, г/100км	0	181,2 (+81%)	-
Расход кг.у.т./100км	4,65	19,5 (+87%)	76%
Расход энергии Вт·ч на 1км	135	904,2 (+41%)	86%

6.2 Анализ конструктивных особенностей электромобилей LCV класса.

Разрабатываемые в настоящее время электромобили должны соответствовать не только современным требованиям, но и требованиям перспективы. Технические характеристики лучших мировых аналогов транспортных средств с электроприводом, планируемых к серийному выпуску в 2012 г. представлены в таблице 6.9. Их внешний вид - на рисунке

а) Modec

б) Edison

в) Newton

г) Boulder Electric

д) EVI WI

е) ZeroTruck

ж) Miles ZX40ST

з) Balqon Mule M150

и) Peugeot eBoxer

к) EcoDaily Electric

л) Ford Transit Connect Electric

м) Mitsubishi Fuso Canter E-CELL

Рисунок 6.6 - Серийные грузовые электромобили

Таблица 6.12– Технические характеристики серийно выпускаемых коммерческих грузовых электромобилей

	Modec	Edison	Newton	Boulder Electric Delivery Truck	Boulder Electric Cargo Van or WUV	ZeroTruck	EVI MD 60, 80,115 WI 60, 80, 115	Miles ZX40ST
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	76,1 (102)	90 (120,6)	120 (160)	80 (107)	80 (107)	100 (134)	100 (134)	26 (35)
Масса: Полная масса, т Грузоподъемность, т	 5,49 2,0	 3,5 или 4,6 1,22 или 2,3	 7,5; 10; 12 3,36; 5,86; 7,4	 5,0 2,7	 3,85 2,0	 5,4…8.1 2,3…4,9	6,8	 1,36 0,49
Максимальная скорость, км/ч	80	80	80	96	130	96	96	40
Тип аккумуляторных батарей	Устанавливается по заказу потребителя	Lithium Ion Iron Phosphate (Li Fe PH_4)	Lithium Ion Iron Phosphate (Li Fe PH_4) или Sodium Nickel Choloride Zebra Z5	Lithium Iron Phosphate	Lithium Iron Phosphate	Lithium polymer	Valence Lithium Iron Magnesium phosphate ($LiFeMgPO_4$)	—
Емкость Аккумуляторных батарей	60 кВтЧ	40 кВтЧ	85 кВтЧ (7,5…10 т.); 130 кВтЧ (12 т.)	—	—	50КВтч	50…100 кВт	150 Ач
Трансмиссия	Бесступенчатая	Двух или трех ступенчатая, автомат.	шести ступенчатая, автомат.	Бесступенчатая				
Пробег на одной зарядке, км	160	160	240	160	320	100…120	100…185	65

Продолжение таблицы 6.12

	EcoDaily Electric 35S	Mitsubishi Fuso Canter E-CELL	Ford Transit Connect Electric	Mercedes-Benz Vito E-CELL
1	10	11	12	13
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	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		40	28	36
Трансмиссия	Бесступенчатая			
Пробег на одной зарядке, км	2 батареи -90 3 батареи – 120	120	130	130

Рассмотрим более подробно техническую оснастку электромобиля Ford Transit Connect Electric.

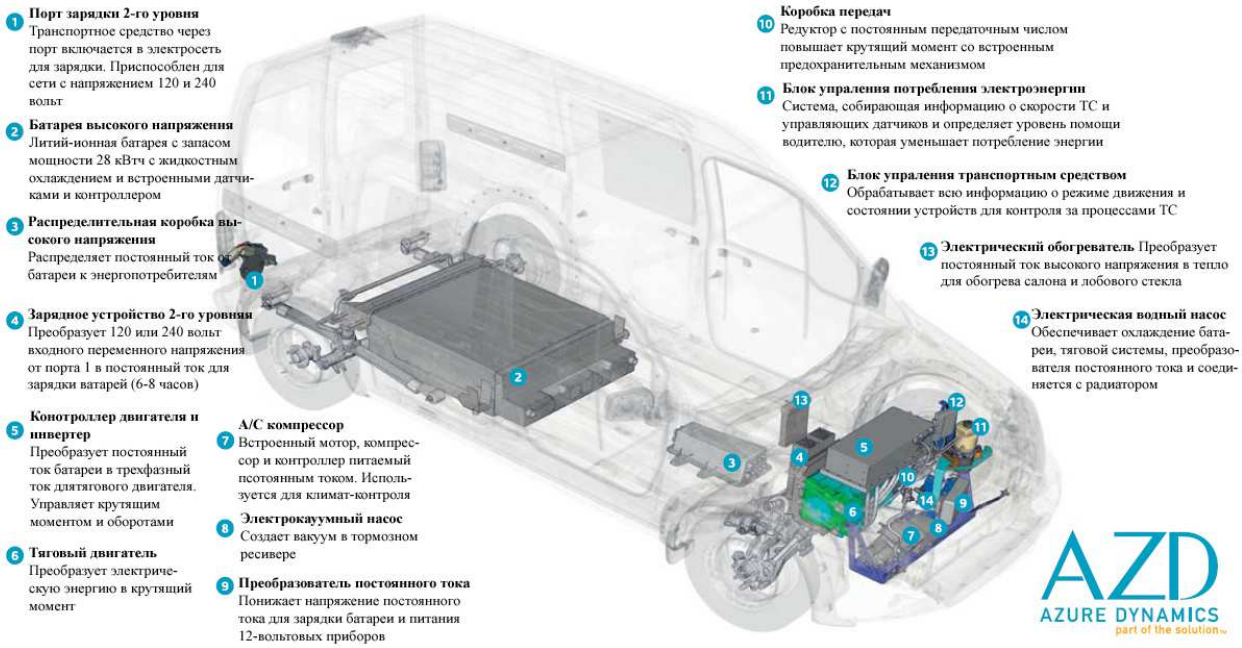
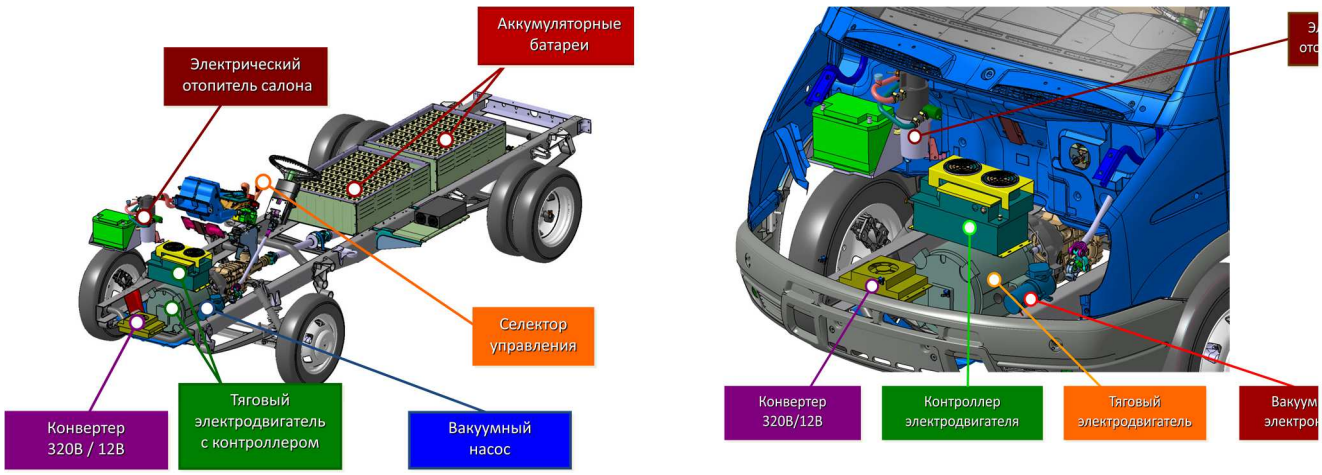


Рисунок 6. 7– Размещение и назначение узлов в Ford Transit Connect Electric.

Таблица 6.13 – 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, литий-железофосфатные
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



а) Общая компоновка б) Моторный отсек

Рисунок 6.8 – предложенная Группой ГАЗ, компоновка электромобиля «ГАЗель-Электро» (2009 г.)

Максимальная скорость большинства рассмотренных электромобилей составляет менее 100 км/ч. Современные коммерческие автомобили с ДВС, имеют 120-150 км/ч. Следовательно, по данному параметру электромобили пока проигрывают автомобилям с ДВС.

Анализ представленных в таблице 6. технических характеристик автомобилей с электроприводом позволил определить перспективные значения показателей эксплуатационных свойств электромобилей и выработать соответствующие технические решения для их достижения, описанные в данном техническом отчете по НИР.

6.3 Разработка математических моделей для оценки показателей тягово-скоростных свойств электромобиля.

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. 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, энергоэффективности.

Определим показатели тягово-скоростных свойств и затрат энергии для автомобиля «ГАЗель» с тремя возможными вариантами электродвигателей и проведем их сравнение с бензиновым аналогом.

Проведем оценку показателей тягово-скоростных свойств автомобиля с электроприводом, имеющим электродвигатели марок UQM-PP200, AZD AC55, Remy, а также серийного автомобиля «ГАЗель» с бензиновым двигателем УМЗ-4216.

Исходные параметры для расчета показателей тягово-скоростных свойств представлены в таблице 6.14.

Таблица 6.14 – 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
12	КПД трансмиссии	ηmp	0,85
13	Площадь миделева сечения, м2	$Ав$	4,69
14	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

Важными исходными данными для расчета являются внешние скоростные характеристики электродвигателей и двигателя внутреннего сгорания УМЗ-4216, представленные на рисунке 6.12.

Основные технические параметры рассматриваемых в расчете двигателей представлены в таблице 6.15.

Таблица 6.15 - Основные параметры двигателей

Параметр	UQM-PP200	AZD AC55	Remy250	УМЗ-4216
Номинальная мощность, кВт	45	25	130	78,5
Пиковая мощность, кВт	125	60	170	—
Обороты при номинальной мощности, об/мин	5000-8000	2000	6000	4000
Номинальный момент, Нм	150	140	270	220,5
Пиковый момент, Нм	300	280	330	—
Обороты при номинальном моменте, об/мин	2500	0-2000	0-2000	2500
Максимальные обороты, об/мин	8000	5000	11000	4200
Вес, кг	41	106	49	220

Важнейшим параметром является мощностной баланс (рисунок 6.9), который показывает зависимость мощности на ведущих колесах и мощности сопротивления движению от скорости.

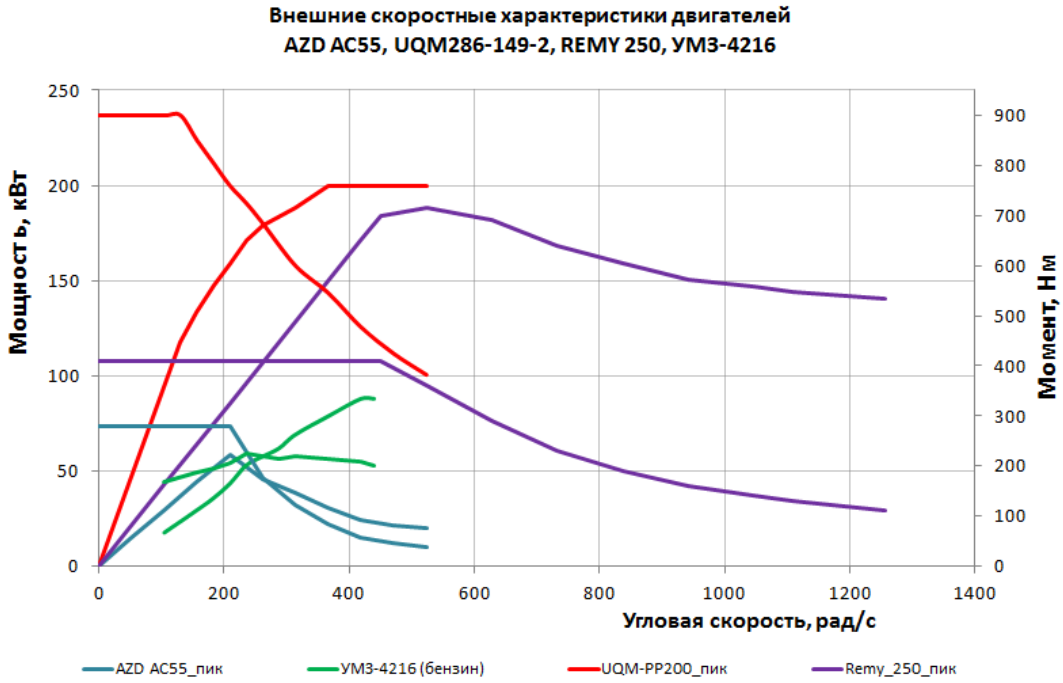


Рисунок 6.9 – Внешние скоростные характеристики двигателей: Remy; UQM-PP200; УМЗ-4216; AZD AC55.

$$P_T = P_f + P_B \pm P_I + P_a, \qquad (6.1)$$

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);

$P_f = fG_aV$ – 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:

$$V = 3{,}6\frac{r_k \omega_e}{U_k U_0}, \text{ км/ч}, \qquad (6.2)$$

где U_k – передаточное число коробки; U_0 – передаточное число главной передачи.

На основании рисунка 6.10 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 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. Анализ таблиц 6.12 показал, 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.

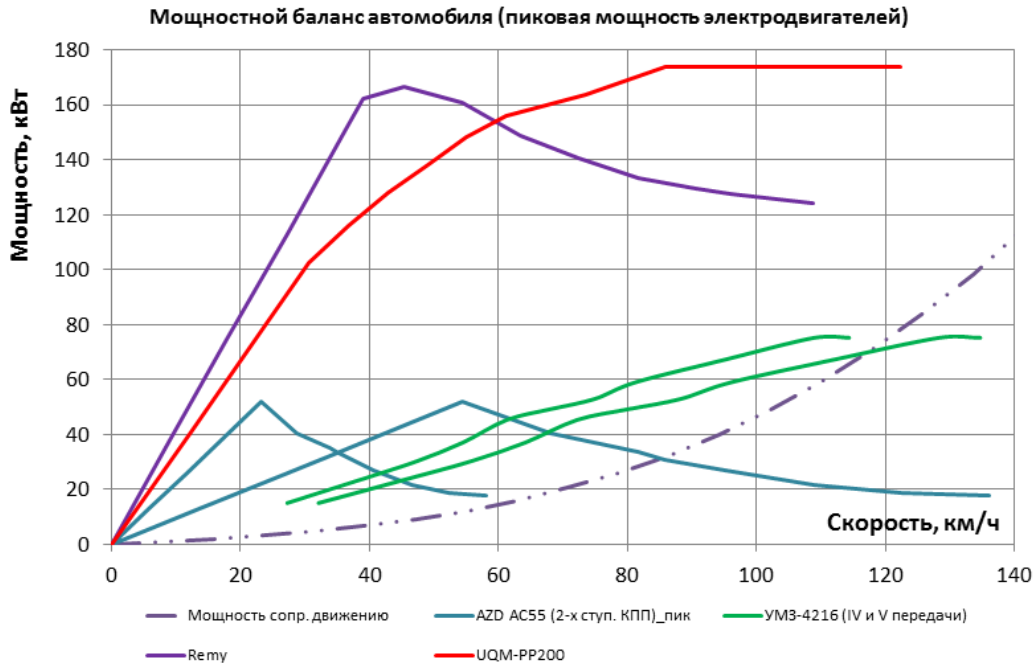


Рисунок 6.10 – Мощностной баланс автомобиля с электродвигателями: Remy250; УМЗ-4216 (IV и V передачи);AZD AC55(2-х ступ. КПП); UQM-PP200.

С точки зрения показателя максимальной скорости на граничном уровне находится и вариант с электродвигателем UQM-PP200. Здесь в пиковом режиме работы электродвигателя максимальная скорость составляет V_{max}=96 км/ч.

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 UQM-PP200 в пиковом режиме работы превосходит ДВС.

Рассмотрим зависимость полной тяговой силы на ведущих колесах от скорости движения (силовой баланс).

Запишем выражение для полной тяговой силы на ведущих колесах:

$$F_T = F_f + F_B \pm F_I + F_a \qquad (6.3)$$

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 6.11 представлены силовые балансы прорабатываемых вариантов транспортного средства.

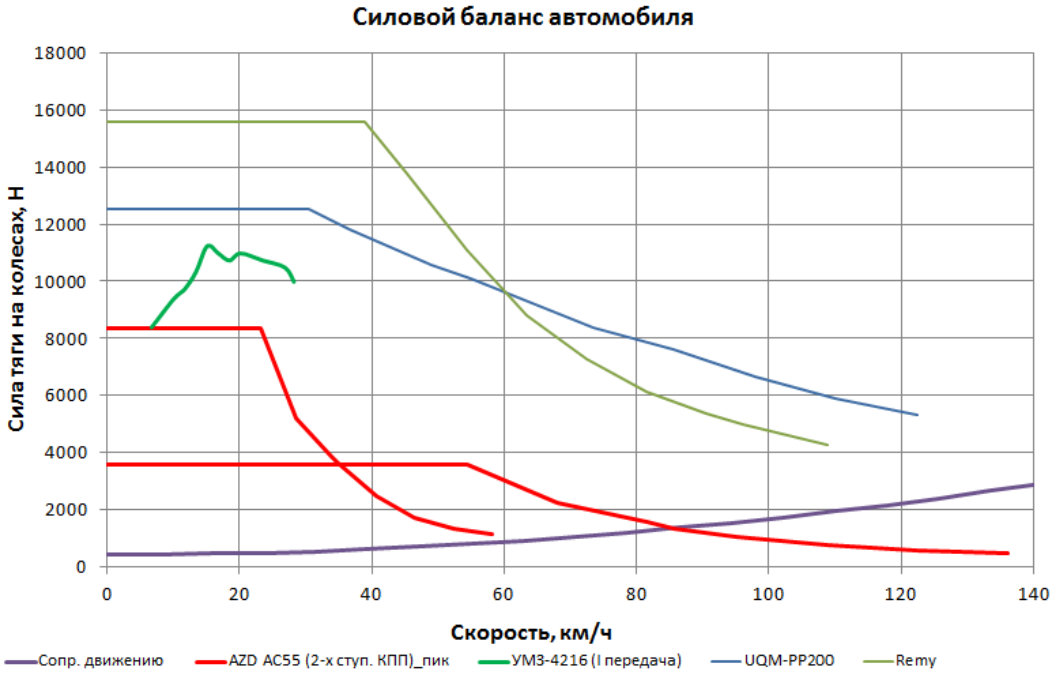


Рисунок 6.11 – Силовой баланс автомобиля с электродвигателями: Remy; УМЗ-4216 (Iпередача);AZD AC55(2-х ступ. КПП); UQM-PP200

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:

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a} \qquad (6.4)$$

Зависимость динамического фактора от скорости называется динамической характеристикой транспортных средств. Для рассматриваемых случаев она представлена на рисунке 6.12.

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 выполняется в вариантах с двигателями Remy; UQM-PP200, где угол максимальный подъема составляет 44.2% и 35% в пиковом режиме движения.

Следующей характеристикой, позволяющей оценить тяговые качества транспортных средств, является их характеристика ускорения разгона, представленная на рисунке 6.13.

Ускорение транспортного средства определяется по выражению:

$$a = \frac{(D - f)g}{\delta}, \left(м/с^2\right), \qquad (6.5)$$

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 6.12).

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:

$$\Delta t_i = \frac{2(V_i - V_{i-1})}{a_{i-1} + a_i}, \qquad (6.6)$$

где V_i, V_{i-1} – скорость машины в конце и в начале интерваласоответственно;

a_i, a_{i-1} – ускорение машины в конце и в начале интервала соответственно.

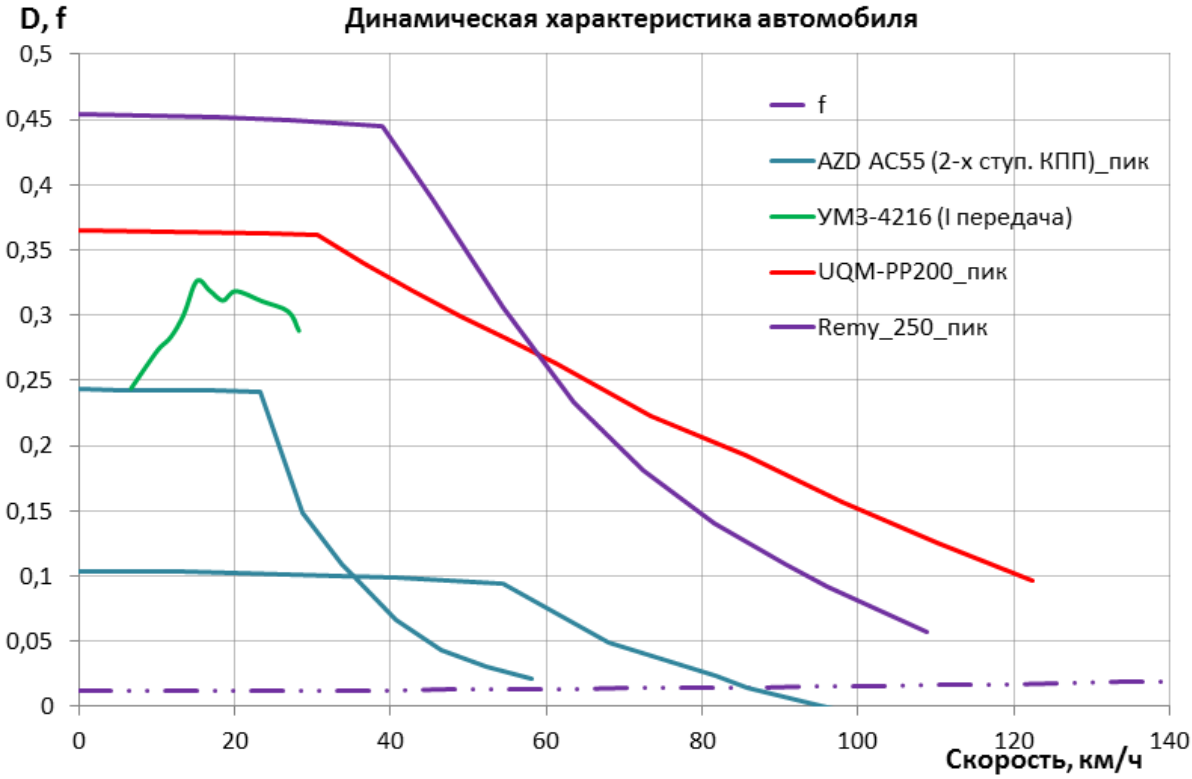


Рисунок 6.12 – Динамическая характеристика автомобиля с двигателями: Remy; УМЗ-4216 (IV и V передачи);AZD AC55(2-х ступ. КПП); UQM-PP200

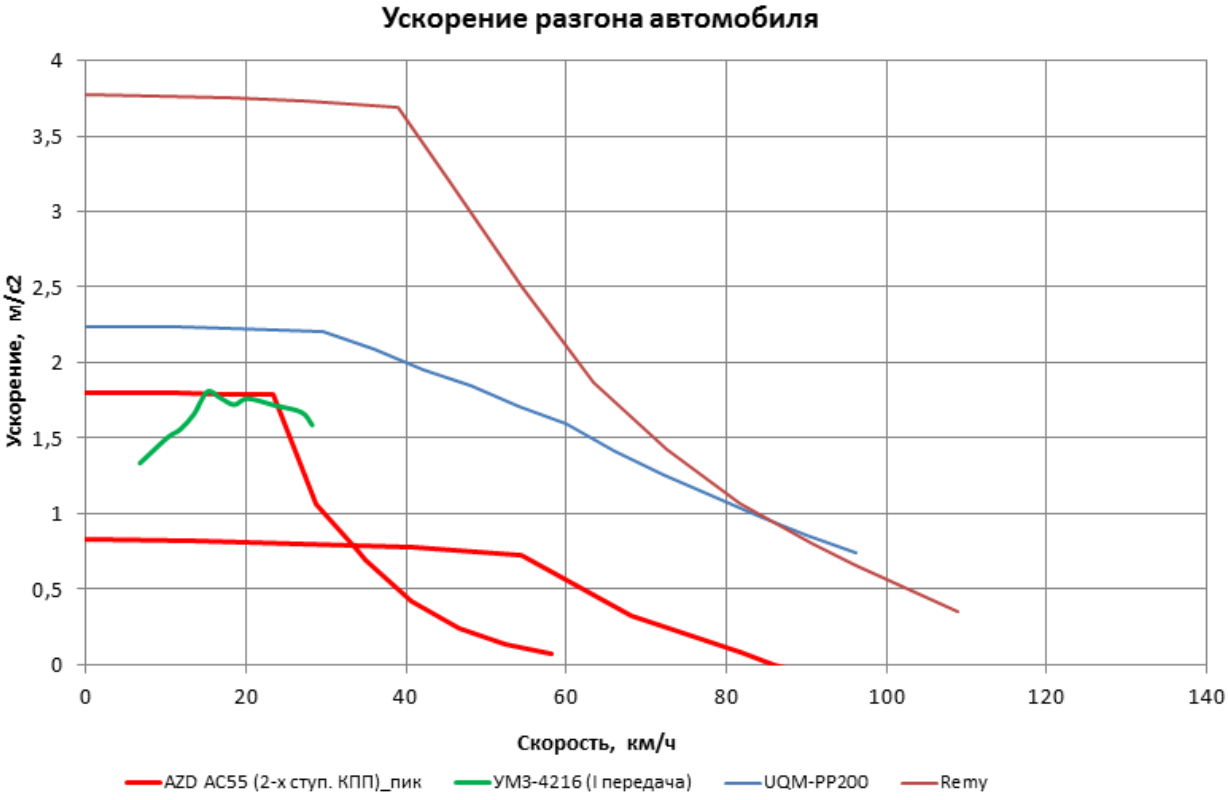


Рисунок 6.13 – Ускорения разгона для автомобиля с электродвигателями: Remy; УМЗ-4216 (IV и V передачи);AZD AC55(2-х ступ. КПП); UQM-PP200

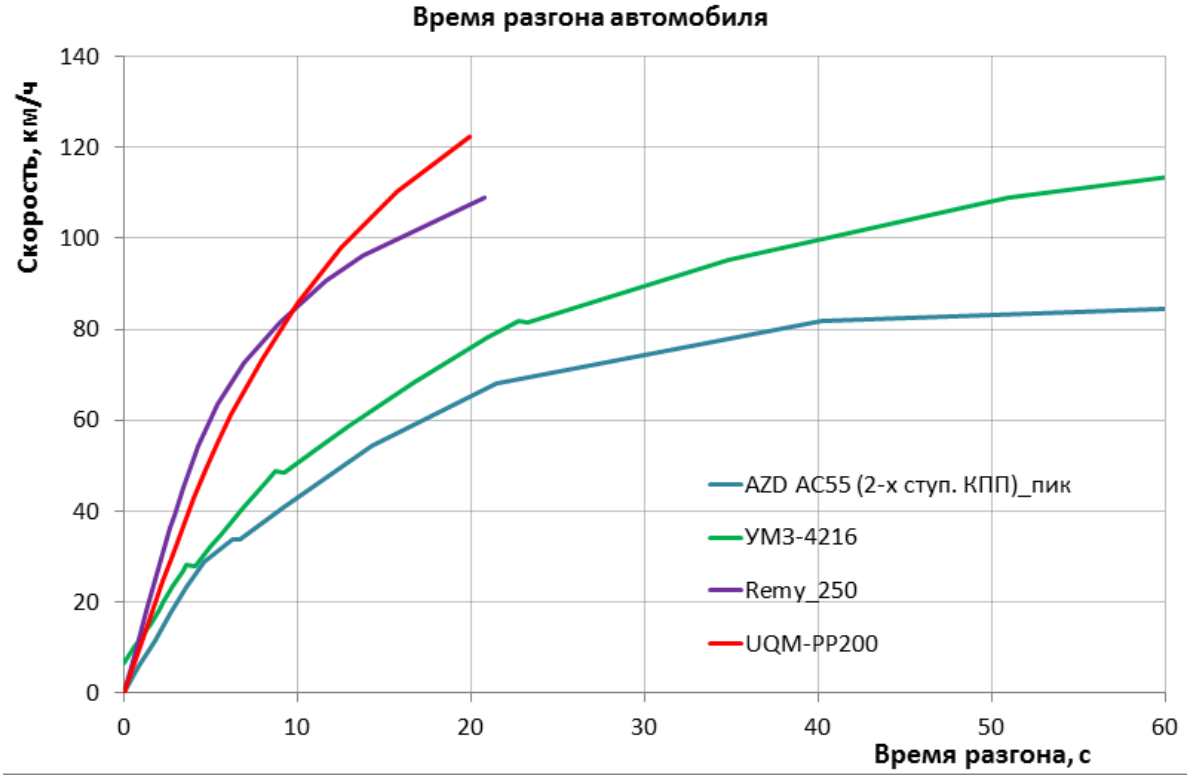


Рисунок 6.14 – Время разгона автомобиля:
Remy; УМЗ-4216 (IV и V передачи);AZD AC55(2-х ступ. КПП); UQM-PP200

Рисунок 6.15 – Путь разгона автомобиля:

Remy; УМЗ-4216 (IV и V передачи);AZD AC55(2-х ступ. КПП); UQM-PP200

Полученные в результате расчетов основные показатели тягово-скоростных свойств представлены в таблице 6.16.

Таблица6.16 – Основные показатели тягово-скоростных свойств

Параметр	Вариант автомобиля с двигателем			
	Remy	AZD AC55	UQM-PP200	УМЗ-4216
Максимальная скорость, км/ч	115	80	96	115
Максимальный преодолеваемый подъем, %	44,2	23	23	34
Время разгона до скорости 60 км/ч в пиковом режиме	13,0	18,0	8,7	12,4
Время разгона до скорости 80 км/ч в пиковом режиме	22,0	-	12,5	21

По полученным результатам динамики разгона следует отметить, что только в пиковом режиме с электродвигателем UQM-PP200 возможно получение лучших результатов, чем в варианте с бензиновым двигателем УМЗ-4216.

На основании вышеизложенного материала можно сделать следующие заключения:

1. Разработаны математические модели, позволяющие оценить показатели тягово-скоростных и энергетических затрат при движении электромобилей;

2. Наиболее приемлемым вариантом электродвигателя и трансмиссии из рассмотренных четырех вариантов является вариант с двигателемUQM-PP200.

3. В целом, показатели потенциальные показатели тягово-скоростных свойств автомобиля с двигателем UQM-PP200 находятся на уровне бензиновых прототипов и не уступают лучшим мировым аналогам электромобилей данного класса.

6.4 Определение затрат энергии на движение электромобиля в городском цикле.

Для оценки энергетических затрат (энергетических свойств) электромобиля (например, пробег/радиус действия электромобиля на одной зарядке) целесообразно проводить исследования в городских условиях движения. Моделировать движение транспортного средства следует с помощью существующих городских ездовых циклов. Ездовые циклы представляют зависимость скорости движения от времени, причем в каждый момент времени нормируются значения ускорений, замедлений и участков постоянной скорости, выполняемых в определенной последовательности. Для легковых и легких коммерческих автомобилей (полной массой до 3,5 т.) протяженность европейского городского цикла – 1,013 км, продолжительность – 195 сек, средняя скорость за цикл – 19,0 км/ч, максимальная скорость – 50 км/ч.. Время движения в одном простом городском цикле составляет 195 с., а общее время движения в цикле 780 с. Городской цикл состоит из четырех простых городских циклов, представленных на рисунке 6.16.

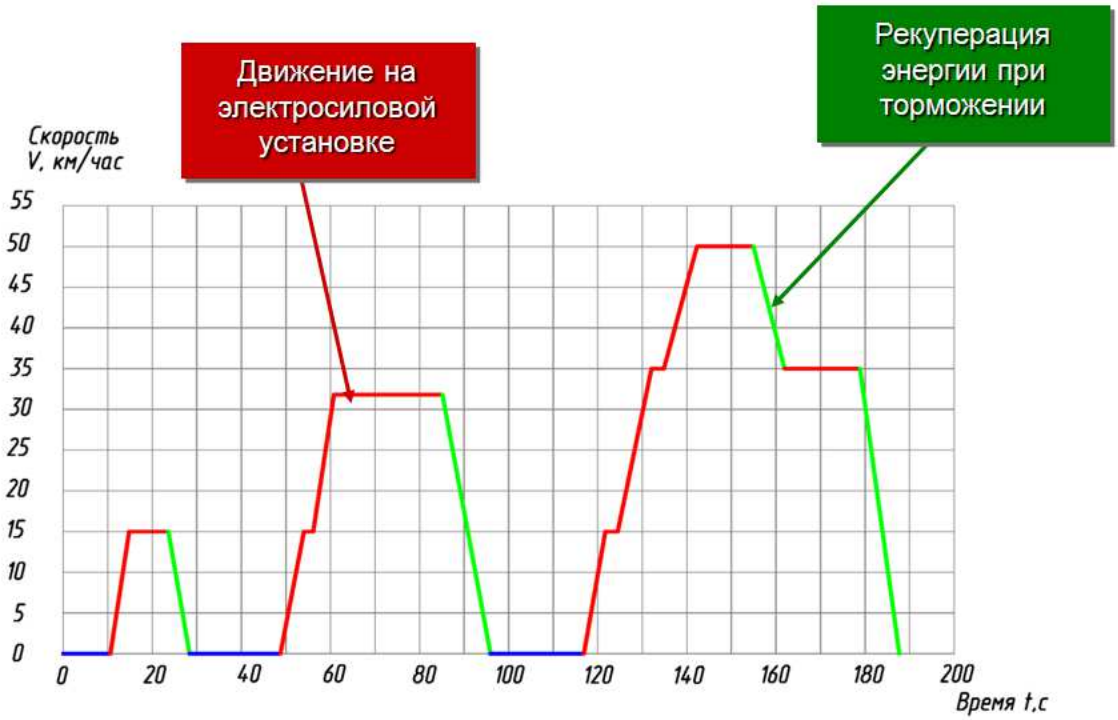


Рисунок 6.16 – График простого европейского городского цикла

В рамках данного исследования в программном комплексе *MATLAB/Simulink* разработана математическая модель движения легкого коммерческого автомобиля с электроприводом, которая позволяет оценить затраты энергии при движении в городском цикле с использованием уравнения баланса. Кроме уравнений динамики транспортного средства базовая модель включает модели компонентов электропривода, которые представлены статическими характеристиками КПД (для батарей и электромашины).

На рисунке 6.17 представлена основная подсистема Simulink-модели.

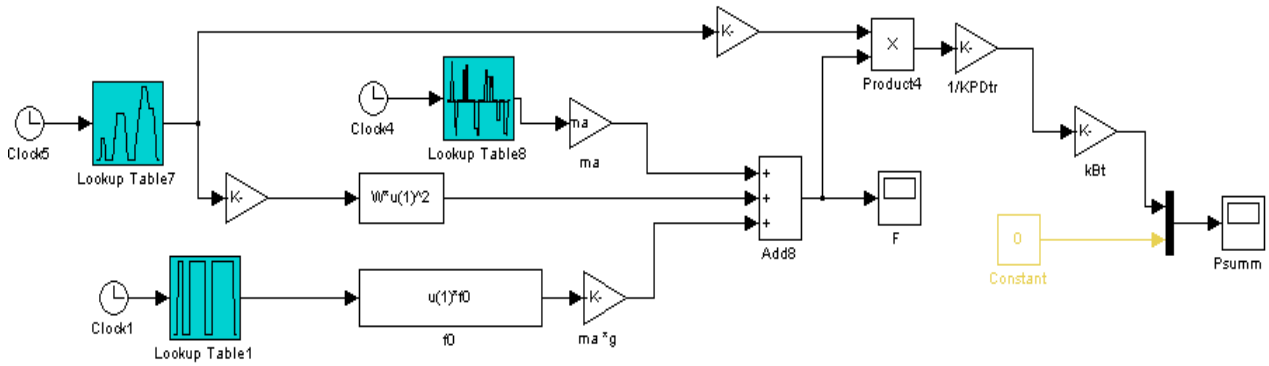


Рисунок 6.17 – Подсистема расчета параметров динамики электромобиля в условиях городского цикла

На рисунках 6.18-6.20 показаны основные результаты имитационного моделирования движения автомобиля с электроприводом в условиях городского цикла.

Потери энергии в тяговой системе за расчетный европейский ездовой цикл отличаются для разных типов тяговых систем и, таким образом, являются характеристикой энергетического качества тяговой системы. Оценить потери энергии позволяет мощность на валу электродвигателя, необходимая для движения в городском цикле.

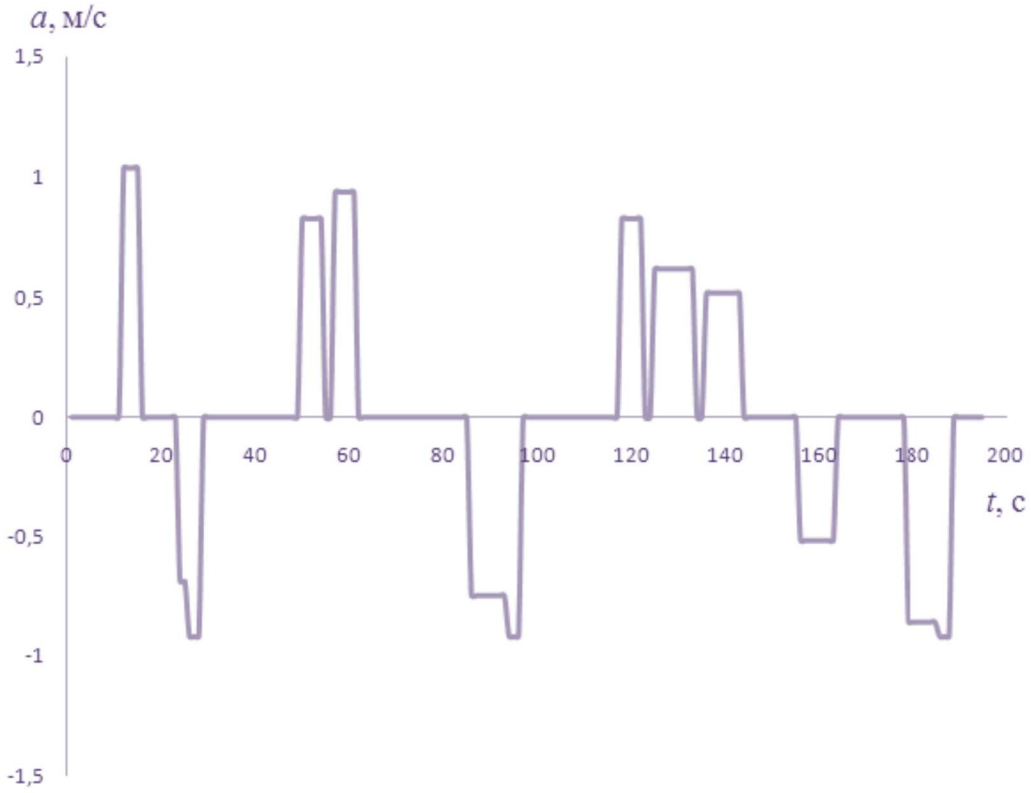


Рисунок 6.18 – Интенсивность разгона в городском цикле.

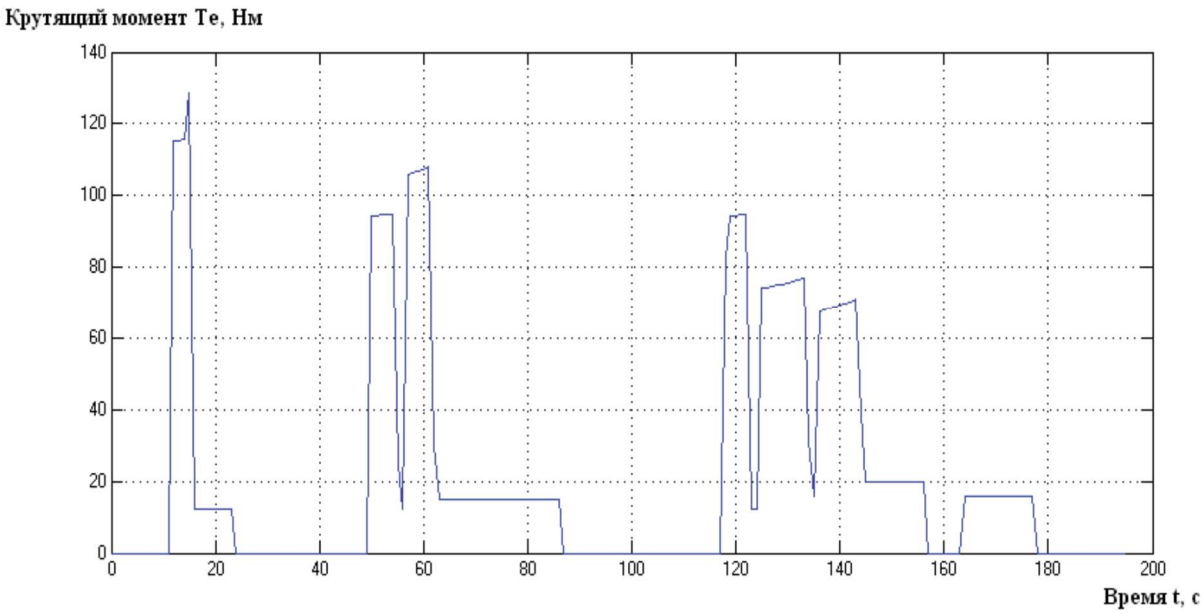


Рисунок 6.19 – Характер изменения крутящего момента на валу электродвигателя

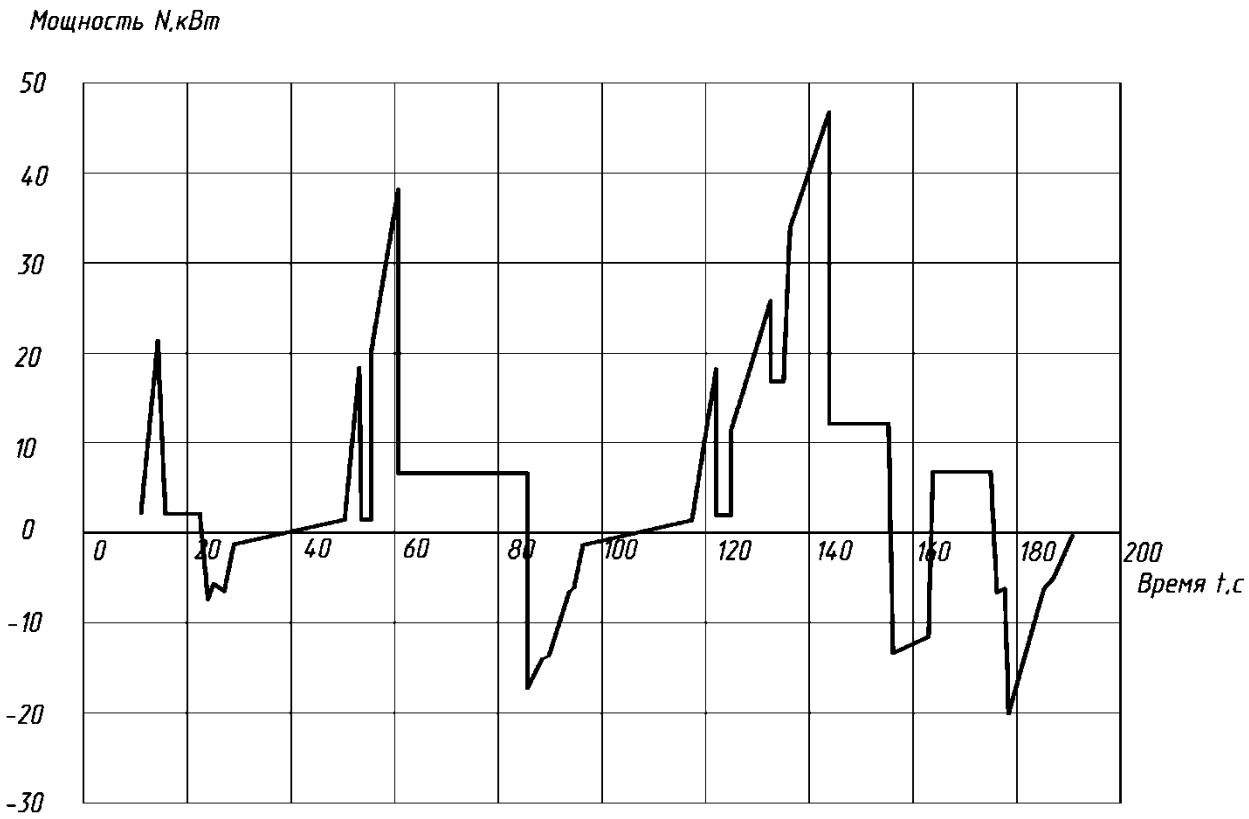


Рисунок 6.20 – Зависимость мощности на валу электродвигателя, необходимой для движения в городском цикле

Определим составляющие расхода энергии аккумуляторной батареи. Общий расход энергии в простом городском цикле составил $W_б$= 750 кВт·с, а энергия, которая могла бы возвратиться (энергия рекуперации) равна $W_р$= 239 кВт·с. Учитывая степень использования литий-ионной аккумуляторной батареи SOC= 75 % , можно ожидать возврат энергии $W_р$=179 кВт с.

Учитывая, степень использования аккумуляторной батареи SOC = 75%, и параметры всей энергии европейского городского цикла, получаем расход за 1 цикл 0,83 кВтч, а ее возврат W_H = 0,2 кВтч, т.е. суммарный расход энергии в городском цикле $W_Б$ =0,63 кВтч, а за один час работы в городском цикле $W_Б$ =2,9кВтч, а в расчете на пройденный путь $(W_Б - W_Р)_{уд}$ = 0,158 кВтч/км с учетом рекуперации. Если предположить, что рекуперативное торможение отсутствует, тогда теоретический расход энергии только на движение должен составлять 0,31 кВт.ч/км.

Следует отметить, что проведенный расчет не учитывает дополнительных потребителей энергии, связанных с отоплением салона, системой кондиционирования, освещения, охлаждения двигателя, вакуумный привод тормозов и т.д. На данном этапе исследований эти затраты заданы общим коэффициентом увеличения энергии на 30%, т.е.

K=1,3. С учетом этих данных расход энергии в цикле при наличии рекуперации ориентировочно равен 0,33 кВт.ч/км, а без рекуперации 0,39 кВт.ч/км.

Тогда, с учетом данных затрат энергии ожидаемый пробег электромобиля на одной зарядке в городском цикле составит *L*=170 км с учетом рекуперации и 143 км без рекуперации.

Для сравнения в табл. 6.17 представлен пробег на одной зарядке лучших мировых аналогов данного класса электромобилей.

Таблица 6.17 –Пробег на одной разрядке легких коммерческих электромобилей

Модель электромобиля	Пробег на одной зарядке, км
Edison Smith Electric Vehicles	160
Modec	160
Mitsubishi Fuso Canter E-CELL	120
Ford Transit Connect Electric	130
Mercedes-Benz Vito E-CELL	130
EcoDaily Electric 35S	120

6.5 Исследование показателей эксплуатационных свойств электромобиля от его конструктивных параметров методом регрессионного анализа.

При составлении регрессионных уравнений за функцию отклика возьмем пробег на одной зарядке. Его будем определять по результатам расчета конструкции при движении.

На энергоэкономичность траснпортного средства влияют силы сопротивления, и чем они больше, тем больше затраты энергии на их преодоление. Поэтому в качестве факторов, влияющих на функцию отклика, перечисленные выше, возьмем следующие величины:

1. За величину x_1 примем коэффициент лобового сопротивления, который влияет на силу сопротивления воздуха;

2. За x_2 примем величину полной массы электромобиля.

За интервал варьирования факторов возьмем 20% от их реальной величины.

Принятые основные (нулевые) уровни и интервалы варьирования уровней факторов приведены в таблице 6.18.

Таблица 6.18 – Уровни и интервалы варьирования факторов.

Уровень фактора	X_1 (коэффициент лобового сопротивления)	X_2 (полная масса), кг
Основной	0,55	3500
Нижний	0,44	2800
Верхний	0,66	4200
Интервал варьирования	0,11	700

$$x_1 = \frac{\Delta_{c_x} - 0{,}55}{0{,}11}; x_2 = \frac{\Delta_m - 3500}{700};$$

В первом приближении будем считать, что имеют место только линейные эффекты, т.е. состояние расхода энергии можно описать уравнениями первой степени:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$$

Составим матрицу плана для 2 факторов, которую оформим в виде таблицы 6.19.

Таблица 6.19 – План полного факторного эксперимента для 4 факторов 2 уровня

№ опыта	x_1	x_2
1.	-1	-1
2.	+1	-1
3.	-1	+1
4.	+1	+1

Таблица 6.20 - План и результаты определения энергопотребления

№ опыта	x_1	x_2	c_x	$m_п$	$W_{б,\ кВт*ч}$	$W_{р,кВт*ч}$	S, км
1.	-1	-1	0,44	2800	1,05	0,29	156
2.	+1	-1	0,66	2800	1,11	0,28	144,1
3.	-1	+1	0,44	4200	1,52	0,44	110,8
4.	+1	+1	0,66	4200	1,58	0,44	105,2

Определение параметров нормализованной функции производится по формулам:

$$b_0 = \frac{1}{N}\sum Y_u \qquad (6.7)$$

$$b_i = \frac{1}{N}\sum X_{iu}Y_u \qquad (6.8)$$

Отсюда коэффициенты нормализованной функции равны:

b_0 =129,1;

b_1 =-4,43;

b_2 =-21,1.

Следовательно, регрессионная функция определится как:

$$y=b_0 + b_1\frac{c_x-0,55}{0,11} + b_2\frac{m_п-3500}{700} \qquad (6.9)$$

$$y=129,1 - 4,43\frac{c_x-0,55}{0,11} - 21,1\frac{m_п-3500}{700} \qquad (6.10)$$

$$y=256,75 - 40,3c_x - 0,03m_п \qquad (6.11)$$

6.6 Экспериментальные исследования показателей тягово-скоростных свойств электромобиля.

В Нижегородском государственном техническом университете им. Р.Е. Алексеева в при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках государственного контракта по ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 г.г.» проводятся работы по созданию электромобилей на шасси автомобилей «ГАЗель» и исследования работоспособности их узлов и агрегатов. Разработан и изготовлен первый прототип экспериментального образца электромобиля на базе шасси автомобиля ГАЗ-3302: НГТУ-Электро. Кинематическая схема трансмиссии и принципиальные решения, выбранные при компоновке шасси представлены на рисунках 6. и 6..

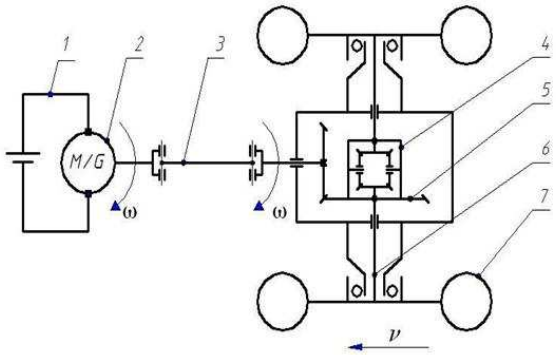


Рисунок 6.21 - Кинематическая схема трансмиссии НГТУ-Электро

1 – аккумуляторные батареи; 2 – электродвигатель; 3 – карданная передача; 4 – дифференциал; 5 – главная передача; 6- зарядное устройство; 7 - колесо

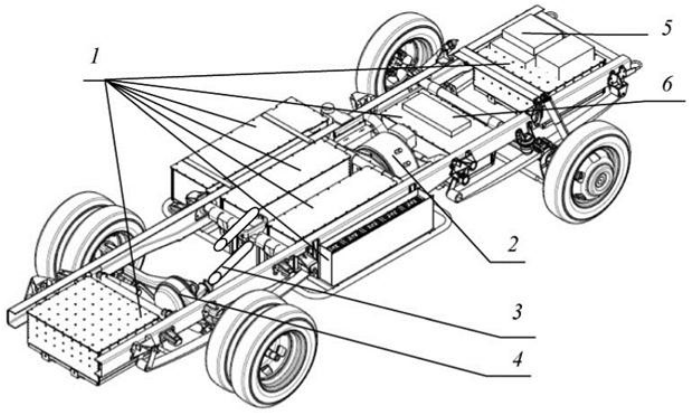


Рис. 6.22 – Компоновочные решения для шасси НГТУ-Электро
1 – аккумуляторные батареи; 2 – электродвигатель; 3 – карданная передача; 4 – задний ведущий мост; 5 – инвертер; 6- зарядное устройство

При проведении испытаний было определено тормозное усилие автомобиля на передней и задней осях при работе основной тормозной системы и стояночной.

Рисунок 6.23– Расположение автомобиля на стенде.

В результате экспериментальных исследований были получены значения тормозных сил на каждом колесе экспериментального образца

Анализ результатов проведенных исследований показал высокую степень эффективности тормозной системы, удовлетворяющую международным требованиям Правил ЕЭК ООН №13 (ГОСТ Р 41.13-99).

Величины тормозных сил основной и стояночной тормозной системы и протоколы измерений эффективности тормозной системы приведены в таблицах 6.21.

Произведено сравнение распределенной массы электромобиля по сравнению с базовым шасси «ГАЗель». Результаты анализа приведены в таблице 6.22.

По результатам взвешивания (таблица 6.8) отметим улучшение развесовки электромобиля по сравнению с базовым шасси. На переднюю ось электромобиля

приходиться 55%, на заднюю 45%, в то время как у базового шасси 67% на переднюю и 33% на заднюю.

Таблица 6.21 – Результаты измерений на тормозном стенде

№ эксп.	Передняя ось		Задняя ось	
1	Величина тормозных сил основной тормозной системы, кН			
	Правое колесо	Левое колесо	Правое колесо	Левое колесо
	3,70	4,08	0,30	0,31
	Разность тормозных сил, %			
	9		3	
2	Величина тормозных сил основной тормозной системы, кН			
	Правое колесо	Левое колесо	Правое колесо	Левое колесо
	3,73	4,03	0,32	0,34
	Разность тормозных сил, %			
	7		6	
	Величина тормозных сил стояночной тормозной системы, кН			
	Правое колесо		Левое колесо	
	0,46		1,13	
	Разность тормозных сил, %			
	69			

Таблица 6.22 Сравнительное распределение снаряженной массы шасси по осям

	Распределение массы, кг.	
	Электромобиль	Базовое шасси
Передняя ось	1210	1040
Задняя ось	970	510
Суммарная масса	2180	1550

Экспериментальный образец электромобиля в снаряженном состоянии весит больше на 630 кг, по сравнению с базовым шасси автомобиля «ГАЗель», следовательно, ожидаемая грузоподъемность в случае автомобиля с бортовой платформой составим 900 кг. Данные весовые показатели электромобиля соответствуют лучшим зарубежным аналогам, представленным таблице 6.12.

6.7 Определение показателей эксплуатационных свойств электромобиля в дорожных условиях

Как говорилось выше, в качестве экспериментального образца был выбран прототип экспериментального образца электромобиля, НГТУ-Электро.

6.7.1 Требования к объекту испытаний

Перед испытаниями автомобили ГАЗ-3302 должны быть проверены в соответствии с требованиями стандарта ГОСТ 22756-90 на техническую исправность и комплектность. Заправка ГСМ, проверенным на соответствие показателей с требованиями нормативно-технической документации. Электродвигатель, трансмиссия и шины должны пройти надлежащую обкатку в соответствии с инструкцией предприятия-изготовителя.

Износ шин у автомобилей не должен превышать 50 % (Пробег шин составил для автомобиля ГАЗ-3302 – 8000 км). Шины должны не иметь повреждений. Давление в шинах должно отвечать требованиям предприятия-изготовителя. Давление должно измерятся и регулироваться на "холодных" шинах.

Окна и вентиляционные люки при проведении испытаний были закрыты.

Системы отопления салона (кабины) и кондиционирования воздуха были выключены.

Испытания (а также проведение повторных заездов) должны осуществляться при полностью заряженных аккумуляторах.

6.7.2 Измерительные участки при испытаниях на тягово-скоростные свойства

Измерения должны проводится на автополигоне, имеющем твердую гладкую, чистую и сухую асфальтобетонную дорогу с хорошим сцеплением. Показатели тяговой динамики должны измеряется на прямом участке дороги.

Характеристика прямого участка дороги должны быть следующей:
1) продольный уклон дороги – не более 0,5% на участке длиной не более 50м;
2) поперечный уклон – не более 3 %;

3) длина измерительного участка не менее 1000 м для определения времени разгона на заданном пути и не менее 2000 м для определения остальных показателей.

Подъездные дорожные участки должны иметь аналогичное измерительному участку покрытие и длину, достаточную для разгона и стабилизации максимальной скорости автомобиля.

6.7.3 Средства измерений

Средства измерений должны быть компактными, простыми в установке и пользовании, вибростойкими и обеспечивать необходимую точность измерений (табл. 6.23) при

температуре воздуха ±40^{0}С на всех режимах движения автомобилей, включая максимальную скорость; установка их на автомобиль должна влиять на сопротивление движению.

Таблица 6.23 – Погрешность средств измерений

Наименование	Погрешность, не более
Время	0,1 с
Путь	0,5 %
Скорость автомобиля	1 %
Скорость ветра	0,5 м/с
Частота вращения вала двигателя	1 %
Температура воздуха	1^{0}С
Атмосферное давление	3,0 кПа
Относительная влажность воздуха	7 %
Масса автомобиля	0,3 %

6.7.4 Атмосферные условия

При дорожных испытаниях автомобиля должны соблюдаться следующие требования:

- Средняя скорость ветра, измеренная на высоте 1 м над поверхностью дороги, была не более 3 м/с (при порывах до 5 м/с.);

- Плотность воздуха не отличалась более чем на 7,5 % от плотности воздуха, определенной для нормальных атмосферных условий (атмосферное давление P_o=100,0 кПа (750 мм.рт.ст.);

- Температура воздуха T_o=293 К (20^{0}С).

Температура воздуха при испытаниях должна быть не менее 290 К (17^{0}С), атмосферное давление не ниже 100,0 кПа и относительная влажность воздуха не выше 60 %.

При проведении дорожных испытаний тягово-соростных свойств и энергетических затрат при движении использовалась измерительная система Racelogic - система спутникового измерения параметров автомобиля: скорости, ускорения, углов крена.

Данная система имеет прибор VB20SL3 - многофункциональный измеритель скорости. Используя GPS приемник и 3 антенны, прибор VB20SL3 может вычислять не только скорость и направление движения ТС (транспортного средства), на котором он установлен, но и углы скольжения, наклона, крена. Данные записываются на карту памяти формата SD, а также имеется возможность передачи данных через CAN выход, USB порт или последовательный выход для мониторинга в реальном времени, либо постобработки с помощью предустановленного VBOX Tools.

VB20SL3 с помощью встроенного графического дисплея, пользователь может конфигурировать прибор и задавать различные настройки без подключения к ПК.

В состав системы Racelogic входят следующие компоненты.

- Прибор VB20SL3, осуществляющий обработку сигналов, получаемых со спутниковых антенн, а также других входных датчиков и предоставляет сигналы на выход в удобном для обработки виде. Блок управления со встроенным дисплеем показаны на рисунке 6.24.

Рисунок 6.24 – Блок управления VB20SL3

- Дисплей. Служит для наглядного представления значения скорости автомобиля, таким образом позволяет водителю более точно поддерживать заданный режим движения.

Рисунок 6.25 – Дисплей системы Racelogic

- GPS антенна. Антенна приема сигнала от спутника. Количество – 3 шт. При установке необходимо наличие стального листа в качестве отражателя. В антенну встроен магнит для обеспечения надежного и простого монтажа. Антенны связаны кабелем с блоком управления.

Рисунок 6.26 - Спутниковая антенна

При установке спутниковой системы на автомобиль необходимо обеспечить хорошие условия приема и правильное пространственное расположение антенн. Расположение антенн на шасси автомобиля выполнено на крышки аккумуляторных батарей и показано на рисунке 6.27.

Рисунок 6.27– Схема установки спутниковых антенн

Блок управления спутниковой системой установлены в кабине электромобиля. Снимаемые при движении автомобиля характеристики отображаются на экране компьютера в режиме реального времени.

Рисунок6.28– Блок управления ситсемой Racelogic и вывод данных на экран компьютера

Рисунок6.29– Внешний вид экспериментального образца электромобиля с установленным оборудованием Racelogic

6.7.5 Экспериментальные исследования затрат энергии при движении электромобиля.

Результаты проведения испытаний представлены на рисунках 6.30 – 6.33. На рисунке 6.30 представлена траектория движения транспортного средства, по который совершались заезды в одну и другую стороны. На рисунке 6.31 – мгновенные значения скорости движения электромобиля при разных заездах, на рисунке 6.32 – величины продольного ускорения

транспортного средства и на рисунке 6.33 – значения угла бокового скольжения или увода автомобиля.

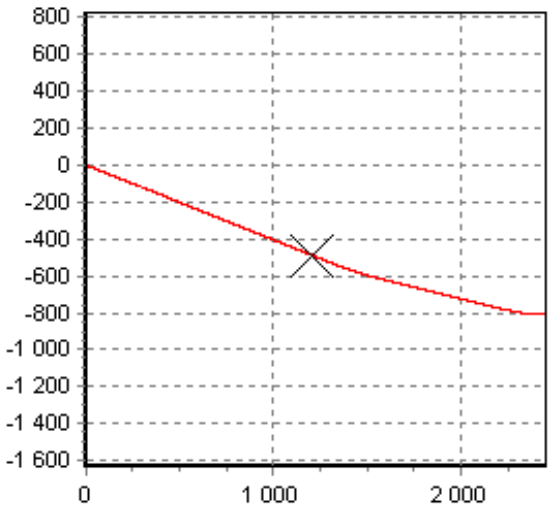


Рисунок 6.30 – График траектории движения транспортного средства

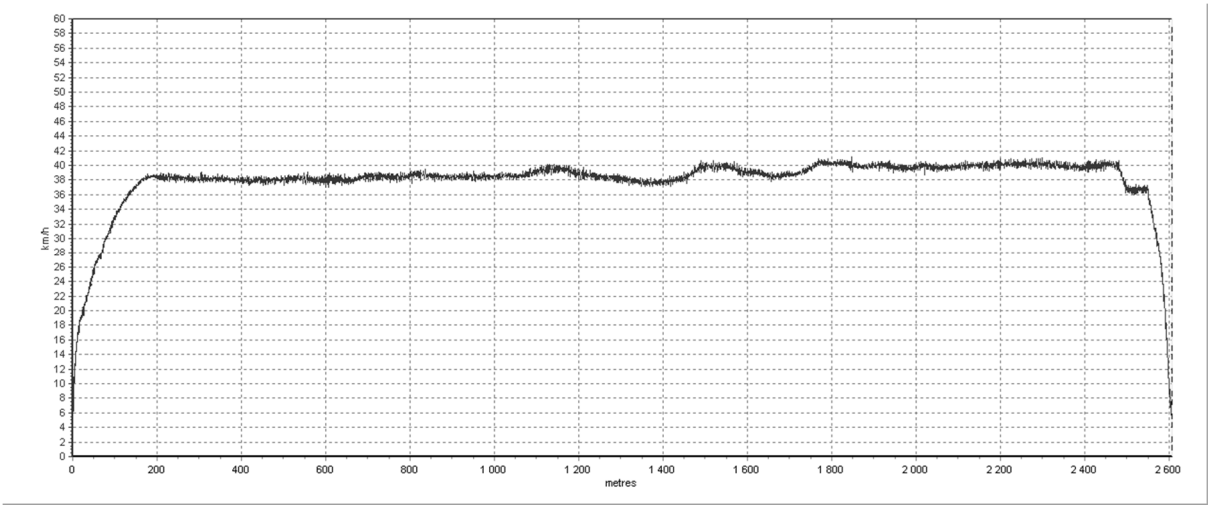


Рисунок 6.31 –Графики изменения скорости в зависимости от пройденного пути

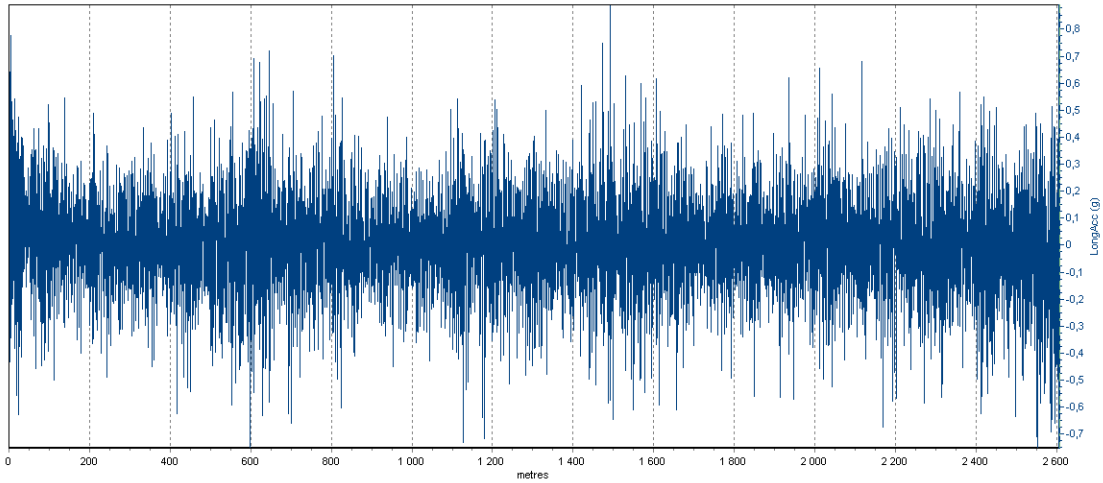


Рисунок 6.32– График изменения продольного ускорения в зависимости от пройденного пути

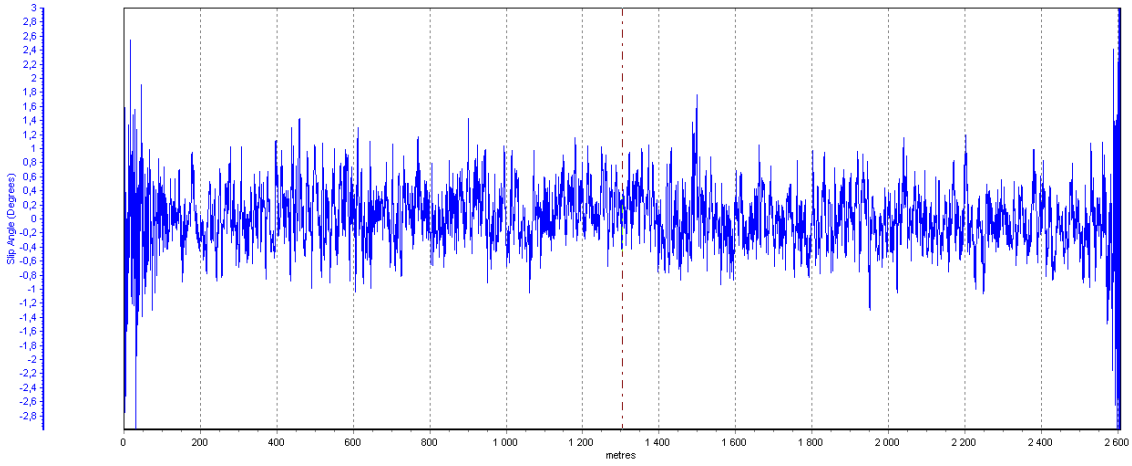


Рисунок 6.33– График угла бокового скольжения (увода)

При движении со средней скоростью 39 км/ч (рисунок 6.27)средний расход электроэнергии составил 1,44 кВт ч, мощность сопротивление движению, замеренная на колесах, порядка 8 кВт. Общий пройденный путь (испытательный участок) равен 2.4км. Таким образом, путевой расход электроэнергии составил 0,6 кВт ч/км или 60кВт ч/100км. С учетом того, что энергоемкость аккумуляторных батарей 56…60 кВт.ч, то следует ожидать пробег электромобиля в этих условиях порядка 100 км на одной зарядке.

Однако, экспериментальные исследования, проведенные на данном этапе НИР имели незначительное количество повторений (6 повторений) и пока не могут являться достоверными. Установлено, что выходные показатели электродвигателя UQM-PP200 существенным образом зависят от заложенных в систему управления настроек (например, величины максимального действующего момента и времени его действия). Проведение повторных испытаний при различных настройках управляемых параметров является необходимым условием доводки и повышения эксплуатационных качеств электромобиля.

6.8 Сравнение теоретических и экспериментальных исследований показателей эксплуатационных свойств электромобиля.

При движении по измерительному участку со средней скоростью 39 км/ч (рисунок 25) средний суммарный расход электроэнергии составил 0,94 кВт.ч. Общий пройденный путь (испытательный участок) равен 2,4 км (рисунок 6.31). Таким образом, удельный расход электроэнергии составил 0,39 кВтч/км. С учетом того, что энергоемкость аккумуляторных батарей составляет 56 кВт.ч, то следует ожидать пробег электромобиля в этих условиях

порядка 145 км на одной зарядке. Проведенные экспериментальные исследования показали, что ожидаемый пробег электромобиля на данный момент времени составляет 100 км. Следовательно, относительная погрешность измерения пробега составит 40%.

Полученные значения пробега на одной зарядке будет уточняться при дальнейших экспериментальных исследованиях в осенний и зимний период. В целом можно, ожидать, что пробег на одной зарядке будет соответствовать современный мировым аналогам (таблица 6.12).

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

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты, позволяющие разработать типоразмерный ряд электромобилей из класса легких коммерческих, не уступающих лучшим серийным мировым аналогам.

Результаты исследований, а именно алгоритм и методика выбора электродвигателей, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

6.10 Обобщение и оценка результатов исследований.

1. На основе анализа научно-технической литературы, нормативно-технической документации и других материалов, по теме проекта установлено, что 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_1, 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. 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.

4. Разработаны математические модели, позволяющие оценить показатели тягово-скоростных и энергетических затрат при движении электромобилей, в том числе в европейском городском цикле..

5. Определены затраты энергии на движение электромобиля в городском цикле.

6. Исследованы показатели эксплуатационных свойств электромобиля от его конструктивных параметров методом регрессионного анализа.

7. Разработана программа экспериментальных исследований экспериментального образца электромобиля, включающая проведение испытаний в соответствии с отечественными и зарубежными стандартами как в дорожных условиях, так и на стенде.

8. Проведенные испытания электромобиля на стенде показатели высокую степень эффективности тормозной системы, удовлетворяющую международным требованиям Правил ЕЭК ООН №13 (ГОСТ Р 41.13-99).

9. Весовые показатели электромобиля соответствуют лучшим зарубежным аналогам: снаряженная масса шасси составляет 2180 кг, масса приходящаяся на передние колеса 1210 кг (55%), на задние 970 кг (45%). Электромобиль имеет значительно лучшую развесовку, чем на базовом шасси «ГАЗель» (63% на переднюю ось, 37% на заднюю), что позволит улучшить его показатели управляемости, устойчивости и проходимости.

10. Проведенные испытания электромобиля в дорожных условиях подтвердили работоспособность и надежность предложенных технических решений, позволяющих иметь высокие показатели тягово-скоростных свойств, управляемости, устойчивости, проходимости. Полученные значения затрат энергии при движении позволяют прогнозировать значения пробега на одной зарядке не менее 100 км, что соответствует лучшим мировым аналогам.

11. По результатам сравнения теоретических и экспериментальных исследований можно утверждать, что предложенные методики расчета и оценки затрат энергии при движении являются адекватными и могут быть рекомендованы к использованию в инженерной практике..

12. Разработана программа экспериментальных исследований экспериментального образца электромобиля, включающая проведение испытаний в соответствии с отечественными и зарубежными стандартами как в дорожных условиях, так и на стенде.

7 Разработка концепции мехатронной системы управления универсальным спасательным средством, обладающей средствами автономной навигации.

7.1 Анализ существующих систем управления, навигации и технического зрения, применяемых в спасательных и транспортных средствах морского, воздушного и наземного базирования

7.1.1 Системы управления, навигации и технического зрения, спасательных и транспортных средств морского базирования

В состав системы управления подвижных средств морского базирования входят следующие базовые элементы [7.1]:

1) Автопилот – системообразующий элемент, обеспечивающий функции управления движением и контрольно-аварийные функции. Автопилот ведет судно или подводный аппарат по заданной траектории, поддерживая стабильный курс и удерживая в допустимых границах крен (или крен и дифферент). Автопилот состоит из ряда подобных по принципу действия автоматов (курса, крена, скорости). Чувствительные элементы каждого автомата измеряют один определённый параметр режима движения, автоматический блок формирует соответствующий сигнал, который сравнивается с установкой задатчика режимов. Разность (рассогласование) используется в системе дифференциальных уравнений, описывающих движение аппарата для формирования управления рулями или двигателями.

2) Движительно-рулевой комплекс, то есть исполнительные устройства и блоки управления двигателями.

3) Многофункциональный дисплей, обеспечивающий:

– отображение данных о местоположении судна по данным системы навигации;

– отображение окружающей обстановки по данным системы технического зрения;

– контроль за критически важными параметрами и встроенную диагностику оборудования.

Автопилот для современных надводных морских подвижных объектов (МПО) должен обеспечивать выполнение следующих функций [7.2]:

– ввод физических параметров МПО, включая текущий уровень загрузки;

– автоматическую идентификацию параметров судна и изменяющихся внешних условий плавания;

– ввод коэффициентов законов управления и асимптотических «наблюдателей» для восстановления информации о неизмеряемых координатах;

– адаптивный синтез на борту законов (алгоритмов) автоматического или полуавтоматического управления;

– автоматическое маневрирование по курсу или боковому смещению с оптимизацией по быстродействию или по расходу топлива при заданных ограничениях на скорость и величины перекладок рулей в условиях движения с различными скоростями хода;

– полуавтоматическое маневрирование с оптимизацией по быстродействию с использованием алгоритмов управления, включающих прогнозирующие модели;

– стабилизацию заданного курса и удержание на траектории для движения на тихой воде или на слабом волнении с регулируемой интенсивностью нагрузки приводов;

– стабилизацию заданного курса для движения на развитом волнении (больше 3-х баллов) с регулируемой интенсивностью нагрузки приводов;

– стабилизацию заданного курса или удержание на траектории в режиме «экономичный» с минимизацией нагрузки приводов рулей при заданном ограничении на регулируемые координаты и (или) при заданном фиксированном количестве перекладок рулей в единицу времени;

– следящее управление положением рулей от штурвала, установленного на пульте управления;

– простое дистанционное управление положением рулей с помощью кнопок или джойстика на пульте управления в ходовой рубке и на местных пультах управления системой;

– интегрированное отображение информации о динамических параметрах судна и о текущих и заданных углах перекладки рулей.

Важно отметить, что современные автопилоты реализуют адаптивный режим управления движительно-рулевым комплексом, при котором характер управляющих воздействий изменяется, приспосабливаясь к изменению внешних и внутренних условий работы системы для обеспечения высокого качества регулирования. При этом изменяться могут как коэффициенты закона регулирования, так и сам алгоритм регулирования.

Состав навигационного комплекса МПО обусловлен особенностями задачи проводки судна из пункта отхода в пункт назначения. Эта задача может быть разделена на следующие основные задачи:

– выбор маршрута перехода;

– подбор карт на переход,

– сбор информации, необходимой для безопасного выполнения перехода;

– оперативная коррекция выбранного пути и скорости движения в процессе перехода на основе оценки состояния окружающей среды как в непосредственной близости от МПО, так и на всем пути следования;

– обеспечение точности следования по маршруту.

Современные навигационные автоматизированные комплексы (НАК) имеют модульное построение, при котором комплекс подразделяется на ряд подсистем. Базовыми подсистемами НАК являются навигационные измерительные устройства, вычислительный модуль, интерфейсный блок [7.3].

Навигационные измерительные устройства (НИУ), входящие в НАК, служат для измерения величин, характеризующих процесс судовождения (навигационных параметров). В зависимости от того, к какой группе относится измеряемый параметр, навигационные измерительные устройства подразделяются на измерители собственного движения (гироскопические и магнитные компасы, гироазимуты, лаги, бесплатформенные инерциальные системы – БИНС) и позиционные измерители (угломерные, дальномерные, радиотехнические).

В вычислительный модуль поступает на обработку измерительная информация НИУ, информация от других бортовых измерителей и маршрутная информация. С выхода вычислителя информация о пилотажно-навигационных параметрах поступает в бортовую систему управления.

Интерфейсный блок обеспечивает электрический и информационный интерфейсы с бортовой системой электропитания и бортовой информационной сетью.

В настоящее время при счислении пути судна в большинстве случаев используется информация БИНС, лага, данные о погрешностях их показаний, а также сведения о течениях (необходимые для счисления сведения о течениях могут быть получены при планировании маршрута). Обработка информации при обсервации заключается в определении координат МПО по измеренным значениям внешних навигационных параметров. Наилучшим на сегодняшний день способом обсервации является обсервация по данным спутниковых систем позиционирования GPS/ГЛОНАСС.

К средствам технического зрения, используемым на МПО относятся [7.4]:

– эхолоты;

– радары;

– лазерные дальномеры;

– телевизионная аппаратура;

– тепловизоры.

На сегодняшний день наиболее существенными для обеспечения безопасного плавания приборами являются эхолоты (измерители глубины) и радары (надежные измерители дальности до препятствий в условиях плохой видимости). На рынок выпускается большая номенклатура этих устройств в разных климатических исполнениях. Большинство из них

имеют стандартные электрические, механические и информационные интерфейсы, специально рассчитанные на установку на МПО.

7.1.2 Системы управления, навигации и технического зрения, спасательных и транспортных средств воздушного базирования

Типовой состав системы управления движением (СУД) летательного аппарата (ЛА) близок к СУД МПО. Для СУД ЛА также характерно наличие автопилота, распределенной бортовой вычислительной сети, использование БИНС и GPS/ГЛОНАСС в подсистеме навигации. Существенно отличаются законы управления движением и законы регулирования исполнительных органов ЛА, что учитывается при программировании и настройке автопилота.

Основными каналами технического зрения для ЛА являются радиолокационный и телевизионный, тепловизионный канал, как правило, используется для поиска целей.

7.1.3 Системы управления, навигации и технического зрения, спасательных и транспортных средств наземного базирования

Для подвижных средств наземного базирования в целом нехарактерно использование автопилотов в контуре системы управления. Это связано со средой и характером передвижения (по плоской поверхности), а также с особенностями динамики наземного ТС, радикально отличающейся от динамики движения в воде или в воздухе. Вместо автопилота на борту устанавливается вычислитель, контролирующий заданный курс и пройденный путь. Спецификой систем управления движением наземных ТС являются электронные системы торможения, в составе: антипробуксовочная система, система электронного контроля устойчивости, система помощи при экстренном торможении [7.5,6].

Навигационный комплекс наземного ТС мало отличается от вышеописанных, за исключением того, что для счисления пути используются одометры.

В дополнение к перечисленным выше каналам технического зрения, на наземных ТС для обеспечения безопасности широко используются сонары (ультразвуковые дальномеры) и лазерные дальномеры (сканирующие и пространственные).

Таким образом, показано, что существующие системы управления движением спасательных и транспортных средств различного базирования характеризуются следующими общими особенностями:

– высокой степенью структурной унификации;

– реализацией на борту адаптивных законов управления движением и адаптивных законов регулирования отдельных исполнительных механизмов

– использованием бортовых микропроцессорных и микроконтроллерных вычислительных сетей с распределенной обработкой сенсорной информации;

– применением каналов технического зрения различной физической природы.

Это позволяет решать задачу создания мехатронной системы управления универсальным спасательным средством, обладающей средствами автономной навигации, то есть системы с компьютерным управлением движением, в которой интеграция элементов обеспечивает перераспределение функциональной нагрузки от аппаратных блоков к интеллектуальным (электронным и компьютерным) компонентам.

7.2 Разработка вариантов комплексирования технических средств навигации на базе ГЛОНАСС-GPS, компаса и бесплатформенных инерциальных систем (БИНС)

Для определения параметров положения и движения объекта и его составных частей введём вначале ортогональные системы координат, перечисленные ниже.

1) $O_0X_0Y_0Z_0$ – горизонтно-географическая система координат, жестко связанная с неподвижным основанием (Землей). Начало (O_0) этой системы задается в выбранной начальной реперной точке, условно принимаемой за начальную точку маршрута; ось Z_0 направлена по вертикали, оси X_0 и Y_0 в плоскости горизонта, ось X_0 лежит в плоскости меридиана и направлена на север. Эту систему координат можно считать невращающейся, абсолютной, если пренебрегать вращением Земли и не использовать в приборном оснащении эффект гирокомпасирования.

2) $O_1X_1Y_1Z_1$ – подвижная система координат, ее оси параллельны осям системы координат $O_0X_0Y_0Z_0$, а начало находится в центре объекта. Как и систему координат $O_0X_0Y_0Z_0$ систему $O_1X_1Y_1Z_1$ можно считать невращающейся, если пренебрегать вращением Земли и не использовать эффект гирокомпасирования.

3) $O_2X_2Y_2Z_2$ – подвижная траекторная система координат, ее начало совпадает с началом системы $O_1X_1Y_1Z_1$, ось X_2 направлена по касательной к траектории, ось Y_2 горизонтальна;

4) $O_3X_3Y_3Z_3$ – подвижная траекторная система координат сопровождающего натурального трехгранника, ее начало совпадает с началом системы $O_2X_2Y_2Z_2$, ось X_3 направлена по касательной к траектории, ось Y_3 направлена по нормали, ось Z_3 – по бинормали;

5) $O_4X_4Y_4Z_4$ – подвижная связанная система координат, жестко связанная с объектом, ее центр совпадает с центром объекта, ось X_4 является продольной.

Введение в рассмотрение всех перечисленных систем координат имеет определенный смысл и задается следующим образом через параметры взаимного положения (линейные перемещения и углы поворота).

В абсолютной неподвижной системе координат $O_0X_0Y_0Z_0$ задаются уравнения траектории. Эта абсолютная система координат в начальной точке траектории может быть материально реализована в виде стартового основания и использована при начальной выставке приборного блока.

Наиболее подходящей является параметрическая форма уравнений траектории $X_0 = F_X(t)$, $Y_0 = F_Y(t)$, $Z_0 = F_Z(t)$, где t – время. Такой способ задания формы и параметров траектории не накладывает никаких ограничений на форму кривой. Важно, что остаются ограниченными значения составляющих вектора скорости dX_0/dt, dY_0/dt, dZ_0/dt.

Подвижная невращающаяся система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ в автономной бесплатформенной инерциальной системе навигационного комплекса существует не как реальная, а как виртуальная. Координаты X_0, Y_0, Z_0 начала этой системы координат в абсолютной системе $O_0X_0Y_0Z_0$ представляют собой или принимаются за искомые текущие координаты траектории.

В системе координат $O_2X_2Y_2Z_2$ определяется скорость объекта (она направлена по оси X_2), через косинусы углов ориентации этой системы относительно осей системы $O_1X_1Y_1Z_1$.

Система $O_3X_3Y_3Z_3$ естественного трехгранника в наибольшей степени характеризует конфигурацию траектории, она не обязательно участвует в преобразованиях, но в ней удобно проводить анализ движений в динамике.

В системе координат $O_4X_4Y_4Z_4$, жестко связанной с объектом, осуществляются все измерения.

При совместной работе ИНС и систем позиционной коррекции (GPS, ГАКНС) возможна взаимная коррекция навигационных параметров [7.7]. При этом возможны два подхода, существенно различающихся глубиной интеграции навигационной системы.

В первом случае ИНС и аппаратура GPS рассматриваются как полнофункциональные целостные модули, и тот и другой вырабатывают одни и те же выходные данные (координаты объекта), но с различающимися характеристиками погрешностей. Координаты от GPS, поступающие дискретно во времени, используются для сброса нарастающих погрешностей ИНС, вырабатывающей координаты непрерывно, а плавный характер нарастания погрешностей ИНС позволяет исключить выбросы (сбои) GPS и сгладить последствия относительно кратковременных периодов отсутствия достоверной информации.

Во втором случае используется не только выходная информация от ИНС, но и информация, поступающая непосредственно с датчиков ИНС – акселерометров и датчиков

ориентации. В этом случае возможна коррекция таких параметров, как скорости уходов гироскопов, систематические погрешности акселерометров и, как следствие – существенное уточнение вырабатываемого ИНС вектора скорости. Такое комплексирование на первичном уровне особенно эффективно для водного или воздушного транспорта, поскольку затруднено измерение скорости относительно неподвижной среды. В случае невозможности использования GPS говорить о комплексировании вторичных параметров не приходится, а коррекция первичных параметров (по скорости) возможна при использовании датчика путевой скорости или пройденного пути. Суть коррекции БИНС по измерителю скорости или пути (демпфирование БИНС по скорости) заключается в том, что по информации от датчика скорости оценивается величина продольного (путевого) ускорения объекта и сравнивается с сигналами акселерометров, которые помимо продольного ускорения содержат составляющую ускорения силы тяжести из-за ухода гироскопов. Это позволяет значительно ограничить «заваливание» аналитического горизонта, в результате чего погрешность скорости не возрастает. Такая коррекция должна действовать практически непрерывно. Ошибку скорости можно время от времени (не непрерывно) «сбрасывать» в случаях остановки или движения с достаточно малой скоростью, когда абсолютная погрешность датчика скорости, пропорциональная самой скорости, меньше погрешности скорости, вырабатываемой БИНС. Очевидно, что эффективность такого комплексирования существенно зависит от динамики движения объекта. Отметим, что использование измерителя скорости повышает точность измерения углов крена и дифферента (в чем и заключается смысл демпфирования). Точность же выработки скорости такого комплексирования практически равна точности измерителя скорости.

Счисление координат производится на основе прямых или косвенных измерений:

– путевой скорости (датчиком скорости);

– вектора ускорения (акселерометрами);

– углов ориентации относительно вектора напряженности магнитного поля Земли (магнитометром) и отвесной линии (акселерометрами);

– вектора угловой скорости вращения объекта при движении (датчиками угловой скорости).

Все последовательности измерений при движении рассматриваются, как функции времени при достаточно высокой частоте дискретной выборки, причем синхронный опрос датчиков счисления не является необходимым. Алгоритм и вычислительная процедура счисления при таком подходе обрабатывают каждое измерение от того или иного датчика на момент времени его поступления, сопоставляя с ранее поступившей информацией от всех датчиков. Таким образом, отсутствие измерений от какого-либо датчика не сказывается на

логике работы процедуры счисления (но, очевидно, влияет на скорость нарастания погрешностей).

Положение объекта определяется координатами *X*, *Y*, *Z* в неподвижной системе координат и тремя углами Крылова относительно горизонта и начального азимутального направления: *A* – курс, *T* – дифферент, *Q* – крен.

Поскольку все угловые измерения фактически производятся трехосными бесплатформенными датчиками в подвижной системе координат объекта, целесообразно оперировать не самими углами, как таковыми, а матрицей Ω направляющих косинусов. Поэтому для оценки поворотов системы координат объекта в текущей позиции относительно неподвижной системы координат целесообразно вычислять в матрице направляющих косинусов девять элементов, как функции трех углов.

$$\Omega_{11} = \cos A \cdot \cos T;$$

$$\Omega_{12} = -\sin A \cdot \cos Q - \cos A \cdot \sin T \cdot \sin Q;$$

$$\Omega_{13} = \sin A \cdot \sin Q - \cos A \cdot \sin T \cdot \cos Q;$$

$$\Omega_{21} = \sin A \cdot \cos T;$$

$$\Omega_{22} = \cos A \cdot \cos Q - \sin A \cdot \sin T \cdot \sin Q; \qquad (7.2.1)$$

$$\Omega_{23} = -\cos A \cdot \sin Q - \sin A \cdot \sin T \cdot \cos Q;$$

$$\Omega_{31} = \sin T;$$

$$\Omega_{32} = \cos T \cdot \sin A;$$

$$\Omega_{33} = \cos T \cdot \cos Q;$$

Оценку относительного поворота системы координат объекта в текущей позиции по сравнению с позицией в момент предыдущего измерения так же целесообразно представить матрицей D направляющих косинусов, элементы которой – функции углов ориентации α_k; β_k; γ_k.

$$D_{11} = \cos\alpha \cdot \cos\beta;$$

$$D_{12} = -\sin\alpha \cdot \cos\gamma - \cos\alpha \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma;$$

$$D_{13} = \sin\alpha \cdot \sin\gamma - \cos\alpha \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma;$$

$$D_{21} = \sin\alpha \cdot \cos\beta;$$

$$D_{22} = \cos\alpha \cdot \cos\gamma - \sin\alpha \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma; \qquad (7.2.2)$$

$$D_{23} = -\cos\alpha \cdot \sin\gamma - \sin\alpha \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma;$$

$$D_{31} = \sin\beta;$$

$D_{32} = \cos\beta \cdot \sin\gamma$;

$D_{33} = \cos\beta \cdot \cos\gamma$;

Вектор координат $X^k = \{X, Y, Z\}$ объекта на (*k+1*) шаге измерения получает приращение ΔX^k.

$$X^{k+1} = X^k + \Delta X^k \qquad (7.2.3)$$

$$\Delta X^k = D_k \cdot S_k, \qquad (7.2.4)$$

где S_k – вектор, направленный вдоль продольной оси объекта, длиной $S_k = V_k \cdot \Delta t$ (V_k – путевая скорость, Δt – интервал времени между измерениями).

В системе координат объекта, в (*k+1*) положении.

$S_k = \{S_k, 0, 0\} = S_k \cdot e_x$,

где e_x – орт оси X системы координат объекта.

В системе координат объекта, в k-ом положении тот же самый вектор:

$S_k = S_k \cdot D_k \cdot e_x$.

В неподвижной же системе координат:

$$S_k = S_k \cdot \Omega_{k+1} \cdot e_x. \qquad (7.2.5)$$

С другой стороны, вектор $\Omega_{k+1} \cdot e_x$ представляет собой орт оси X неподвижной системы координат, повернутый до совмещения с продольной осью объекта в (*k+1*) положении, поэтому:

$$\Delta X^{k+1} = S_k \qquad (7.2.6)$$

Продолжая рассуждения, получим:

$$\Omega_{k+1} = \Omega_k \cdot D_k \qquad (7.2.7)$$

$$\Delta X^{k+1} = S_k = S_k \cdot \Omega_{k+1} \cdot e_x \qquad (7.2.8)$$

Таким образом, для счисления координат траектории объекта по формуле (7.2.3) при вычислении приращения ΔX^k можно использовать формулу (7.2.8), при этом элементы матрицы абсолютного поворота Ω_k могут быть вычислены посредством счисления поворотов по формуле (7.2.7) с использованием приращений углов ориентации траектории, а также измерений крена для вычисления элементов матрицы относительного поворота D_k. При измерении приращений углов ориентации используются датчики угловых скоростей, непосредственно ориентированные по осям крена, дифферента, рыскания, точно так же, как

при измерении приращения пути используется датчик путевой скорости. Отметим, что прямое измерение углов ориентации объекта невозможно, поскольку магнитометр не «чувствует» вращения системы вокруг вектора напряженности магнитного поля, а построение отвесной линии при действующих боковых ускорениях проблематично. Поэтому фактические значения углов ориентации оцениваются при комплексной обработке данных.

Комплексную пошаговую оценку параметров состояния объекта, в число которых помимо шести степеней свободы и их производных необходимо включить составляющие погрешностей измерителей, целесообразно производить с помощью дискретного фильтра Калмана.

Измеряемые датчиками параметры образуют вектор измерений *Z*, который связан с вектором состояния (координаты, элементы матриц вращения и т.д.) линейными уравнениями:

$$Z = H \cdot X + \delta, \qquad (7.2.9)$$

где X – вектор оцениваемых параметров состояния; δ – вектор случайных составляющих погрешностей датчиков; H – матрица измерений.

Вектор измерений *Z*, содержащий показания шести датчиков БИНС, трех датчиков феррозонда и датчика скорости необходимо дополнить еще шестью компонентами для контроля и корректировки условий нормирования и ортогональности матрицы направляющих косинусов Ω_k, три из них равны 1 (нормирование), три – 0 (ортогональность). Кроме того, для учета априорной информации о горизонтальности траектории в вектор измерений включается псевдоизмерение вертикальной координаты объекта Z = Zo = 0, что позволяет исключить, насколько это возможно, гравитационную составляющую из показаний акселерометров.

Если допустить нормальный закон распределения для X и δ, и независимость оцениваемых параметров движения и погрешностей измерений, то максимально правдоподобный вектор оценок можно вычислить из условия минимума квадратичной формы (7.2.10), т.е. методом взвешенных наименьших квадратов.

$$\min I = X^T \cdot M^{-1} \cdot X + (Z - H \cdot X)^T \cdot R^{-1} (Z - H \cdot X), \qquad (7.2.10)$$

где M – ковариационная матрица априорных значений параметров состояния; R – ковариационная матрица погрешностей измерений.

Из (7.2.4) следует:

$$\delta I / \delta X = M^{-1} \cdot X + H^T \cdot R^{-1} \cdot H \cdot X - H^T \cdot R^{-1} \cdot Z = 0, \qquad (7.2.11)$$

Откуда получаем оценку параметров X_+ по априорным параметрам *X* и измерениям *Z*.

$$X_+ = X + K \cdot (Z - H \cdot X), \qquad (7.2.12)$$

где

$$K = (M^{-1} + H^T \cdot R^{-1} \cdot H)^{-1} \cdot H^T \cdot R^{-1} \quad (7.2.13)$$

Ковариация оцененных параметров состояния *P* может быть вычислена из (7.2.14):

$$P^{-1} = M^{-1} + H^T \cdot R^{-1} \cdot H\ , \quad (7.2.14)$$

Однако для матриц *K* и *P* удобнее использовать другие выражения, полученные с помощью так называемой леммы о псевдообращении.

$$\begin{aligned} K &= M \cdot H^T \cdot (H \cdot M \cdot H^T + R)^{-1} \\ P &= M - K \cdot H \cdot M \end{aligned} \quad (7.2.15)$$

Размерность обращаемой матрицы $(H \cdot M \cdot H^T + R)$ в (7.2.15) равна размерности вектора измерений. Переходя к последующему шагу в качестве априорных значений параметров X возьмем их оценки, полученные на предыдущем шаге, с учетом оценок элементов матриц вращения по формулам (7.2.7), (7.2.8). В общем виде можно записать:

$$X_{k+1} = F \cdot X_k\ , \quad (7.2.16)$$

где *F* – матрица перехода.

Смысл выражения (7.2.16) заключается в экстраполяции (прогнозировании) состояния объекта к моменту получения следующего измерения. Элементы матрицы *F* вычисляются путем интегрирования дифференциальных уравнений движения объекта на интервале времени между измерениями. При достаточно высокой частоте измерения и обработки информации от датчиков, что имеет место при практически непрерывном счислении в реальном времени, можно пренебречь изменениями параметров состояния за столь короткое время и считать матрицу *F* диагональной, в простейшем случае вместо (7.2.16) можно считать $X_{k+1} = X_k$, а ухудшение со временем достоверности прогноза учесть некоторыми добавками *Q* к матрице *M* >> *M*+*Q* при обработке следующего измерения.

7.3 Разработка вариантов комплексирования технических средств теленаблюдения и алгоритмов видеоаналитики, предназначенных для использования в тяжелых климатических условиях северных широт

Для повышения надежности и безопасности отработки маршрута спасательного транспортного средства в тяжелых климатических условиях северных широт целесообразно использовать все источники информации об окружающей остановке, включая данные теленаблюдения.

Одним из вариантов использования технических средств теленаблюдения в рассматриваемом проекте является создание аппаратно-программного комплекса

«улучшенного видения» (Enhanced Vision Systems, EVS). В состав такой системы должны войти телевизионные видеодатчики, инфракрасные (ИК) датчики различных диапазонов, лазерные локаторы (ЛЛ). Сформированная системой EVS оперативная графическая информация далее представляется пилоту в реальном времени на многофункциональном пульте в виде трехмерного образа закабинной обстановки.

На базе комплекса улучшенного видения возможно развитие [7.8]:

– алгоритмов обнаружения и распознавания опасных или, наоборот, спасательных объектов на маршруте следования;

– алгоритмов обнаружения и распознавания береговых объектов;

– алгоритмов позиционирования ТС относительно мест причаливания.

7.4 Разработка вариантов комплексирования технических средств эхо- и радиолокации, предназначенных для использования в тяжелых климатических условиях северных широт

Использование СТЗ различной физической природы в настоящее время находит все большее применение. Для современных спасательных и транспортных средств характерно, что на борту имеется многоканальный комплекс средств технического зрения, включая средства эхо- и радиолокации. Особенностью этих локаторов является их функционирование в системе координат относительно транспортного средства, что не позволяет строить прогноз обстановки или анализировать историю её развития.

Наиболее целесообразным методом комплексирования данных локаторов является совместная обработка их данных с данными систем глобального позиционирования GPS/ГЛОНАСС [7.9].

При этом, последовательная координатная привязка оперативных данных эхо- и радиолокации даст возможность:

– формировать карту глубин по маршруту;

– получать постоянный и достоверный прогноз перемещения ТС среди множественных препятствий в условиях плохой видимости и волнения.

7.5 Разработка обобщённой структуры и алгоритмов функционирования интеллектуальной системы управления, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов автоматической прокладки маршрута и автовождения в условиях сложного рельефа местности

Высокая устойчивость к неисправностям элементов системы, автономность комплекса, снижение нагрузки на оператора достигаются за счет архитектурных решений системы. Иерархическая структура, используемая большинством производителей мобильных роботов

и автоматических ТС (комплексная операция - технологические операции - управление исполнительными механизмами) должна быть дополнена супервизорным уровнем, на котором выполняется комплексная оценка состояния окружающей среды. Таким образом, эффективное автономное управление движением, включая задачи планирования маршрута и маневрирования в реальном масштабе времени предлагается организовать на базе иерархической, многоуровневой системы управления с реализацией супервизорного управления на верхнем уровне.

Система управления верхнего уровня автономным ТС обеспечит выполнение следующих требований:

1) робастность, в смысле устойчивости к отказу одного или нескольких внешних датчиков;

2) способность быстрой адаптации к изменениям обстановки;

3) возможность наращивания объема выполняемых функций;

4) сохранение работоспособности в условиях плохой связи с базой, спутниками и т.п.;

5) способность оперативно учитывать и планировать ресурсы (энергетические, информационные и др.).

Для модульной организации математического и программного обеспечения предлагается использовать архитектуру фреймов действий (типовых операций) [7.10]. Определяющим принципом организации архитектуры системы управления при этом будет представление действий, подлежащих выполнению, в виде совокупности типовых «технологических операций» (ТОП). ТОП являются «фреймами действий», включающими как движения, так и взаимодействия с объектами внешней среды. Состав верхнего уровня супервизорной системы управления показан на рисунке 7.1. Структура ТОП включает 4 основных компонента: диспетчер ТОП, логика отдельной ТОП, построение траекторий и отслеживание траекторий. Уровень ТОП упорядочивает внутренние связи в системе управления, оставляя связи только между соседними уровнями. Важной особенностью уровня ТОП является то, что он реализует основные логические действия в процессе функционирования системы управления, и, в то же время, не содержит сложных вычислений.

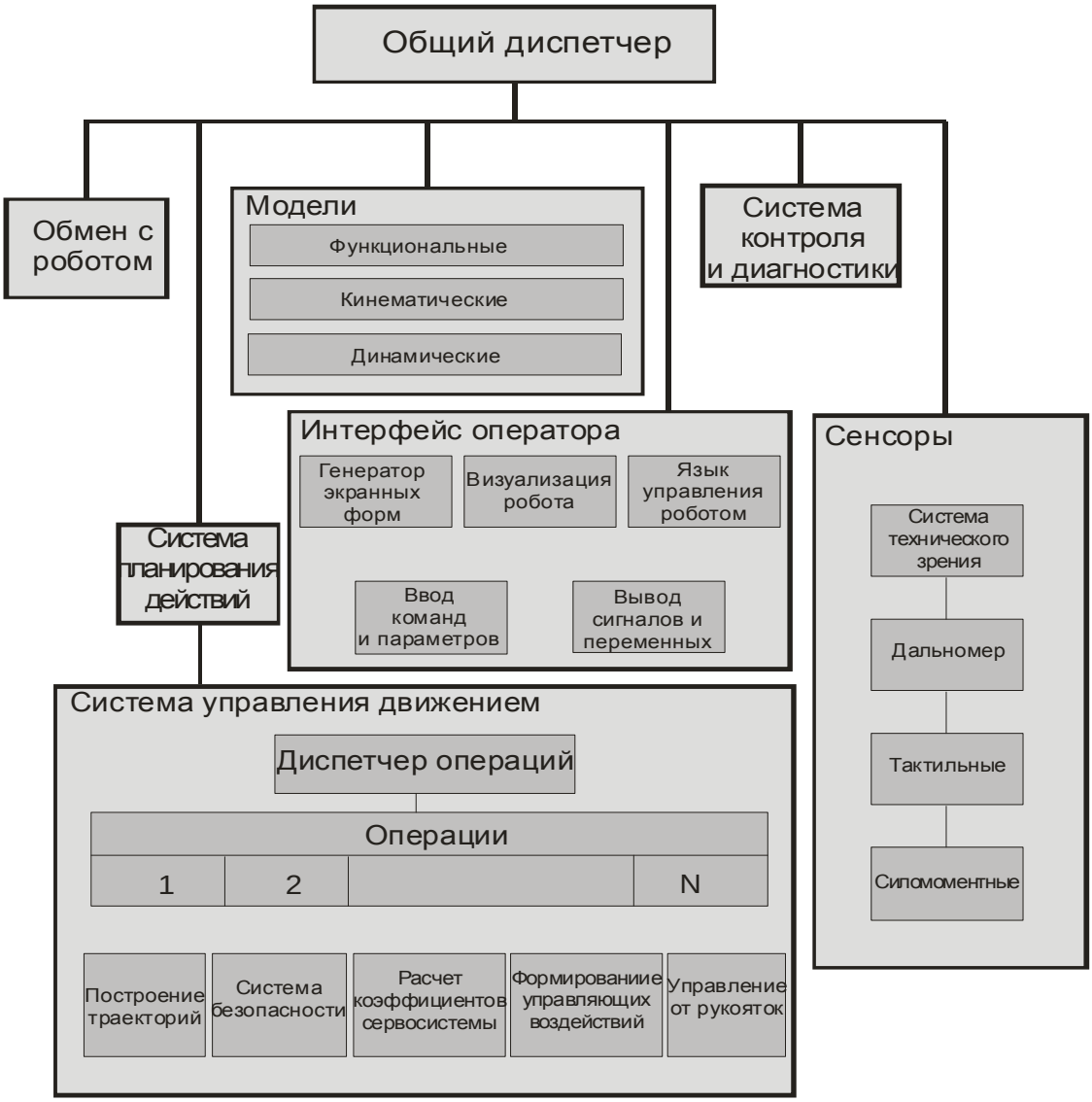


Рисунок 7.1 – Структура верхнего уровня супервизорной системы управления движением

Каждый вычислительный алгоритм уровня ТОП оформлен как отдельный вычислительный процесс, исполняемый в режиме разделения времени. Это позволяет быстро реагировать на получаемые системой управления движением сигналы, реализовывать сложные вычислительные алгоритмы управления и допускает модификацию или замену модулей вычислительных алгоритмов управления. Целесообразно выделить следующие технологические операции: ТОП системы обеспечения безопасности ТС, расчетные ТОП и ТОП отработки команд.

1) ТОП системы обеспечения безопасности требуются для предотвращения столкновений с препятствиями и опрокидывания ТС. ТОП системы безопасности характерны тем, что работают параллельно с выполнением любых других операций, так как именно эти ТОП обеспечивают сохранность робота при функционировании.

2) Расчетные ТОП требуются для предварительного расчета параметров действий ТС, таких, как построение траекторий, локализация объектов интереса, построение и коррекция

локальной карты. Необходимость реализации данных ТОП непосредственно связана с требованием повышенной автономности специальных роботов. Часть этих ТОП должна выполняться заранее, до начала отработки задания, другие выполняются оперативно, одновременно с другими ТОП.

ТОП «Построение топологической или метрической карты оперативной зоны» выполняется при попадании ТС в зону, где имеется много заранее неизвестных препятствий. Построение оперативной карты выполняется по данным сенсоров ТС (эхо- или радиолокатор, сонары, ИК-датчики).

ТОП «Локализация объекта интереса» требуется для обнаружения и идентификации объекта интереса. Это могут быть: ориентиры (например, для задач навигации), источники потенциальной опасности, объекты, за которыми требуется производить наблюдение.

ТОП «Локализация ТС» требуется для определения текущих координат робота в заранее выбранной системе координат. Эта ТОП является частью навигационной подсистемы и выполняется параллельно всем остальным технологическим операциям.

ТОП «Построение траектории» требуется для планирования движения ТС с учетом известных препятствий. Выполняется всегда перед началом движения. В результате выполнения этой ТОП производится построение траектории для движения ТС. Траектория представляет собой упорядоченное множество координат, в которые должен последовательно попасть робот при движении в конечное целевое положение.

ТОП «Коррекция» предназначена для учета реальной ситуации при движении ТС: например, при обнаружении на пути следования неизвестных заранее препятствий. Данная ТОП запускается системой безопасности. После окончания коррекции, запускается ТОП «Построение траектории» для прокладки новой траектории из текущей точки (в которой обнаружили препятствие) в целевую точку.

3) ТОП отработки команд требуются для обеспечения выполнения заданных режимов функционирования ТС.

ТОП отработки отвечают за выполнение команд по программе, сформированной по результатам расчетных ТОП. Одновременно две ТОП отработки работать не могут.

ТОП «Движение по прямой» используется при управлении пилотом в супервизорном режиме или в автомате, для использования в других ТОП отработки. Производится движение на заданное расстояние от текущего положения с сохранением исходного направления (курса) ТС.

ТОП «Разворот на месте» требуется для использования при управлении пилотом и в автомате для использования в других ТОП отработки. Производится разворот на заданный угол от текущего направления.

ТОП «Движение от задающих рукояток» требуется для управления пилотом.

ТОП «Движение по траектории» требуется для движения по заранее вычисленной траектории. Во время движения возможны вызовы ТОП «Коррекция карты» при нахождении неизвестного препятствия на пути следования.

ТОП «Обследование зоны» требуется для сканирования некоторой области (например, для поиска объекта интереса, ориентира или формирования карты). Работает, чаще всего, параллельно с ТОП «Локализация объектов интереса». При обходе препятствий, возврат на траекторию происходит в точку, являющуюся пересечением траектории и нормали к ней, проведенной через точку с текущими координатами робота.

ТОП «Наблюдение» требуется для выполнения действий, необходимых для наблюдения за динамическим объектом либо для устойчивой локализации внешнего неподвижного объекта с движущегося ТС. К этой ТОП относятся: поворот телекамер, движение за объектом и т.п. Работает, как правило, параллельно с расчетной ТОП «Локализация объекта интереса».

Структурная схема интеллектуальной системы навигации и формирования управляющих воздействий для транспортного средства представлена на рисунке 7.2.

Система представляет собой программно-аппаратный комплекс. В её составе имеется модуль глобальной навигации (ГН) и модуль локальной навигации (ЛН). Модуль ГН формирует план перемещения (маршрут) на основании заданной электронной карты, данных о начальном, конечном, промежуточных положениях и целевой функции, осуществляет локализацию или коррекцию положения ТС на основании данных систем глобального позиционирования. Модуль ЛН планирует и контролирует выполнение маневров, составляющих движение по выбранному маршруту. На основании плана перемещения и данных, полученных от системы контроля и наблюдения, формируется совокупность управляющих сигналов, реализующих нужный режим движения. Сформированные сигналы далее поступают в бортовую информационно-вычислительную сеть (БИВС), служащую для обмена информацией между системами и модулями.

Уровень исполнительной подсистемы включает в себя исполнительные устройства, реализующие передачу управляющего воздействия к органам управления механических элементов ТС. Для осуществления управления модули исполнительной подсистемы имеют информационные порты ввода/вывода и интерфейсы к управляющим органам подвижной платформы.

Рисунок 7.2 – Структурная схема интеллектуальной системы навигации и формирования управляющих воздействий транспортного средства

Подсистема контроля и наблюдения обеспечивает обратную связь от датчиков к системе управления интеллектуального уровня и системе безопасности. К датчикам относятся: датчики органов управления ТС, датчики параметров движения (текущая скорость, вектор ускорения, и локальный радиус кривизны траектории), датчики параметров окружающей среды (система технического зрения, дальномеры), внутренние датчики технического состояния шасси, датчики безопасности. Подсистема контроля и наблюдения представляет собой распределенную систему, состоящую из датчиков и портов ввода/вывода, она осуществляет комплекс измерений и передачу информации посредством бортовой информационно-вычислительной сети (БИВС) для дальнейшего анализа и выработки решений.

Подсистема безопасности осуществляет непосредственную связь между системой контроля и наблюдения и исполнительными устройствами с целью экстренного предотвращения аварийных ситуаций. Для осуществления этого предусматриваются специальные датчики безопасности (как внутренние датчики аварийного состояния ТС, так и внешние датчики безопасности ситуации). Данная подсистема также осуществляет контроль функционирования ТС в целом.

Связь с ТС и дистанционное управление (при необходимости) осуществляется при помощи пульта, телевизионного канала и радиокомандного канала.

Общая схема организации автономного функционирования ТС представлена на рисунке 7.3.

Рисунок 7.3 – Схема организации автономного функционирования ТС

Анализ необходимых расчетных ТОП, перечисленных в предыдущих разделах, позволяет сформулировать следующий перечень алгоритмов верхнего уровня управления автономным мобильным роботом:

– алгоритмы построения и корректировки карт (для мобильных платформ);

– алгоритмы оперативной локализации робота в карте (для мобильных платформ);

– алгоритмы поиска ориентиров и целеуказания (для мобильных платформ и манипуляторов);

– алгоритмы построения маршрутов и траекторий (для мобильных платформ и манипуляторов).

Карта, с которой работает автономный мобильный робот не тождественна привычной топографической карте. Для автономных мобильных роботов целесообразно использование карт двух типов:

– карта-путь, как последовательное представление связей между точками определения ориентиров для достижения заданной цели;

– карта-обозрение, как одновременное представление пространственного расположения объектов.

1) Алгоритмы построения и корректировки локальных карт автономного ТС должны учитывать тот факт, что эти карты представляют собой пространство признаков, описывающих последовательность локальных целеуказаний или точек обсервации, маршрут между которыми преодолевается без семантического анализа пространственной сцены. На пути следования из одной точки обсервации в другую средствами локальной навигации решаются только задачи обеспечения безопасности движения, объезда локальных препятствий и т.п. Таким образом, в качестве модели представления рабочей зоны, используется когнитивный (не метрический) образ окружающей среды, содержащий только устойчивые признаки. Этот образ должен формироваться на базе всей доступной сенсорной информации, поскольку карты, получаемые с помощью сенсоров различной физической природы, всегда дополняют друг друга. Кроме того, использование собственных сенсоров для построения топологических карт операционной зоны, решает проблему потери робота в отсутствие внешних систем позиционирования (пропадание ГЛОНАСС/GPS). Это весьма актуальная проблема, поскольку опыт различных соревнований автономных ТС показывает их недопустимо высокую зависимость от доступа к средствам глобального позиционирования.

2) Оперативная локализация (определение текущего положения ТС) в карте может выполняться одним из следующих способов:

– непосредственное сопоставление сцены, наблюдаемой сенсорами робота с картой, предварительно полученной с помощью сенсоров той же природы;

– опосредованная локализация через независимую систему координат и карту, полученную с помощью сенсоров другой физической природы.

Первая задача решается методом вычисления наиболее правдоподобных параметров переноса/поворота и достаточно хорошо известна. На качество её решения оказывают слишком большое влияние динамические изменения сцены, неизбежные при реальной работе ТС на открытом пространстве. Более перспективным с точки зрения повышения автономности является комплексирование нескольких различных карт (полученных с помощью сенсоров разной физической природы), что позволяет использовать наиболее устойчивые элементы каждой из них. Наиболее распространенным является очевидный способ топографической привязки объектов всех карт к одной из географических систем координат с помощью позиционирующих систем ГЛОНАСС/GPS. При всей популярности этого метода, нужно отметить, что потеря наблюдаемости спутников (довольно частая в реальных условиях) приводит к фатальным последствиям для автономного ТС. Перспективны в этом смысле исследования по совместному использованию метрической карты и наблюдаемого телевизионного изображения для локализации робота в полуавтоматическом режиме.

Для оперативной локализации, то есть определения текущего местоположения ТС на карте используется навигационное счисление, которое производится на основании данных, получаемых с датчиков БИНС и системы лагов или одометров. Поскольку гироскопы, входящие в состав БИНС, имеют погрешность определения угловой скорости, возрастающую во времени, то и погрешность определения координат робота с помощью БИНС с течением времени будет также возрастать. Одометры имеют погрешность, связанную с пробуксовкой, а лаги - с наличием течения. Поэтому через определенные промежутки времени необходимо делать позиционную коррекцию робота (обсервацию). Позиционную коррекцию можно делать различными способами. Интересен способ позиционной коррекции на основе наблюдений с помощью телекамеры двух объектов, при этом должно быть известно положение наблюдаемых объектов на метрической карте.

Для позиционной коррекции робота на карте следует отметить 2 точки – объекты, попадающие в угол обзора камеры. Зная угол обзора камеры, из проекции на экранную плоскость вычисляются углы (*angle1, angle2*) между оптической осью камеры и отмеченными точками (рисунок 7.4).

Две прямые заданы уравнениями с угловыми коэффициентами:

$$y = k_1 \cdot x + b_1;\ y = k_2 \cdot x + b_2, \qquad (7.5.1)$$

где $k_1 = tg(\varphi_1)$; $k_2 = tg(\varphi_2)$ – угловые коэффициенты прямых (рисунок 7.5), которые пересекаются в точке:

$$x_p = \frac{b_1 - b_2}{k_2 - k_1},\ y_p = \frac{k_2 \cdot b_1 - k_1 \cdot b_2}{k_2 - k_1} \qquad (7.5.2)$$

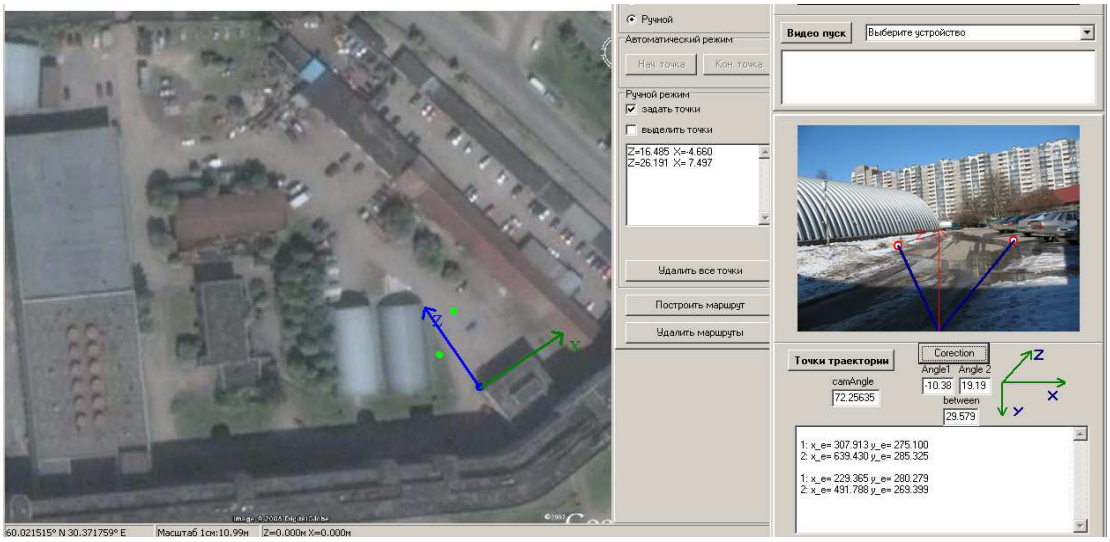


Рисунок 7.4 – Коррекция значений координат положения ТС
по видимым объектам на карте

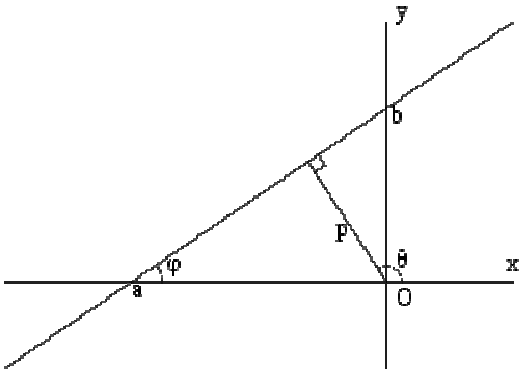


Рисунок 7.5 – Прямая линия, пересекающая ось *Oy* в точке (0,b) и образующая угол φ с положительным направлением оси *Ox*

Из картографической информации нам известны координаты отмеченных объектов на карте. Получаем значения b_1, b_2 ., определяем углы $\varphi_1 = \frac{\pi}{2} - angle1$, $\varphi_2 = \frac{\pi}{2} - angle2$. Подставляя эти значения в уравнение, получаем координаты точки пересечения прямых,

проходящих под углами φ_1, φ_2 к оси камеры *Ox*. Принимаем вычисленные значения за координаты текущего положения робота. Данная точка принимается в качестве исходной точки для следующего этапа навигационного счисления.

3) Алгоритмы поиска ориентиров и определения целеуказания представляют собой обширный класс алгоритмов, подробное описание которых здесь нецелесообразно.

4) Алгоритмы построения маршрутов и траекторий разрабатываются для обеспечения движения ТС из текущего положения в целевое с объездом препятствий и постоянной перестройки траекторий в зависимости от окружающей обстановки. В робототехнике хорошо известны алгоритм Дейкстры и его модификация– алгоритм A* [7.11]. Оба эти алгоритма предполагают, что известна клеточная карта зоны перемещения и лучше всего работают, когда рабочая зона представляет собой множество узких проходов в сплошных препятствиях (например, дорожная сеть). Для рассматриваемого проекта целесообразно рассмотреть Алгоритм «Движение по границам препятствий», который работает достаточно быстро (время расчета зависит от квадрата количества препятствий) и принципиально рассчитан на случай движения в почти свободном пространстве. Для большинства обычных ситуаций (выпуклые препятствия) этот алгоритм обеспечивает нахождение искомого пути.

Алгоритм заключается в том, что из текущей точки в целевую строится прямая и рассматриваются крайние точки ближайшего препятствия, которое эта прямая пересекает. Эти крайние точки назначаются текущими, и все повторяется снова, пока цель не окажется на прямой видимости.

Для иллюстрации рассмотрим рисунок 7.6.

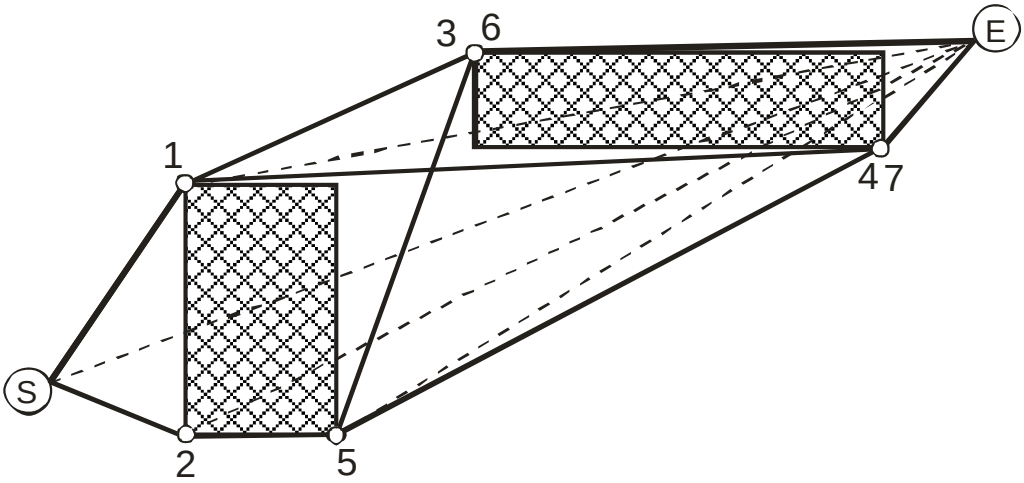


Рисунок 7.6 – Иллюстрация алгоритма движения по границам препятствий

На рисунке буквами S и E, соответственно, обозначены начальное и целевое положения.

а) из начального положения строится прямая в целевую точку. Эта прямая пересекает препятствие, крайние точки которого обозначены 1 и 2. Точки 1 и 2 становятся текущими;

б) из точки 1 проводится прямая в целевую точку. Прямая обозначена 1-E. Прямая 1-E пересекает второе препятствие, крайние точки которого обозначены 3 и 4;

в) из точки 2 также проводится прямая 2-E. Она пересекает снова первое препятствие, крайние точки 5 и 1. Точку 1 исключаем, так как расстояние s-1 меньше, чем s-2-1;

г) из точки 5 строим прямую 5-E, которая пересекает второе препятствие с крайними точками 6 и 7;

д) так, продолжая, получаем четыре ломаных s-1-3-E, s-1-4-E, s-2-5-6-E, s-2-5-7-E. Можно найти суммарную сложность проезда для каждой ломаной (под сложностью здесь понимаются затраты ресурсов – топлива, времени и т.п.) и найти минимальную, в смысле сложности, траекторию.

7.6 Разработка общей концепции создания нового поколения интеллектуальных систем управления, навигации и технического зрения

Общая концепция создания нового поколения интеллектуальных систем управления, навигации и технического зрения характеризуется следующими основными положениями:

1) Новое поколение интеллектуальных систем управления использует принцип многоуровневой иерархической системы управления движением, включая уровень супервизорного управления и возможность формирования заданий в виде сценариев работы ТС. Выполнение сценариев обеспечивается в автоматическом режиме с использованием фреймов действий - типовых технологических операций (ТОП).

2) Основным средством обеспечения эффективного, высоконадежного, помехоустойчивого взаимодействия подсистем/комплексов системы управления движением автономного ТС является использование сетевой архитектуры для интеграции бортовых вычислителей, микропроцессоров и микроконтроллеров.

3) Новое поколение систем технического зрения должно представлять собой многоканальные комплексы EVS, способные функционировать в любое время суток и в сложных погодных условиях. Многоканальные системы технического зрения должны

использоваться не только для наблюдения за обстановкой, но также и для построения локальных карт обстановки и обеспечения локальной навигации.

4) Состав датчиков и программное обеспечения навигационной подсистемы должны обеспечивать устойчивую навигацию как в условиях доступности информации систем глобальной (например, спутниковой) навигации, так и в отсутствие таковых. Необходима разработка робастных алгоритмов локальной навигации (отработка заданных траекторий, обход препятствий и т.д.), учитывающих все возможные источники навигационной информации (включая эхо- и радиолокаторы, телевизионные кадры, данные аэрофотосъемки и т.д.).

5) Средства представления информации пилоту должны разрабатываться с использованием технологии «дополненной реальности» (augmented reality AR) и обеспечивать [7.12,13]:

– эргономичное отображение параметров обстановки и движения на изображении, получаемом с телевизионной камеры;

– наглядное представление измеренных направлений на окружающие объекты интереса и расстояний до них;

– комплексирование телевизионного изображения обстановки и планируемой траектории движения для визуального контроля её реализуемости.

6) В составе математического и программного обеспечения должны быть разработаны и объединены в крос-платформенную программную библиотеку:

– робастные алгоритмы локальной навигации (отработка заданных траекторий, обход препятствий и т.д.);

– методы и алгоритмы использования информации от различных источников картографических данных, включая данные аэрофотосъемки местности;

– методы и средства взаимодействия системы управления движением с системами целеуказания (пространственными пеленгаторами), основанными на различных физических принципах;

– алгоритмы оперативной корректировки карты в процессе движения мобильного робота;

– алгоритмическое и программное обеспечение верхнего уровня управления на базе фреймов операций робота.

7.7 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики

Сфера применения планируемых результатов относится ко всем областям применения беспилотных технологий, включая:

– создание автономных мобильных средств обеспечения безопасности объектов народного хозяйства;

– создание средств повышения безопасности движения и снижения тяжести аварий за счет использования систем оперативного контроля взаимного положения транспортных средств, положения транспортных средств относительно препятствий и т.п.;

– создание средств автопилотирования, обеспечивающих снижение нагрузки на водителя при движении по шоссе и выполнении типовых маневров;

– создание средств управления согласованным движением группы или колонны беспилотных транспортных средств для автоматизированных складов, терминалов и других узлов логистических цепочек;

– повышение эффективности работы городской транспортной сети за счет использования интегрированных систем анализа и управления трафиком.

Несмотря на то, что абсолютно автономные транспортные средства ещё несовершенны, в той или иной степени беспилотные технологии используются большинством крупных автопроизводителей (Рено, Ниссан, Форд, Фольксваген и многие другие), а соответствующие проекты имеют мощную финансовую правительственную и межправительственную поддержку. Можно утверждать, что конкурентоспособность автомобиля непосредственно связана с уровнем его оснащенности средствами повышения безопасности вождения, включая и элементы беспилотных технологий. Технологии беспилотных транспортных средств по существу являются технологиями двойного применения, причем во всем мире разработки беспилотных транспортных систем (БТС) для народного хозяйства и для военных целей ведутся параллельно.

На сегодняшний день наиболее реальны два направления развития БТС:

1) БТС для проведения тестов и испытаний автомобилестроительными фирмами.

В Японии и Европе разработаны роботизированные устройства, предназначенное для проведения экспериментов на полигоне. Система управления при этом автоматически получает данные о качестве функционирования и динамических характеристиках двигателя машины. Преимущество использования устройства заключается в высокой степени повторяемости при отработке режимов движения, что позволяет получать точную опытную информацию, связанную с измерениями

токсичности выбросов и экономии топлива. По данному направлению реально достижение характеристик, сравнимых с мировыми достижениями. Потенциальными потребителями таких устройств являются автомобилестроительные компании.

2) Вспомогательные средства для повышения безопасности движения за счет снижения нагрузки на водителя в типовых ситуациях или за счет повышения эффективности реакций в нештатных ситуациях.

В Европе, США, Канаде, Японии активно разрабатывается целый ряд долгосрочных проектов в этой сфере. Одним из типичных примеров является программа PATH (Partners for Advanced Transit and Highways – Сотрудничество по развитию перевозок и магистралей), которую Управление Транспорта Калифорнии выполняет совместно с Университетом Калифорнии, Беркли (University of California, Berkeley). Основные направления исследований по этой программе: системы технического зрения для автомобилей большой грузоподъемности для автоматизированных магистралей; прогнозные системы для помощи водителю в ручном управлении автомобилем; интеллектуальные системы диагностики отказов; системы предупреждения лобового столкновения для автобусов и грузовиков.

По данному направлению реально достижение характеристик, сравнимых с мировыми достижениями, за исключением средств, рассчитанных на применение в специально организованной среде (специальные автострады, магистрали, парковки). Успешное внедрение вспомогательных средств, использующих беспилотные технологии, может существенно повысить безопасность движения и снизить тяжесть аварий.

8 Разработка концепции универсального коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа, основанной на исследованиях динамических процессов взаимодействия движителя с опорным основанием

В разделе 8 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Северного (Арктического) федерального университета – Мазура Я.О., аспиранта.

8.1 Разработка общей методики проведения исследований

Для разработки нового спасательного средства, необходимо определить какими качествами и свойствами оно должно обладать. Технические характеристики нового спасательного средства должны отвечать требованиям нормативных документов и соответствовать природно-климатическим условиям районов своего применения.

Для составления описания технического облика универсального коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем необходимо последовательно:

– определить и проанализировать условия применения спасательного средства;

– проанализировать требования нормативных документов;

– провести обзор конструкции наиболее распространенных спасательных средств;

– провести обзор конструкции известных роторно-винтовых машин;

– рассмотреть возможные варианты исполнения роторно-винтового движителя.

– разработать математическую модель взаимодействия роторно-винтового-движителя с деформируемым опорным основанием;

– на основании результатов моделирования предложить методику оценки эффективности управления роторно-винтовой машины.

Такая последовательность действий позволит сформулировать концепцию универсального коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа, основанную на исследованиях динамических процессов взаимодействия движителя с опорным основанием.

8.2 Анализ природно-климатических условий и оценка морфометрических характеристик айсбергов, характерных для шельфовых территорий Арктики

Характеристика природно-климатических условий может быть рассмотрена на примере Штокмановского месторождения в Баренцевом море. Основные характеристики условий этого месторождения: расстояние от материка 680 км; продолжительность полярного дня в среднем составляет 102 дня в год; уменьшение видимости в открытом море вызывается туманами, выпадениями осадков, метелями и низкой облачностью, максимальная скорость ветра с порывами достигает 49 м/с; колебания уровня воды от среднего изменяются от +90 до -125 см, максимальная высота волны равна 24 м; максимальная толщина льда 1,2 м. Отличительной особенностью Арктического шельфа является наличие ледяного покрова и тяжелые природно-климатические условия.

Серьезную угрозу для морских объектов представляют айсберги. Начиная с 2001 г., Арктический и антарктический научно-исследовательский институт (ГУ «ААНИИ») в сотрудничестве с Институтом географии РАН проводят ежегодные исследования айсбергов и айсбергопродуцирующих ледников на акватории Баренцева моря для задач обустройства Штокмановского газоконденсатного месторождения [8.1-8.5]. На рисунке 8.1 представлено распределение айсбергов на акватории Баренцева моря за период с 2003 по 2010 гг. по данным экспедиционных исследований [8.5].

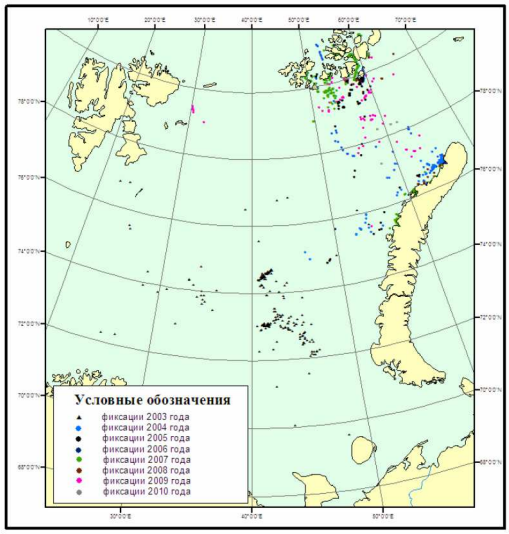


Рисунок 8.1 – Айсберги, зафиксированные в 2003–2010 гг.

Распределение айсбергов по формам показано на рисунке 8.2. Следует отметить, что после обнаружения большого числа айсбергов в центральной части моря (203 айсберга) район исследований переместился на северо-восток, непосредственно в места возможного образования крупных айсбергов различных форм [8.5].

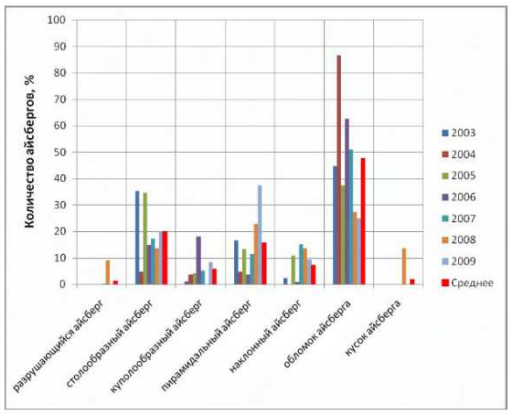


Рисунок 8.2 – Распределение форм айсбергов, зафиксированных в 2003–2009 гг.

Анализ приведенных материалов показывает, что к часто встречающимся формам айсбергов следует отнести: обломки (47,8% наблюдений), столообразные (20,0% наблюдений) и пирамидальные айсберги (15,7% наблюдений). Применение аэрофотосъемки для определения морфометрических особенностей айсбергов позволило более точно оценить их горизонтальные размеры и высоту надводной части с достаточной точностью. В таблице 8.1 приведены основные морфометрические характеристики айсбергов по данным экспедиционных наблюдений. Средние геометрические размеры надводных частей айсбергов составляют 73,9 м в длину, 48,1 м в ширину и 9,9 м в высоту.

Таблица 8.1 – Основные морфометрические характеристики айсбергов по данным визуальных наблюдений и фотограмметрии

Характеристика \ год		2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
Количество наблюдений		203	108	154	301	1371	210	157
Длина, мм	Максимум	430,0	166,0	414,0	749,4	933,0	330,0	436,0
	Ср. значение	84,1	24,2	71,4	65,1	89,1	121,7	97,9
	Минимум	10,0	5,0	10,0	5,0	5,0	40,0	10,0
	Ст. откл.	85,6	23,2	64,9	83,6	105,3	96,1	78,5
Ширина, м	Максимум	200,0	46,0	210,0	245,0	315,0	163,0	234,0
	Ср. значение	57,0	15,3	44,5	36,2	57,6	91,0	47,4
	Минимум	10,0	2,0	5,0	4,0	5,0	30,0	10,0
	Ст. откл.	50,4	11,1	35,5	41,7	49,2	67,2	39,0
Высота, м	Максимум	20,8	13,2	33,8	25,3	30,0	45,0	27,2
	Ср. значение	9,4	4,3	11,1	7,7	11,2	16,2	12,5
	Минимум	5,0	1,6	2,0	2,0	2,0	9,0	2,0
	Ст. откл.	4,2	3,0	6,7	4,8	5,9	11,6	6,1

Среди наблюдений за айсбергами число измерений параметров подводной части (осадки) значительно меньше числа измерений надводной части и, как правило, характеризуют не куски и обломки, а более крупные формы. В базе данных ГУ

«ААНИИ» существует несколько десятков описаний их нижней поверхности по результатам исследований с помощью гидролокатора кругового обзора. Данные этих измерений приведены в таблице 8.2 [8.5].

Таблица 8.2 – Статистические характеристики подводной части айсбергов, по данным измерений

Параметр		Осадка айсберга, Нк(м)	Отношение осадка/высота
Число измерений		22	22
Среднее		49	5
Медиана		47,5	4,4
Минимум		11,0	2,6
Максимум		80,7	8,5
Квартили	25 %	40,0	3,8
	75 %	62,0	5,4
Ст. отклонение		16,6	1,4

В случае, когда неизвестны морфометрические особенности подводной части айсберга, его направление дрейфа может быть определено сектором, границами которого будут служить траектории дрейфа тел правильной геометрической формы. Представленный подход к определению осадки айсбергов и расчету параметров дрейфа позволяет определить сектор дрейфа потенциально опасных ледяных объектов материкового происхождения.

Таким образом, морфометрические характеристики айсбергов позволяют осуществить прогноз невидимой подводной части айсберга и позволяют оценить обстановку вокруг спасательного средства.

8.3 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о коллективных спасательных средствах

8.3.1 Общие положения

Спасательные средства подразделяются на коллективные (спасательные и дежурные шлюпки различных типов, надувные и жесткие спасательные плоты, спасательные отсеки) и индивидуальные (спасательные жилеты и круги, гидротермокостюмы и теплозащитные средства). Сложность конструкций, большой вес и большие габариты коллективных спасательных средств требуют для их спуска на воду наличия на судне дополнительных приспособлений и механизмов.

Снабжение судов спасательными средствами производится в зависимости от района плавания и типа судна. Правила Российского Морского Регистра Судоходства

определяют минимальное количество спасательных средств для пяти видов плавания: от неограниченного района до плавания в прибрежных районах и портовых водах.

Суда, совершающие международные рейсы без ограничения, снабжаются по нормам для судов с неограниченным районом плавания. Суда, совершающие короткие международные рейсы, – по нормам для судов, находящихся в открытых морях на расстоянии от места убежища до 200 миль с предельным расстоянием между двумя местами убежища до 400 миль, в закрытых морях – без ограничения расстояний.

Нормы снабжения коллективными спасательными средствами различных типов судов неограниченного района плавания по стандартам Регистра указаны в таблице 8.3.

Таблица 8.3 – Нормы снабжения коллективными спасательными средствами

Тип судна	Количество людей, обеспечиваемое спасательными средствами, %	
	Спасательные шлюпки	Спасательные плоты
Пассажирское	100	25
Грузовое	200	50
Нефтеналивное	200	50
Промысловое	100	50
Рыболовное	100	100

Суда специального назначения, а также ледоколы снабжаются по нормам промысловых судов или, по согласованию с Регистром, по нормам для пассажирских судов. На пассажирских судах неограниченного района плавания часть спасательных шлюпок может быть заменена спасательными плотами в количестве, не превышающем 25% общего числа посадочных мест. Все суда ледового класса снабжаются винтовыми спасательными шлюпками. На пассажирских и промысловых судах должно быть установлено по одной дежурной шлюпке на каждом борту.

Суда неограниченного района плавания снабжены моторными спасательными шлюпками. Нефтеналивные суда неограниченного района плавания обеспечиваются только моторными спасательными шлюпками, имеющими специальное устройство, защищающее людей от огня, дыма и высокой температуры.

Согласно ГОСТ Р 52265-2004 «Спасательные средства экипажей инженерных сооружений, эксплуатируемых на акваториях. Классификация» коллективные и индивидуальные спасательные средства можно классифицировать в виде структурной схемы (рисунок 8.3).

Дальнейший аналитический обзор будет посвящен спасательным шлюпкам, поскольку ими преимущественно осуществляется оснащение ледоколов, нефтеналивных судов.

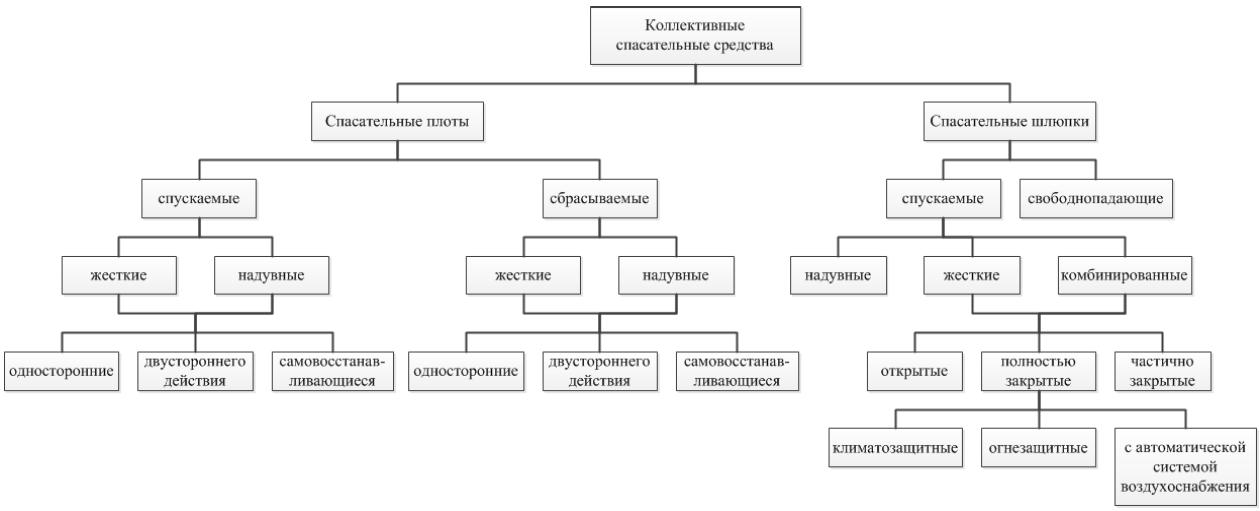


Рисунок 8.3 – Структурная схема классификации спасательных средств

8.3.2 Общие требования к спасательным шлюпкам

По способу доставки на воду спасательные шлюпки делятся на спускаемые механическими средствами и спускаемые свободным падением. Все спасательные шлюпки должны иметь достаточную остойчивость на волнении и достаточный надводный борт, будучи нагружены предельным числом людей и полным комплектом снабжения [8.6].

Каждая спасательная шлюпка с предельным числом людей и полным комплектом снабжения должна обладать достаточной прочностью, чтобы выдерживать указанную ниже нагрузку без остаточной деформации после ее снятия:

– для шлюпок с металлическим корпусом – деформацию, в 1,25 раза превышающую общую массу шлюпки;

– для других шлюпок – в два раза превышающую общую массу шлюпки.

Предельное число людей (но не большее 150), размещаемых на спасательной шлюпке, должно равняться наименьшему из следующих чисел:

– число людей средней массой 75 кг с надетыми спасательными жилетами, которые могут сидеть в нормальном положении, не мешая работе средств движения и любого оборудования спасательной шлюпки;

– количество мест для сидения, которое может быть оборудовано на банках и сиденьях.

Маркировка спасательных шлюпок должна наноситься на каждом борту в носовой части спасательной шлюпки печатными буквами латинского алфавита и включать:

– размерения спасательной шлюпки;

– число людей, допускаемое к размещению на ней;

– название и порт приписки судна, которому принадлежит спасательная шлюпка;

– номер шлюпки.

Маркировка, позволяющая установить судно, которому принадлежит спасательная шлюпка, и ее номер должны наноситься таким образом, чтобы они были видны сверху.

8.3.3 Конструкция корпуса спасательной шлюпки

К конструкции корпуса предъявляется ряд требований, некоторые из которых приведены ниже:

1) Все спасательные шлюпки должны обладать достаточной прочностью, чтобы:

– их можно было безопасно спускать на воду, когда они нагружены их полным комплектом людей и снабжения;

– их можно было спускать на воду и буксировать на переднем ходу судна при скорости 5 узлов на тихой воде.

2) Корпус спасательной шлюпки должен быть жестким из негорючего или не поддерживающего горения материала.

3) Шлюпка должна иметь сверху закрытие, защищающее людей от воздействий внешней среды. Различают следующие типы шлюпок:

– шлюпка закрытого типа (рисунок 8.4);

– шлюпка частично закрытого типа (рисунок 8.5).

Рисунок 8.4 – Шлюпка закрытого типа

Рисунок 8.5 – Шлюпка частично закрытого типа

Пассажирские суда могут комплектоваться шлюпками обоих типов, а грузовые суда – только шлюпками закрытого типа (СОЛАС-74 Глава III правила 21 и 31).

Размещение шлюпок частично закрытого типа на пассажирских судах дает большое преимущество в скорости посадки пассажиров при эвакуации.

4) Спасательные шлюпки должны иметь запас плавучести, удерживающий на плаву полностью залитую шлюпку со снабжением и находящимися в ней людьми.

5) Спасательные шлюпки должны быть остойчивы в случае, когда они заполнены 50% числа людей, допустимого к размещению, сидящих в нормальном положении по одну сторону от ее диаметральной плоскости.

6) Спасательные шлюпки закрытого типа должны быть самовосстанавливающимися при опрокидывании.

8.3.4 Оборудование спасательной шлюпки

Оснащение шлюпки необходимым оборудованием показано на рисунке 8.6 [8.7].

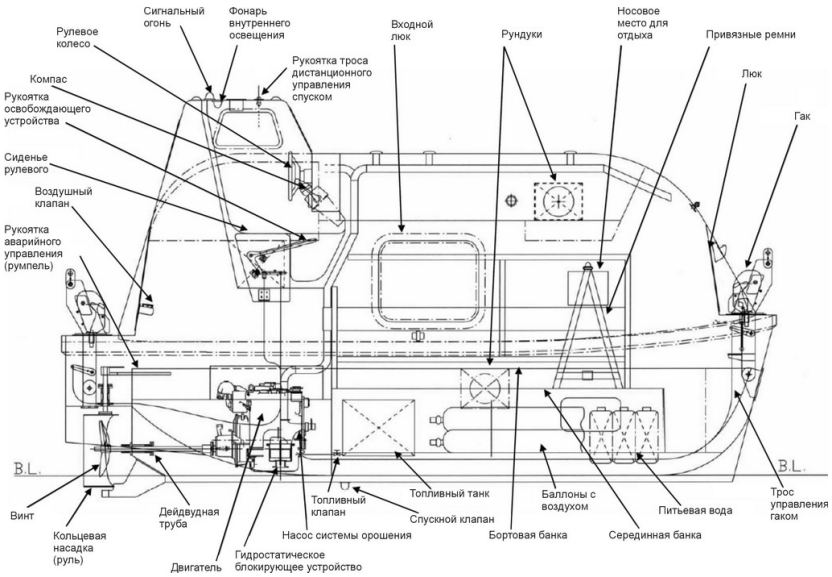


Рисунок 8.6 – Схема огнезащищенной спасательной шлюпки, спускаемой на лопарях

К оснащению предъявляются следующие требования [8.6, 7]:

1) Посадочные места.

Способ оборудования посадочных мест обычно связан с типом шлюпки. В шлюпке, спускаемой на лопарях, наибольшая часть посадочных мест расположенна вдоль бортов (спиной к борту). В шлюпках, спускаемых свободным падением, устанавливают сиденья со спинками и подголовниками. Устанавливают их поперечными рядами так, чтобы люди сидели лицом к корме, что обеспечивает принятие спинкой инерции человека при входе шлюпки в воду.

Для полностью закрытых шлюпок требуется, чтобы сидения были оборудованы привязными ремнями. Поскольку полностью закрытые шлюпки являются самовосстанавливающимися, то ремни рассчитываются на удержание человека на месте не только во время качки, но и на время, когда шлюпка находится в перевернутом состоянии.

2) Двигатель.

Каждая спасательная шлюпка должна быть оборудована двигателем внутреннего сгорания. На спасательных шлюпках устанавливаются двигатели с воспламенением от сжатия, отвечающие следующим требованиям:

– Двигатель способен работать не менее 5 мин от момента запуска в холодном состоянии, когда шлюпка находится вне воды.

– Скорость шлюпки на тихой воде с полным комплектом людей и снабжения должна быть не менее 6 уз, и не менее 2 узлов при буксировке спасательного плота наибольшей вместимости, установленного на данном судне, нагруженного полным комплектом людей и снабжения.

– Запас топлива должен быть достаточным для работы двигателя полным ходом в течение 24 часов.

3) Осушение.

– Шлюпка должна быть либо самоосушающейся, либо иметь ручной насос для удаления воды.

– Спасательная шлюпка должна быть оборудована спускным клапаном.

4) Доступ в шлюпку.

Входы в спасательную шлюпку делаются с обоих бортов и имеют такие размеры и положение, чтобы была возможность поднимать на борт шлюпки людей в беспомощном состоянии, как из воды, так и на носилках.

Спасательная шлюпка устроена и расположена таким образом, чтобы все расписанные в шлюпку люди могли совершить посадку в нее:

– на пассажирском судне – в течение не более 10 мин после подачи команды к посадке;

– на грузовом судне – в течение не более 3 мин после подачи команды к посадке.

Спасательная шлюпка должна иметь посадочный трап, позволяющий людям забраться в шлюпку из воды. Как правило, трап делается съемным и хранится внутри шлюпки. С наружной стороны по бортам шлюпки выше ватерлинии (в пределах досягаемости для находящегося в воде человека) устанавливается поручень или спасательный леер. Если шлюпка не самовосстанавливающаяся, то такие же поручни должны быть установлены в нижней части корпуса для того, чтобы люди могли держаться за перевернутую шлюпку. Если судно имеет частично закрытые спасательные шлюпки, то их шлюпбалки должны быть снабжены топриком с прикрепленными к нему, по меньшей мере, двумя спасательными шкентелями.

5) Сигнальный огонь.

На верхней части закрытия устанавливается сигнальная лампочка с ручным выключателем, дающая постоянный или проблесковый (50-70 проблесков в минуту) огонь белого цвета. Заряд батареи питания обеспечивает работу не менее 12 часов.

6) Аварийное освещение.

Внутри шлюпки в верхней части устанавливается источник света, обеспечивающий освещение, достаточное для чтения инструкций. Заряд батареи питания обеспечивает работу не менее 12 часов.

7) Устройство для крепления буксировочного фалиня.

Располагается в носовой оконечности шлюпки. Это устройство должно обеспечивать возможность разобщения под нагрузкой (во время буксировки) изнутри шлюпки.

8) Система автономного воздухоснабжения.

Спасательные шлюпки с автономной системой воздухоснабжения должны обеспечить при закрытых входах и отверстиях нормальную работу двигателя не менее 10 мин. При этом воздух должен оставаться безопасным и пригодным для дыхания. Такие шлюпки, обычно, устанавливаются на судах, авария на которых может сделать атмосферу вокруг судна непригодной для дыхания.

9) Огнезащищенность.

Огнезащищенные шлюпки, обычно, устанавливаются на судах, авария на которых может привести к разливу и возгоранию вокруг судна нефти или нефтепродуктов.

Огнезащищенные спасательные шлюпки должны обеспечивать безопасность находящихся в них людей в течение не менее 8 мин, находясь на воде в зоне охватывающего ее со всех сторон огня, а температура воздуха на уровне головы сидящего человека не должна превышать 60°С.

Обычно такие шлюпки для повышения огнестойкости оборудуются системой водяного орошения. Для орошения используется забортная вода. Водозаборное устройство системы располагается в нижней части шлюпки таким образом, чтобы исключить попадание в систему горючих жидкостей с поверхности воды. Далее вода под давлением подается по наружным трубкам, в которых через определенные интервалы установлены распылители.

8.3.5 Размещение спасательных шлюпок на судах

Шлюпки на судне установлены так, чтобы время спуска на воду было минимальным. Шлюпки расположены так, чтобы во время спуска они не мешали быстрому спуску других спасательных средств, сбору людей у мест посадки.

Спусковое устройство спасательных шлюпок должно обеспечивать безопасный спуск шлюпки с полным комплектом людей и снабжения при крене до 20° на любой борт и дифференте до 10° (на нефтяных танкерах, танкерах-химовозах и газовозах эти значения могут быть больше) [8.7].

1) Установка спасательных шлюпок, спускаемых на лопарях.

Шлюпки устанавливаются горизонтально по обоим бортам судна. Их спуск осуществляется на лопарях вдоль борта судна до тех пор, пока шлюпка не окажется на воде. Центр тяжести шлюпки mg и точка опоры R разнесены таким образом, что создают пару сил, заставляющих шлюпбалку вываливаться за борт (рисунок 8.7). Такая конструкция не зависит от судовых источников энергии.

Однако возможность спуска шлюпки зависит от взаимного расположения центра тяжести шлюпки и точки реакции опоры. После достижения критического угла крена взаимодействие сил начинает прижимать шлюпку к балкам (рисунок 8.8).

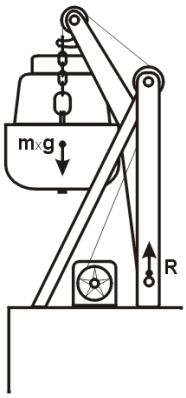


Рисунок 8.7 – Принципиальное устройство системы спуска шлюпки

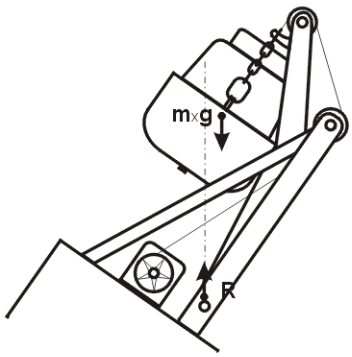


Рисунок 8.8 – Влияние крена на возможность спуска

На рисунке 8.9 приведена принципиальная схема установки спасательной шлюпки, спускаемой на лопарях. Управление спуском возможно как с палубы судна, так и из шлюпки. Это дает возможность не оставлять на борту команду обеспечения спуска. Это обеспечивается тем, что после освобождения шлюпки она остается висеть на лопарях, уложенных на барабан лебедки. Барабан удерживается тормозной системой, управляемой рукояткой, манипулирование которой возможно как с палубы, так и из шлюпки, благодаря тросу, заведенному через систему блоков на рукоятку. Для подъема шлюпки на борт предусматривается как механический привод лебедки, так и ручной.

Мощность лебедки должна обеспечить подъем шлюпки с ее командой управления (но не с полным комплектом людей).

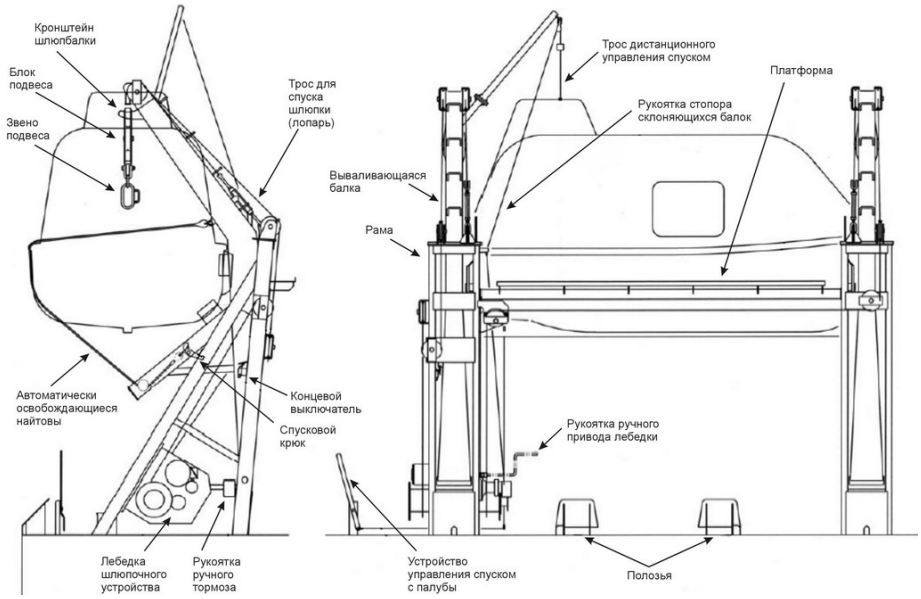


Рисунок 8.9 – Схема установки спасательной шлюпки, спускаемой на лопарях

Шлюпки, спускаемые на лопарях, оборудуются разобщающим механизмом, который устроен таким образом, чтобы оба гака отдавались одновременно. Процедура разобщения является очень ответственной частью процесса спуска спасательной шлюпки на воду. При этом разобщающий механизм предусматривает два способа разобщения:

– без нагрузки – разобщение происходит после спуска шлюпки на воду, когда нагрузка на гаках исчезает;

– под нагрузкой – когда разобщение может быть произведено как на воде, так и на весу при наличии нагрузки на гаках.

Основными элементами системы разобщения являются (рисунок 8.10):

– носовой и кормовой гаки;

– устройство управления разобщением;

– гидростатический блокиратор;

– тросы, обеспечивающие передачу усилий.

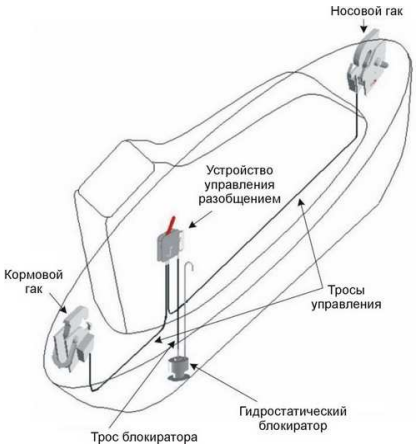


Рисунок 8.10 – Пример схемы разобщающего устройства

Рисунок 8.11 – Гак спасательной шлюпки

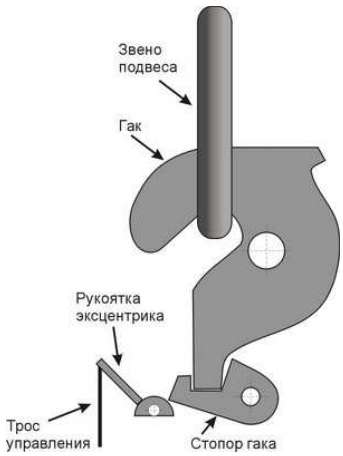


Рисунок 8.12 – Схема устройства гака спасательной шлюпки

В отличие от прочих грузовых устройств гаки (рисунки 8.11, 8.12) разобщающего устройства спасательной шлюпки являются не продолжением грузового троса, а частью конструкции шлюпки [8.7]. А лопари заканчиваются увеличенным цепным звеном или специальной стальной рамкой, входящей в зацепление с гаком. Такая конструкция позволяет установить внутри шлюпки тяги, обеспечивающие одновременное откидывание носового и кормового гаков, в результате чего происходит освобождение шлюпки от лопарей.

Процесс разобщения шлюпочного гака при разобщении с подвесом:

– тяга троса управления поворачивает эксцентрик, запирающий стопор гака;

– стопор гака проворачивается и освобождает гак;

– взаимное расположение оси гака и тяги звена подвеса приводит к откидыванию гака;

– происходит разобщение гака с подвесом.

2) Установка шлюпок, спускаемых свободным падением

Шлюпки, спускаемые свободным падением, (рисунок 8.13) устанавливаются в наклонном положении. Они могут устанавливаться как по бортам судна, так и на корме. При отдаче удерживающих шлюпку стопоров она разгоняется по направляющим наклонной рамы и приводняется на безопасном расстоянии от судна. Шлюпка устанавливается, опираясь привальным брусом на катки, расположенные на наклонных балках.

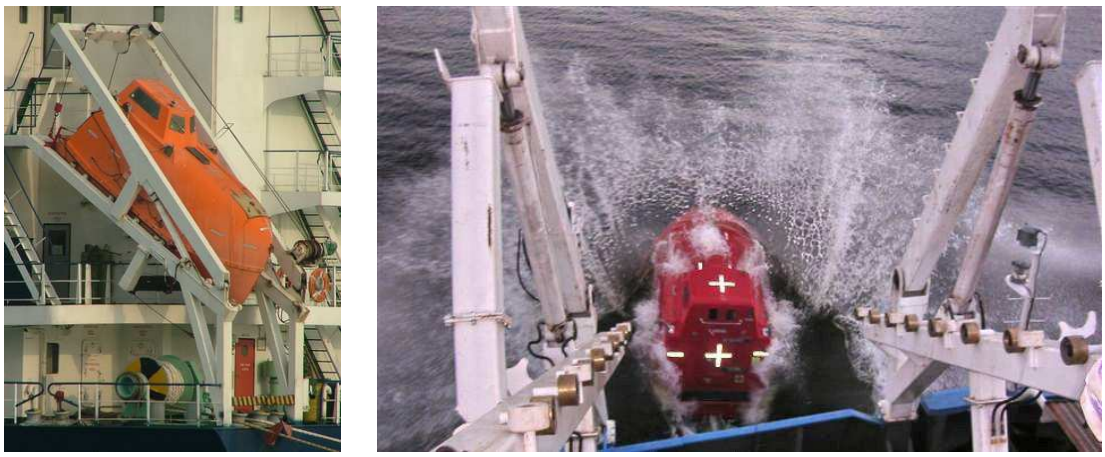


Рисунок 8.13 – Свободнопадающие шлюпки

От скатывания её удерживают два независимых механизма (рисунки 8.14, 8.15): первый – захваты, устанавливаемые в кормовой части шлюпки; второй – удерживающее устройство. Захваты, которые входят в зацеп со специальными элементами шлюпки, стягиваются найтовом через глаголь-гак и талреп. Талреп позволяет обтянуть найтов, а глаголь-гак предназначен для быстрого освобождения шлюпки от захватов. Удерживающее устройство представляет собой два кронштейна (на шлюпке и на шлюпбалке), которые входят в зацепление при установке шлюпки.

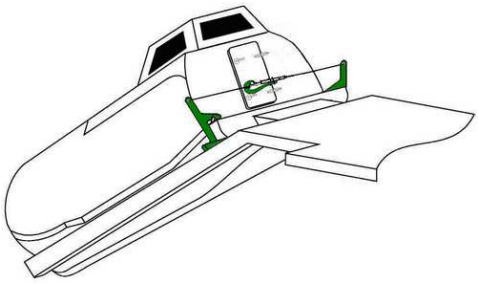


Рисунок 8.14 – Захваты шлюпки

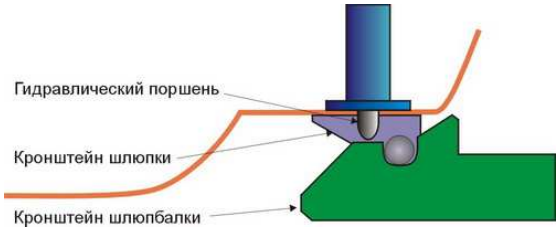


Рисунок 8.15 – Удерживающее устройство

Спусковое устройство шлюпки, спускаемой свободным падением, должно дополнительно быть оборудовано средствами для ее спуска и подъема на талях. Такое дополнительное устройство может действовать как на использовании силы тяжести или накопленной механической энергии, так и питаться от основного и аварийного источника энергии судна.

8.4 Анализ известных конструкций роторно-винтовых машин, систематизация и классификация сведений

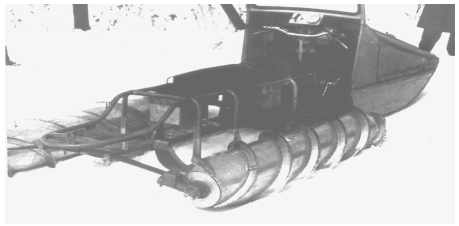
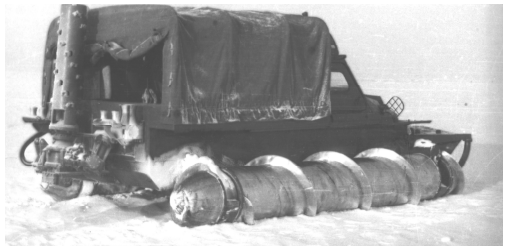
С конца 60-х годов машины на РВД приобретают большую популярность – высокие тяговые характеристики и универсальность при работе на слабонесущих поверхностях всех типов – уникальное преимущество данного вида техники.

Лидером в разработках роторно-винтовых машин на протяжении многих лет являлся Нижегородский государственный технический университет (ранее Горьковский политехнический институт). Обширный теоретический базис и большое количество экспериментальных исследований легли в основание сильнейшей научной школы по разработке и исследованию РВД и их взаимодействия с опорными основаниями.

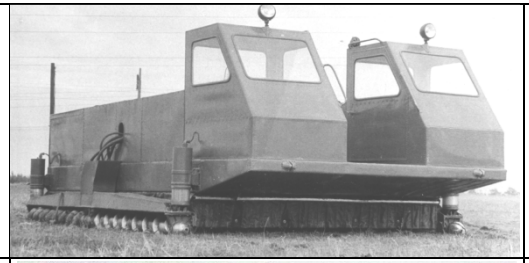
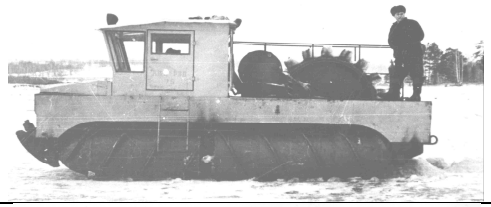
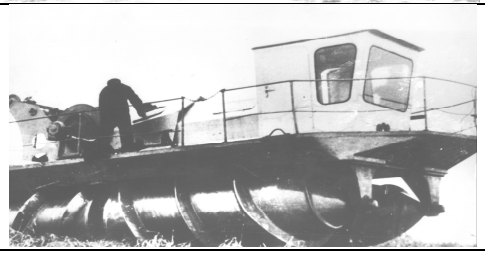
Первенство данной научной школы подтверждает уникальный, единый комплекс методик, алгоритмов и программ по расчету конструктивных параметров РВД. Также комплекс программно-алгоритмических и методических средств позволяющих прогнозировать физико-механические и геометрические параметры снега, и модель движения роторно-винтовой машины по снегу и льду.

В таблице 8.4 представлены основные технические характеристики нескольких роторно-винтовых машин, выпускавшихся в разные годы [8.9, 8.10].

Таблица 8.4 – Технические характеристики некоторых роторно-винтовых машин

№	Марка машины изготовитель/ год	Общий вид машины	Масса, т	Мощность, квт	Скорость, км/ч	Колея, м	Ширина, м	База, м	Назначение	Примечание
1	ГПИ-16Р, (РВМ-16Р)/ Нижний Новгород, НГТУ/ 1966г		0,23	12,7	25; по заснеженному льду 30	1,19	1,5	1,65	Транспортное – перевозка 2 человек или 250 кг груза по снегу и льду	Использовались агрегаты мотоцикла. Величина преодолеваемых подъемов 30..35°
2	ГПИ-66 (РВМ-66, ЛФМ-66)/ Нижний Новгород, НГТУ, 1968		3,59	85	18	2,478	2,48	4,2	Трансп. – перевозка людей и грузов, буксировка платформ по слабонесущим поверхностям всех типов. Технологич. – фрезерование льда пальцевой фрезой	Базовые агрегаты: Гусеничный транспортер ГАЗ-47
3	РВТ/ Нижний Новгород, НГТУ, Москва, МИНХ и ГП им. Губкина, 1968		6,0	72	15		3,0	5,2	Трансп. – перевозка людей и грузов в условиях северного бездорожья с преодолением водных преград	Базовая машина: Трактор Т-100

4	ШН-69/ ЗИЛ/ 4 марта 1969		Снар. 3,0; полн.4,6	2х180	снег 10,3; вода: вперед (назад) 7,2(6,4)	2,07	3,11	5,532	Снегоболотоход	Двигатель ЗИЛ-375Я. Коробка передач ЗИЛ-135Л. Главная передача от гусеничной машины М-2 (ОКБ ММЗ). Отопитель ЗИЛ-130.
5	ШН-1/ СССР, ЗИЛ, 1970		3,5	180	болото 14; вода 15; снег 10; ил 6	2,07	2,9	4,2	Транспортное – перевозка 3 человек или 500 кг груза по слабонесущим поверхностям всех типов	Базовые агрегаты: Автомобиль ЗИЛ-130
6	ГПИ-72 (РВМ-72, ЛФМ-72)/ Нижний Новгород, НГТУ, 1971		3,85	115	вода 12; болото 15; снег 18	2,1	2,2	4,4	Транспортное – перевозка людей и грузов, буксировка платформ по слабонесущим поверхностям всех типов. Технологическое – фрезерование льда пальцевой фрезой, очистка поверхности льда от снега	Базовые агрегаты: автомобиль ГАЗ-66, гусеничный транспортер ГАЗ-47. Машина преодолевала подъемы снежных склонов в 35 – 40°

7	РВВП-68/ Нижний Новгород, НГТУ/ 1972		1,8	2х75	15	2	2	4,0	Транспортное – перевозка людей и грузов до 1 т по слабонесущим поверхностям всех типов.	РВМ с воздушной подушкой. Использовались агрегаты автомобиля ГАЗ-69.
8	ЗИЛ-4904 Пассажирский (ПЭУ-ЗА)/ 1972		Снар.7, 065; полн.1 0,165	2х180	снег 16; вода 10; болото 7,3	2,085	3,6	8,275	Транспортировка людей и грузов по болоту, снегу глубиной более 1 м и заболоченным водоемами	-
9	ГПИ-75 (РВМ-75, ЛФМ-75)/ Нижний Новгород, НГТУ, 1973		6,0	115	Транспортная 18 Рабочая 0,4	2,2	2,3	4,4	Технологическое – фрезерование льда и мерзлого грунта дисковой пальцевой фрезой диаметром 1,8 м	Базовые агрегаты: От автомобиля ГАЗ-66, гусеничного транспортера ГАЗ-71
10	РВМ-99/ Нижний Новгород, НГТУ, 1976		8,5	200	7	2,2	2,6	4,6	Технологическое – перевозка рабочего оборудования массой до 4 т, завозка якорей дноуглубительной техники	Базовые агрегаты: Узлы различных машин

11	ЗИЛ-29061/ Москва/ 1979-1983		Не-снаряженная 1,69; Снаряженная 1,855 Пол-ная 2,25	2х77	снег 25; вода 13; болото 12	1,5	2,39	без лыж 4,1; с лыжами 4,86	Предназначен для эвакуации экипажа космического корабля и буксировки спускаемого аппарата из недоступных для колесных амфибий мест.	Исп. два двигателя от ВАЗ-2103. В 1981 г. ЗИЛ-29061 поступил на вооружение в ЕГАПСС СССР. По данным 2011г. этот снего-болотоход состоит на вооружении Федерального управления авиационно-космического поиска и спасения (ФПСУ) МО РФ

Анализ технических характеристик известных роторно-винтовых машин позволяет сделать следующие выводы:

1) Характеристики массы:

– Машины с массой от 1 до 3,8 т. наиболее часто встречающаяся категория ввиду: оптимального соотношения характеристик массы, грузоподъемности и скорости; широкой области применения и универсальности – машины оптимально совмещают выполнение транспортных и технологических операций; возможности совмещения с базовыми агрегатами большого количества автомобилей.

– Машины с массой (от 4 до 15 т.) способны совмещать в себе большее количество технологических операций: увеличена вместимость и грузоподъемность машины.

2) Мощность:

– По мере развития РВМ возрастает их мощность.

– Большая, чем раньше мощность способствует выполнению новых технологических и транспортных задач.

3) Скорость:

– Конструктивная особенность движителей обеспечивает хорошие тягово-скоростные показатели по снежным, ледяным, грунтовым и илистым опорным основаниям.

– Скорость передвижения в водной не превышает 16 км/ч.

4) Ширина машины и колея:

– Расширение колеи позволило повысить пассажиро- и грузовместимость РВМ.

– Увеличение ширины, обусловленное увеличением диаметра РВД, позволило снизить удельное давление на грунт и повысить проходимость.

5) Назначение:

– РВМ эффективно применяются для перевозки людей и грузов в тяжелых условиях.

– Машины высоко адаптивны к технологическим операциям.

– РВМ могут оптимально совмещать в себе транспортные и технологические задачи.

6) Конструктивные особенности машин:

– РВМ собирались на базе других машин и комбинировались деталями и агрегатами техники исходя из принципа доступности. Выявляется несовершенство конструкций и несогласованность узлов.

– Роторно-винтовые движители имеют высокую техническую приспособляемость к различным видам базовых автомобилей.

8.5 Анализ известных конструктивных решений роторно-винтового движителя

Специфика движения роторно-винтовой машины заключается в том, что движитель не катится по поверхности грунта, а как бы «ввертывается» в грунт. Значительная часть тягового усилия расходуется на преодоление сопротивления сил трения. Поэтому материал движителя должен обладать минимальным коэффициентом трения, быть легким, прочным, износостойким. Одним из лучших вариантов конструкции движителя является изготовление его из тонколистовой стали, покрытой полиэтиленом или фторопластом. На существующих машинах движитель изготавливается из легированной нержавеющей стали, алюминиевого сплава (он быстро прирабатывается к грунту и становится гладким), из высокопрочной пенообразной пластмассы [8.9].

Внутренняя часть движителя для обеспечения герметичности и жесткости внешней оболочки заполняется пенопластом. С этой же целью на внутреннюю поверхность напыляется слой пластмассы, например пенополиуретана, для предохранения от попадания воды. Известны конструкции движителя с расположенными внутри базового цилиндра металлическими диафрагмами, играющими роль ребер жесткости.

В зависимости от компоновки машины и от компоновки трансмиссии привод движителя может быть в передней части, сзади или в середине. Варианты приводов могут быть самые различные: угловые редукторы, цепная передача, гидропривод и т.д.

Расстановка движителей на машине может осуществляться различно. Например, в машине ГПИ-66 привод осуществляется или спереди или сзади. Движитель в данном случае имеет цилиндрическую часть и активные (вращающиеся) головки. При движении вращающиеся головки винтовой лопастью зацепляются за край льда, за обрывистый берег или склон оврага. Такая схема достаточно эффективна, если осадка машины в воде не более половины диаметра базового цилиндра.

Если привод осуществляется в середине, возможна схема движителя, осуществленная в машине ГПИ-72. Движитель одного борта разделен на два винтовых ротора, вращающихся в разные стороны, поэтому винтовые лопасти на цилиндрах навиты навстречу друг другу.

Одним из важных параметров роторно-винтового движителя является угол подъема винтовой лопасти. С увеличением угла подъема винтовой лопасти увеличивается шаг винтовой лопасти и соответственно скорость движения машины. Но по мере увеличения угла подъема величина тягового усилия падает, потому что осевая составляющая силы сцепления витков винтовой лопасти уменьшается, а поперечная составляющая возрастает. В связи с этим при увеличении скорости за счет увеличения угла подъема

винтовой лопасти возрастает вероятность неустойчивого движения, так как поперечные силы сравнительно велики (рисунок 8.16).

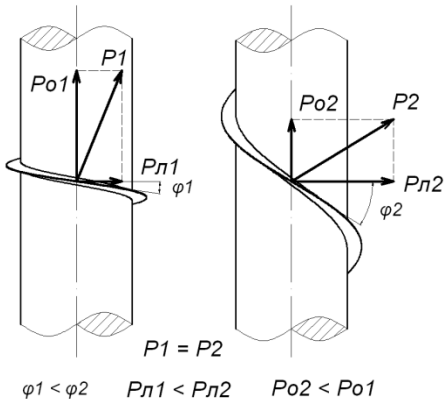


Рисунок 8.16 – Зависимость боковых
составляющих силы тяги от угла навивки

Боковые составляющие силы тяги играют большую роль в прямолинейности движения и управляемости машины. Возможны несколько вариантов направления боковых составляющих силы тяги. При использовании одноцилиндрового движителя возможны направления сил «под себя» и «от себя». Каждое из этих направлений обладает своими преимуществами и выбирается в соответствии с решаемой задачей. Использование двухцилиндрового движителя позволяет объединить различные направления боковых сил. Какие преимущества имеет такая схема ходовой системы, еще полностью не выяснено, но предполагают, что величина тягового усилия повысится, увеличится скорость движения на воде, улучшится устойчивость прямолинейного движения.

8.6 Разработка параметрической математической модели роторно-винтового движителя

Для оценки применимости роторно-винтовой машины в качестве эффективного транспортного средства по слабонесущим основаниям необходимо разработать математическую модель движения. Математическая модель движения роторно-винтовой машины по деформируемому основанию представляет собой систему «местность-машина» [8.11], которая является объединением следующих моделей:

1. Модель роторно-винтового движителя;
2. Модель различных сред движения;
3. Модель роторно-винтовой машины.

Описание роторно-винтового движителя в отдельной модели позволяет учитывать влияние формы и размеров каждого конструктивного элемента движителя на тягово-скоростные параметры машины. Модель роторно-винтового движителя представляет собой описание формы его поверхности [8.12]. Благодаря этому описанию становится возможным определение направлений нормалей и касательных для каждой точки поверхности движителя. По направлениям нормалей и касательных можно прикладывать силы и реакции, действующие на ротор со стороны машины и опорного основания. При этом нормальная реакция грунта, воспринимаемая движителем, будет прикладываться по направлению нормали в каждой точке контактной поверхности, а касательная составляющая реакции грунта будет иметь направление, противоположное мгновенному перемещению. Выбирая различные формы конструктивных элементов и их размеры (длину и диаметр базового цилиндра, форму и размер профиля винтовой лопасти, и др.) можно проводить оценку их соответствия опорному основанию, т.е. проводить процесс оптимизации и определять область рекомендуемых значений для различных параметров.

Физико-механические свойства опорного основания во многом зависят от типа этого основания. Эти свойства определяют величину силы трения с движителем, а также характер зависимостей «нагрузка-осадка» и «нагрузка-сдвиг».

Модель роторно-винтовой машины позволяет задавать положение центра тяжести и моменты инерции машины, а также положение роторно-винтовых движителей.

Выбирая различные параметры движителя, транспортного средства и опорного основания можно проводить сравнения полученных результатов расчета и судить о том, какая принципиальная схема или конструктивное решение больше всего соответствует конкретному типу опорного основания, другими словами проводить процесс оптимизации конструкции и получать соответствующие рекомендации.

Для описания формы роторно-винтового движителя его удобно рассматривать как последовательное объединение функциональных участков. Каждый из участков характеризуется своим назначением и постоянством некоторых параметров. На рисунке 8.17 приведено условное разделение двухцилиндрового роторно-винтового движителя.

Помимо разделения на одно- и двухцилиндровые РВД, данный движитель может иметь различные формы наконечников (конусные, сферические, параболической формы, а также их комбинации), формы сечения винтовых лопастей (треугольные, трапецеидальные и листовые), иметь на наконечниках винтовые лопасти, а также являться многозаходным (до 3-4 навивок винтовых лопастей). Переходная часть (рисунок 8.17) может также располагаться между наконечником и базовым цилиндром, такое расположение необходимо, когда наконечники имеют отличное от базового

цилиндра количество винтовых лопастей. В таком случае наконечники имеют большую, чем базовый цилиндр, скорость вращения и облегчают формирование колеи.

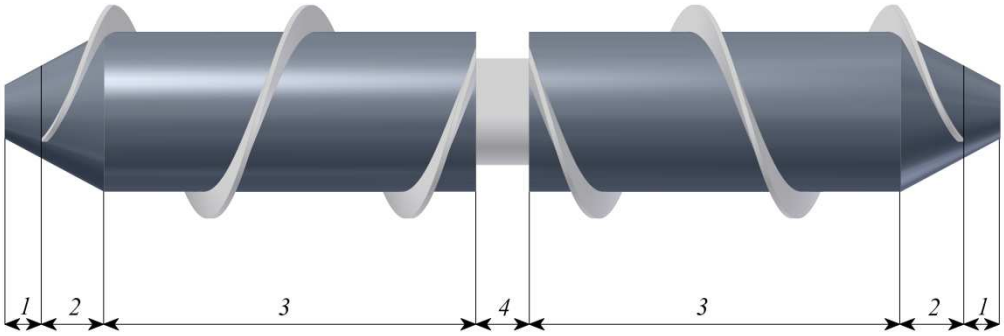


Рисунок 8.17 – Характерные участки роторно-винтового движителя: 1 – участок наконечника ротора без винтовой лопасти; 2 – участок наконечника ротора с винтовой лопастью; 3 – базовый цилиндр; 4 – переходная часть

Для описания поверхности РВД ее удобно представить в виде совокупности поверхностей, каждая из которых является гранью ротора. При таком подходе можно выделить следующие основные поверхности: поверхность базового цилиндра; совокупность поверхностей винтовой лопасти; совокупность поверхностей наконечников ротора; поверхности торцов наконечников; поверхность переходной части. Такой подход позволяет получать довольно точное описание поверхности роторно-винтового движителя.

Поверхность роторно-винтового движителя полностью определяется несколькими параметрами (рисунок 8.18), среди которых основными являются длина и диаметр базового цилиндра, шаг и профиль винтовой лопасти. Размеры профиля винтовой лопасти определяются в сечении плоскостью, проходящей через ось ротора (рисунок 8.19). Стоит отметить, что такие формы профиля винтовой лопасти как трапецеидальная, треугольная и листовая образуются тремя основными гранями, и поэтому не имеют принципиальных отличий в математическом описании. Разница будет только в различных соотношениях толщин лопасти у основания и при вершине.

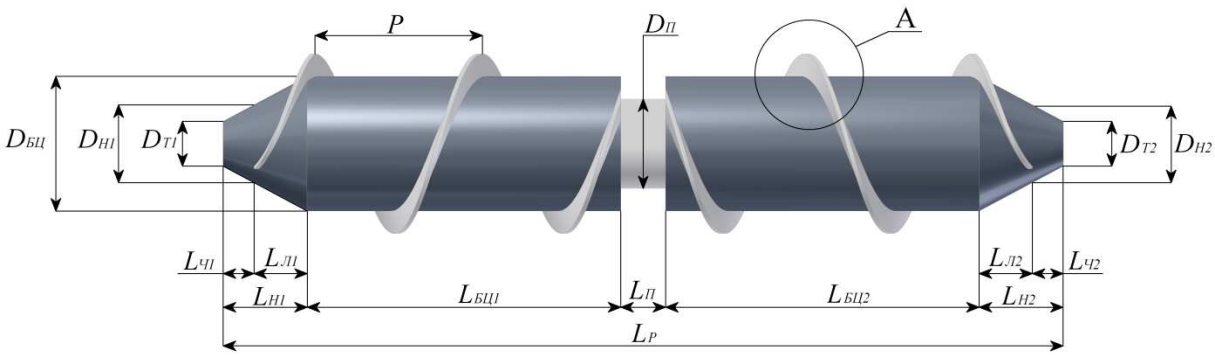


Рисунок 8.18 – Основные размеры роторно-винтового движителя

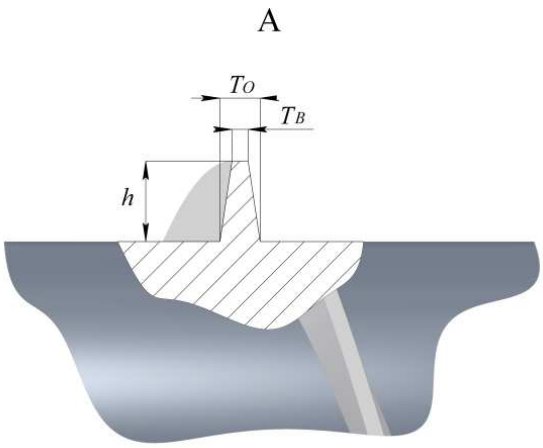


Рисунок 8.19 – Основные размеры винтовой лопасти

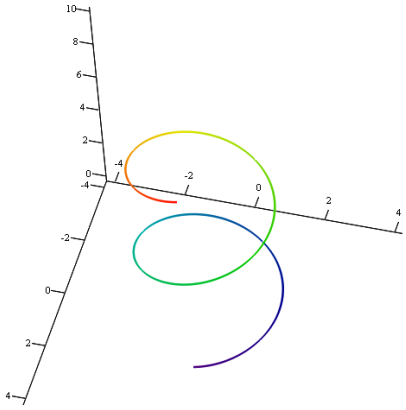


Рисунок 8.20 – Винтовая линия

Описание такого количества поверхностей рационально осуществлять в одной системе координат, в качестве которой удобно использовать декартову прямоугольную систему. При этом использовать общий для всех поверхностей вид записи уравнений.

Поскольку для большинства поверхностей движителя образующими является винтовая линия (рисунок 8.20), удобно будет воспользоваться параметрической записью уравнений.

Уравнение винтовой линии в параметрическом виде для декартовой системы координат, имеет вид:

$$\begin{cases} X = a \cdot \cos(t), \\ Y = a \cdot \sin(t), \\ Z = b \cdot t. \end{cases} \quad (8.1)$$

где a – расстояние от оси винтовой линии; b – шаг винтовой линии; t – параметр.

Для описания какой-либо грани участка движителя, содержащего винтовую лопасть, необходимо ввести в уравнение винтовой линии еще один параметр,

отвечающий за формирование фигуры в плоскости *XY*, которая в дальнейшем будет двигаться по винтовой линии, образуя поверхность. В таком случае общее уравнение граней движителя с «винтовой структурой» имеет вид:

$$\begin{cases} X = f(r)\cdot\cos[f(P)], \\ Y = f(r)\cdot\sin[f(P)], \\ Z = f(h)\cdot\dfrac{f(P)}{2\cdot\pi}. \end{cases} \qquad (8.2)$$

где $f(r)$ – функция изменения радиуса, определяет удаленность от оси, вокруг которой осуществляется вращение, в данном случае от оси *Z*, и позволяет задавать пределы и характер его возможных изменений,

где r – радиус;

$f(h)$ – функция изменения высоты строящейся фигуры,

где h – высота;

$f(P)$ – функция, определяющая пределы изменения границ фигуры и их положение в сечениях плоскостями параллельными *XOY*;

где P – шаг образующей винтовой линии;

Таким образом, описание поверхности движителя сводиться к описанию совокупности линий лежащих в плоскости параллельной *XY* и дальнейшем их перемещении вдоль образующей, которой является винтовая линия. При этом совокупность этих линий должна образовывать контур фигуры в сечении роторно-винтового движителя плоскостью перпендикулярной к его оси (рисунок 8.21).

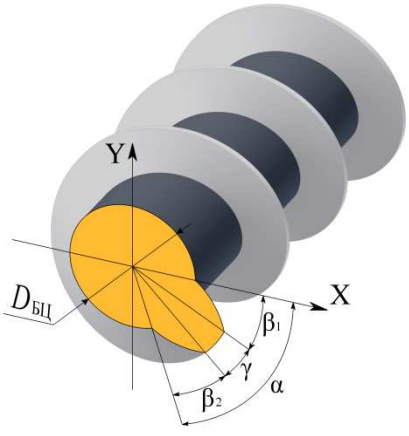


Рисунок 8.21 – К способу задания профиля винтовой лопасти

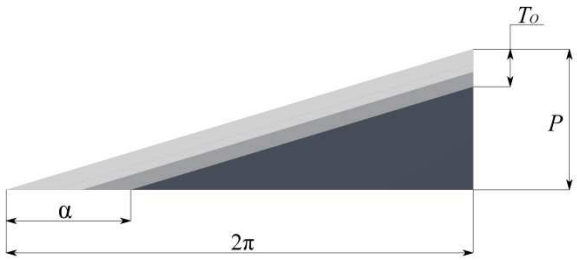


Рисунок 8.22 – Развертка винтовой лопасти

Тогда форма профиля винтовой лопасти полностью определяется в плоскости параллельной *XOY*. Разница радиуса вершины винтовой лопасти и радиуса базового цилиндра будет являться высотой h винтовой лопасти. Углы α и γ будут являться угловыми эквивалентами толщины винтовой лопасти соответственно у основания и при вершине. Углы β_1 и β_2 определяют наклон профиля винтовой лопасти.

На рисунке 8.22 представлена развертка поверхности РВД с одной винтовой навивкой. Из рисунка видно, что величина углов α и γ определяется из пропорций:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{2\pi \cdot T_O}{P}; \\ \gamma &= \frac{2\pi \cdot T_B}{P}. \end{aligned} \tag{8.3}$$

Согласно системе уравнений (8.2) описание одной из граней винтовой лопасти для одноцилиндрового движителя имеет вид:

$$\begin{cases} X = (r + h \cdot i) \cdot \cos(\frac{L_Б}{P} \cdot 2\pi \cdot j - \frac{T_O - T_B}{P} \cdot \pi \cdot i), \\ Y = (r + h \cdot i) \cdot \sin(\frac{L_Б}{P} \cdot 2\pi \cdot j - \frac{T_O - T_B}{P} \cdot \pi \cdot i), \\ Z = L_H + L_Б \cdot j. \end{cases} \tag{8.4}$$

где r – радиус базового цилиндра; h – высота винтовой лопасти; $L_Б$ – длина базового цилиндра ротора; P – шаг винтовой лопасти; T_O – толщина винтовой лопасти у основания; T_B – толщина винтовой лопасти при вершине; L_H – длина наконечника.

Такой подход к описанию роторно-винтового движителя позволяет определить для каждой точки, лежащей на поверхности движителя, направления векторов нормали и касательной. Именно по направлению этих векторов прикладываются силы, действующие на ротор со стороны опорного основания.

Все уравнения описывающие поверхность роторно-винтового движителя содержат в себе два параметра. Параметры поверхности являются координатами внутренней криволинейной системы координат в пространстве, что позволяет построить для каждого характерного участка поверхности ротора множество координатных линий поверхности [8.13]. Такие линии можно получить, если одновременно изменять один из параметров в заданных пределах, а другой при этом оставлять неизменным. Координатные линии

поверхности, вдоль которых изменяется только параметр *i* (*j*), будем называть *i*-линиями (*j*-линиями). Для каждой точки *i*-линии (*j*-линии) можно построить касательную, определяемую частной производной радиус-вектора поверхности по параметру *i* (*j*).

Уравнения единичных векторов касательных к этим линиям определяются с помощью формул Френе-Серре [8.13]:

$$\tau = \frac{r'}{|r'|}, \tag{8.5}$$

где τ – вектор касательной; r – радиус вектор координатной линии.

Так для поверхности винтовой лопасти (рисунок 8.23) координатные линии представляют собой кривые линии, показанные на рисунках 8.24 и 8.25.

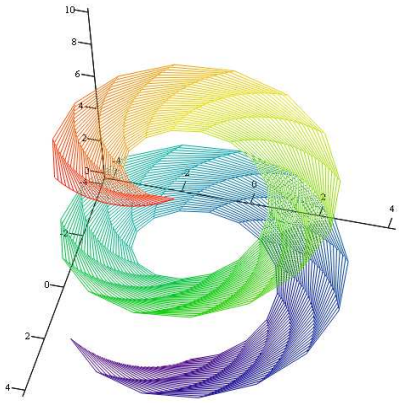


Рисунок 8.23 – Винтовая поверхность

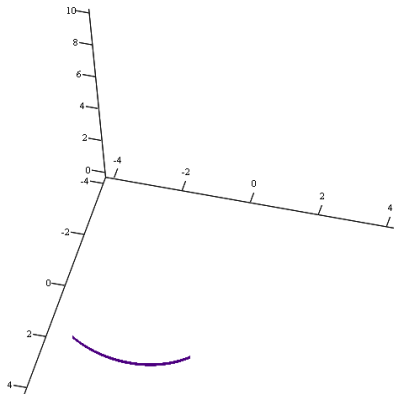


Рисунок 8.24 – Пример координатной линии винтовой поверхности *(i*-линия)

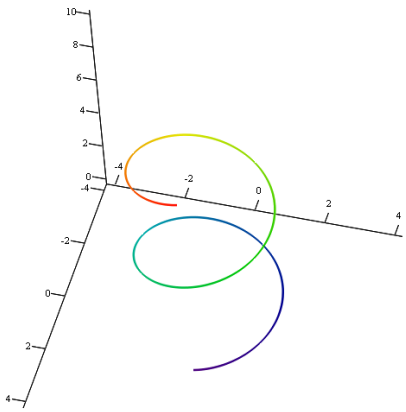


Рисунок 8.25 – Пример координатной линии винтовой поверхности (*j*-линия)

Таким образом, через любую точку поверхности можно провести только одну *i*-линию и только одну *j*-линию. Касательные вектора этих линий в рассматриваемой точке будут определять положение касательной плоскости к данной поверхности. Векторное произведение этих векторов будет перпендикулярно к касательной плоскости, и являться нормалью к поверхности в данной точке. Разделив полученное векторное произведение на его длину, получим уравнение единичного вектора нормали к поверхности в данной точке.

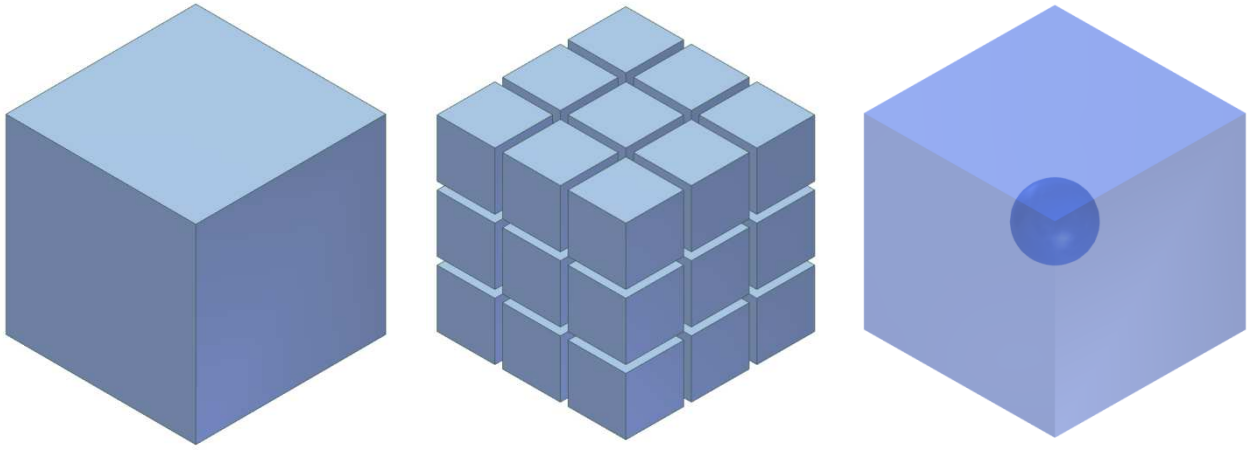
Вектора, перпендикулярные единичному вектору нормали и исходящие из той же точки что и единичный вектор, будут являться касательными к поверхности. По направлению касательных векторов следует прикладывать касательные составляющие сил сопротивления движению, например, силу трения.

8.7 Разработка математической модели движения одиночного роторно-винтового движителя по деформируемой опорной поверхности

Модель взаимодействия движителя с деформируемым основанием объединяет в себе параметрическую модель роторно-винтового движителя и модель основания, созданную на основе конечно-элементного разделения.

Модель движителя, учитывающая его форму и размеры, представляет собой описание поверхности движителя, поэтому математическое описание среды движения должно обеспечивать решение контактной задачи с этой поверхностью.

Для обеспечения контакта поверхности движителя со средой был применен следующий подход. Деформируемое основание условно разделялось на элементы меньших размеров, число этих элементов определялось исходя из параметров сетки. Затем каждый элемент «заменялся» точкой с координатами центра масс данного элемента. Схематично этот процесс последовательно изображен на рисунке 8.26.



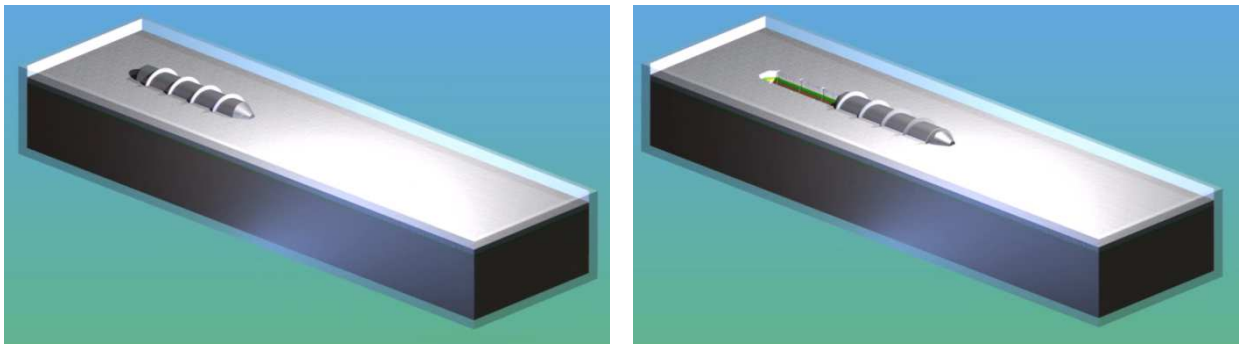
а б в

Рисунок 8.26 – Процесс построения модели деформируемого основания

Перемещению точки в пространстве препятствует сила сопротивления пропорциональная абсолютной величине смещения относительно изначального положения. Для расчета величины силы сопротивления использовались характеристики опорного основания «нагрузка-осадка» (сопротивление вертикальному перемещению) и «нагрузка-сдвиг» (сопротивление перемещению в горизонтальной плоскости), переопределенные для каждого элемента исходя из его размеров.

После того как в модели были заданы размеры виртуального полигона (параллелепипеда), произведено разделение на элементы исходя из размеров сетки и произведена их замена на точки начинался расчет определяющий глубину погружения

движителя в среду. Стоит отметить, что объем пространства, в котором «находится» грунт, ограничен пятью плоскостями, параллельными соответственно пяти граням параллелепипеда (рисунок 8.27) для исключения возможности выхода движителя за границы виртуального полигона.

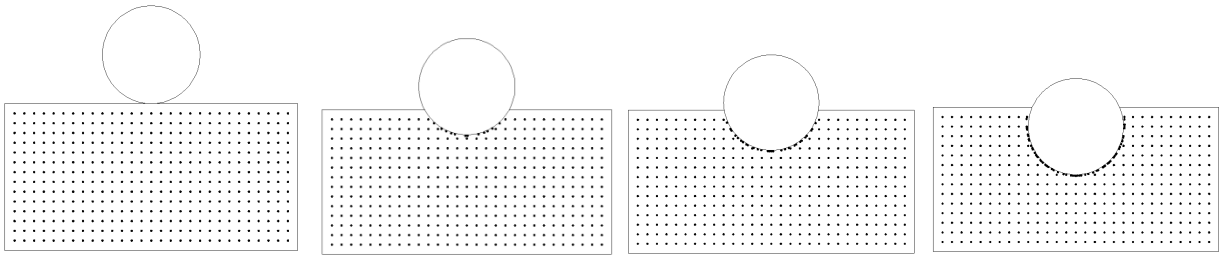


а б

Рисунок 8.27 – Визуальное представление процессов погружения и образования колеи

Расчет глубины погружения проводился численным методом итераций (последовательных приближений к искомой величине). При этом в качестве дискретной величины выбиралось пространственное перемещение движителя. Суть метода – на первом шаге берется заведомо малое погружение ротора в деформируемое основание с известными физико-механическими параметрами. Затем подсчитывается суммарная реакция среды направленная на движитель, определяемая как суммарное сопротивление смещению всех вовлеченных в движение точек. На следующем шаге расчетов полученная реакция сравнивается с силой тяжести движителя. Если реакция среды на движитель меньше силы тяжести, то к глубине погружения прибавляется малая величина, равная шагу расчета. Так продолжается до тех пор, пока реакция снега не будет равна силе тяжести.

Процесс смещения и деформации грунта схематично представлен на рисунке 8.28 для перемещения тела в плоскости.



а б в г

Рисунок 8.28 – Схематичное представление процесса деформации грунта

После определения величины погружения начинался расчет движения роторно-винтового движителя по деформируемому основанию, однако, в качестве дискретной величины выбиралось время, а не постоянная величина перемещения движителя в пространстве. Модель позволяет определить силу тяжести машины, приходящуюся на движитель, и уравновесить боковые составляющие силы тяги. Такое уравновешивание сокращало объем вычислений (принималось условие симметричности для второго движителя) и обеспечивало прямолинейность движения.

Важно отметить, что в модели движения ротора по деформируемому основанию выполнялось условие «непроницаемости» поверхности движителя. Вокруг ротора на определенном расстоянии (равном малой величине – погрешности, заложенной в расчет) находилась зона, при попадании в которую точка опорного основания считалась вовлеченной в движение. Таким образом, ни одна из точек, которые «контактировали» с движителем, не могла попасть внутрь ротора, т.к. силы, приложенные к точке, всегда были направлены по нормалям и касательным от поверхности движителя. Однако на каждом шаге расчета проверялось местонахождение каждой точки среды, т.к. если какая-либо точка не находилась в движении, а шаг расчета был велик, то она могла «перескочить» зона вокруг движителя и оказаться у него внутри. В этом случае расчет возвращался на шаг назад и точки, которые бы на следующем шаге попали внутрь движителя уже принимались в качестве контактирующих. Дискретность расчета сильно влияет на точность полученных результатов, поэтому шаг расчета выбирался минимальным.

Модель среды учитывает следующие основные параметры опорного основания: зависимости «нагрузка-осадка» и «нагрузка-сдвиг»; плотность, влажность, связность, коэффициент внутреннего трения, температура.

Перспективным направлением доработки модели является учет влияния соседствующих точек друг на друга. Это возможно будет осуществить наложением упругих связей на точки. Это позволит учесть характер распространения возмущений в опорном основании и сделать математическое описание процесса деформации грунта в большей степени приближенным к реальности.

8.8 Разработка методики оценки эффективного управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, характерным для арктических зон

Для проведения оценки эффективности управления транспортным средством необходимо определить критерии управляемости, которые позволят сделать сравнение результатов расчета для различных конструктивных решений роторно-винтового движителя и определить наиболее оптимальную конструкцию.

Эффективное управление транспортным средством предполагает определенную и однозначную обратную связь от управляющих воздействий водителя транспортного средства. Машина должна быть одинаково отзывчивой к управляющим воздействиям и вести себя схожим образом при езде в схожих или близких условиях движения. Такое поведение машины определяется устойчивостью прямолинейного движения, управляемостью и поворачиваемостью машины. Рассмотрим каждый из предложенных критериев более подробно.

Устойчивость прямолинейного движения зависит от уравновешенности сил тяги на обоих движителях. В случае дисбаланса между этими силами, например, по причине разной плотности грунта под каждым из роторов может произойти смещения с запланированной траектории движения.

Стоит отметить, что такое смещение может произойти, когда возникшая разница в тяговых усилиях, а в особенности боковых составляющих силы тяги, не компенсируется силами сопротивления смещения опорного основания. Такое явление характерно при движении машины по твердым основаниям, например, таким как лед, когда контакт движителя с опорным основанием происходит только с частично погруженной винтовой лопастью. При этом велика вероятность, что движение машины будет не стабильным.

В случае движения по более мягким основаниям, таким как снег, движитель будет погружен на большую глубину и возникновение разницы между силами тяги на роторах, приводящих к возникновению поворачивающего момента, будет компенсироваться силами сопротивления опорного основания. Среда будет препятствовать выходу машины из колеи, уходу с траектории движения, а также деформации (увеличению) колеи, это объясняется тем, что диаметр движителя в несколько раз меньше его длины и силы сопротивления на образования колеи в случае движения машины прямо или вбок будут значительно отличаться.

Движение машины на РВД вследствие специфичности работы роторно-винтового движителя может сопровождаться явлением «скатывания» машины. Причинами скатывания являются: перераспределение веса на винтовые роторы левого и правого

бортов, направление вращения роторов и, как следствие этого, разное значение поперечных сил реакции грунта на правом и левом винтовых роторах (рисунок 8.29) [8.9].

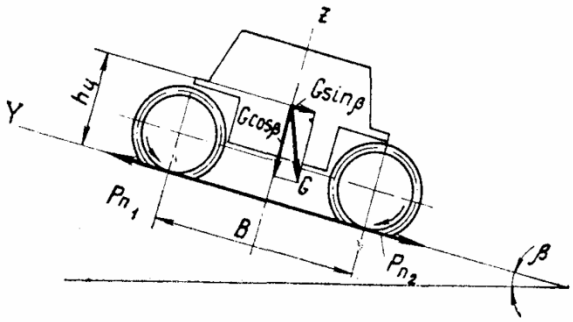


Рисунок 8.29 – Движение роторно-винтовой машины по наклонной поверхности

При направлении вращения винтовых роторов наружу (когда грунт выбрасывается в сторону) движение по наклонной поверхности будет незначительно отличаться от движения гусеничной машины. Из экспериментальных данных известно, что сцепление движителя с грунтом в поперечном направлении на 20..25% меньше, чем сцепление в продольном направлении.

При движении может возникнуть три варианта поведения машины:

1. Если тангенс угла крена равен величине коэффициента поперечного сцепления, движение машины будет происходить с постепенным поворотом в сторону более перегруженного нижнего (правого на рисунке 8.29) винтового ротора. Это объясняется тем, что при боковом крене происходит перераспределение вертикальной нагрузки (веса) на роторы. С изменением нагрузки изменяется величина погружения левого и правого винтовых роторов, что ведет к увеличению сопротивления движению нижнего винтового ротора; увеличивается тяговое усилие, вследствие которого буксование винтовых роторов становится разным. В силу этих причин и происходит самопроизвольный поворот машины.

2. Если тангенс угла крена меньше коэффициента поперечного сцепления, движение машины сопровождается постоянным поворотом в другую сторону, причем при отключенном (свободно вращающемся) верхнем винтовом роторе машина практически движется в поперечном направлении (вверх по склону).

3. Если тангенс угла крена больше коэффициента поперечного сцепления, машина будет сползать вниз по склону с одновременным самопроизвольным поворотом в сторону нижнего винтового ротора.

Явление «скатывания» роторно-винтовой машины происходит при направлении вращения винтовых роторов внутрь. При таком вращении роторов поперечные составляющие реакции грунта на левом и правом винтовых роторах направлены противоположно друг к другу.

Так как вертикальная нагрузка на правом (нижнем) роторе больше, то и величина поперечных сил больше, что и приводит к скатыванию машины со склона. Водителю в этом случае можно выйти из положения, включив заднюю передачу, тогда направление поперечных сил изменится на противоположное и машина будет перемещаться вверх с некоторым поворотом.

Расчетные исследования показали, что для направления вращения роторов в роторно-винтовых машинах с двухцилиндровыми движителями не влияет на параметры движения, а для машин с одноцилиндровыми движителями следует применять схему с направлением вращения роторов «вовнутрь».

Критерии управляемости и поворачиваемости позволяют оценить характер поведения машины во время поворота. Такое поведение определяется через параметры поворота. В результате моделирования были найдены и проанализированы следующие параметры поворота для различных исходных данных:

1. Угол поворота машины вокруг вертикально оси проходящей через центр масс машины.

2. Угловая скорость поворота машины. Это скорость вращения машины вокруг оси вертикально оси проходящей через центр масс машины.

3. Линейная скорость машины вдоль оси, проходящей через центр масс машины и перпендикулярной осям вращения роторов.

4. Перемещение вдоль оси, проходящей через центр масс машины и перпендикулярной осям вращения роторов. Это боковой увод машины.

5. Мгновенный (в каждый момент времени) радиус поворота. Это расстояние от центра масс машины до мгновенного полюса поворота.

Методика оценки результатов моделирования. Оценка пяти перечисленных параметров может быть двоякой. Первый подход – это оценить, как происходит поворот (например, как изменяются скорость, радиус поворота и т. д. во времени). Второй подход – рассмотреть, какими перечисленные параметры становятся по истечении времени поворота (каково стало положение машины после поворота). Рассмотрение процесса поворота (первый подход) необходимо для задач автоматизации управления. Для выбора конструктивных параметров машины рационально пользоваться вторым подходом с оценкой процесса поворота там, где он происходит отлично от большинства вариантов.

На основании такого подхода была выработана следующая методика оценки результатов моделирования.

1. Время поворота. Поворот считаем законченным, когда угловая скорость поворота машины принимает малые значения.

2. Угловая скорость. Оценивается максимальное значение угловой скорости.

3. Угол поворота. За угол, на который повернула машина, считается то значение, которое соответствует окончанию времени поворота.

4. Боковой увод. Как и для угла поворота бралось значение в момент окончания поворота.

5. Скорость бокового увода. Оценивалось максимальное значение в момент окончания поворота.

6. Радиус поворота. Оценивалось значение в момент окончания поворота.

Для наглядности представления процесса поворота и «визуализации» принятых обозначений и моделируемых параметров на рисунке 8.30 приведены некоторые частные случаи поворота роторно-винтовых машин.

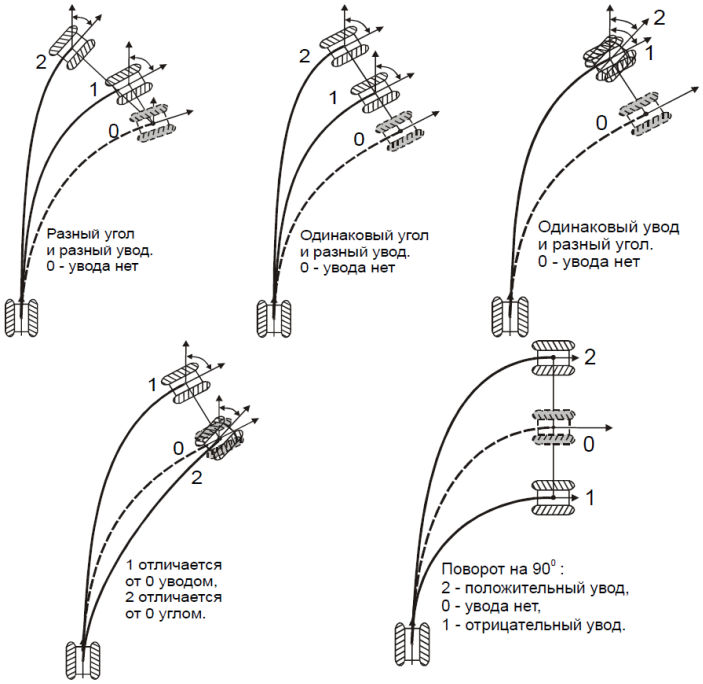


Рисунок 8.30 – Схематичное представление частных случаев поворота роторно-винтовых машин

В качестве примера рекомендаций полученных в ходе расчета можно привести следующие оптимальные соотношения размеров роторно-винтового движителя при движении по снегу. Рекомендован диапазон рациональных для разгона сочетаний длин и диаметров роторов: длина роторов от 3,5 до 6 метров, а диаметр в крайних значениях

длины – 1/7…1/6 диаметра, при длине 4,5…5,5 метра – от 1/8 до 1/5 длины роторов. Границы этой области определяются максимальным буксованием. Рациональная с точки зрения выполнения поворота область соотношения длины роторов и колеи машины 2…3. При часто встречающемся на снегу буксовании 25-30% угол наклона винтовой лопасти роторов не должен превышать 25º. У транспортных машин необходимо стремится к выполнению поворота с максимальными скоростями. У технологических машин на этапе проектирования рационально смещение центра тяжести предусматривать не более 0,3 от длины. На всех типах снежного покрова предпочтительной схемой с точки зрения бокового увода является схема двух роторной машины с направлением вращения роторов «под себя». На снегу любой плотности и при любой разнице поворачивающих моментов на бортах увод у такой машины будет меньше. Рекомендовано в качестве транспортных машин использовать двух роторные машины. На плотном снегу (плотность 0,5 т/м^3) при малой скорости поворота двух роторная машина имеет более линейную зависимость угла поворота от разности моментов (более управляема), и поворачивает на больший угол. С ростом скорости движения это преимущество уменьшается и двух роторная машина уже поворачивает на меньший угол, нежели четырех роторная. Рекомендовано двух роторной машине выполнять поворот с меньшими скоростями, чем четырех роторной.

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

Проведенные исследования создают фундаментальный задел для создания нового типа эффективно управляемого коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа.

Проведены исследования процессов взаимодействия движителя с опорным основанием, что позволит создавать новые транспортные средства. В результате разработана методика оценки эффективного управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, а также рекомендации по геометрическим размерам роторно-винтового движителя. Разработана система оценки эффективности управления транспортным средством.

Следует отметить, что в настоящее время разработан Проект Госпрограммы освоения Российского шельфа до 2030 года, в рамках которого предполагается вложение

в освоение шельфа 6-7 трлн. рублей, в том числе более 1 трлн. рублей из бюджета. Обсуждается вопрос финансирования Госпрограммы по вариантам:

1. по инерционному (с сохранением нынешней системы регулирования);

2. по инновационному (с введением специального налогово-таможенного режима для шельфа).

При этом отдача для бюджета от шельфовых проектов по инерционному варианту в целом составит 17,94 трлн. руб. (6,27 трлн. руб. до 2030 года), по инновационному – 25,22 трлн. руб. (8,07 трлн. руб. до 2030 года).

Принятая к реализации Программа освоения российского континентального шельфа к 2030 году позволяет сделать прогноз потребности в спасательных средствах с заданными характеристиками. В период с 2011 по 2030 гг. эту потребность можно охарактеризовать как постоянно растущую. Прогноз роста потребности в универсальном спасательном средстве и прогноз ее структуры представлены соответственно на рисунках 8.31 и 8.32.

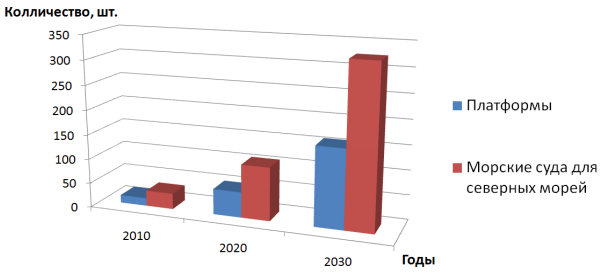


Рисунок 8.31 – Прогноз потребности в универсальном спасательном средстве на период до 2030г.

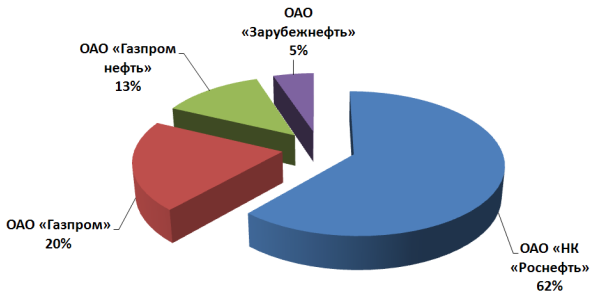


Рисунок 8.32 – Прогноз структуры потребности в универсальном спасательном средстве

С учетом вышесказанного можно утверждать, что разрабатываемое универсальное спасательное средство, не имеющее аналогов, обеспечит спасение людей при техногенных и природных катастрофах в тяжелых природно-климатических условиях, характерных для Арктических регионов. Обеспечение нефтегазодобывающих платформ необходимым количеством надежной коллективной спасательной техники подобного класса экономически обосновано, т.к. она позволяет уменьшить затраты по сравнению с другими типами спасательных средств.

Результаты НИР использованы в учебном процессе Автомобильного института НГТУ по следующим направлениям подготовки:

– 190100 Наземные транспортно-технологические комплексы (бакалавр);

Профили: подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование.

– 190100 Наземные транспортно-технологические комплексы (магистр).

Программы: машины и оборудование для обработки грунтов.

Результаты НИР использованы в курсах лекций, практических и лабораторных занятиях следующих дисциплин: «Ледорезные машины», «Управление роботами и робототехническими системами».

Результаты НИР используются при подготовке кадров высшей квалификации по направлению НИР. Крашенинников Максим Сергеевич – очный аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины» является одним из исполнителей проекта, работает над диссертацией на тему: «Методика моделирования движения роторно-винтовой машины по деформируемому основанию».

Привлечение студентов к исследованиям в процессе прохождения конструкторской, преддипломной практик, а также НИРС (ознакомление с конструкцией спасательного средства и его систем, современными методами имитационного моделирования и испытаний, результатами проведенных исследований и т.д.). Магистрант Шапкина Ю.В. прошла стажировку в Германии по изучению современных методов имитационного моделирования.

Приняты на работу в ВУЗ на постоянной основе: приняты на работу студенты.

Использование материалов исследования в курсовом и дипломном проектировании: выполняются магистерские диссертации Дорофеевым Р.А., Рохмистровым А.Ю., Разиновым А.С.;

Участие студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых и специалистов в семинарах, конференциях, мастер-классах:

Международный Автомобильный Конгресс FISITA-2012 (Пекин 2012г.) Крашенинников М С.;

Международная научно-техническая конференция Ассоциации Автомобильных Инженеров «Безопасность транспортных средств в эксплуатации» (г. Нижний Новгород, 2012г.).

8.10 Обобщение и оценка результатов исследований

Для разработки концепции универсального коллективного спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа была предложена методика проведения исследований, включающая в себя сбор и анализ информации о природно-

климатических условиях шельфовых территорий Арктики, анализ ледовой обстановки в данных районов, анализ информации по существующим средствам коллективного спасения и т.д.

На основе собранной информации можно заключить, что природно-климатические условия Арктического шельфа крайне тяжелые и особую опасность в этих районов представляют айсберги. Информация о морфометрических характеристиках айсбергов позволяет разработать методику прогнозирования формы подводной части айсберга на основе его видимой части. Такая методика позволит проводить оценку опасности прохождения спасательных средств рядом с такими объектами.

Обзор существующих средств коллективного спасения показал, что наиболее подходящим спасательным средством для работы на Арктическом шельфе является спасательная огнезащищенная шлюпка с автономной системой воздухоснабжения. Однако, условия применения не позволят воспользоваться этим средством, поскольку движение шлюпок возможно только в водной среде и в случае тяжелой ледовой обстановки шлюпка может не обеспечить необходимый уровень безопасности для эвакуируемых людей. Кроме того спуск шлюпки на воду может быть осложнен образованием льда вокруг объекта эвакуации (ледостойкой нефтегазовой платформы), это препятствует применению свободнопадающих шлюпок. Общим итогом данного аналитического обзора является вывод о неприменимости существующих спасательных средств для Арктического шельфа и о необходимости разработки спасательного средства, соответствующего условиям применения.

Обзор существующих роторно-винтовых машин позволил выявить закономерности в их конструкции. Полученные результаты свидетельствуют о возможности создания роторно-винтовой машины для спасательных операций в шельфовых территориях Арктики. Анализ конструктивных решений позволит применить накопленный опыт в проектировании роторно-винтовых машин в новой разработке.

Анализ конструктивных решений роторно-винтового движителя позволил определить его возможные варианты конструкции, что в свою очередь позволило определить какие функциональные элементы входят в состав движителя. На основе этих данных предложена математическая модель роторно-винтового движителя, представляющая параметрическое описание его геометрии, с возможностью выбора форм каких-либо элементов движителя.

Разработана модель деформируемого опорного основания, позволяющая моделировать процессы, протекающие в зоне контакта движителя с опорным основанием. Получены первые результат расчета, представляющие собой рекомендации

по формам и размерам роторно-винтового движителя в зависимости от назначения машины. Выявлены возможные пути усовершенствования модели.

Моделирование движения одиночного роторно-винтового движителя по деформируемой опорной поверхности позволило на основе полученных результатов расчета разработать методику оценки эффективного управления роторно-винтовой машиной.

Результаты НИР использованы в учебном процессе Автомобильного института НГТУ и вошли в курсы лекций по следующим дисциплинам: «Ледорезные машины», «Управление роботами и робототехническими системами». Предложены рекомендации по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики.

Полученные результаты проведенных исследований позволяют говорить о выполнении всех поставленных задач.

9 Исследование механики деформирования каркаса гоночного болида класса Формула-Студент

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 требований регламента в отношении несущих систем болидов, соответствующих классу «Formula Student SAE»

Проектирование каркаса безопасности гоночного болида класса формула студент взаимосвязано с комплексом конструкционных требований и ограничений. Требования и ограничения предъявляемые к конструкции каркаса направлены на обеспечение безопасности жизни и здоровья пилота при аварийных ситуациях [9.1].

Базовая конструкция каркаса безопасности болида класса «Formula Student» включает в себя следующие компоненты (рисунок 9.1): главная дуга - 1, передняя дуга - 2, распорки главной дуги - 3, распорки передней дуги - 4, элементы боковой защитной структуры - 5, элемент крепления плечевых ремней безопасности - 6, фронтальная защитная структура - 7.

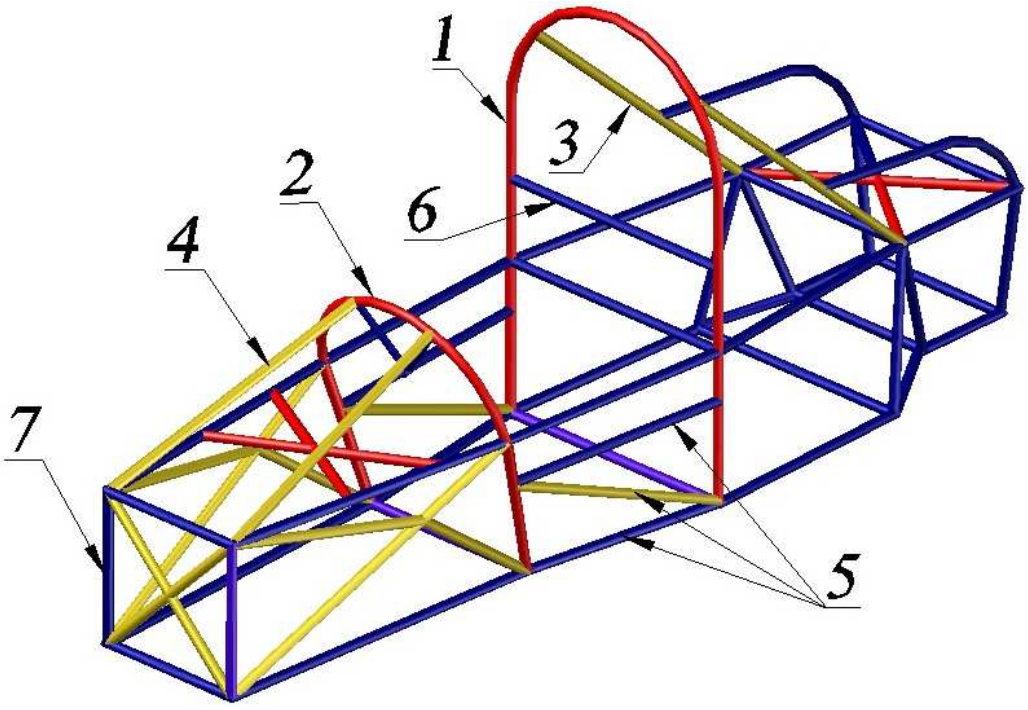


Рисунок 9.1 – Базовая конструкция каркаса безопасности болида класса «Formula Student»

Конструкция каркаса безопасности состоит из трубчатых стальных элементов. бесшовного типа и содержанием углерода в материале не менее 0,1%. Значения по

геометрическим параметрам сечения элементов каркаса безопасности приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 Геометрические параметры сечений элементов каркаса безопасности

Наименование элемента	Внешний диаметр, мм	Толщина стенки, мм
Главная дуга	25,4	2,4
Передняя дуга		
Элемент крепления плечевых ремней безопасности	25	2,5
Боковая защитная структура	25, 4	1,65
Фронтальная защитная структура		
Распорки главной дуги	25, 4	1,65
Распорки передней дуги		
Элементы крепления поясных ремней безопасности	25	1.7

Основная функция главной и передней дуги каркаса безопасности, в аварийной ситуации при опрокидывании автомобиля - это обеспечение отсутствия контакта рук и головы пилота с дорожным полотном. Для учета контрольных размеров относительно взаимного расположения пилота и элементов каркаса безопасности проектирование ведется под человека 95% процентиля (рисунок 9.2). Основные параметры пилота, 95% процентиля отображены в таблице 2.

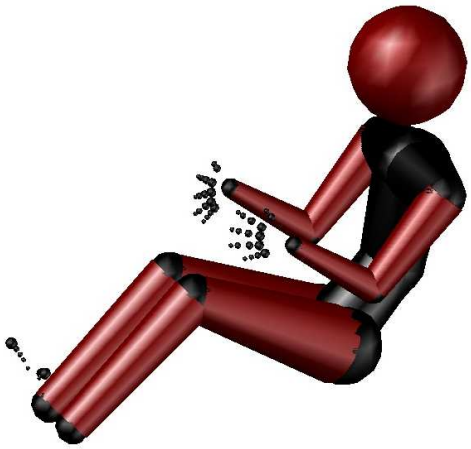


Рисунок 9.2 – Пилот, 95% процентиль

Таблица 9.2 Основные параметры пилота, 95% процентиля

Область	Значение, мм
Голова с учетом шлема	300
Плечи и шея	200
Бедра	200
Расстояние АВ	490
Расстояние ВС	280

Минимальное расстояние между шлемом пилота и прямой линией, образованной касательными к верхней части главной и передней дуг, должно составлять не менее 50.8 мм (рисунок 9.3).

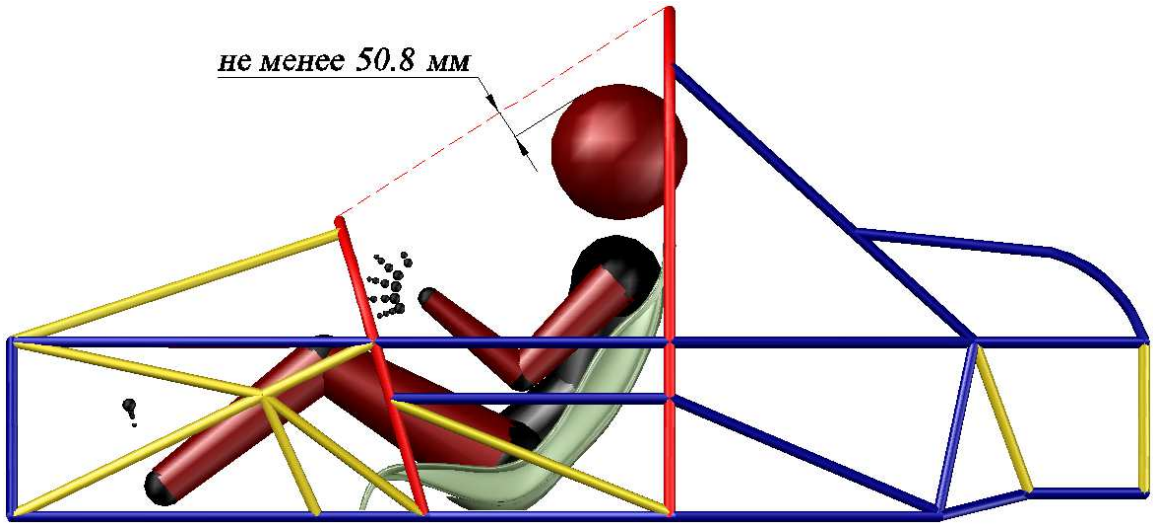


Рисунок 9.3 – Контрольное расстояние между шлемом и касательной к главным дугам

Расстояние между шлемом и линией, образованной касательной к верхней части главной дуги и основанию распорок главной дуги, должно составлять не менее 50.8 мм

Главная дуга, в профильной проекции каркаса безопасности может быть отклонена от вертикали не более чем на 10 градусов, при этом главная дуга должна поддерживаться двумя распорками. Распорки располагаются в зависимости от наклона главной дуги вперед или назад, то есть если главная дуга наклонена вперед, то распорки располагаются спереди. Распорки главной дуги должны быть прямолинейны и крепятся к главной дуге не ниже 160 мм от поверхности, проходящей через верхнюю точку главной дуги.

Передняя дуга может быть отклонена от вертикали не более чем на 20 градусов, в профильной проекции, при этом верхняя поверхность дуги должна быть расположена выше верхней точки рулевого колеса. Передняя дуга должна поддерживаться распорками

расположенными спереди. Распорки главной дуги предназначены для защиты ног пилота, и при рассмотрении каркаса безопасности в профильной проекции выходит по длине за ноги пилота. Распорки передней дуги должны быть прямолинейны и крепятся к главной дуге не ниже 50 мм от поверхности, проходящей через верхнюю точку передней дуги.

Фронтальная защитная структура, связующее звено обеспечивающее безопасность пилота при фронтальном столкновении. таким образом ноги пилота и компоненты органов управления должны находиться в периметре передней части каркаса безопасности.

Боковая защитная структура предназначена для защиты пилота при боковом столкновении и должна состоять как минимум из трех трубчатых элементов (рисунок 9.4). Верхний элемент - 1, боковой защитной структуры, должен соединять переднюю и главную дуги на высоте от 300 до 350 мм над уровнем опорной поверхности при полной массе болида. Нижний элемент - 2, боковой защитной структуры, должен соединять нижнюю часть передней и главной дуги. в качестве данного элемента используется трубчатый элемент основания рамы. Диагональный элемент - 3, боковой защитной структуры, должен соединять верхний и нижний элементы боковой защитной структуры спереди главной дуги и сзади передней дуги.

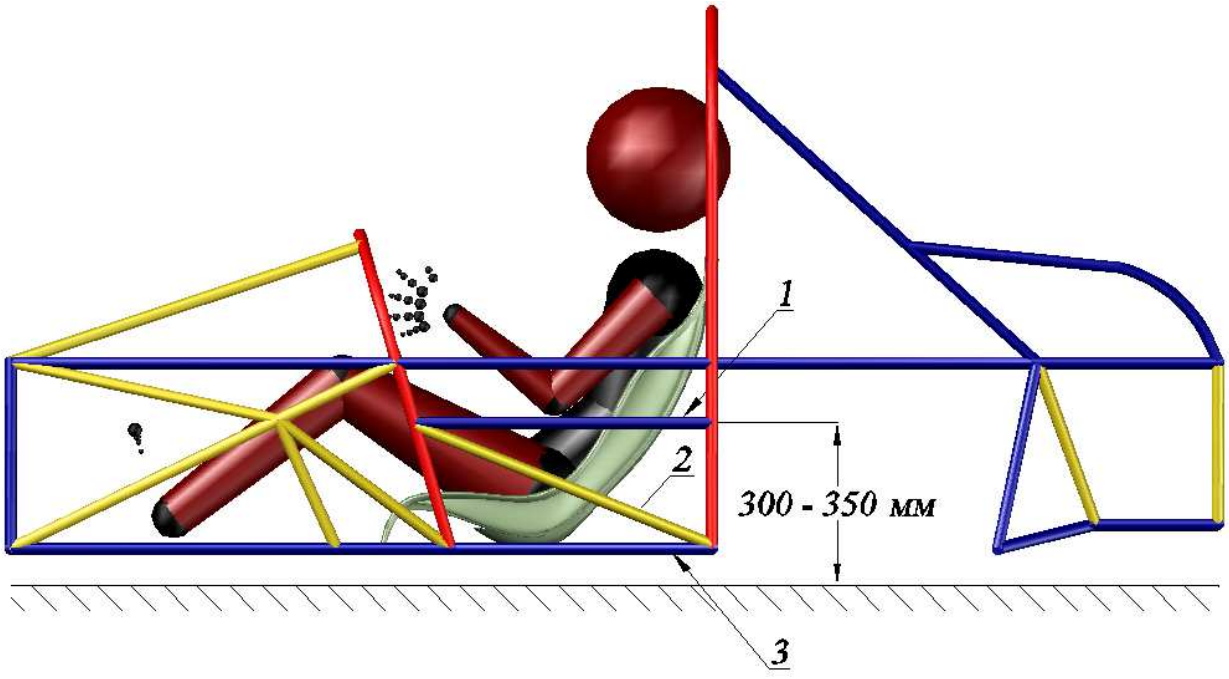


Рисунок 9.4 – Боковая защитная структура

9.2 Разработка силовой схемы каркаса гоночного болида

Разработка силовой схемы каркаса безопасности основана на детальной проработке компоновочной схемы. определения координат центра масс, а так же расчете нагрузок приходящихся на оси автомобиля.

При проработке компоновочных решений автомобиля важно правильно определить показатели массы, а как же положение координаты центра масс, как всего болида в целом, так и его элементов и узлов.

Для определения массы автомобиля, а так же его деталей есть несколько вариантов решения данной задачи.

Первый заключается в методе аналогий, где определение массы элементов автомобиля осуществляется по справочным данным. Недостаток данного метода заключается в крайне малом объеме справочной информации касающейся массы элементов. Дополнительно необходимо учитывать техническое задание проекта «Formula Student», то есть проектирование и изготовление спортивного автомобиля, где важны составляющие массы и габаритов деталей. В то же время часть элементов болида имеют индивидуальную конструкцию таким образом отсутствует возможность применения стандартных деталей используемых и изготавливаемых в массовом производстве.

На данный момент неотъемлемой частью проектирования автомобилей является создание трехмерных моделей, в этом и есть основа второго вариант решения задачи, создание трехмерной модели элементов автомобиля и последующая оценка массы и координат центра масс в зависимости от используемого материала и объема самой детали.

Создание элементов и сборочных единиц в большинстве случаев осуществляется в различных CAD системах.

В свою очередь, оценка массы и координат центра масс осуществлялась в программном пакете, основанном на методе конечно-элементного моделирования MSC.Nastran, в котором представлены многочисленные варианты экспорта и импорта геометрических моделей.

Данные по массе и координатам центра масс элементов и узлов, применяемых в конструкции автомобиля заносятся в общую таблицу 9.3.

Для того чтобы определить распределение нагрузки по осям, необходимо знать положение центра тяжести элементов, узлов, агрегатов, пилота. Для определения координат центра тяжести болида необходимо создать схему болида на виде сбоку со всеми элементами и агрегатами, а так же нанести точки центров тяжести (рис. 5).

Таблица 9.3 Данные по массе и координатам центра масс элементов болида

Элемент	Обозначение на схеме	Масса, кг	Координаты, м	
			X_i	Y_i
Рама	M_1	48	1,769	0,307
Пилот	M_2	75	1,471	0,441
Двигатель	M_3	59	2,16	0,321
Кресло	M_4	7	1,49	0,34
Рулевой вал	M_5	1,5	1,117	0,511
Рулевая рейка	M_6	2	0,94	0,476
Педальный узел	M_7	3,65	0,477	0,121
Демпфирующее устройство	M_8	1,8	0,266	0,246
Аккумулятор	M_9	3,94	1,765	0,109
Дифференциал	M_{10}	1,9	2,745	0,26
Опоры дифференциала	M_{11}	4,6	2,745	0,167
Передняя подвеска	M_{12}	34	0,865	0,266
Задняя подвеска	M_{13}	38	2,745	0,266
Кузов	M_{14}	17	1,535	0,482
Суммарное значение		299		
Колесная база	1,88			

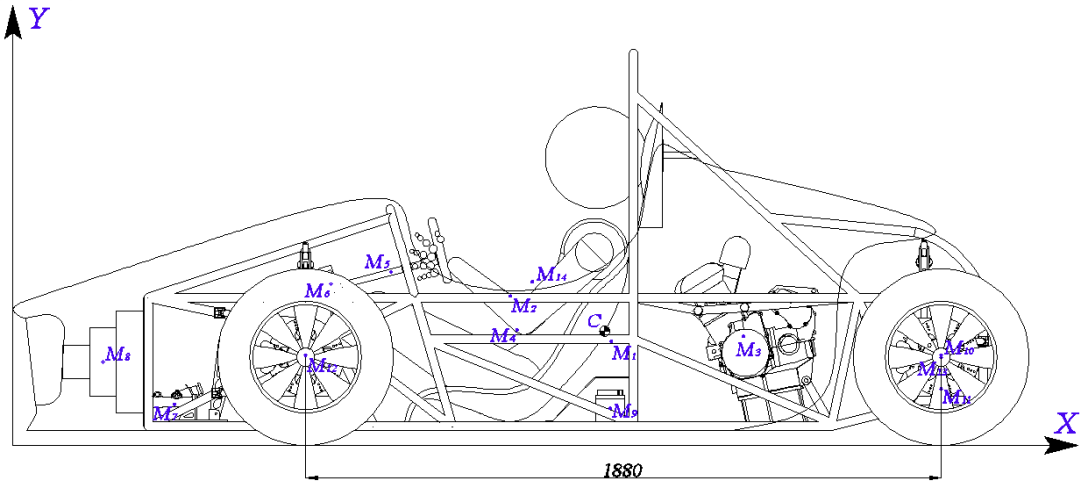


Рисунок 9.5 – Схема расположения координат центра масс элементов

Значение координаты центра масс болида вычисляется по соотношениям:

$$x_c = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i}, \text{ м}$$

$$y_c = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i}, \text{ м}$$

где x_c - координата центра масс отложенная по оси абсцисс, м; y_c - координата центра масс отложенная по оси ординат, м; m - масса элемента, кг; i - порядковый номер элемента.

Находим значение произведения массы элемента на соответствующую координату по оси абсцисс и ординат (таблица 9.4).

Таблица 9.4 Значения произведения массы элемента на соответствующую координату по оси абсцисс и ординат

Элемент	Значение произведения по оси абсцисс	Значение произведения по оси ординат
Рама	$m_1 \cdot x_1 = 48 \cdot 1{,}769 = 84{,}91$	$m_1 \cdot y_1 = 48 \cdot 0{,}207 = 14{,}74$
Пилот	$m_2 \cdot x_2 = 75 \cdot 1{,}471 = 110{,}32$	$m_2 \cdot y_2 = 75 \cdot 0{,}441 = 33{,}07$
Двигатель	$m_3 \cdot x_3 = 59 \cdot 2{,}16 = 127{,}44$	$m_3 \cdot y_3 = 59 \cdot 0{,}321 = 18{,}94$
Кресло	$m_4 \cdot x_4 = 7 \cdot 1{,}49 = 10{,}43$	$m_4 \cdot y_4 = 7 \cdot 0{,}34 = 2{,}38$
Рулевой вал	$m_5 \cdot x_5 = 1{,}5 \cdot 1{,}118 = 1{,}677$	$m_5 \cdot y_5 = 1{,}5 \cdot 0{,}511 = 0{,}77$
Рулевая рейка	$m_6 \cdot x_6 = 2 \cdot 0{,}94 = 1{,}88$	$m_6 \cdot y_6 = 2 \cdot 0{,}476 = 0{,}952$
Педальный узел	$m_7 \cdot x_7 = 3{,}65 \cdot 0{,}477 = 1{,}74$	$m_7 \cdot y_7 = 3{,}65 \cdot 0{,}121 = 0{,}442$
Демпфирующее устройство	$m_8 \cdot x_8 = 1{,}8 \cdot 0{,}266 = 0{,}48$	$m_8 \cdot y_8 = 1{,}8 \cdot 0{,}246 = 0{,}443$
Аккумулятор	$m_9 \cdot x_9 = 3{,}94 \cdot 1{,}765 = 6{,}95$	$m_9 \cdot y_9 = 3{,}94 \cdot 0{,}109 = 0{,}429$
Дифференциал	$m_{10} \cdot x_{10} = 1{,}9 \cdot 2{,}745 = 5{,}21$	$m_{10} \cdot y_{10} = 1{,}9 \cdot 0{,}26 = 0{,}494$
Опоры дифференциала	$m_{11} \cdot x_{11} = 4{,}6 \cdot 2{,}745 = 12{,}63$	$m_{11} \cdot y_{11} = 4{,}6 \cdot 0{,}167 = 0{,}77$
Передняя подвеска	$m_{12} \cdot x_{12} = 34 \cdot 0{,}865 = 29{,}41$	$m_{12} \cdot y_{12} = 34 \cdot 0{,}266 = 9{,}04$
Задняя подвеска	$m_{13} \cdot x_{13} = 38 \cdot 2{,}745 = 104{,}31$	$m_{13} \cdot y_{13} = 38 \cdot 0{,}266 = 10{,}11$
Кузов	$m_{14} \cdot x_{14} = 17 \cdot 1{,}535 = 26{,}09$	$m_{14} \cdot y_{14} = 17 \cdot 0{,}482 = 8{,}194$
Суммарное значение	523,47	100,77

Определяем значение координаты центра массы болида:

$$x_c = \frac{523{,}47}{299} = 1{,}75 \text{ м}$$

$$y_c = \frac{100{,}77}{299} = 0{,}337 \text{ м}$$

Из уравнения моментов сил действующих относительно оси передних колес, определяем нормальную нагрузку действующую на заднюю ось болида:

$$\sum M_{k_1} = 0,$$

$$G \cdot x_c - R_{k_2} \cdot L = 0,$$

$$R_{k_2} = \frac{G \cdot x_c}{L} = \frac{m \cdot g \cdot x_{c_1}}{L},$$

где G - вес болида, Н; x_{c_1}- расстояние от передней ост болида до координаты центра масс, м; L - колесная база болида, м.

$$R_{k_2} = \frac{299 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}885}{1{,}88} = 1380{,}78 H$$

Определяем нормальную нагрузку, действующую на переднюю ось болида из уравнения моментов сил действующих относительно оси задних колес.

$$\sum M_{k_2} = 0,$$

$$G \cdot (L - x_{c_1}) - R_{k_2} \cdot L = 0,$$

$$R_{k_1} = \frac{G \cdot (L - x_{c_1})}{L} = \frac{m \cdot g \cdot (L - x_{c_1})}{L}$$

$$R_{k_1} = \frac{299 \cdot 9{,}81 \cdot (1{,}88 - 0{,}885)}{1{,}88} = 1552{,}4 H$$

9.3 Создание стержневой модели каркаса. Имитация направляющего аппарата и упругих элементов подвески

Для обеспечения безопасности на гоночной трассе, где высока интенсивность движения, чередующиеся различные по сложности участки трассы, нельзя допускать превышение допустимой нагрузки на элементы конструкции, так как это может привести к разрушению данных элементов и аварии. Таким образом, важен правильный выбор имитируемого режима нагружения.

В настоящее время получил широкое внедрение системный подход к проектированию, подразумевающий одновременное рассмотрение свойств и работоспособности конструкции по условиям обеспечения надежности, прочности, с учетом характерных видов нагружения.

Существует три основных метода оценки прочности и безопасности элементов конструкции, а так же всего транспортного средства в целом: экспериментальный, расчетный и расчетно-экспериментальный.

Экспериментальный и расчетно-экспериментальный методы предполагают наличие как минимум одного полномасштабного образца конструкции. Однако, на начальных стадиях проектирования проведение эксперимента является весьма затруднительным и зачастую требует больших материальных затрат. В связи с этим важную роль, в процессе проектирования автомобиля, отводят расчетным методам

В данной работе рассматривается расчетный метод оценки прочности конструкции каркаса безопасности, основанный на методе конечно - элементного моделирования. Идея метода заключается в том, что сложная конструкция заменяется структурной моделью, состоящей из простейших элементов, такие как стержни, пластины и другие элементы с известными физическими свойствами. Исходя из того, что свойства отдельных элементов известны, то можно определить свойства всей системы в целом при определенных

воздействиях [9.2 – 9.6]. При расчете каркаса безопасности, моделирование элементов оговоренных в регламенте, осуществлялось стержневыми элементами (рисунок 9.6).

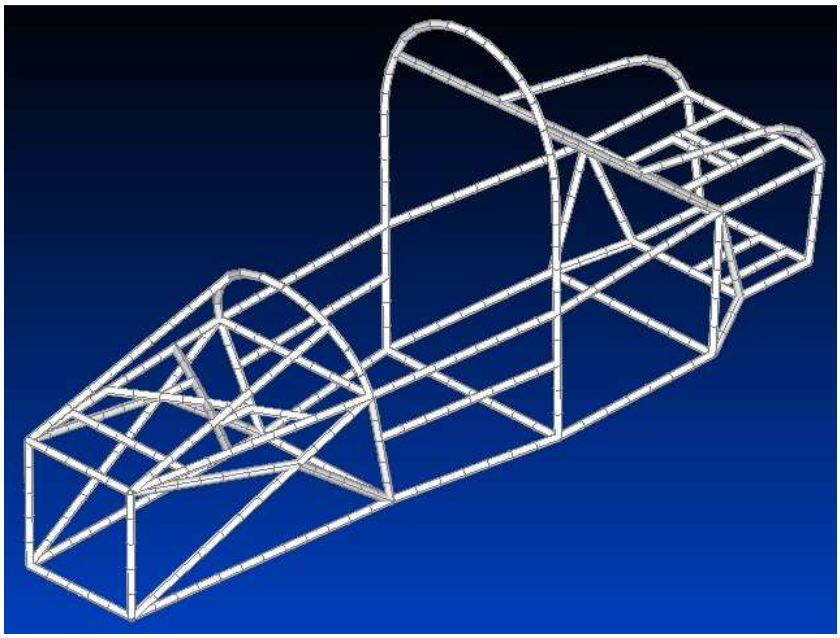


Рисунок 9.6 – Стержневая модель каркаса безопасности

Моделируемые стержневые элементы обладают характерными геометрическими и физическими свойствами. Сечение главной и передней дуг составляет: внешний диаметр 25 мм, толщина стенки 2,5 мм. Сечение иных элементов каркаса безопасности составляет: внешний диаметр 25 мм. толщина стенки 2 мм. Свойства материала, соответствуют стали 20, то есть модуль Юнга - $2{,}1 \cdot 10$ МПа, коэффициент Пуассона - 0,3, плотность - $7{,}85 \cdot 10^{-9}$ $т/_{мм^2}$.

Для осуществления приложения нагрузки дополнительно были созданы направляющие и упругие элементы подвески (рисунок 9.7).

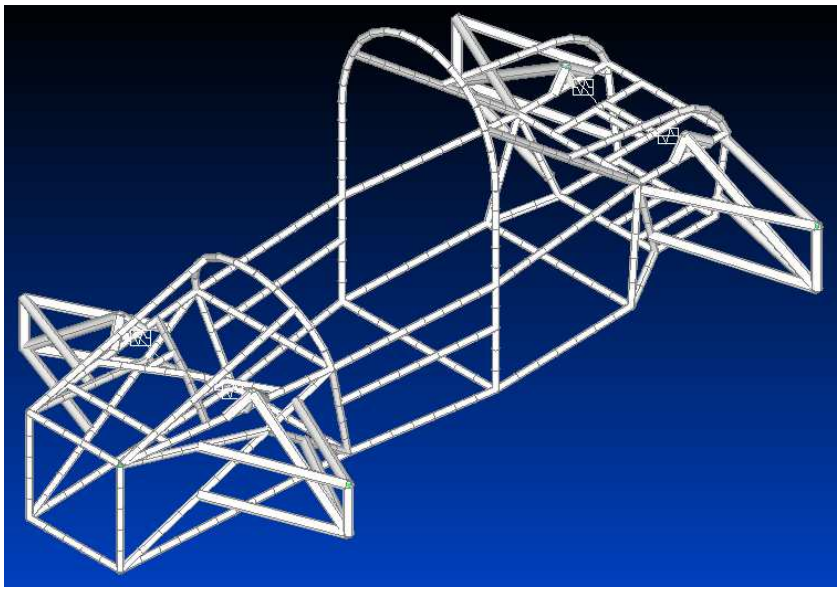


Рисунок 9.7 – Моделирование направляющего аппарата

Распределение нагрузки производилось по двум точкам, принадлежащим рычагам подвески автомобиля. Приложенные силы были направлены в противоположные стороны, создавая тем самым скручивающий момент. Нагрузка составила 776 Н при полной массе 300кг. Закрепление конструкции производилось в местах крепления задней подвески по одной степени свободы в вертикальном направлении. Схема закрепления и нагружения показана на рисунке 9.8.

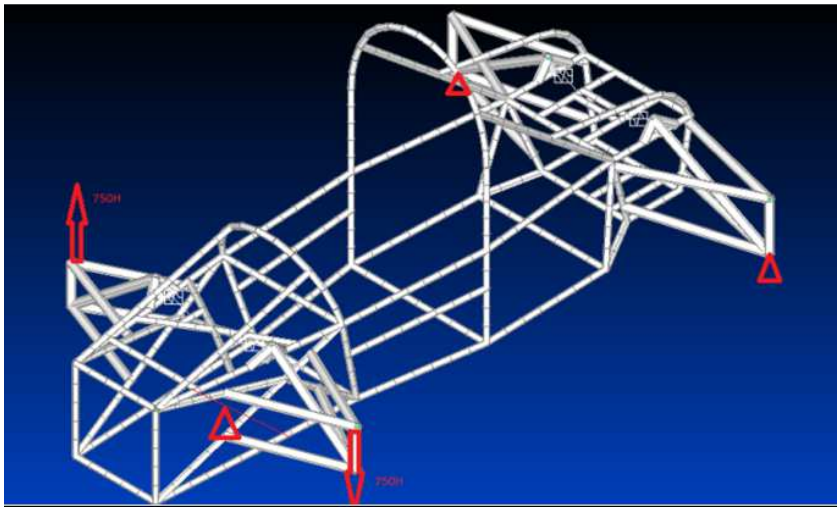


Рисунок 9.8 – Схема закрепления и нагружения

На основании исходной конструкции каркаса гоночного автомобиля с повышенной жесткостью (рисунок 9.9) и базовой конструкции того же гоночного автомобиля (рисунок 9.10) с элементами подвески был проведен расчет на кручение каркаса безопасности.

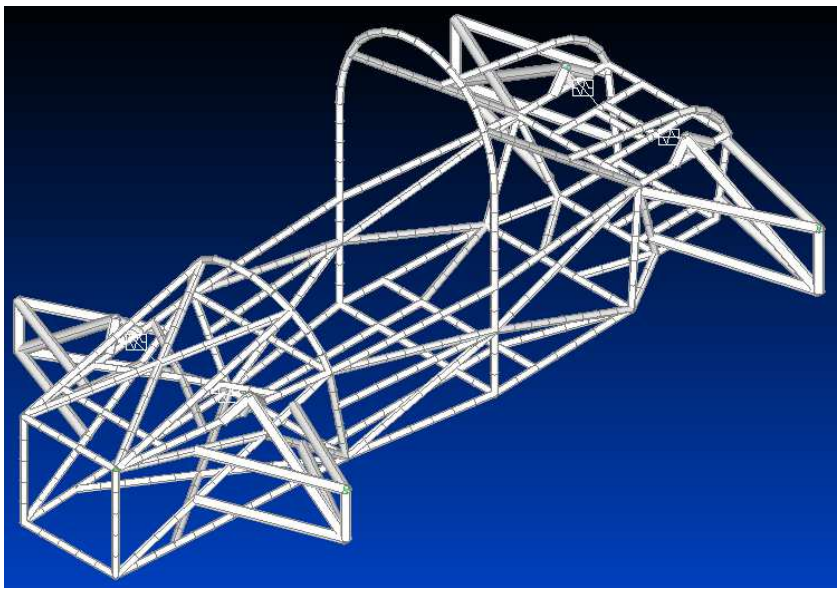


Рисунок 9.9 – Исходная балочная модель каркаса гоночного автомобиля с повышенной жесткостью

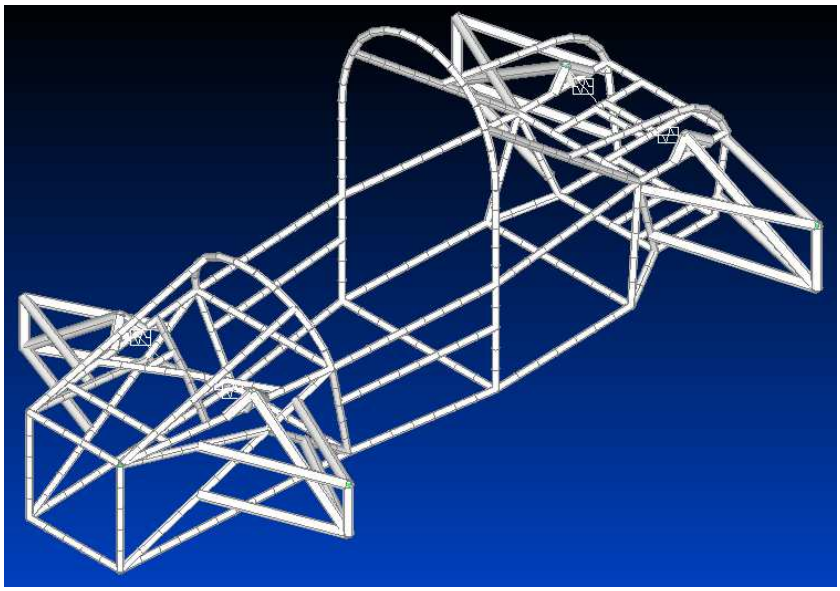


Рисунок 9.10 – Базовая балочная модель каркаса гоночного автомобиля с недостаточной жесткостью

9.4 Исследование прочности каркаса болида в условиях действия скручивающих нагрузок

Результаты расчета на кручение исходной конструкции рамы болида с повышенной жесткостью представлены на рисунке 9.11. Результаты расчета на кручение исходной конструкции рамы болида представлены на рисунке 9.12.

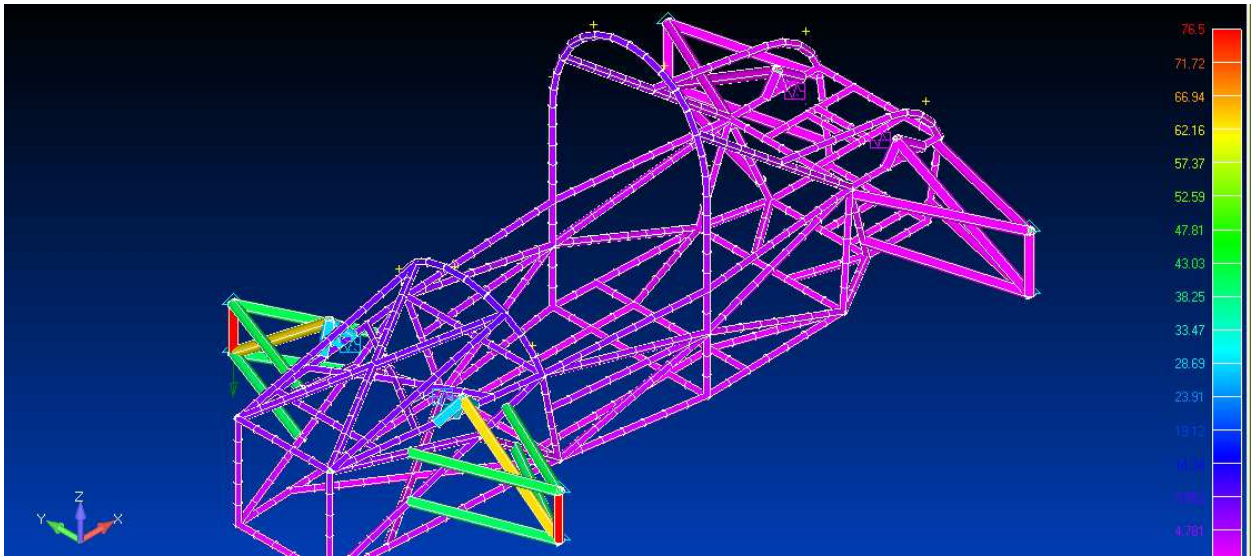


Рисунок 9.11 – Результаты расчета исходной балочной модели каркаса гоночного автомобиля на кручение

C = 5010 Нм/рад - жесткость конструкции

m = 60кг - масса конструкции

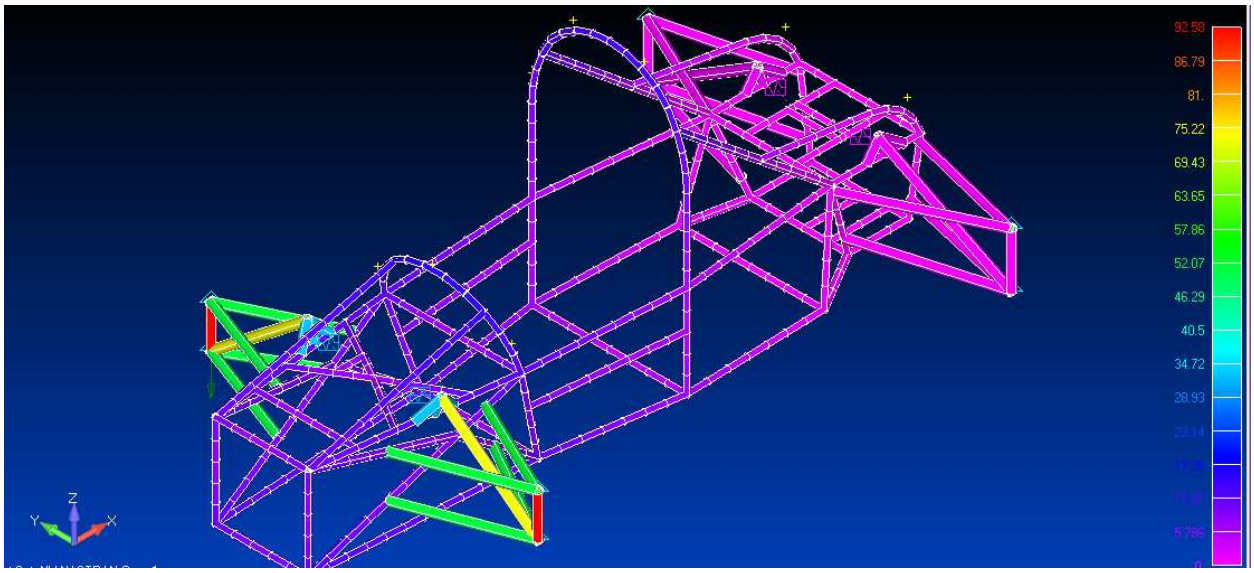


Рисунок 9.12 – Результаты расчета базовой балочной модели каркаса гоночного автомобиля на кручение

C = 1255 Нм/рад - жесткость конструкции.

m =39кг - масса конструкции

Анализ конструкции аналогов данной модели показал, что наиболее оптимальным вариантом является конструкция со следующими характеристиками:

C = 2000 - 2500Нм/рад - жесткость конструкции.

m = 40 - 45 кг - масса конструкции.

На основании расчетов можно сделать вывод о том, что исходная модель удовлетворяет требованиям прочности с коэффициентом запаса n = 2 – 2,5, однако является слишком тяжелой в соответствии с данными по массе. Базовая модель является оптимальной по массе, однако не удовлетворяет прочностным требованиям. Исходя из вышесказанного, было принято решение о проведении анализа влияния введения дополнительных усиливающих элементов в каждую часть базовой конструкции.

9.5 Оценка степени влияния отдельных конструктивных параметров на прочность, жесткость и металлоемкость каркаса

Базовая балочная модель гоночного автомобиля была условно поделена на три секции (переднюю, центральную и заднюю). Отдельно рассматривались варианты включения дополнительных элементов в конструкцию боковых частей данных секций и их оснований. Варианты силовых схем конструкции боковой части центральной секции представлены на рисунках 9.13 – 9.17.

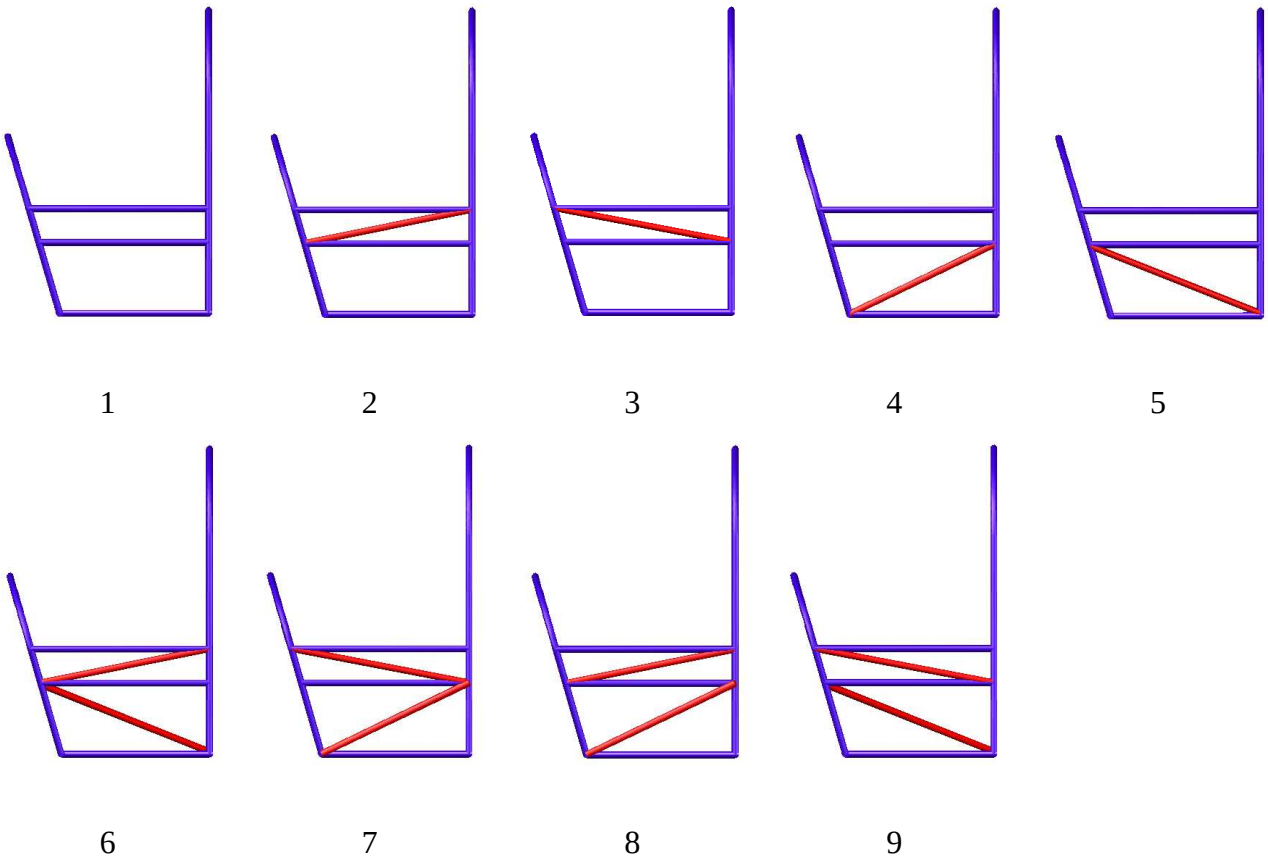


Рисунок 9.13 – Варианты силовых схем конструкции боковой части центральной секции

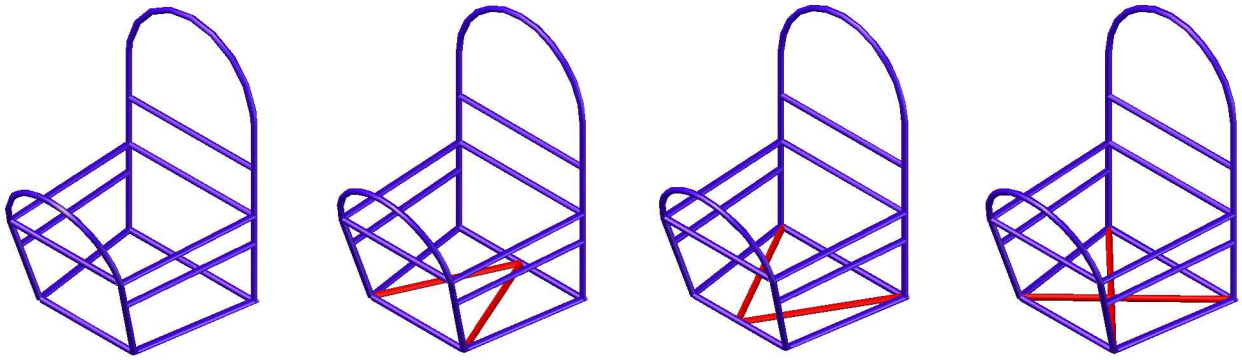
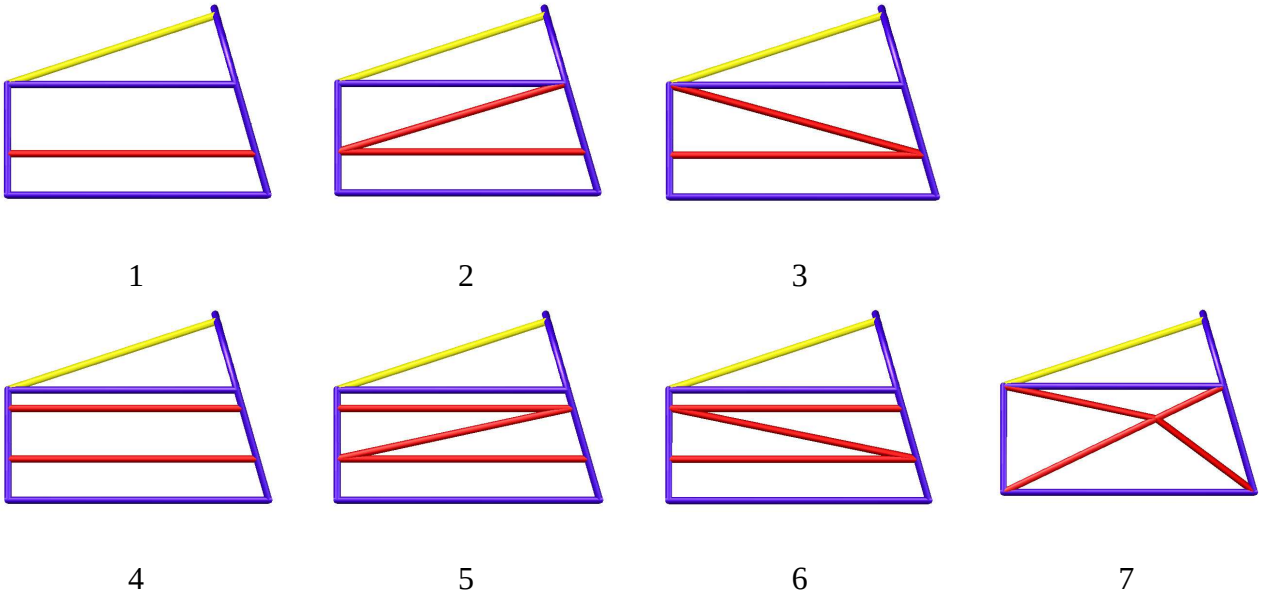


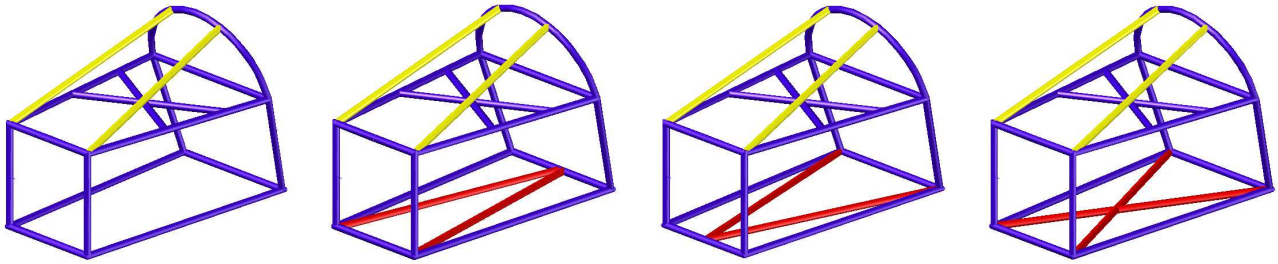
Рисунок 9.14 – Варианты силовых схем конструкции основания центральной секции



1 2 3

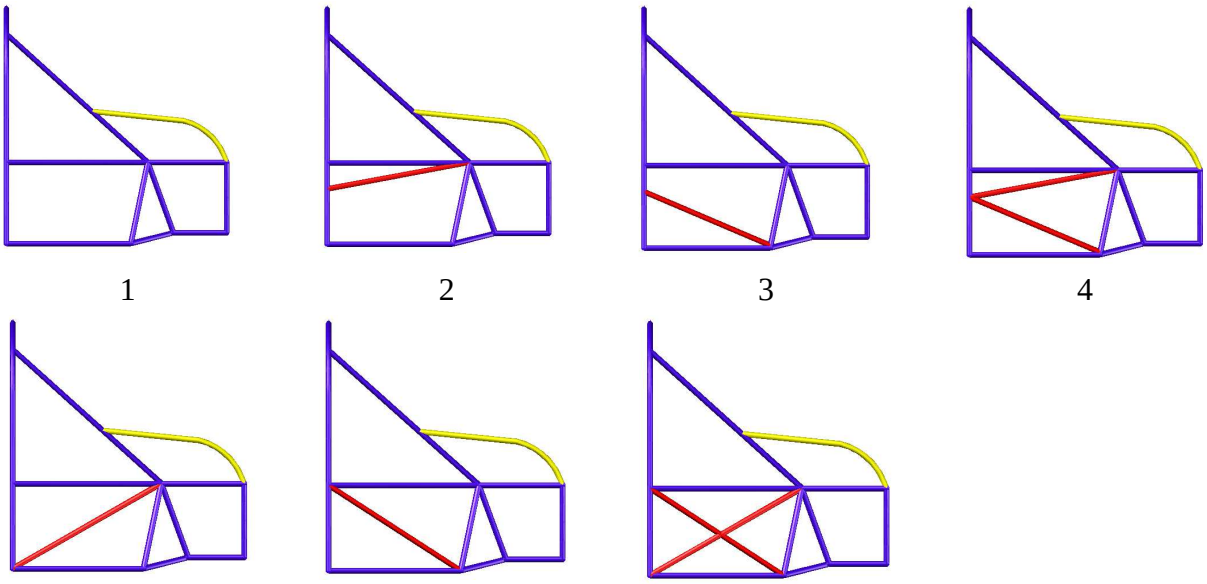
4 5 6 7

Рисунок 9.15 – Варианты силовых схем конструкции боковой части передней секции



1 2 3 4

Рисунок 9.16 – Варианты силовых схем конструкции основания передней секции



1 2 3 4

5 6 7

Рисунок 9.17 – Варианты силовых схем конструкции боковой части задней секции

Далее проводились расчеты на кручение каждой секции. Нагружение производилось путем приложения пары сил величиной в 100 Н, закрепления производились по трем степенях свободы в местах, указанных на рисунке 9.18.

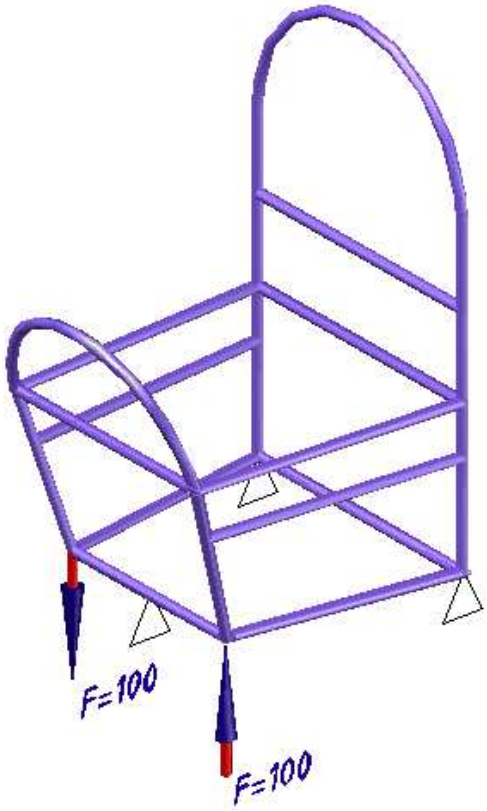


Рисунок 9.18 – Схема нагружения отдельной секции гоночного автомобиля при расчете на кручение

Исходя из проведенных исследований, было минимизировано влияние недостаточной жесткости каркаса безопасности гоночного автомобиля, путем внесения дополнительных элементов увеличивающих жесткость. Результаты расчетов были сведены в соответствующие таблицы.

Таблица 9.5. Результаты расчетов боковой части центральной секции

№	F' Н	L' мм	s' мм	F Н	Lмм	s мм	M' нм	M	Fi ' rad	Firad	C'	C
1	100	0,48	0,000278	766	1,35	0,0097	48	1034,1	0,001158	0,014371	361,6221	1255,906
2	100	0,48	0,000226	766	1,35	0,00837	48	1034,1	0,000942	0,0124	444,8272	1455,483
3	100	0,48	0,000213	766	1,35	0,00813	48	1034,1	0,000888	0,012045	471,9763	1498,451
4	100	0,48	0,000225	766	1,35	0,0075	48	1034,1	0,000938	0,011111	446,8042	1624,327
5	100	0,48	0,000221	766	1,35	0,007166	48	1034,1	0,000921	0,010616	454,8912	1700,038
6	100	0,48	0,000201	766	1,35	0,00687	48	1034,1	0,000838	0,010178	500,154	1773,289
7	100	0,48	0,000191	766	1,35	0,00703	48	1034,1	0,000796	0,010415	526,3401	1732,928
8	100	0,48	0,000204	766	1,35	0,00717	48	1034,1	0,00085	0,010622	492,7988	1699,09
9	100	0,48	0,000189	766	1,35	0,00683	48	1034,1	0,000788	0,010119	531,9098	1800,5

Таблица 9.6. Результаты расчетов основания центральной секции

№	F' Н	L' мм	s' мм	F Н	Lмм	s мм	M' нм	M	Fi ' rad	Firad	C'	C
1	100	0,48	0,000278	766	1,35	0,0097	48	1034,1	0,001158	0,014371	723,2442	1255,906
2	100	0,48	0,000245	766	1,35	0,00852	48	1034,1	0,001021	0,012623	820,6608	1429,857
3	100	0,48	0,000239	766	1,35	0,00845	48	1034,1	0,000996	0,012519	841,2632	1441,702
4	100	0,48	0,000228	766	1,35	0,00837	48	1034,1	0,00095	0,0124	881,8504	1455,483

Таблица 9.7. Результаты расчетов основания передней секции

№	F' Н	L' мм	s' мм	F Н	Lмм	s мм	M' нм	M	Fi ' rad	Firad	C'	C
1	100	0,48	0,000085	766	1,35	0,0097	48	1034,1	0,000354	0,014371	2365,434	1255,906
2	100	0,48	0,000082	766	1,35	0,00895	48	1034,1	0,000342	0,01326	2451,975	1361,156
3	100	0,48	0,000083	766	1,35	0,0089	48	1034,1	0,000346	0,013186	2422,433	1368,803
4	100	0,48	0,000083	766	1,35	0,00888	48	1034,1	0,000346	0,013156	2422,433	1371,887

Таблица 9.8. Результаты расчетов боковой части центральной секции

№	F' Н	L' мм	s' мм	F Н	Lмм	s мм	M' нм	M	Fi ' rad	Firad	C'	C
1	100	0,48	0,000141	766	1,35	0,00974	48	1034,1	0,000588	0,01443	712,9855	1250,748
2	100	0,48	0,000102	766	1,35	0,00972	48	1034,1	0,000425	0,0144	985,5977	1253,321
3	100	0,48	0,000101	766	1,35	0,00971	48	1034,1	0,000421	0,014386	995,3561	1254,612
4	100	0,48	0,000085	766	1,35	0,0097	48	1034,1	0,000354	0,014371	1182,717	1255,906

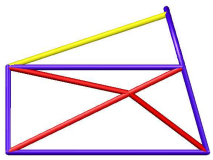
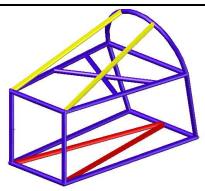
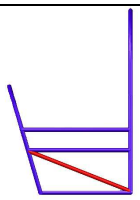
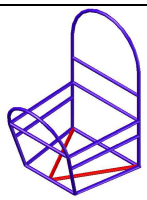
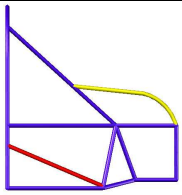
Таблица 9.9. Результаты расчетов боковой части задней секции

№	F' Н	L' мм	s' мм	F Н	Lмм	s мм	M' нм	M	Fi ' rad	Firad	C'	C
1	100	0,48	0,00045	766	1,35	0,0097	48	1034,1	0,001875	0,014371	446,804	1255,906
2	100	0,48	0,0004	766	1,35	0,0092	48	1034,1	0,001667	0,01363	502,6546	1324,166
3	100	0,48	0,00037	766	1,35	0,00796	48	1034,1	0,001542	0,011793	543,4104	1530,455
4	100	0,48	0,00034	766	1,35	0,00784	48	1034,1	0,001417	0,011615	591,3584	1553,881
5	100	0,48	0,00034	766	1,35	0,00854	48	1034,1	0,001417	0,012652	591,3584	1426,508
6	100	0,48	0,00035	766	1,35	0,00799	48	1034,1	0,001458	0,011837	574,4625	1524,708
7	100	0,48	0,00034	766	1,35	0,00796	48	1034,1	0,001417	0,011793	591,3584	1530,455

9.6 Определение рациональной силовой схемы болида, обладающей необходимой прочностью и малой материалоемкостью

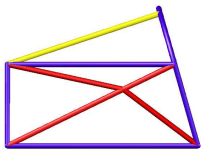
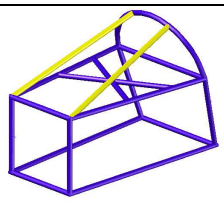
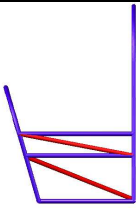
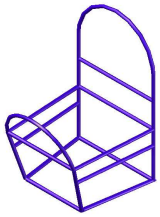
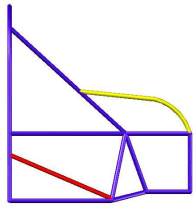
На основании данных расчетов были выбраны наиболее оптимальные конструкции каждой секции, представленные в таблице 9.10.

Таблица 9.10. Результаты анализа конструкции гоночного автомобиля

Секция	Передняя		Центральная		Задняя
Часть	боковая	основание	боковая	основание	боковая
Вид секции					
Жесткость на кручение, Нм/рад	1255,906	1368,803	1700,038	1441,702	1530,455
Процент увеличения базовой жесткости	-	8,3%	26,2%	12%	18%

На основании проведенных расчетов был выбран наиболее оптимальный вариант конструкции рамы, обладающей следующими характеристиками приведенными в таблице 11 (C = 2200 Нм/рад - жесткость конструкции; m = 45,3 кг - масса конструкции).

Таблица 9.11. Оптимальный вариант конструкции гоночного автомобиля

Секция	Передняя		Центральная		Задняя
Часть	боковая	основание	боковая	основание	боковая
Вид секции					
Жесткость на кручение, Нм/рад	1255,906	1255,906	1800,5	1255,906	1530,455
Процент увеличения базовой жесткости	-	-	32%	-	18%

Исходя из проведенных исследований, было принято решение о создании подробной конечно-элементной модели каркаса гоночного автомобиля на основе выше представленных вариантов конструкций отдельных секций с целью проведения расчета напряженно-деформированного состояния конструкции под действием разнообразных нагрузок.

9.7 Разработка подробной модели каркаса с учетом особенностей способов соединения отдельных элементов конструкции, а также упругопластических свойств используемых материалов

При разработке подробной конечно элементной модели во внимание приняты последующие способы изготовления и подготовку элементов конструкции каркаса безопасности. Подготовка заключается во взаимном сопряжении элементов, то есть повторение контура одной из деталей другой путем механической обработки (рисунок 9.19).

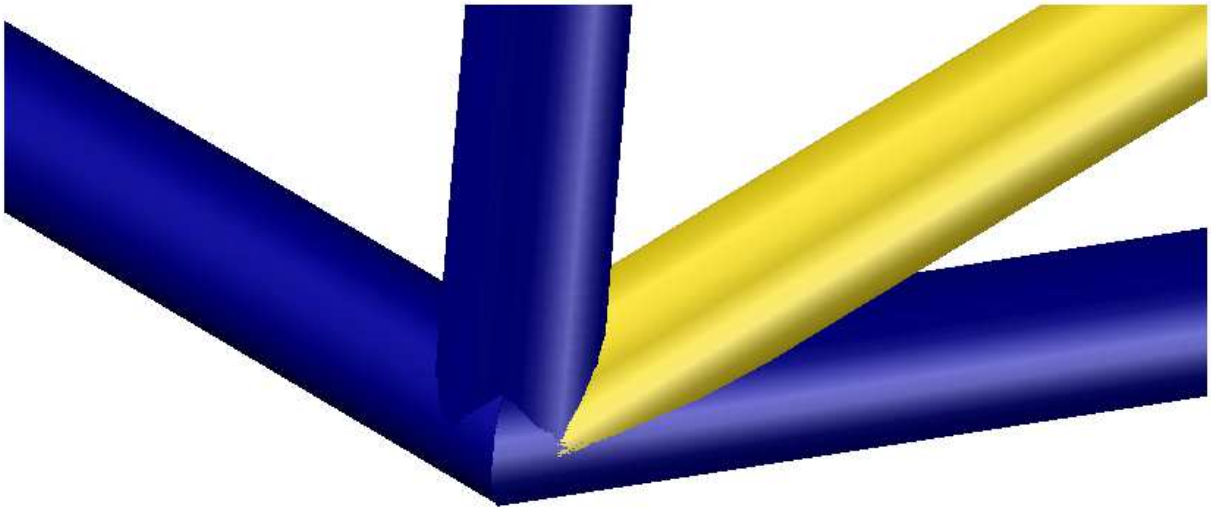


Рисунок 9.19 – Элементы конструкции каркаса безопасности

Особенность подготовки подробной конечно-элементной модели каркаса безопасности основана на деталировке элементов каркаса соединенных в узле. Таким образом, во внимание принимаются этапы подготовки элементов путем механической обработки.

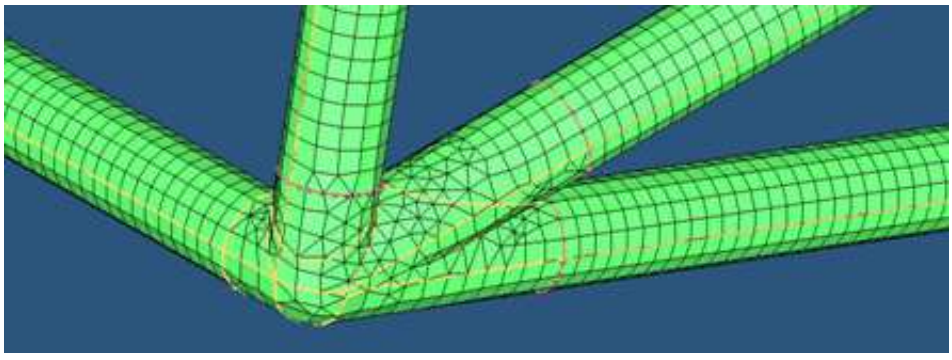


Рисунок 9.20 – Результат подготовки узла соединения элементов каркаса безопасности

9.8 Имитация условий аварийного нагружения каркаса болида

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к легковым автомобилям, рассматривались следующие режимы эксплуатационных и аварийных нагрузок:

- Опрокидывание;
- Лобовое столкновение со 100% перекрытием;
- Действие крутящей нагрузки.

Опрокидывание легкового автомобиля по Правилам ЕЭК ООН имитируется плитой, давящей на левый передний угол кузова, массой равной 60% от полной массы автомобиля.

Полная масса гоночного автомобиля составляет 300 кг. Это означает, что эквивалентная нагрузка, приложенная в вершину дуги безопасности и ближайшие узлы, располагающиеся с левой стороны, равна

$$F = 300*0.6*9.81 = 1766Н$$

Были проведены шесть расчетов, в каждом из которых фиксировались значения деформаций дуги безопасности. В каждом из шести режимов нагружения сила прикладывалась перпендикулярно касательной в соответствующей точке дуги безопасности. Закрепления конструкции производились в местах крепления нижних рычагов передней и задней подвески по трем степеням свободы. Схема нагружения представлена на рисунке 9.21. Участок дуги, на котором производились расчеты, представлен на рисунке 9.22.

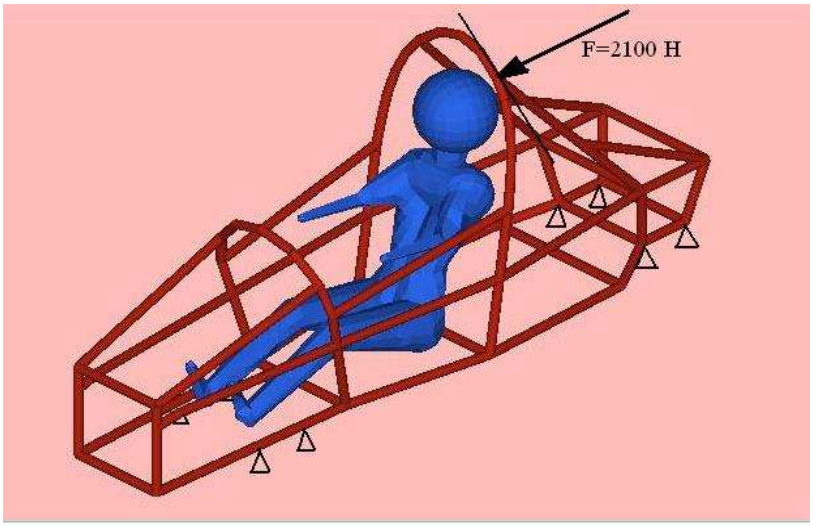


Рисунок 9.21 – Схема нагружения модели несущего каркаса гоночного автомобиля при расчете на опрокидывание

Испытание на лобовое столкновение легкового автомобиля по Правилам ЕЭК ООН производится при движении автомобиля со скоростью 50 км/ч. При этом одним из основных критериев безопасности является необходимое жизненное остаточное пространство, при котором водитель не получил серьезных травм после удара.

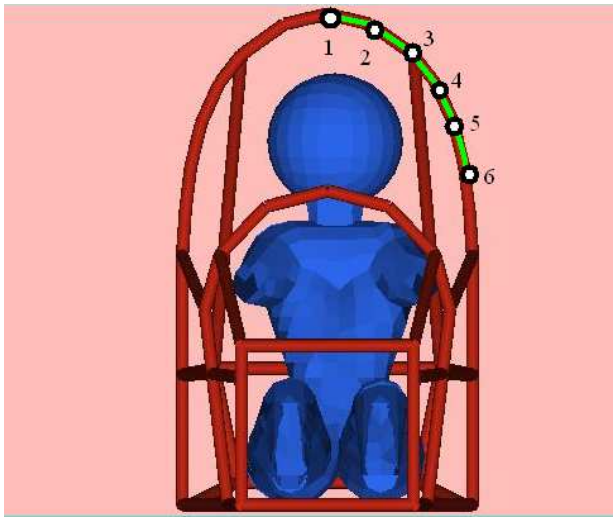


Рисунок 9.22 – Участок дуги безопасности, который рассматривался при расчетах

Для того, чтобы имитировать полную массу автомобиля, было принято решение распределить ее (300 кг) по узлам соединения поперечин и лонжеронов, а также по местам крепления нижних рычагов подвесок. При этом основная часть массы сосредотачивалась в узлах, расположенных ближе всего к местам крепления двигателя и сиденья водителя.

Модели автомобиля задавалась скорость равная 50 км/ч. Закрепление модели производилось по одной степени свободы (против вертикального перемещения) в местах крепления передней и задней подвесок (рисунок 9.23).

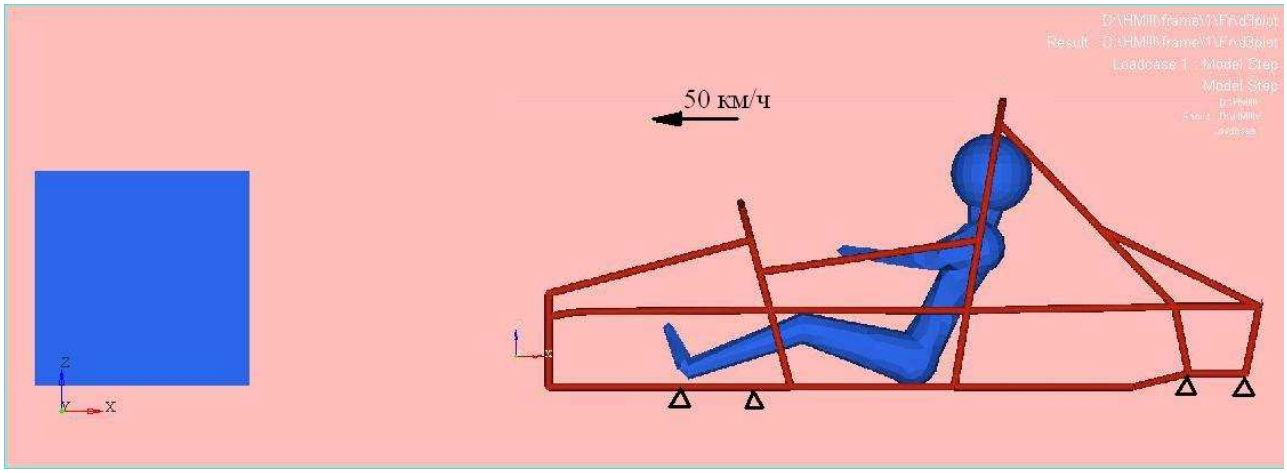


Рисунок 9.23 – Схема моделирования процесса лобового столкновения

9.9 Оценка пассивной безопасности каркаса. Выявление слабых зон конструкции

Опрокидывание легкового автомобиля по Правилам ЕЭК ООН имитируется плитой, давящей на левый передний угол кузова, массой равной 60% от полной массы автомобиля.

Для оценки пассивной безопасности гоночного автомобиля в условиях опрокидывания были выбраны следующие параметры расчета:

- время расчета - 1 секунда, шаг интегрирования 0.05 секунд;
- сила изменяется во времени по линейному закону F(t) = 2t.

Результаты расчета представлены на графике (рисунок 9.24).

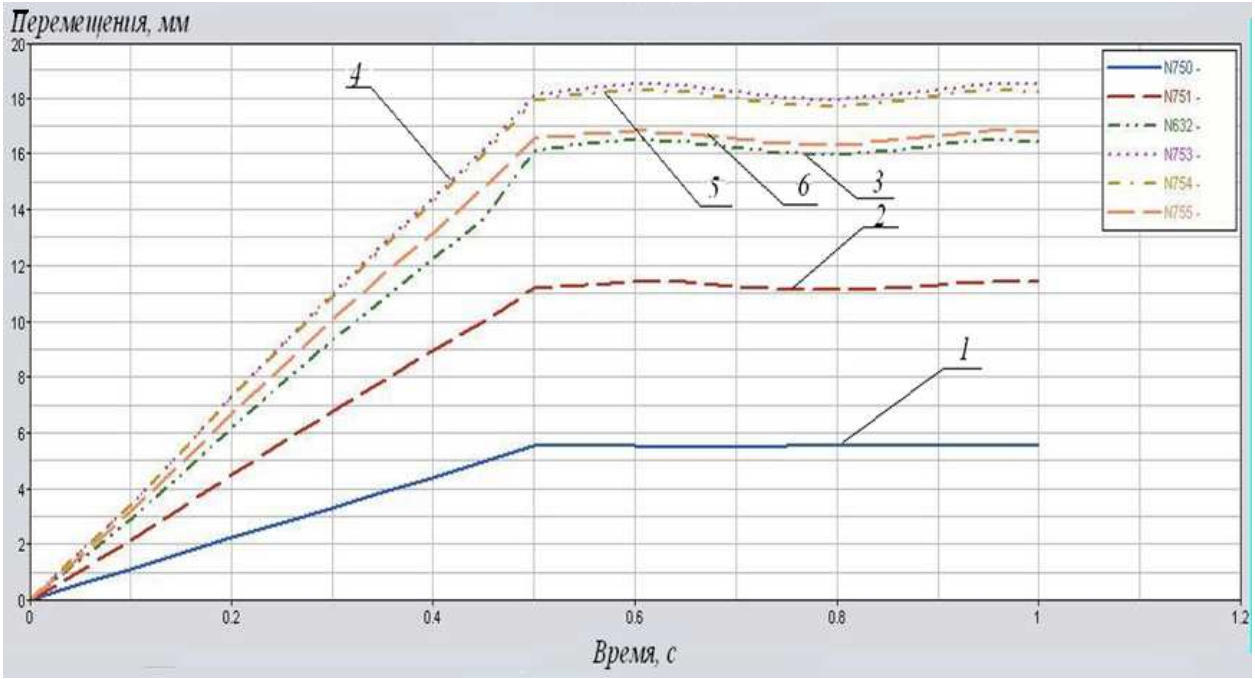


Рисунок 9.24 – График зависимостей узловых перемещений от времени

Из графика видно, что наиболее нагруженным является узел № 4. Именно в этом узле возникают наибольшие деформации, равные 19 мм. В начальный момент времени, в условиях отсутствия деформаций регламентируемое расстояние было равно 120 мм. С учетом деформаций минимальное расстояние от дуги безопасности до шлема водителя становится равным 120 -19 = 101 мм (рисунок 9.25).

Регламентируемое расстояние от дуги безопасности до шлема по нормали равно 50 мм. 109мм>50 мм.

Судя по результатам расчета, можно сделать вывод о том, что конструкция отвечает требованиям безопасности при опрокидывании, т.к. минимальное расстояние от дуги безопасности до шлема водителя с учетом максимальных деформаций дуги в два раза больше регламентируемого минимального значения, равного 50 мм.

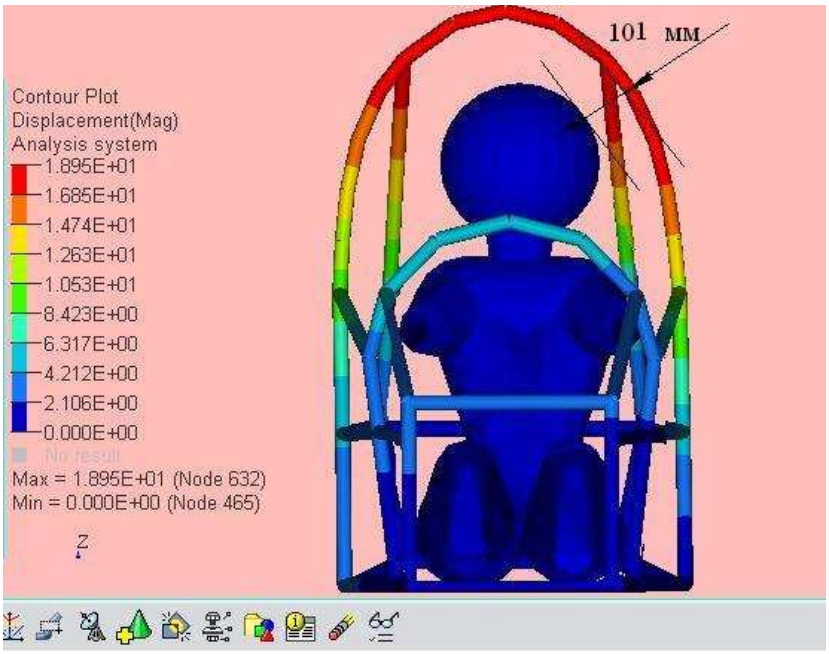


Рисунок 9.25 – Результаты расчета модели несущего каркаса на опрокидывание с максимальными деформациями дуги безопасности

Испытание на лобовое столкновение легкового автомобиля по Правилам ЕЭК ООН производится при движении автомобиля со скоростью 50 км/ч. При этом одним из основных критериев безопасности является необходимое жизненное остаточное пространство, при котором водитель не получил серьезных травм после удара. Модели автомобиля задавалась скорость равная 50 км/ч. Закрепление модели производилось по одной степени свободы (против вертикального перемещения) в местах крепления передней и задней подвесок.

Результаты расчета показаны на рисунке 9.26, где представлены общие виды деформированной конечно-элементной модели несущего каркаса. По результатам можно сделать вывод о том, что остаточное пространство внутри болида достаточно для безопасного нахождения в нем водителя. Но ввиду больших деформаций можно сделать вывод о том, что необходимо провести моделирование и расчет подробной конечно-элементной модели, а также энергопоглащающего деформируемого устройства в передней части конструкции, которое предусмотрено общим регламентом. Стоит отметить, что балочные элементы сами по себе плохо способны поглощать энергию удара, поэтому целесообразно оптимизировать данную модель с учетом всех недостатков.

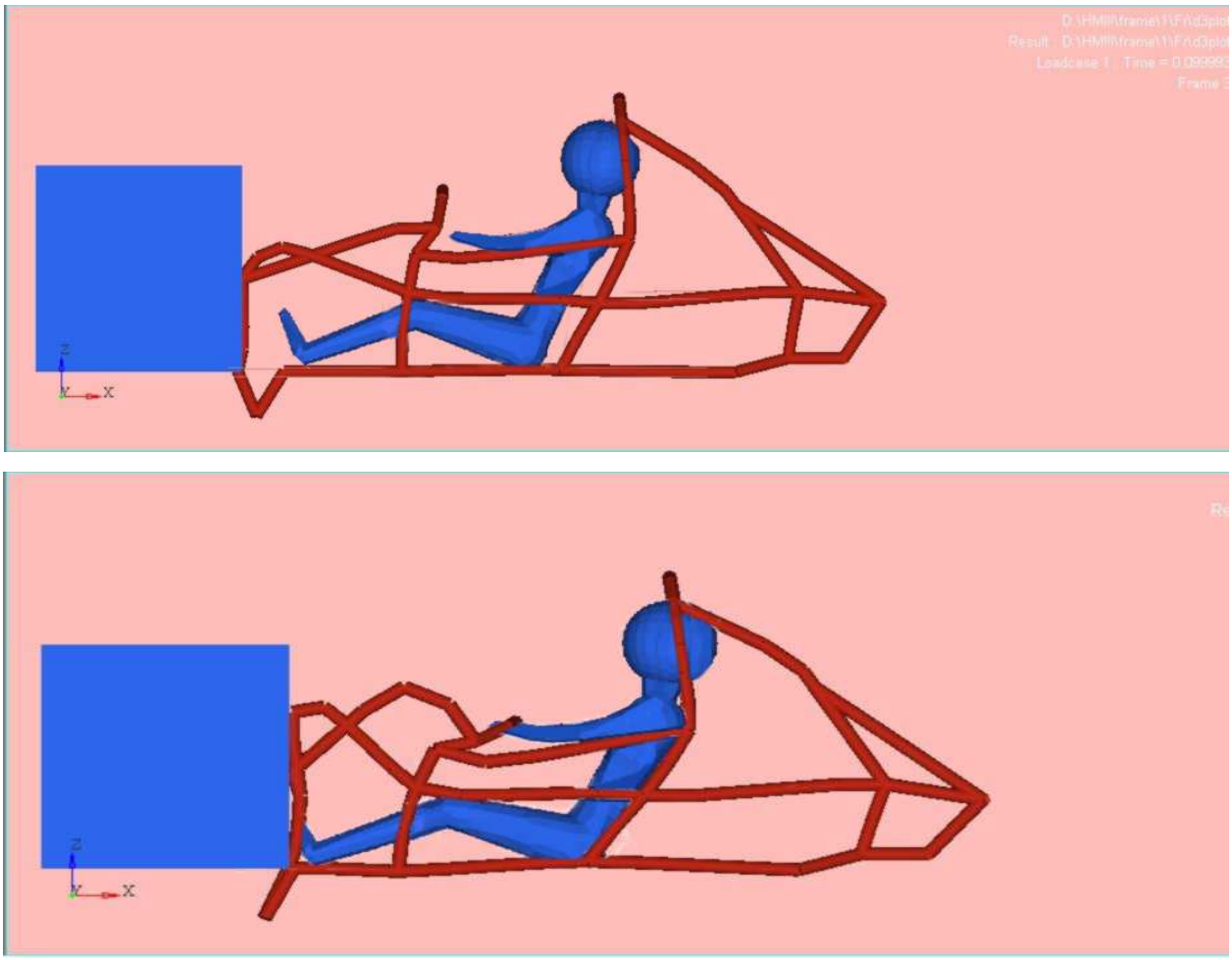


Рисунок 9.26 – Деформированное состояние модели несущего каркаса болида при лобовом ударе Соответственно время расчета - 0,0999с и 0,1999 с

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о том, что данная конструкция позволяет сохранить жизненное пространство водителя в условиях лобового столкновения с препятствием, однако предельное положение ног водителя по отношению к жесткой стенке говорит о том, что необходимо проведение дополнительных мер по усилению конструкции каркаса гоночного автомобиля.

Основываясь на результатах оптимизационного анализа конструкции каркаса гоночного автомобиля, было принято решение о создании подробной конечно-элементной модели каркаса гоночного автомобиля на основе выше представленных вариантов конструкций отдельных секций с целью проведения расчета напряженно-деформированного состояния болида в условиях лобового столкновения (рисунок 9.27)

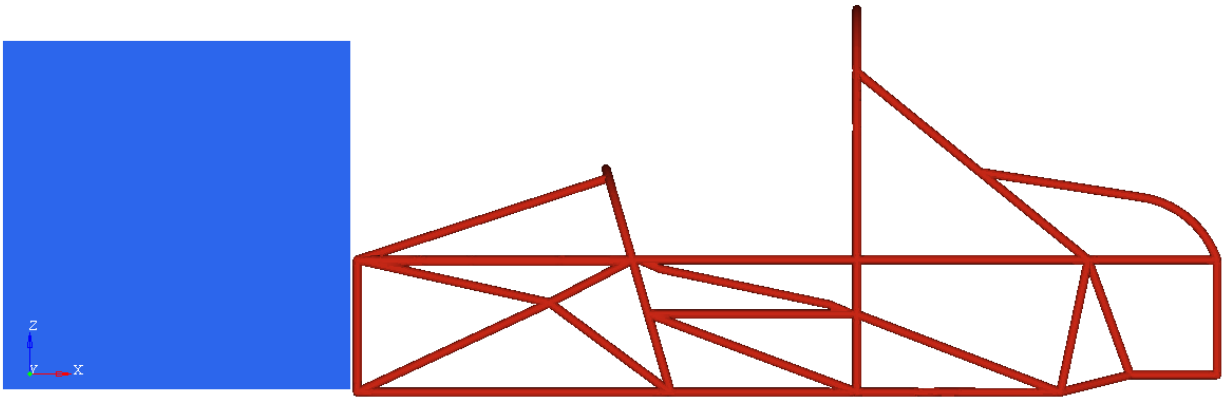


Рисунок 9.27 – Моделирования лобового столкновения подробной конечно-элементной модели каркаса гоночного автомобиля с жестким препятствием

Модели автомобиля задавалась скорость равная 50 км/ч. Закрепление модели производилось по одной степени свободы (против вертикального перемещения) в местах крепления передней и задней подвесок. Далее представлены результаты проведенного расчета на определенном шаге времени (рисунки 9.28 – 9.31).

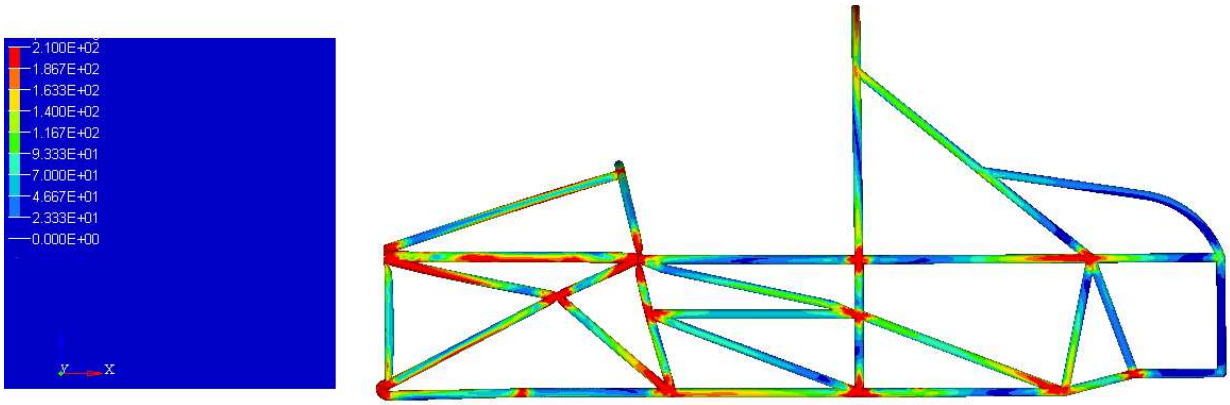


Рисунок 9.28 – Напряженно-деформированное состояние модели несущего каркаса гоночного автомобиля при лобовом ударе. Время расчета - 0.01 с

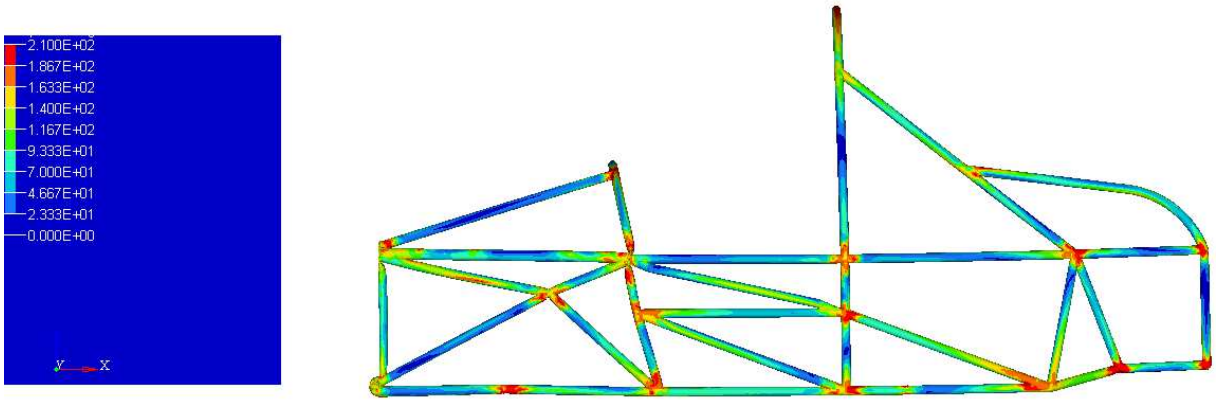


Рисунок 9.29 – Напряженно-деформированное состояние модели несущего каркаса гоночного автомобиля при лобовом ударе. Время расчета - 0.02 с

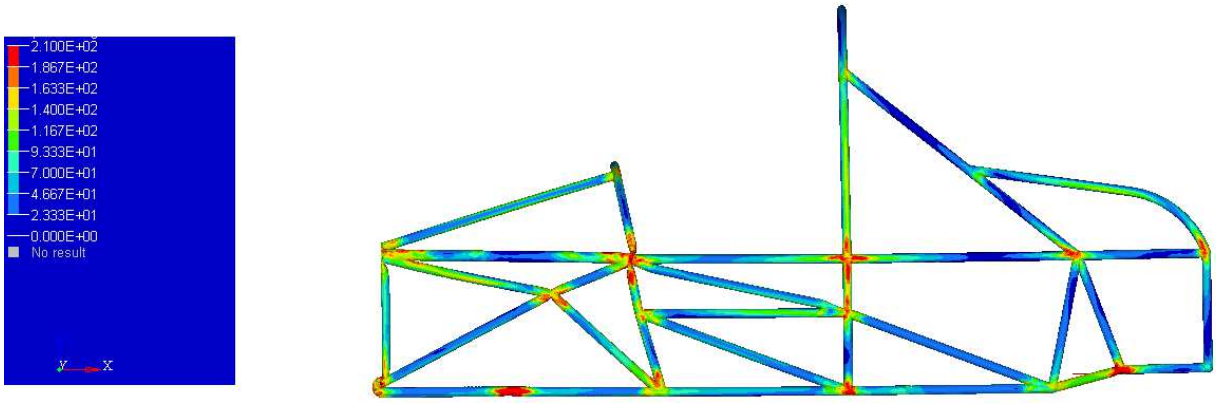


Рисунок 9.30 – Напряженно-деформированное состояние модели несущего каркаса гоночного автомобиля при лобовом ударе. Время расчета - 0.03 с

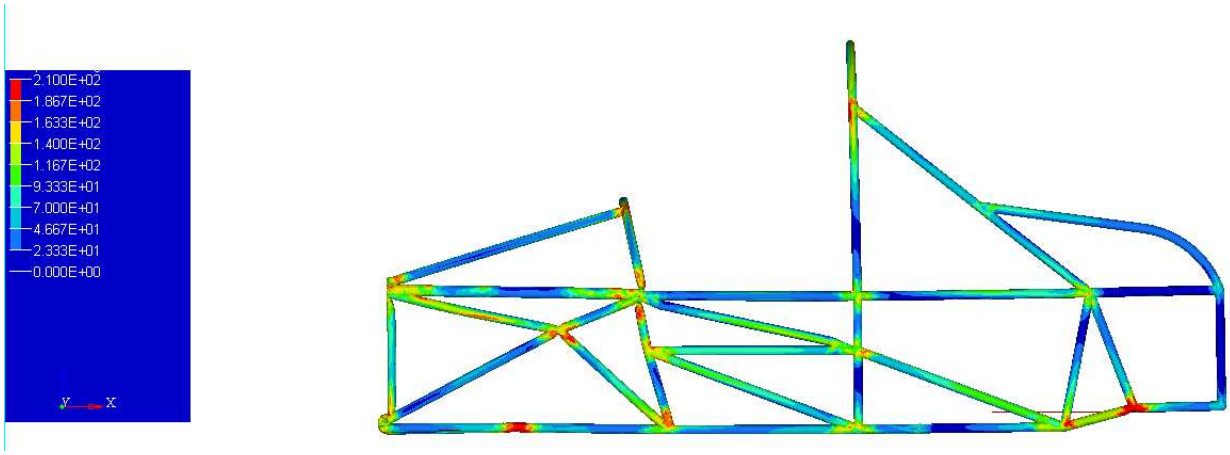


Рисунок 9.31 – Напряженно-деформированное состояние модели несущего каркаса гоночного автомобиля при лобовом ударе. Время расчета - 0.04 с

9.10 Оценка степени влияния отдельных параметров конструкции на безопасность каркаса

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о том, что конструкция гоночного автомобиля отвечает требованиям пассивной безопасности. Жизненное пространство водителя сохраняется в полном объеме. Высокие напряжения, близкие к пределу текучести и равные 210 МПа, возникают в местах сварки труб, однако не вызывают критических деформаций конструкции каркаса.

9.11 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение прочности и пассивной безопасности каркаса

1. Проведена оценка прочности и жесткости каркаса по результатам расчета его стержневой и подробной конечно-элементной модели в программных комплексах LS-DYNA и NASTRAN, на основании которых установлен характер распределения эквивалентных напряжений.
2. Исходная модель каркаса гоночного автомобиля удовлетворяет требованиям прочности с коэффициентом запаса n = 2… 2.5, однако является слишком тяжелой в соответствии с данными по массе. Базовая модель является оптимальной по массе, однако не удовлетворяет прочностным требованиям. Было принято решение о проведении анализа влияния введения дополнительных усиливающих элементов в каждую часть базовой конструкции. Данный анализ показал, что наиболее оптимальным является вариант конструкции каркаса, обладающей жесткостью, равной 2200 Н/м рад и массой, равной 45,3 кг.
3. Конструкция отвечает требованиям безопасности при опрокидывании, т.к. минимальное расстояние от дуги безопасности до шлема водителя с учетом максимальных деформаций дуги в два раза больше регламентируемого минимального значения, равного 50 мм.
4. Исходная конструкция каркаса позволяет сохранить жизненное пространство водителя в условиях лобового столкновения с препятствием, однако предельное положение ног водителя по отношению к жесткой стенке говорит о том, что необходимо проведение дополнительных мер по усилению конструкции каркаса гоночного автомобиля.

В целях обеспечения прочности каркаса гоночного автомобиля и его безопасности в условиях аварийных нагрузок предлагается следующие решения:

1. Усилить среднюю боковую секцию каркаса автомобиля двумя диагональными элементами длиной 650 мм каждый.

2. Усилить заднюю боковую секцию каркаса в месте расположения двигателя также двумя диагональными элементами длиной 620мм и 320 мм.
3. Усилить переднюю секцию каркаса гоночного автомобиля с помощью крестообразных элементов.

9.12 Разработка конструкторской документации каркаса гоночного болида

Разработка и расчет каркаса безопасности с использованием современных программных пакетов позволяет произвести оценку характеристик конструкции.

В свою очередь разработка конструкторской документации касается производственной тематики и как следствие касается оборудования используемого при подготовке заготовок, рациональных схем соединения элементов, а так же минимизацией трудовых и материальных затрат.

Одной из особенностей производства каркаса безопасности является обработка заготовок. Тонкости обработки заключаются во взаимном сопряжении трубчатых элементов. Для реализации данной задачи необходима обработка заготовок на фрезерном станочном оборудовании.

Технология заключается в воспроизведении контура сопрягаемой детали на одной из заготовок, путем механической обработки фрезой диаметром 25 мм, то есть соответствует внешнему диаметру элементов каркаса безопасности.

При этом предварительная подготовка технологических карт позволяет снизить трудоемкость и время на изготовление. Технологические карты должны включать подробную информацию о взаимном позиционировании заготовки и фрезы, а так же данные по дистанции обработки.

9.13 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в образовательном процессе

1. Практическая работа в рамках международного проекта «Formula Student SAE».

   Студенты-участники проекта по проектированию и производству гоночного автомобиля получают опыт практических работ по:

   – умению ставить технические задания на разработку и производство компонентов автомобильной техники;
   – проектированию каркаса рамы и подвески в расчетных программных пакетах....;
   – выбору материалов для производства каркаса рамы и элементов подвески;
   – проверочным расчетам конструкции.

2. Создание методики оценки прочности и пассивной безопасности каркасов гоночных болидов класса «Formula Student».

   Методика оценки прочности и пассивной безопасности каркасов основана на использовании программных продуктов основанных на методе конечно-элементного моделирования, что предполагает углубленную подготовку в данной области знаний студентов-участников проекта по проектированию гоночных автомобилей.

3. Внедрение методики оценки прочности и пассивной безопасности каркасов гоночных болидов класса «Formula Student».

   Участники проекта получают опыт использования разработанной методики по оценке прочности и пассивной безопасности каркасов болидов класса "Formula Student".

4. Практическая реализация международных требований ЕЭК ООН, относительно оценки пассивной безопасности.

   Изучение методики проектирования каркаса гоночного автомобиля согласно международных требований ЕЭК ООН позволяет обучить студентов вузов принципам проектирования и построения автомобилей с заданными параметрами пассивной безопасности.

5. Разработанная методика оценки прочности и пассивной безопасности каркасов гоночных болидов класса «Formula Student» позволяет изучать программные пакеты с целью получения практического опыта в решении задач оценки прочности конструкций транспортных средств.

6. Результаты НИР позволяют использовать теоретические расчеты и полученные знания при работе учащихся на производственном и технологическом оборудовании для производства и обслуживания гоночных автомобилей.

7. Изученный вопрос проектирования каркасов гоночных автомобилей ведет к получению опыта студентов по созданию технологической документации для освоения принципов рационального использования технологической базы.

10 Исследование механики разрушения кузовов автобусов в условиях опрокидывания по результатам компьютерного моделирования и натурных испытаний

В разделе 10 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Удмуртского государственного университета (УГУ) – Ившина К.С., к.т.н., профессора кафедры «Дизайн промышленных изделий».

Объект исследования – кузов автобуса малого класса.

Цель работы – исследование механики разрушения кузова автобуса, в условиях действия аварийных нагрузок, имитирующих опрокидывание в соответствии с условиями проведения сертификационных испытаний по требованиям Правил ЕЭК ООН №66 (пересмотр 1).

Результаты работы – на основе анализа результатов расчетов в нелинейной постановке модели кузова автобуса выполнена оценка его пассивной безопасности в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН №66 (пересмотр 1). Доказано соответствие конструкции требованиям Правил, определено напряженно-деформированное состояние кузова, выявлены зоны пластического разрушения конструкции, выполнена оценка остаточного жизненного пространства внутри салона после поглощения энергии удара. Приведено краткое описание экспериментальных исследований, по результатам которых были определены характеристики поведения тонкостенных силовых элементов.

10.1 Анализ требований Правил ЕЭК ООН №66 (пересмотр 1)

Правила ЕЭК ООН №66 регламентируют требования к прочности силовой структуры пассажирских одноэтажных транспортных средств (ТС) вместимостью более 22 сидящих или стоящих пассажиров, исключая водителя и членов экипажа [10.1]. Под силовой структурой подразумеваются несущие элементы ТС, которые обеспечивают сохранение остаточного жизненного пространства пассажирского салона ТС в случае его опрокидывания.

Испытание на опрокидывание проводят на комплектном ТС, который соответствует серийному ТС по массе, центру тяжести и распределению массы. В соответствии с методикой испытаний, ТС устанавливается на поворотную платформу (рисунок 10.1а). При этом разница между высотой расположения исходной горизонтальной плоскости поворотной платформы и горизонтальной нижней плоскости, о которую ударяется ТС, составляет 0,8м. Транспортное средство, находясь на поворотной платформе, постепенно наклоняется. Угловая скорость опрокидывающего движения не должна превышать 5^{o} в секунду (0,087 рад/с). При определенном угле наклона площадки (рисунок 10.1б), ТС начинает свободное опрокидывание с высоты 0,8 м под действием силы тяжести.

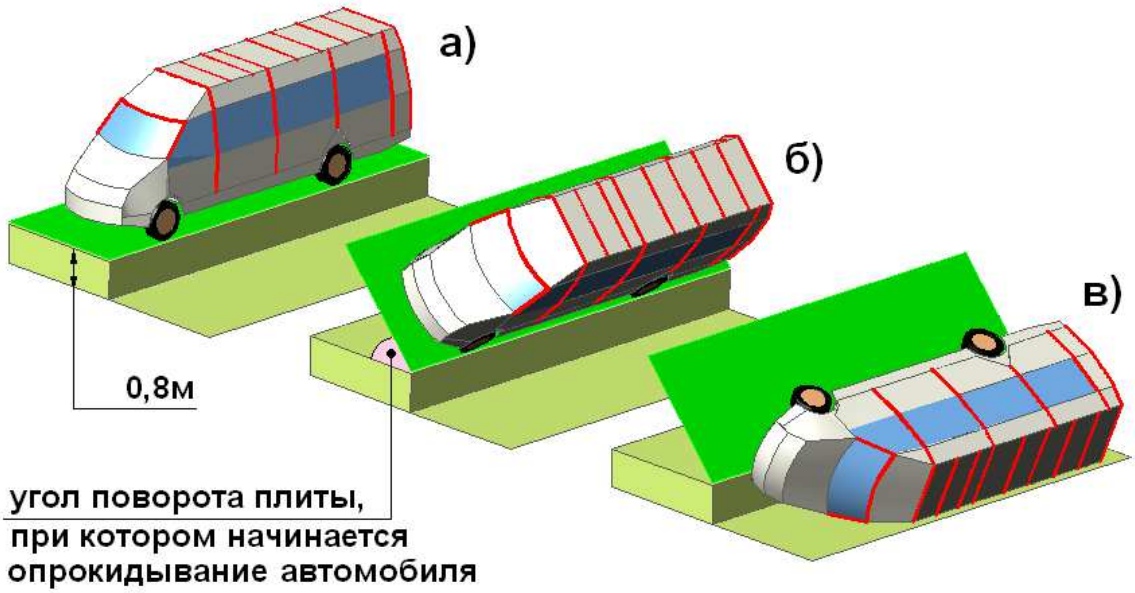


Рисунок 10.1 – Схема проведения испытаний на опрокидывание

После удара в салоне автобуса должно сохраняться регламентированное остаточное жизненное пространство (рисунок 10.2), определяемое по точке S_R, которая находится на спинке каждого бокового сиденья, установленного в направлении движения либо против направления движения на высоте 500 мм над уровнем пола под сиденьем, на расстоянии 150 мм от внутренней по-верхности боковой стенки.

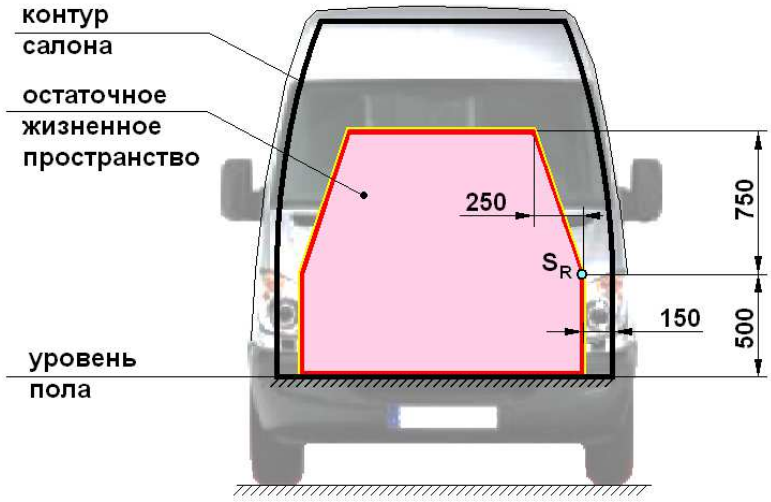


Рисунок 10.2 – Контур остаточного жизненного пространства

Силовая структура ТС должна быть достаточно прочной для того, чтобы во время и после аварийного нагружения:

- ни одна из сместившихся частей ТС не вступала в остаточное пространство;
- ни одна из частей остаточного пространства не выступала за пределы деформированной конструкции.

Как правило, оценку пассивной безопасности кузова автобуса проводят экспериментальным методом (опрокидывание натурного образца ТС). Однако в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН №66, допускается также проведение расчетной оценки несущей способности конструкции.

Прежде чем начать расчет, проводят анализ конструкции и создают ее математическую модель с целью выявления отдельных элементов, определяющих механизм разрушения конструкции. Для этого указываются размеры элементов и свойства применяемого материала.

Поскольку в процессе аварийного нагружения возможно возникновение высоких напряжений в несущих элементах кузовной конструкции, превышающих предел текучести материала, то используемый расчетный метод должен иметь возможность оценивать поведение конструкции в области упругопластических и больших пластических деформаций.

Метод расчета должен учитывать последовательность пластического деформирования конструкции, а также изменения геометрии конструкции, происходящие, по крайней мере, на стадии деформации, не превышающей допустимых пределов. При расчете должны быть смоделированы такая сила и такое направление удара, которые могли бы быть заданы при натурном испытании.

10.2 Экспериментальные исследования силовых элементов кузова автобуса

Для исследования поведения тонкостенных сечений использовалась специальная установка, показанная на рисунке 10.3 и включающая в себя: манометр (поз. 1), стенд (поз. 2), силовой нагружающий цилиндр (поз. 3), испытуемый образец (поз. 4), неподвижные опоры (поз. 5), гидронасос (поз. 6). На рисунке 10.4 отдельно показан гидронасос ручного действия. Интенсивность нарастания, создаваемого им давления в силовом цилиндре зависит от выбранного плеча рычага. На рисунке 10.5 показан манометр, фиксирующий давление в силовом цилиндре. Манометр рассчитан на максимальное давление величиной 10 МПа. Одна цена деления манометра соответствует 0,04МПа. На рисунке 10.6 показан стрелочный индикатор перемещений, фиксирующий перемещение поршня нагружающего цилиндра.

Стрелочный индикатор устанавливался на специальной стойке (рисунок 10.7). К поршню нагружающего цилиндра была прикреплена специальная планка (рисунок 10.8), в которую упиралась ножка индикатора. Таким образом, можно было определить действительное перемещение поршня. Как видно из рисунка 10.9, шток силового цилиндра действует на цилиндрический наконечник, который в свою очередь действует на цилиндрический палец и тем самым создает изгибающее усилие на испытуемом образце. С помощью рукоятки, создавая давление в гидронасосе, поршень со штоком силового

цилиндра перемещается вниз. В результате этого создается нагрузка на образец. Испытания образцов проводились в пределах упругопластических и больших пластических изгибных деформаций. На рисунке 10.10 показаны их характерные пластические деформации в средней части.

Предварительно была проведена калибровка (тарирование) измерительной аппаратуры, целью которой являлось установление соответствия показаний манометра усилию, создаваемого нагружающим цилиндром. На рисунке 10.11а показана схема, по которой была выполнена калибровка манометра. На неподвижном основании был установлен динамометр (рисунок 10.11б), работающий на сжатие, внутри которого был установлен стрелочный индикатор перемещений. При нагружении динамометра можно было отслеживать его деформации. Характеристики динамометра были известны (по результатам поверки установлено, что динамометр соответствует требованиям ГОСТ 9500-84). На рисунке 10.12 показана характеристика динамометра на прямом ходу.

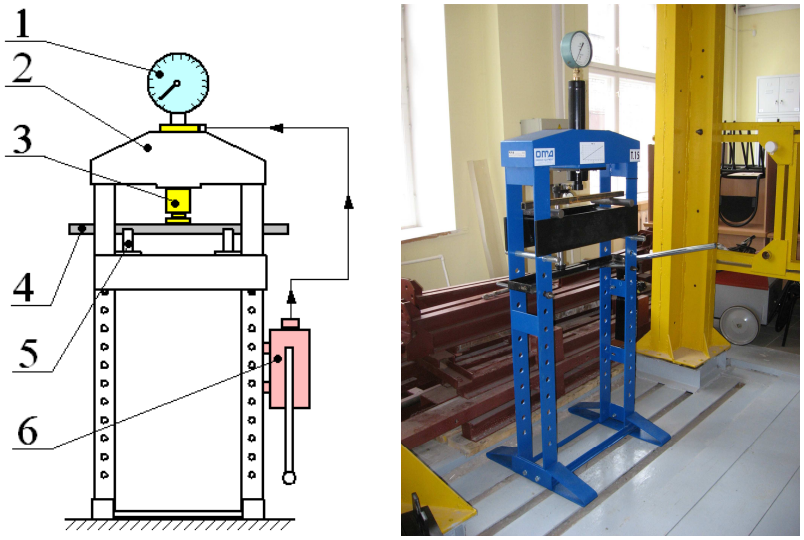


Рисунок 10.3 – Испытательная установка лаборатории каф. «Автомобили и тракторы» НГТУ

Рисунок 10.4 – Гидронасос

Рисунок 10.5 – Манометр

Рисунок 10.6 – Индикатор перемещений

Рисунок 10.7 – Стойка индикатора

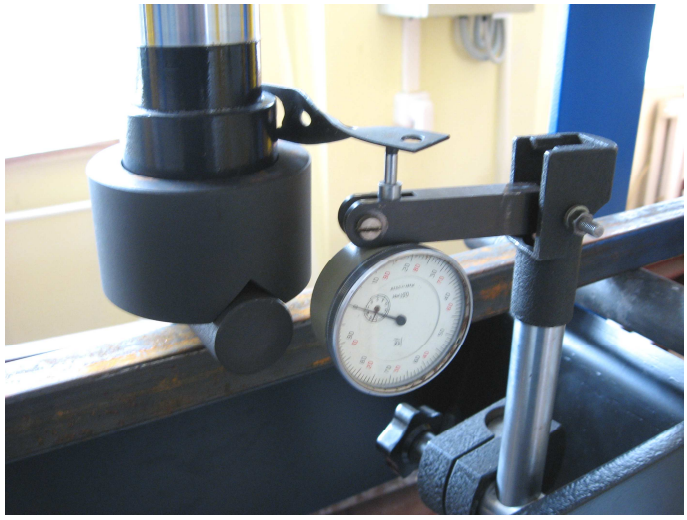
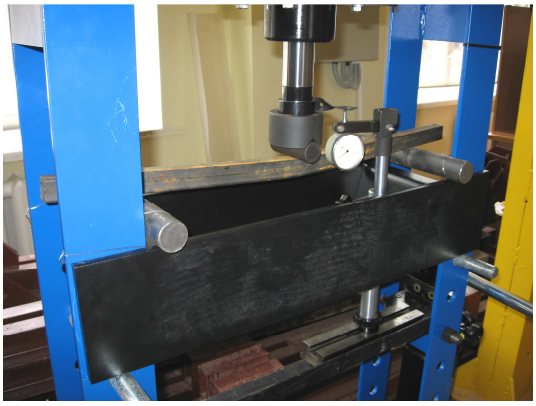


Рисунок 10.8 – Определение перемещения поршня



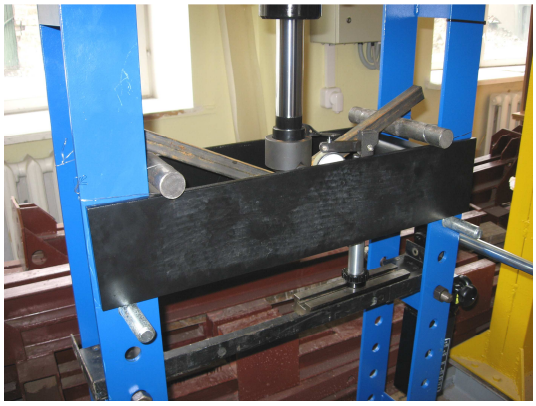


Рисунок 10.9 – Упруго-пластические и большие пластические деформации образца

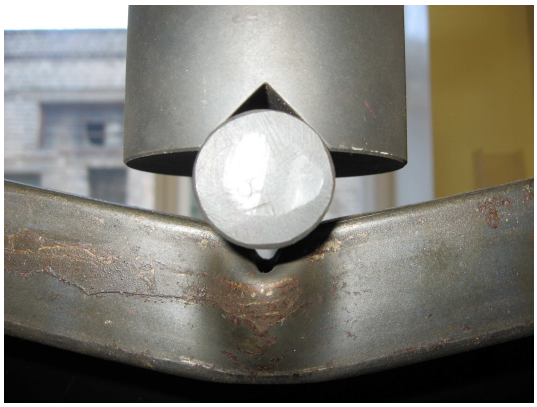


Рисунок 10.10 – Характерные пластические деформации в средней части образца

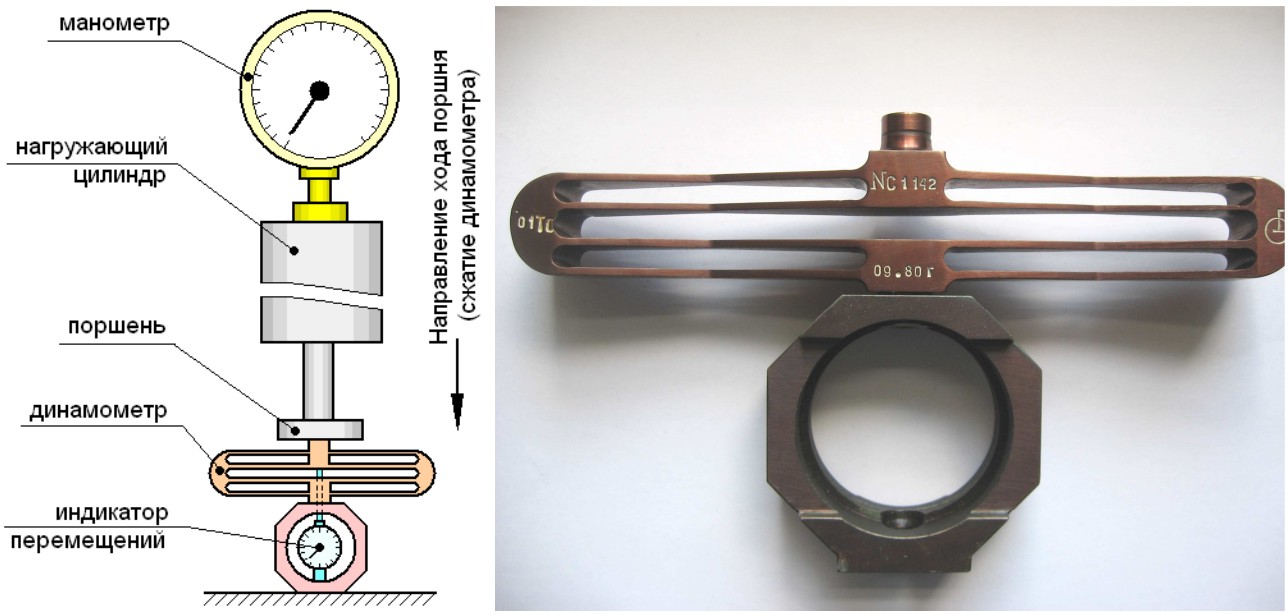


Рисунок 10.11 – Калибровка манометра
а) схема калибровки манометра; б) динамометр, работающий на сжатие

Рисунок 10.12 – Характеристика динамометра при нагружении (на прямом ходу)

Таким образом, нагружение динамометра сжимающей силой величиной 1кН приводит к его сжатию на 68,41 мкм, т.е. для сжатия динамометра на 1мкм необходимо приложить нагрузку составляющую 0,0146 кН. При калибровке манометра нагружение динамометра производилось таким образом, чтобы каждое приращение нагрузки вызывало такие же деформации сжатия, какие были получены в результате поверки. В таблице 10.1 приведены результаты калибровки по пяти независимым нагружениям.

Таблица 10.1 Результаты калибровки манометра

Деформации сжатия динамометра, мкм	Сжимающая сила, кН	Показания манометра, 0,04МПа				
		1	2	3	4	5
0	0,00	0	0	0	0	0
100	1,46	14	13	10	11	12
167	2,44	21	20	17	18	19
235	3,44	27	28	26	24	25
303	4,43	34	33	31	32	36
373	5,45	41	40	38	39	42
442	6,46	47	49	48	50	51
510	7,46	56	55	54	55	57
578	8,45	63	64	63	62	65
647	9,46	70	71	69	72	73
715	10,45	79	78	76	77	79
784	11,46	86	85	84	85	87

Обозначим показания манометра как h_i, а силу сжатия, действующую на динамометр как m_i. Очевидно, что зависимость $m_i = f(h_i)$ является линейной. Поэтому результаты калибровочного эксперимента могут быть записаны в виде нормального уравнения

$$K_i \sum m_i h_i - \sum h_i^2 = 0, \tag{10.1}$$

где K_i – соответствующий масштабный коэффициент, определяющий зависимость между силой сжатия, действующей на динамометр и показаниями манометра.

Используя метод наименьших квадратов, выражение для масштабного коэффициента определяется зависимостью

$$K_i = \frac{\sum h_i^2}{\sum m_i h_i}. \tag{10.2}$$

Среднеарифметическая величина коэффициента K_{CP} может быть рассчитана так:

$$K_{CP} = \frac{\sum_{i=1}^{n} K_i}{n}, \tag{10.3}$$

где n = 5 – число независимых измерений; K_i – значение масштабного коэффициента в каждом i-ом измерении. При этом среднеквадратичное отклонение определяется следующим образом:

$$\delta_{Kcp} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(K_i - K_{CP})^2}{n(n-1)}}. \qquad (10.4)$$

Предположив, что распределение результатов оценки масштабного коэффициента согласуется с распределением Стьюдента, можно определить фактическое значение коэффициента $K_Ф$ с некоторой вероятностью Ф:

$$K_Ф = K_{CP} \pm t_\alpha \delta_{Kcp}, \qquad (10.5)$$

где t_α - коэффициент, определяемый по таблицам Стьюдента в зависимости от числа измерений и заданной вероятности; $\pm t_\alpha \delta_{Kcp}$ - доверительный интервал относительно K_{CP}. В таблице 10.2 приведены результаты обработки экспериментальных данных.

Таблица 10.2 Результаты обработки экспериментальных данных

Параметр	№ измерения				
	1	2	3	4	5
$\sum h_i^2$	32054	31914	30252	31273	33404
$\sum m_i h_i$	4265,37	4256,48	4144,50	4213,62	4355,04
K_i	0,1331	0,1334	0,1370	0,1347	0,1304
K_{CP}	0,1337				
$K_i - K_{CP}$	-0,00064	-0,00034	0,00328	0,00102	-0,00334
δ_{Kcp}	0,001084476				

При доверительной вероятности 0,95 (или ошибке 5%) и числе измерений n = 5 значение коэффициента Стьюдента составляет t_α = 2,015. С учетом выражения (5) имеем

$K_Ф = 0,1337 \pm 0,0022$

Таким образом, имеем

$$F_Ц = K_Ф X_M, \qquad (10.6)$$

где: $F_Ц$ – сила создаваемая цилиндром, кН; X_M – показания манометра, 0,04МПа; $K_Ф$ = 0,1337 ± 0,0022 масштабный коэффициент, 25кН/МПа. На рисунке 10.13 показан график, отражающий итоговые результаты калибровки и показывающий зависимость силы создаваемой силовым цилиндром от показаний манометра.

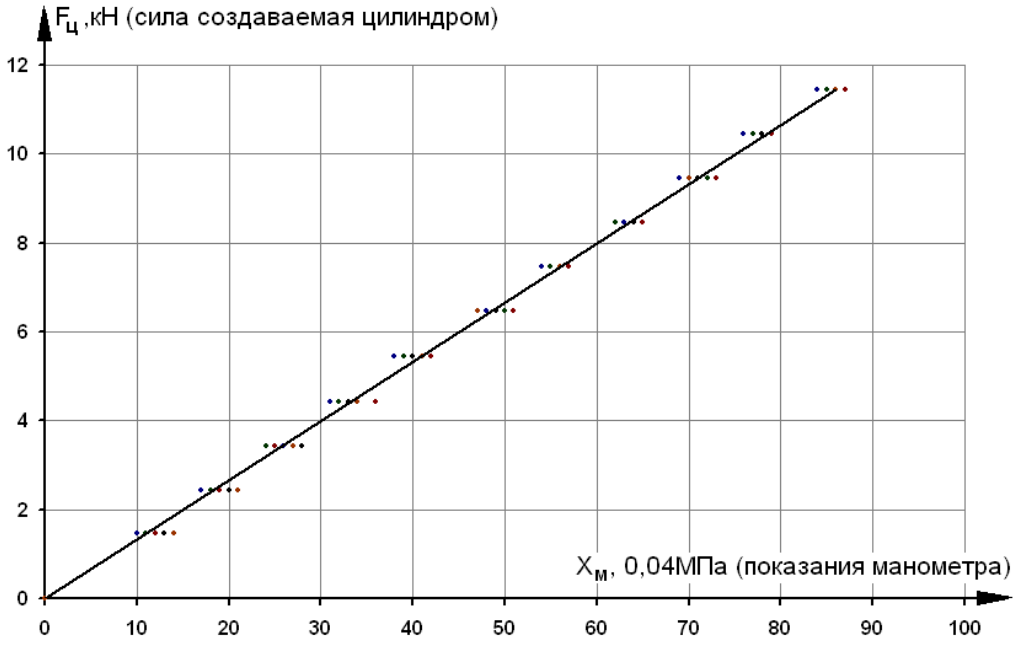
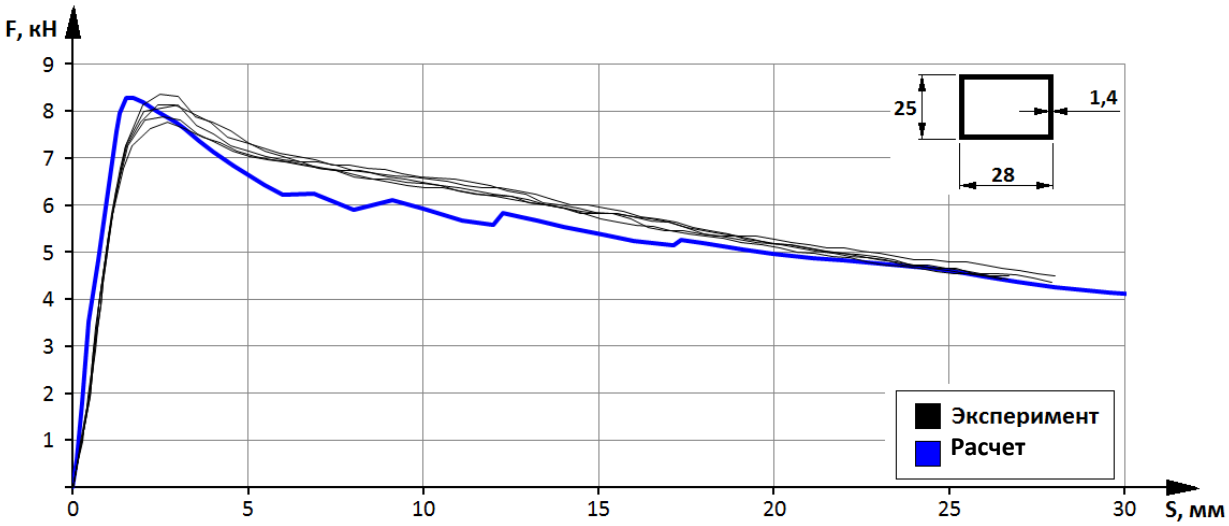


Рисунок 10.13 – График зависимости силы, создаваемой цилиндром, от показаний манометра

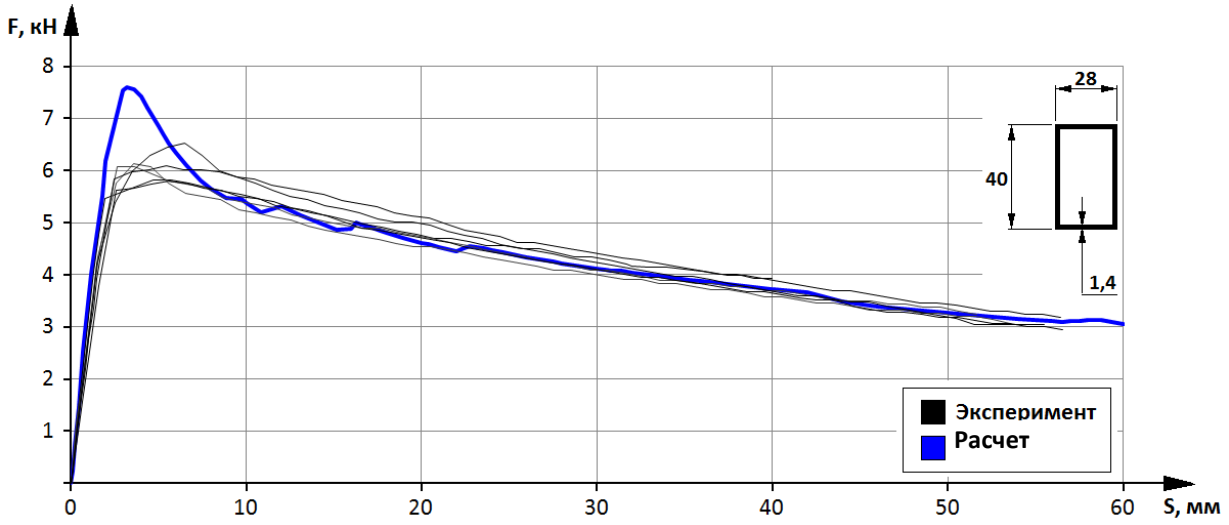
При проведении экспериментальных исследований изучалось поведение стальных тонкостенных силовых элементов прямоугольного профиля с типоразмерами: 28х25х1,4 мм, 28х40х1,4 мм и 40х40х1,5 мм, используемых в кузовах автобусов. Для каждого типоразмера подбиралось несколько одинаковых образцов и проводилось несколько независимых испытаний. Параллельно с этим выполнялся конечно-элементный анализ компьютерных моделей образцов. При этом условия нагружения и закрепления соответствовали условиям проводимых испытаний. Всем элементам расчетной модели были присвоены характеристики упругопластического материала с характеристикой.

На рисунке 10.14 показаны графики изменения разрушающей нагрузки для каждого исследуемого образца с определенными типоразмерами сечения. На этих же графиках указаны графики изменения разрушающей нагрузки, полученные по результатам конечно-элементного анализа соответствующих подробных моделей.

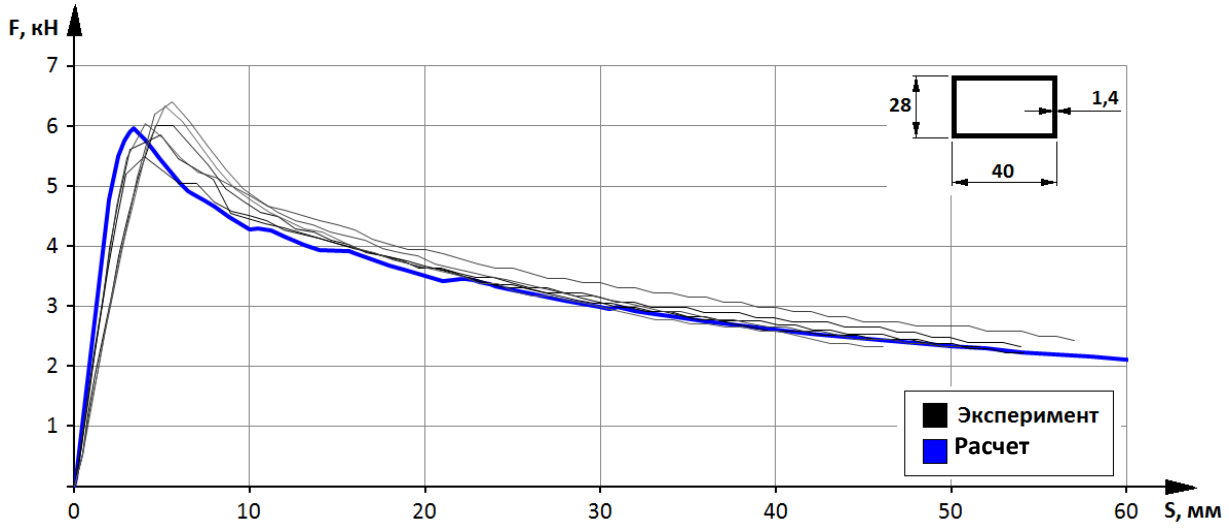
Из графиков рисунка 10.14 видно, что расхождение результатов расчетов (контактных статических задач) с экспериментальными данными по разрушающей нагрузке не превышает 10...17%; расхождение результатов по максимальному значению разрушающей нагрузки находится в пределах 5...8%.



а)



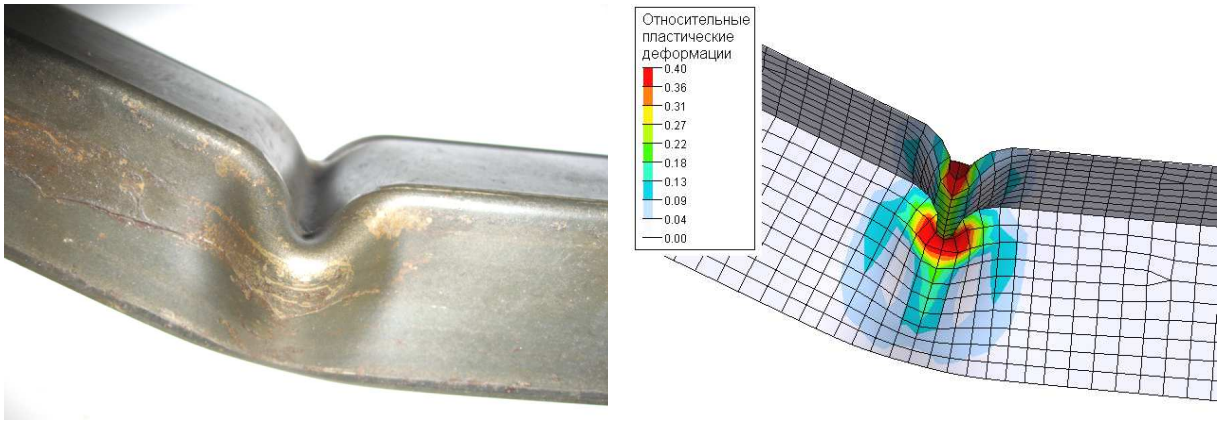
б)



в)

Рисунок 10.14 – Графики изменения разрушающей нагрузки для стальных тонкостенных образцов

Следует отметить, что по результатам конечно-элементного анализа снижение разрушающей нагрузки в процессе пластических деформаций средней части образца оказалось идентичным тому, которое наблюдалось при экспериментальных исследованиях. Полученные результаты показывают, что подробные конечно-элементные модели образцов адекватно отражают характер поведения реальных тонкостенных силовых элементов. Для примера, на рисунке 10.15 показаны деформированные виды образца с размерами поперечного сечения 40x40x1,5 мм, полученные при эксперименте и расчетном анализе.



эксперимент расчет (распределение пластических деформаций)

Рисунок 10.15 – Деформированные виды образца (труба с размерами 40x40x1,5)

10.3 Разработка подробной конечно-элементной модели кузова автобуса

На рисунке 10.16 показана комбинированная модель исследуемого кузова автобуса, состоящая из балочных элементов типа Beam и оболочечных элементов типа Shell.

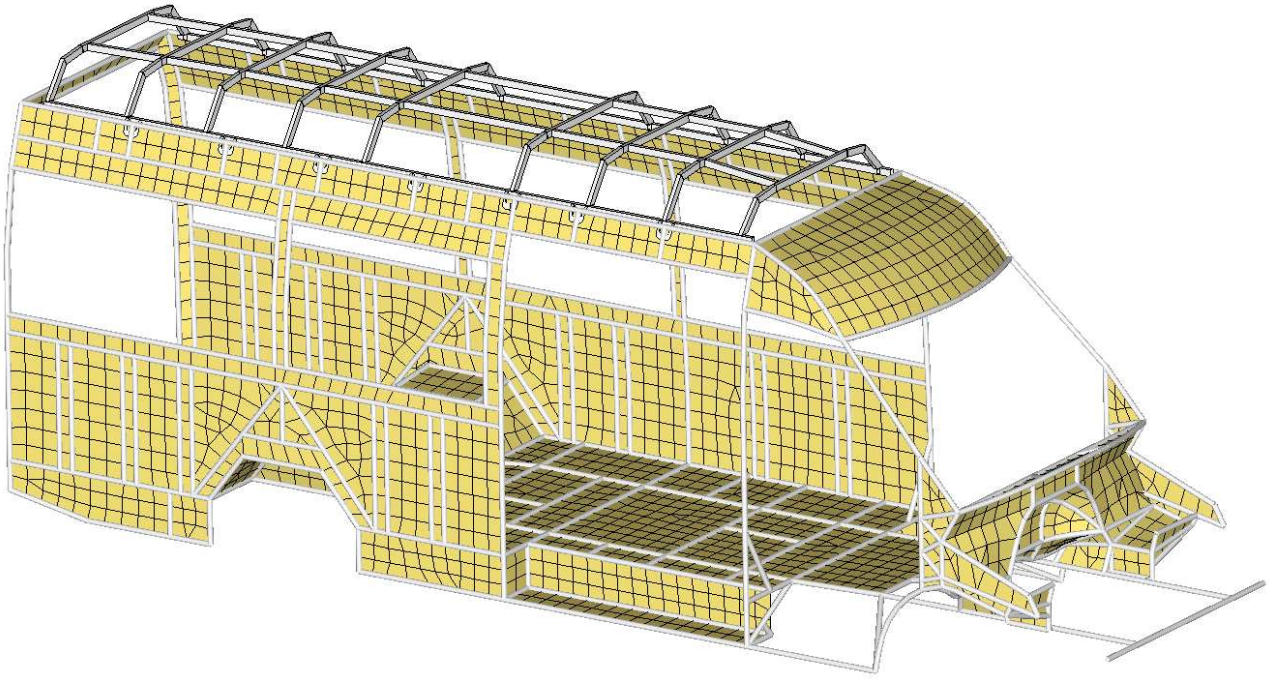


Рисунок 10.16 – Комбинированная модель кузова автобуса

Крыша автобуса представлена в виде подробной модели, состоящей из оболочечных элементов типа Shell и сварных элементов типа Rigid (рисунок 10.17).

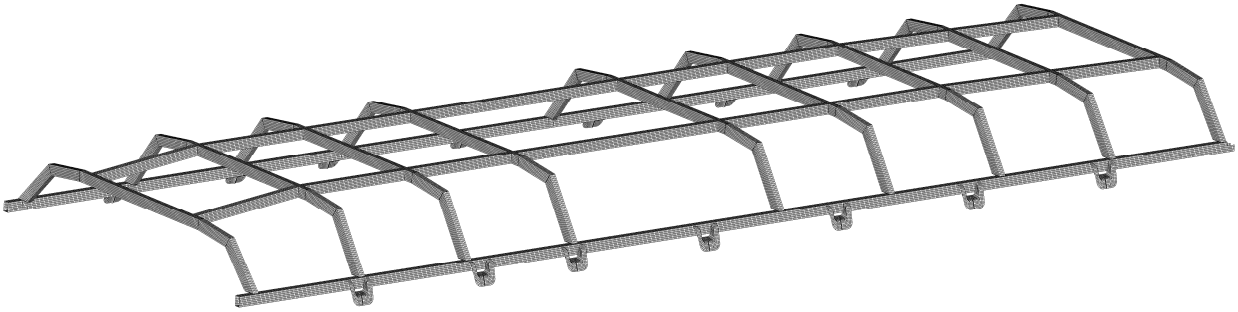


Рисунок 10.17 – Подробная конечно-элементная модель крыши

Модель автобуса включает в себя 124267 узлов и 123790 элементов, из которых:

– 119222 элементов типа Shell (оболочечные элементы);
– 2072 элементов типа Beam (балочные элементы);
– 2496 элементов типа Rigid (имитируют сварные соединения).

Элементам обшивки были присвоены упругопластические характеристики материала (тип MATL3): $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = 7{,}85 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3, $\nu = 0{,}3$, $\sigma_T = 180$ МПа, без пластического упрочнения (ETAN = 0).

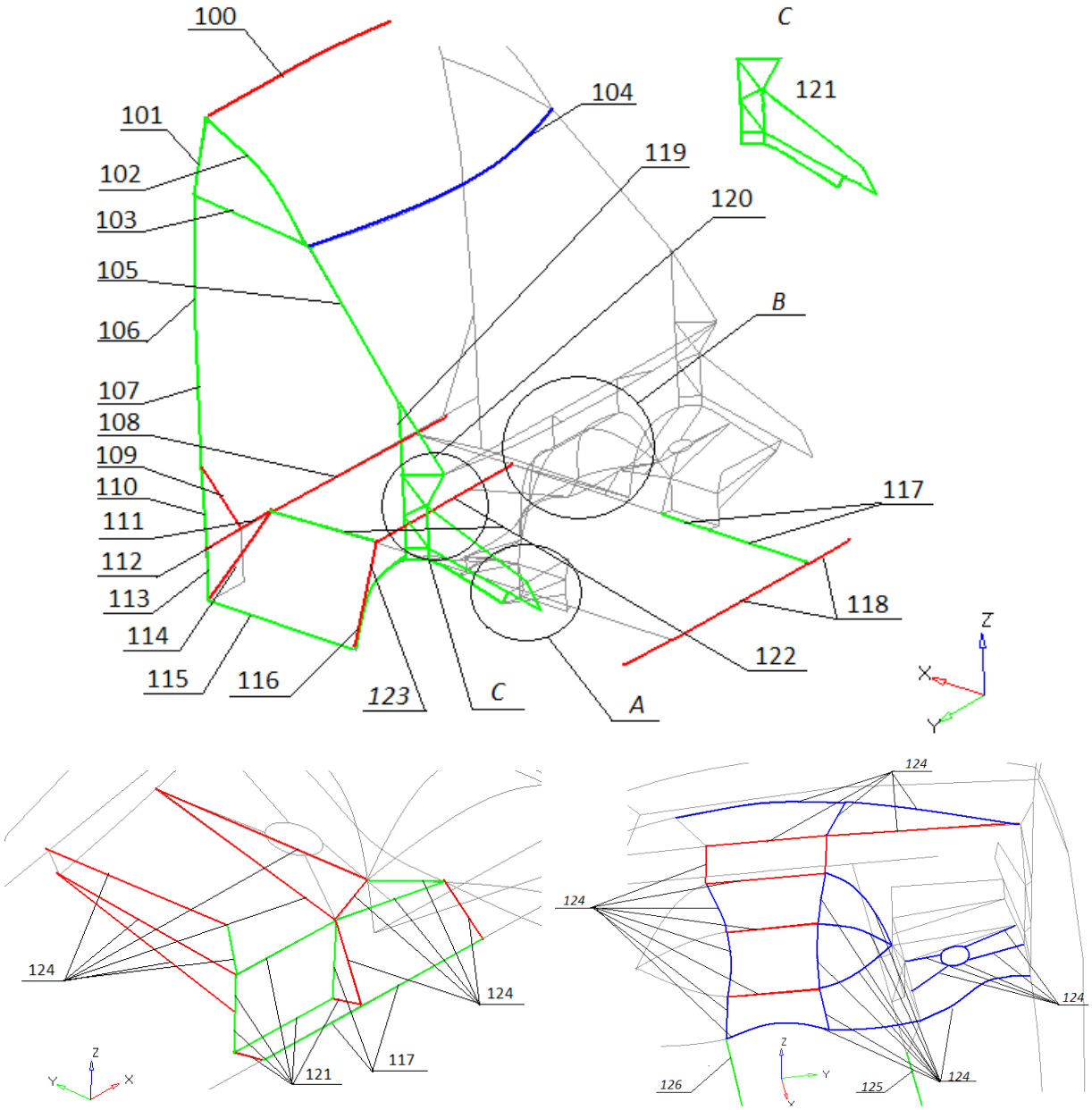
Стержневым элементам модели были присвоены следующие упругопластические характеристики материала (тип MATL3): $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = 7{,}85 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3, $\nu = 0{,}3$, $\sigma_T = 210$ МПа, с пластическим упрочнением (ETAN = 1000).

Элементам крыши автобуса были присвоены упругопластические характеристики материала (тип MATL24): $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = 7{,}85 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3, $\nu = 0{,}3$, $\sigma_T = 250$ МПа, при этом была задана кривая пластического упрочнения, характеризующая соотношение напряжений и относительных деформаций в пластической фазе разрушения.

ε	0	0,002	0,005	0,010	0,020	0,050	0,100	0,140	0,120
σ, МПа	250	296	308	319	322	325	328	329	330

Рисунок 10.18 – Кривая пластического упрочнения материала

Стержневые элементы модели имитируют наиболее важные участки конструкции кузова, существенным образом определяющие его прочность и жесткость. При этом в некоторых зонах (в частности в передней части кузова) дополнительно вводились стержневые элементы, имитирующие выштамповки и локальные усилители панелей кузова. На рисунках 10.19 – 10.21 показаны схемы расположения стержневых элементов (цвет линий указывает на направление горизонтальной оси ориентации сечений: красный – ось x, зеленый – ось y, синий – ось z) и указаны номера свойств, характеристики которых приведены в таблице 10.3.



Зона A Зона B

Рисунок 10.19 – Силовые элементы передней части кузова

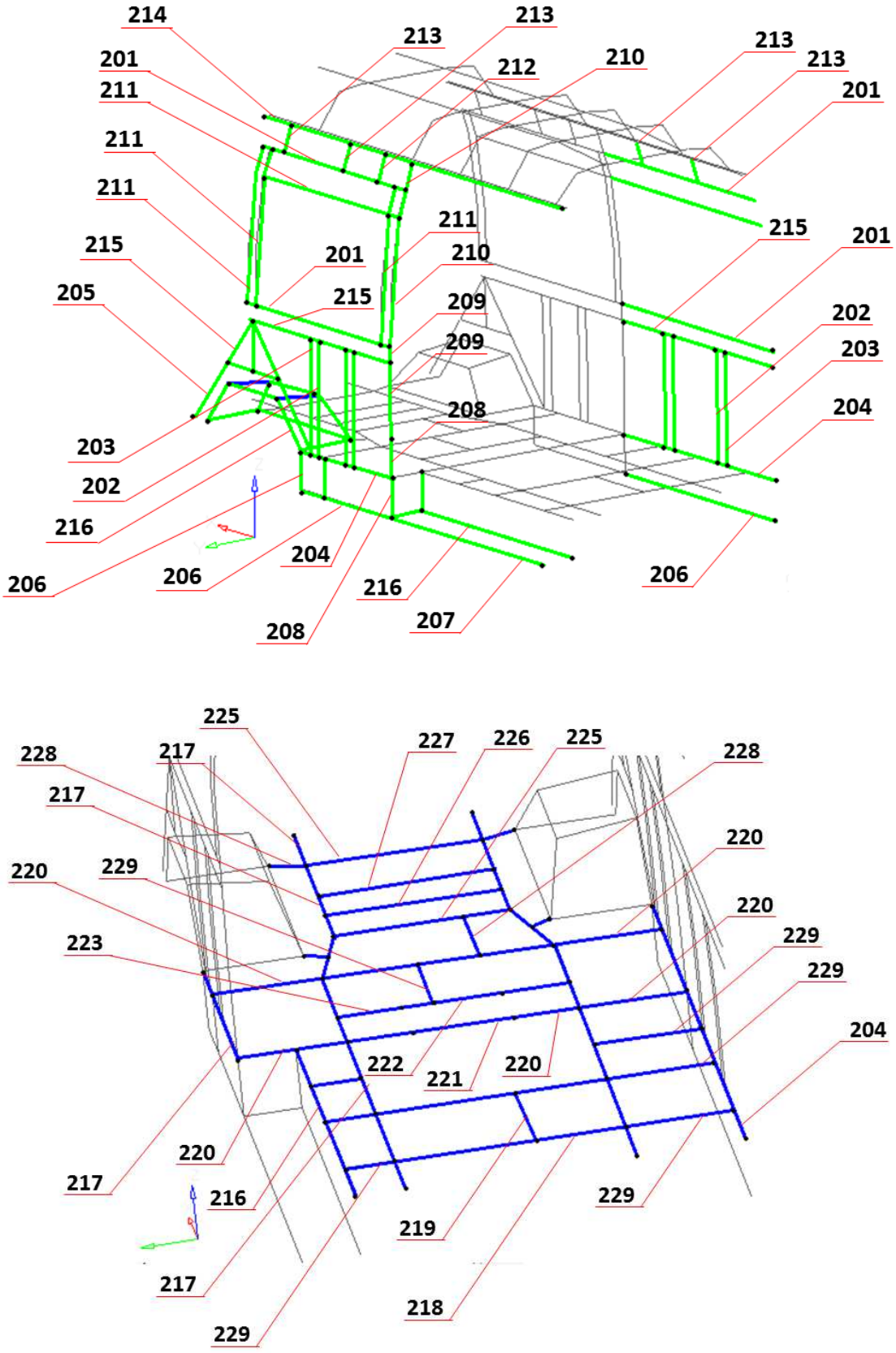


Рисунок 10.20 – Силовые элементы средней части кузова

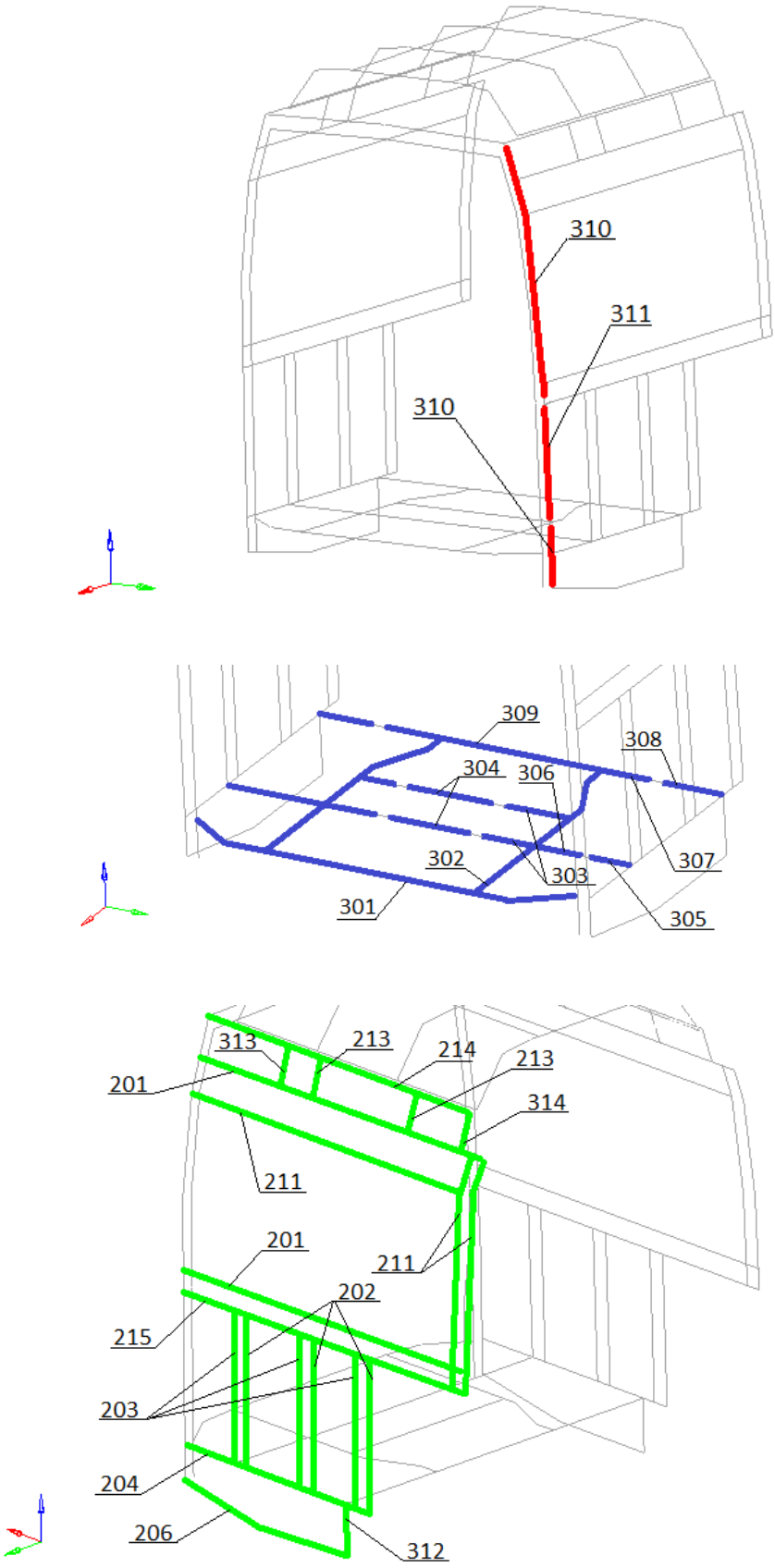
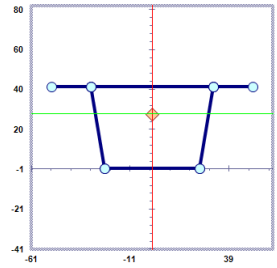
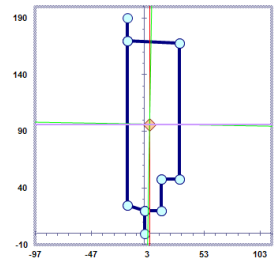
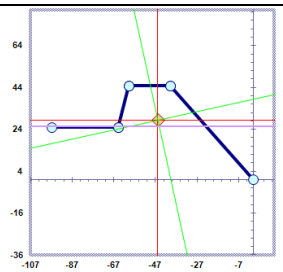
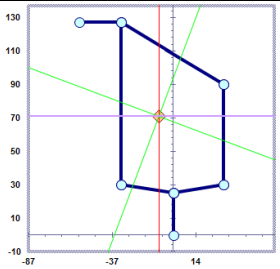
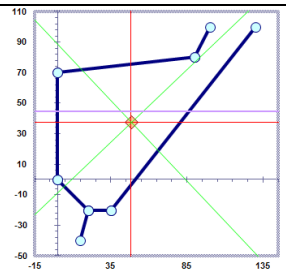
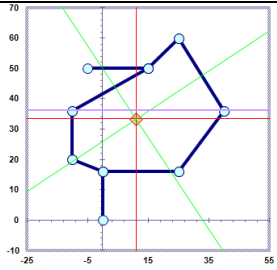
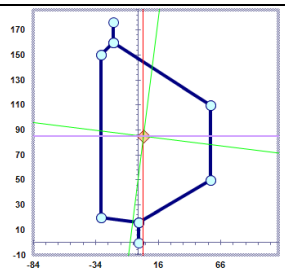
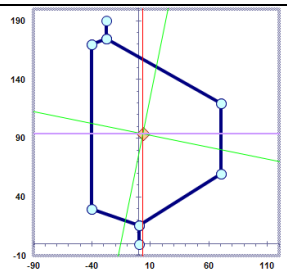
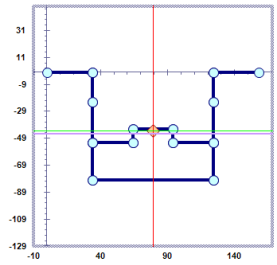
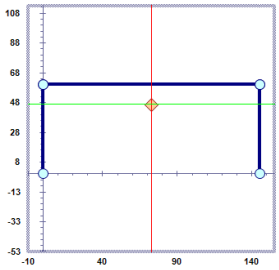
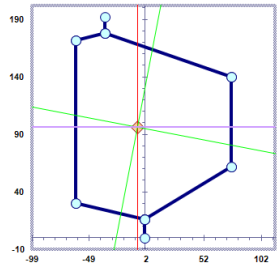
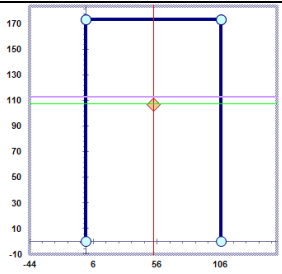
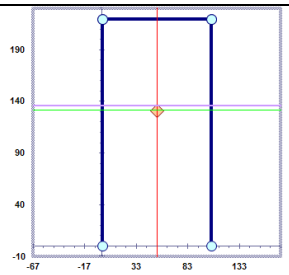
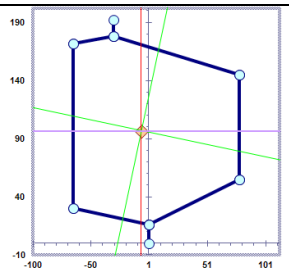
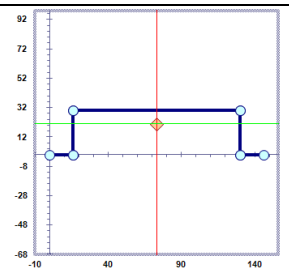
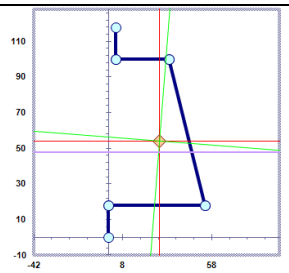
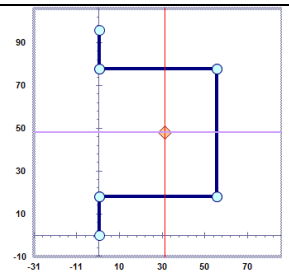
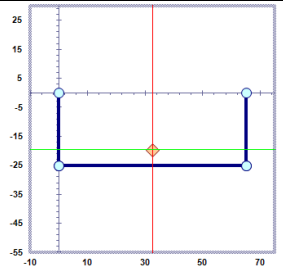


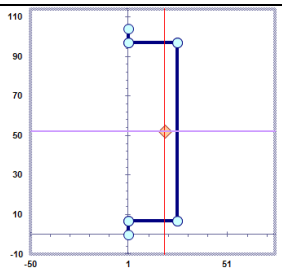
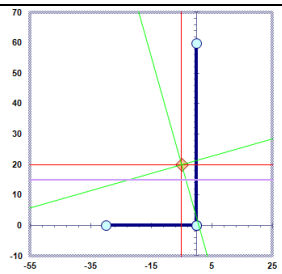
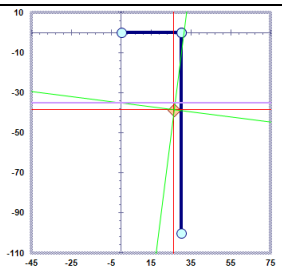
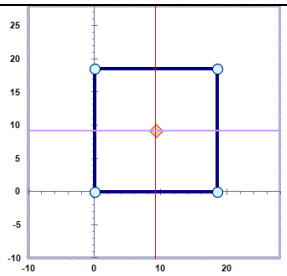
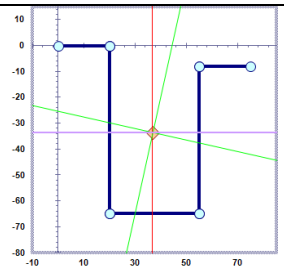
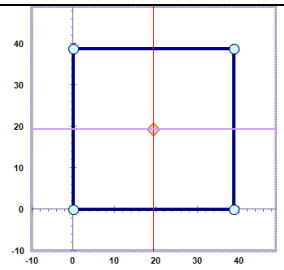
Рисунок 10.21 – Силовые элементы задней части кузова

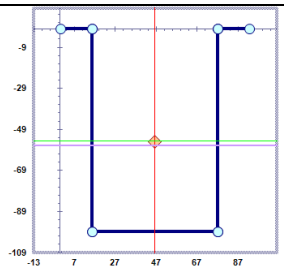
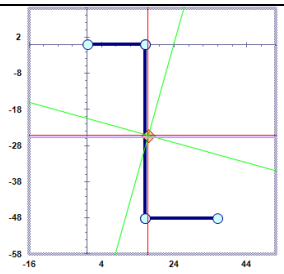
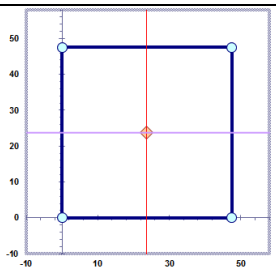
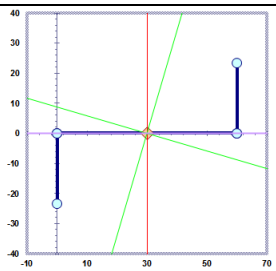
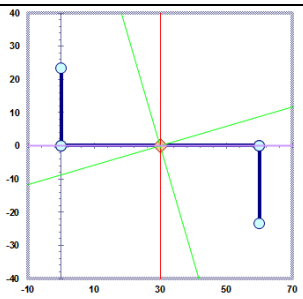
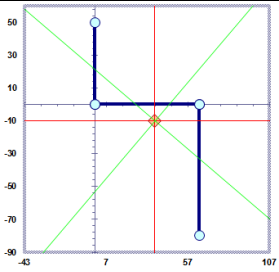
Таблица 10.3 – Характеристики поперечных сечений стержневых элементов

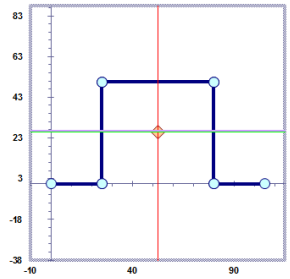
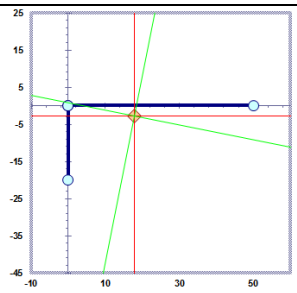
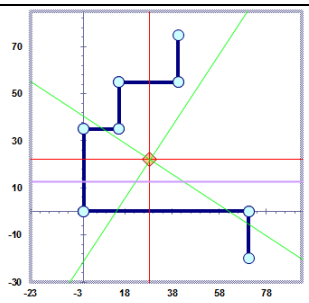
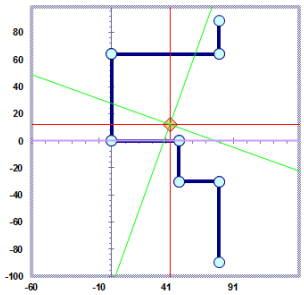
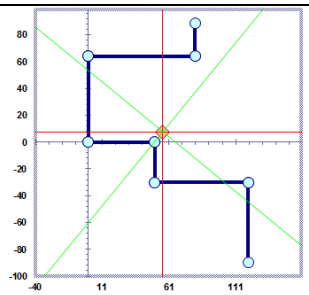
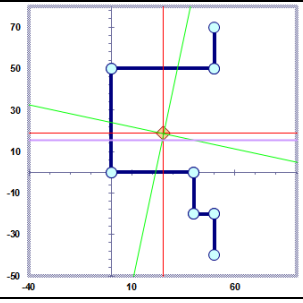
№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
100		319,8	92058,60	261664,3	353722,9
101		551	1814129	209663,5	2023793
102		159,4	23678,00	116763,3	140441,3
103		458,2	762399,0	299692,1	1062091
104		500,5	830342,1	784391,4	1614733
105		256,6	72049,90	57402,90	129452,8

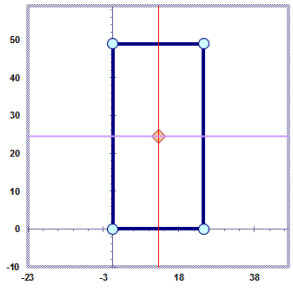
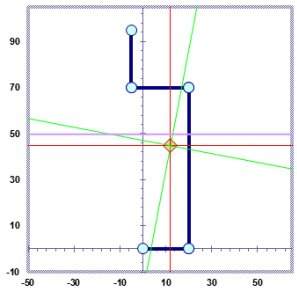
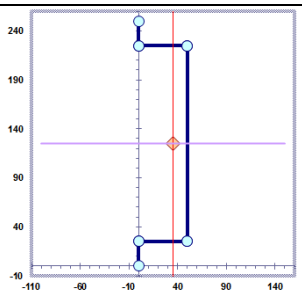
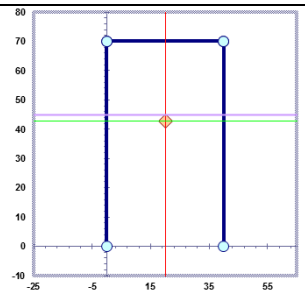
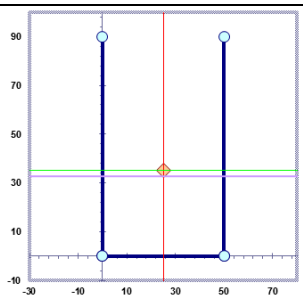
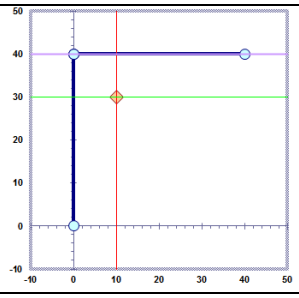
№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
106		543,5	1469230	595842,9	2065073
107		608,7	1923865	1014717	2938583
108		732	521623,0	1259332	1780955
109		318	114134,1	1061779	1175913
110		736,8	2716072	1902389	4618462
111		681	2239520	1615272	3854792

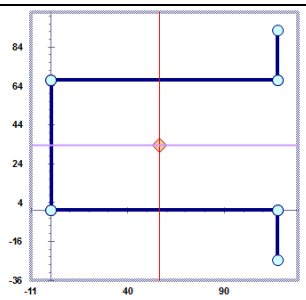
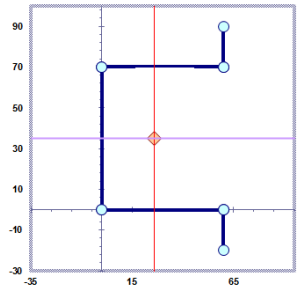
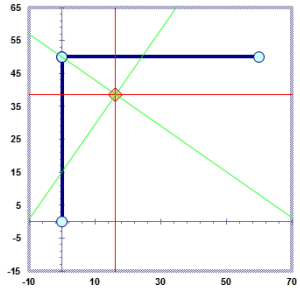
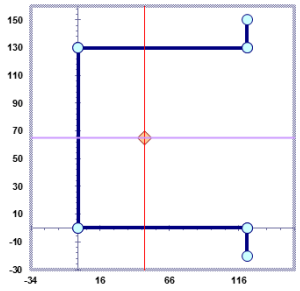
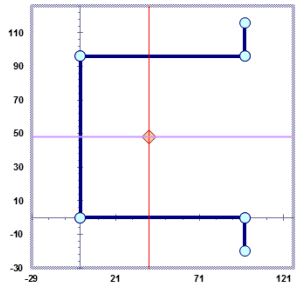
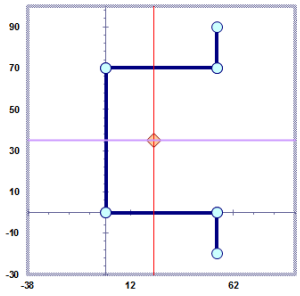
№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
112		819	4212425	2002940	6215366
113		795,2	2928761	2247856	5176617
114		412	60109,00	908609,4	968718,4
115		245,3	329692,7	80076,80	409769,5
116		247,2	207289,4	117871,4	325160,8
117		138	8433,30	90844,70	99278,00

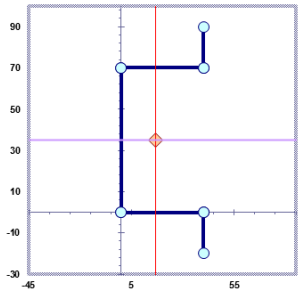
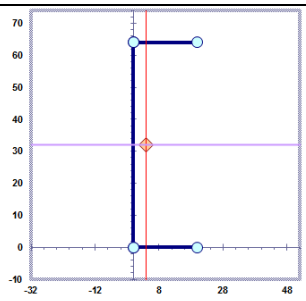
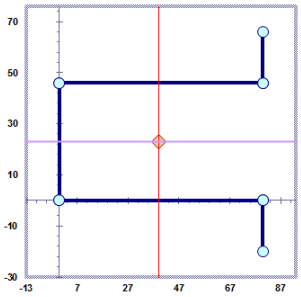
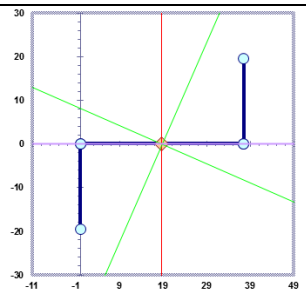
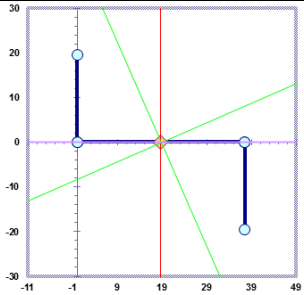
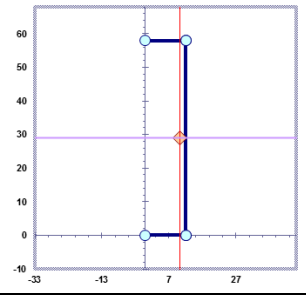
№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
118		154	194992,8	13002,40	207995,2
119		108	43204,30	8108,60	51312,90
120		156	169235,1	8945,20	178180,3
121		111	6342,00	6342,00	12684,00
122		236,4	130895,8	86920,70	217816,5
123		186,2	46740,00	46740,00	93480,00
124	--- --- ---	70,8	3115,70	3115,70	6231,40

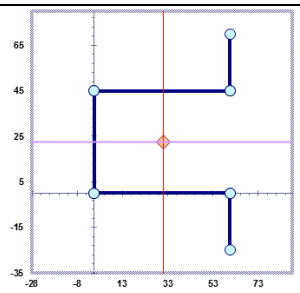
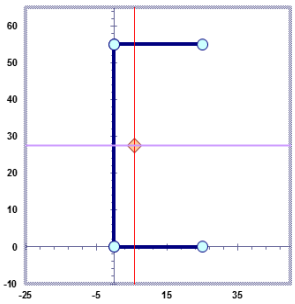
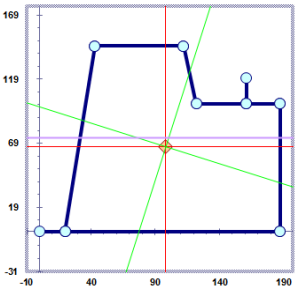
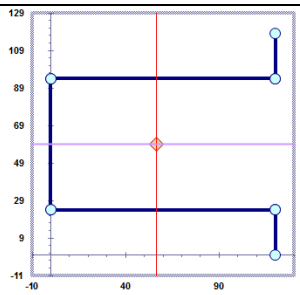
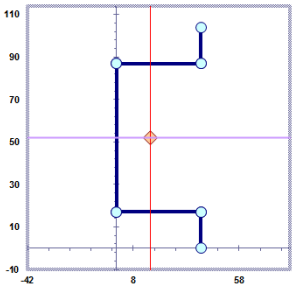
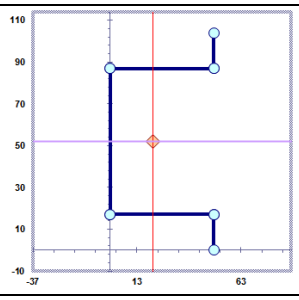
№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
125		348,2	454374,7	305835,3	760210,0
126		100,8	35815,90	4771,30	40587,20
201		475	178743,5	178743,5	357487
202		128,4	10390,9	72366,8	82757,7
203		128,4	10390,9	72366,8	82757,7
204		232,8	231288,6	180276,5	411565,1

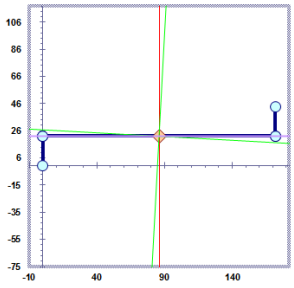
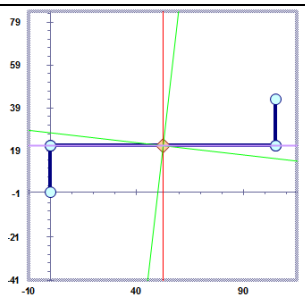
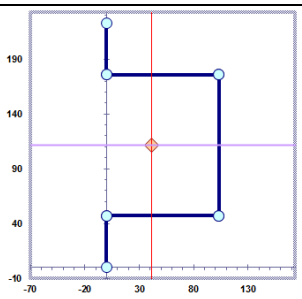
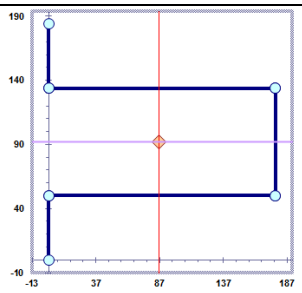
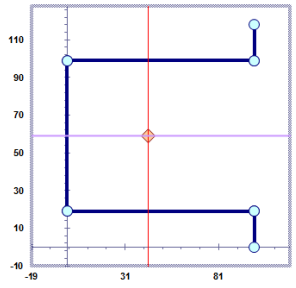
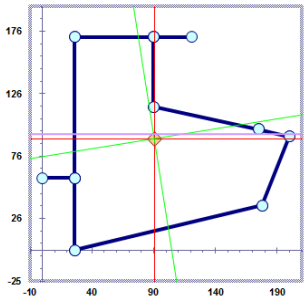
№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
205		246	103763,7	206526,9	310290,6
206		84	2521,5	23217,2	25738,7
207		246	165569,8	130677,1	296246,9
208		406,8	938833,6	387505,4	1326339
209		454,8	1015241,4	805189,9	1820431,3
210		252	228457,3	97901,6	326358,9

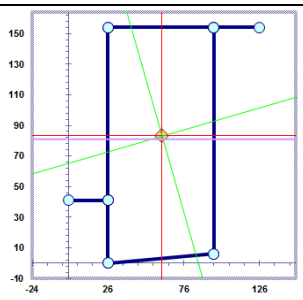
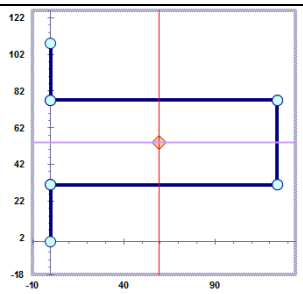
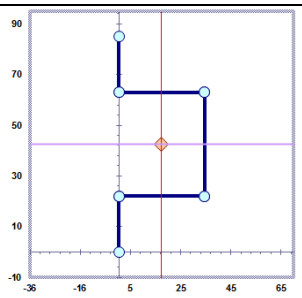
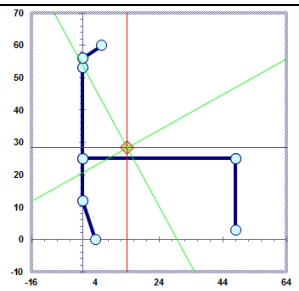
№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
211		365	121112,9	41167,6	162280,5
212		168	153794,4	17123,1	170917,5
213		420	2762514,5	164321,7	2926836,2
214		216	114339,1	73620,2	187959,3
215		276	240894,2	147525,9	388420,1
216		96	16005,8	16005,8	32011,6

№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
217		1056	1199104	2005081,9	3204185,9
218		345	386908,8	197248,3	584157,1
219		132	32963,2	51061,7	84024,9
220		828	2880725,8	1723941,6	4604667,4
221		664	1322541,5	921534,6	2244076,1
222		196,2	218901,6	93088,6	311990,2

№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
223		171	188029,9	47501,4	235531,3
224		260	157065,4	9570,5	166635,9
225		369	206512	334072,9	540584,9
226		114,8	7425,4	27169,2	34594,6
227		114,8	7425,4	27169,2	34594,6
228		98,4	43735,5	1087,3	44822,8

№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
229		322,5	198330,8	182119,7	380450,5
230		126	62019,7	8043,6	70063,3
301		911	2722450	3450468,8	6172919
302		1074	1293298	2124064,3	3417362
303		165,6	172569,7	44510,7	217080
304		183,6	194620,9	73682,8	268304

№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
305		322,5	9986,8	1113110,1	1123097
306		222	9967,9	322493,3	332461
307		1448,5	7434083	2781096,5	1E+07
308		1350	2868237	5984408	8852645
309		795	1142559	1119650,5	2262209
310		910,5	2856677	3270786,5	6127464

№ сеч.	Схема сечения	Характеристики сечения			
		A мм^2	Ixc мм^4	Iyc мм^4	Ip мм^4
311		665,1	2134028	845207	2979235
312		427,2	283437,3	876205,7	1159643
313		183,6	95714,7	37330,6	133045
314		194,2	38748,7	67589,8	106339

10.4 Обоснование и выбор условий аварийного нагружения модели

В соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН №66 (пересмотр 1), при имитации опрокидывания автобуса, он устанавливается на поворотную плиту на высоте 800мм от уровня жесткой поверхности, на которую осуществляется опрокидывание (рисунок 10.22).

Энергия удара при опрокидывании рассчитывается по формуле:

$$E_{уд} = 0{,}75 \cdot M \cdot g \cdot h, \qquad (10.7)$$

где M - общая приведенная масса автобуса, g = 9,81 м/с - ускорение свободного падения, h - высота падения центра тяжести автобуса при опрокидывании.

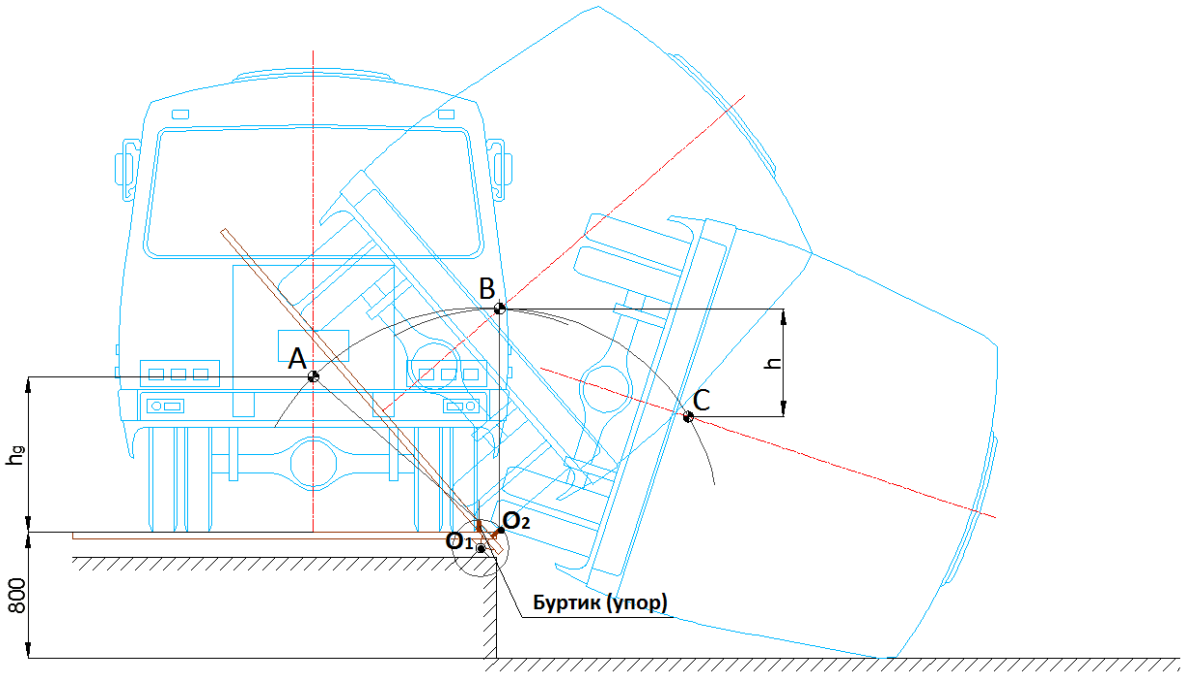


Рисунок 10.22 – Принципиальная схема опрокидывания автобуса с уступа

Общая приведенная масса автобуса M может быть определена по формуле:

$$M = M_k + 0{,}5 \cdot M_m, \quad (10.8)$$

где M_k - масса автобуса в порожнем состоянии (масса транспортного средства в снаряженном состоянии без пассажиров и груза, но с учетом 75-килограммовой массы водителя, массы топлива, соответствующей 90% емкости топливного бака и массы охлаждающей жидкости, смазки, инструментов и запасного колеса, если оно имеется); M_m - совокупная масса всех пассажиров и членов экипажа, занимающих сиденья, оснащенные удерживающими системами.

Очевидно, что общая приведенная масса автобуса M может быть определена следующим образом:

$$M = M_{сн} + M_в + 0{,}5 \cdot M_{пасс} \cdot n, \quad (10.9)$$

где $M_{сн}$ - снаряженная масса автобуса, $M_в$ - масса водителя (75 кг), $M_{пасс}$ - масса пассажира (68 кг); n - количество пассажиров, занимающих сиденья, оснащенные ремнями безопасности.

Высота падения центра тяжести автобуса при опрокидывании (h, формула 10.7) определяется графическим способом.

Точка B рисунка 10.22 характеризует предельное устойчивое положение автобуса при определенном наклоне поворотной плиты (поворот происходит относительно точки O_1), которое предшествует началу свободного падения автобуса. В этом случае центр тяжести наклоненного автобуса находится на одной вертикальной лини с точкой O_2, расположенной на крае буртика (упора), который препятствует скольжению автобуса вдоль поворотной

плиты при ее подъеме. Следует также отметить, что точка В - это крайнее верхнее положение центра тяжести автобуса в процессе его опрокидывания. Дальнейшее движение автобуса в условиях свободного падения может быть представлено как вращательное движение транспортного средства относительно точки O_2. В момент соударения автобуса с опорной поверхностью, центр тяжести будет находиться в некоторой точке С. Вертикальное расстояние между точками В и С определяет значение h, используемое в формуле (10.7) при расчете энергии удара.

На рисунке 10.23 показана схема опрокидывания исследуемого автобуса.

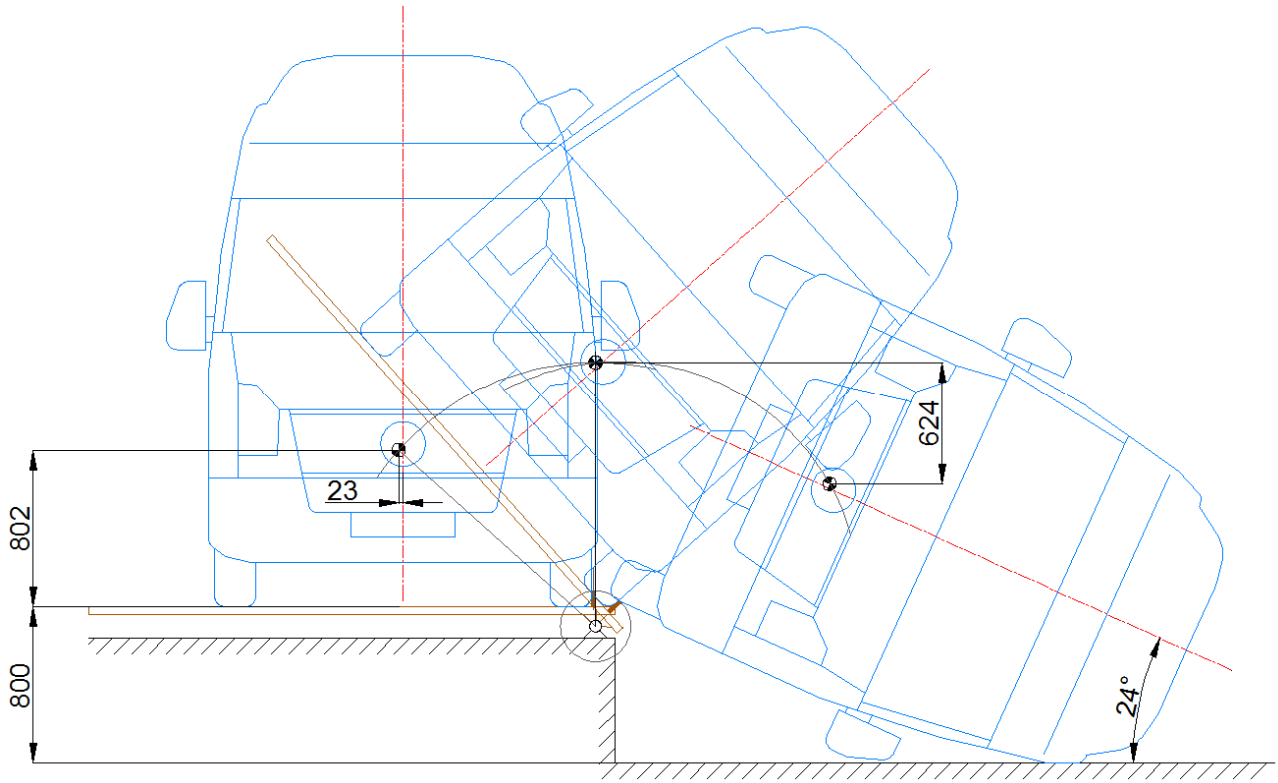


Рисунок 10.23 – Схема опрокидывания исследуемого автобуса

Для рассматриваемого автобуса известны следующие данные:

M = 3255 + 75 + 0,5·68·21 = 4044 кг; h_g = 802 мм; h = 624 мм.

Энергия удара при опрокидывании составляет: $E_{уд}$ = 18,56 кНм (кДж).

Необходимо отметить, что расчетная модель, состоящая из стержневых элементов, имеет завышенную несущую способность (в среднем на 10…30%). Данное утверждение подтверждено результатами расчетно-экспериментальных исследований, выполненных учеными кафедры «Автомобили и тракторы» Автомобильного института НГТУ.

Таким образом, для имитации адекватного характера деформирования кузова автобуса необходимо энергию удара, прикладываемую к расчетной модели, увеличить на 30%. Т.е. при компьютерном моделировании энергия удара должна составлять:

$E_{уд}$ = 1,3 · 18,56 = 24,12 кНм (кДж).

10.5 Анализ кинематики движения и определение энергии удара при опрокидывании автобуса

На рисунке 10.24 показана схема опрокидывания автобуса, на которой отмечена траектория перемещения центра тяжести (дуга радиусом R) при опрокидывании (т.е. до момента касания автобуса с жесткой поверхностью). После соударения, в процессе деформирования кузова, траектория движения центра масс может быть отлична от формы дуги, однако, предположив, что и после удара центр тяжести автобуса будет находиться на дуге радиусом R, опрокидывание можно заменить эквивалентным условием нагружения, при котором неподвижный кузов автобуса нагружается жесткой поворотной плитой (рисунок 10.25). При этом геометрические и физические параметры плиты должны быть подобраны таким образом, чтобы масса плиты соответствовала массе автобуса в порожнем состоянии, а центр тяжести плиты находился на дуге с радиусом R. Геометрическая форма плиты представляет собой две перпендикулярные плоскости, образованные отрезками DE и EF. Длина L_1 отрезка DE определяется исходя из условий опрокидывания автобуса с уступа, длина L_2 отрезка EF выбирается таким образом, чтобы центр тяжести ударной плиты $C_{плита}$ находился на дуге радиуса R, т.е. на траектории движения центра масс автобуса $C_{авт}$.

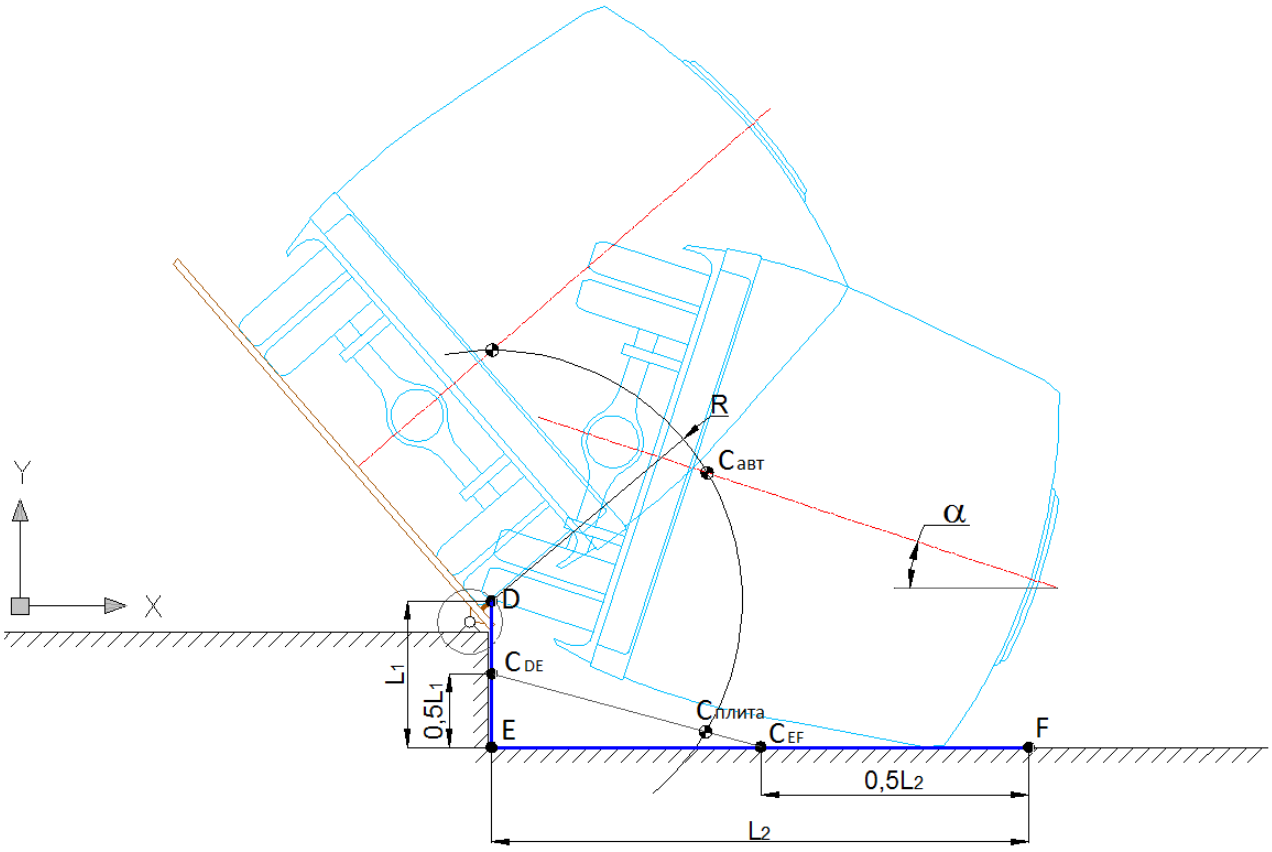


Рисунок 10.24 – Определение геометрических размеров ударной плиты

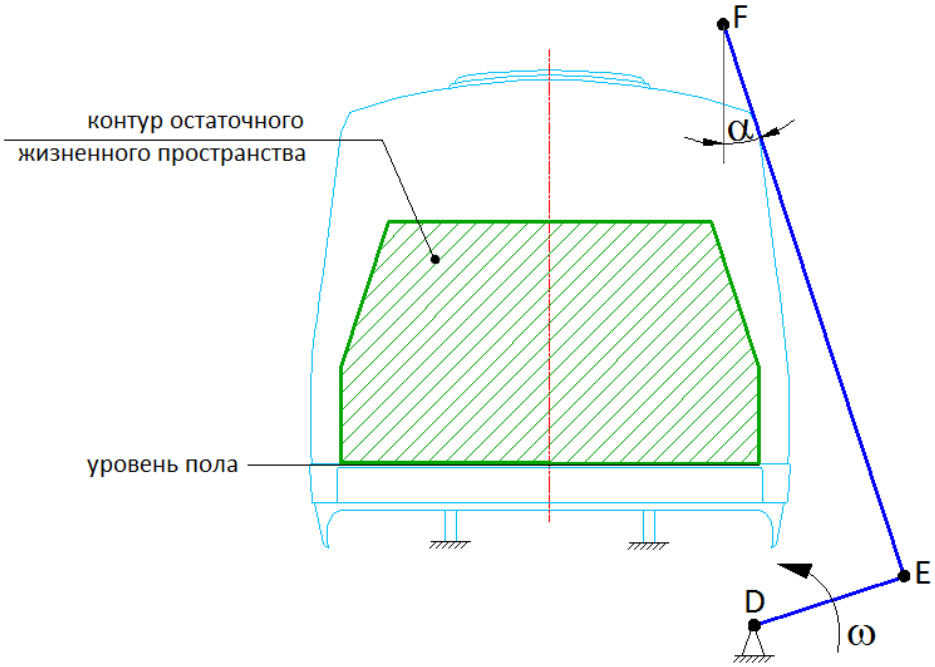


Рисунок 10.25 – Схема эквивалентного режима нагружения

Угол наклона ударной плиты по отношению к кузову должен соответствовать углу падения автобуса на жесткую поверхность. Начальная угловая скорость плиты ω выбирается таким образом, чтобы кинетическая энергия удара соответствовала расчетному значению энергии удара при опрокидывании. Исходя из выражения (10.1) справедливо следующее:

$$\omega = [\ (1{,}5 \cdot M \cdot g \cdot h) / I\ ]^{0{,}5}, \qquad (10.10)$$

где I – момент инерции ударной плиты относительно центра поворота точки D.

Кузов автобуса должен иметь достаточную несущую способность, чтобы поглотить энергию удара и обеспечить сохранение остаточного жизненного пространства внутри салона [10.2 – 10.5].

10.6 Моделирование условий опрокидывания

В качестве нагрузочного режима выбран способ эквивалентного нагружения, имитирующий реальные условия опрокидывания автобуса [10.6 – 10.9]. На рисунке 10.26 показана схема нагружения модели, которая была закреплена в зонах расположения кронштейнов, установленных на раме. Параметры плиты выбраны таким образом, чтобы обеспечивалась энергия удара Еуд = 24,12 кНм (кДж), при этом центр масс ударной плиты перемещается по траектории движения центра масс автобуса.

Принятый режим нагружения является более жестким по сравнению с реальным условием опрокидывания, поскольку не учитывает возможность «соскальзывания» автобуса с буртика и соударения с жесткой поверхностью по всей площади боковины [10.10 – 10.12].

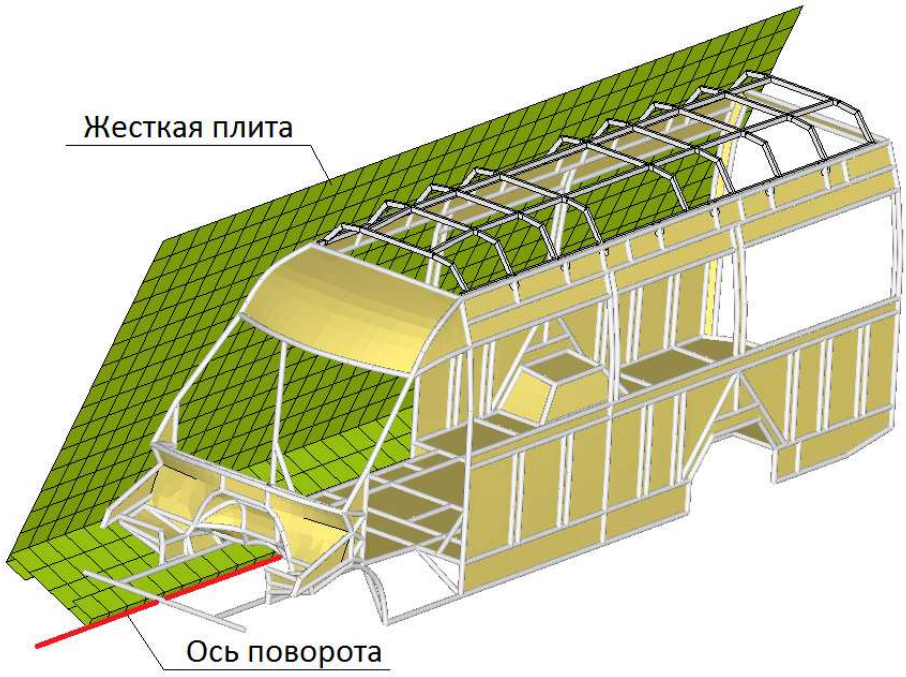
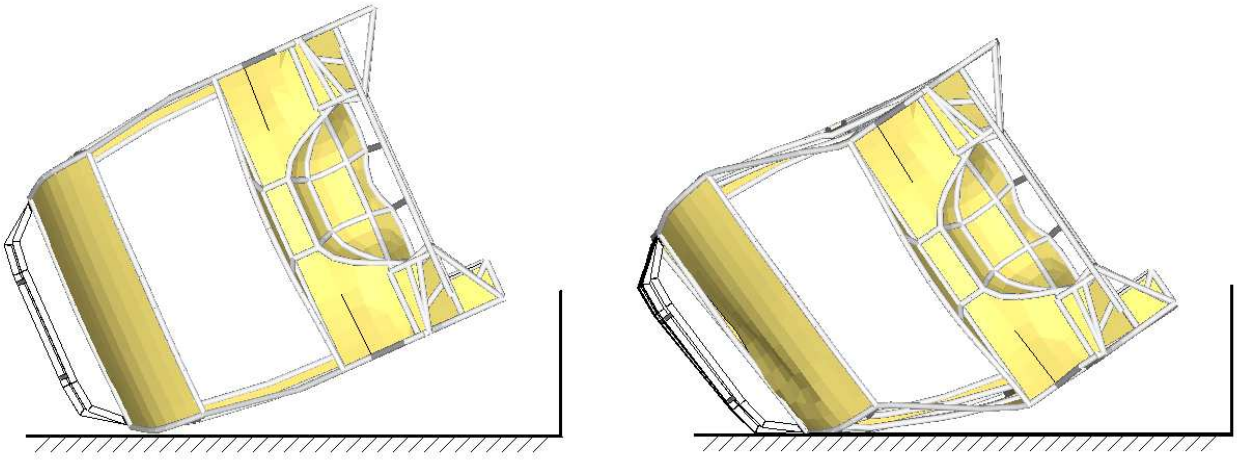


Рисунок 10.26 – Схема нагружения расчетной модели

10.7 Анализ результатов конечно-элементных расчетов. Оценка пассивной безопасности исследуемой несущей системы автобуса

На рисунке 10.27 показаны состояния модели до и после поглощения энергии удара. На рисунке 10.28 показаны графики изменения энергии удара и внутренней энергии модели. Видно, что кинетическая энергия плиты была полностью поглощена к моменту времени t = 0,18с. На рисунке 10.29 показан график изменения разрушающей нагрузки в процессе аварийного нагружения модели. Среднее значение разрушающей нагрузки составило 47кН, что является достаточным с точки зрения восприятия энергии удара, возникающей при опрокидывании.



а) б)

Рисунок 10.27 – Моделирование условий опрокидывания
а) начальный момент удара, б) момент полного поглощения кинетической энергии

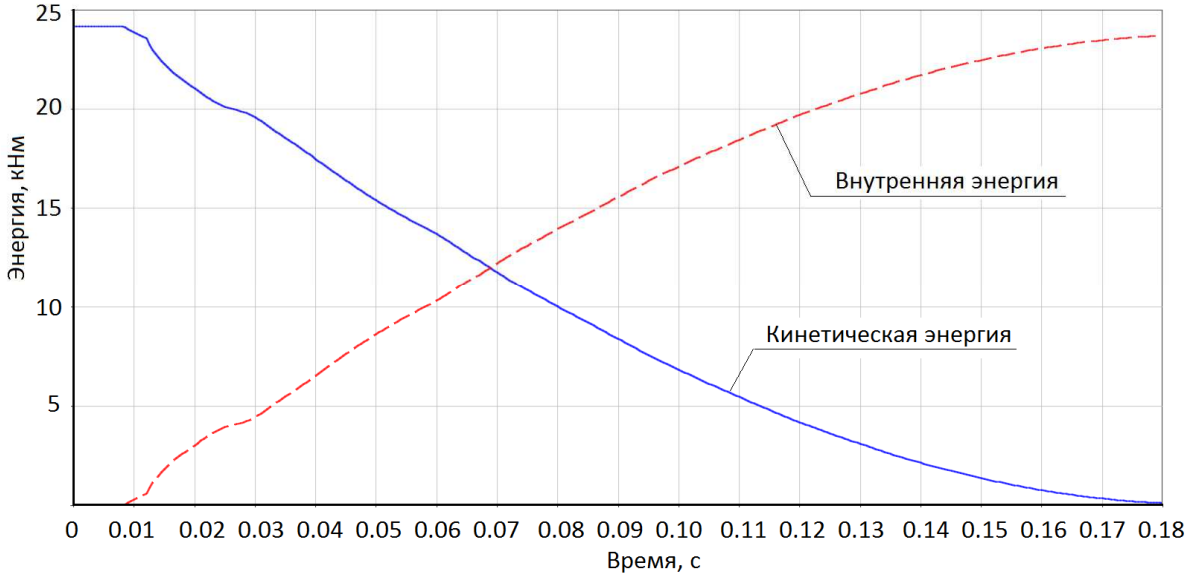


Рисунок 10.28 – Графики изменения кинетической энергии удара и внутренней энергии системы

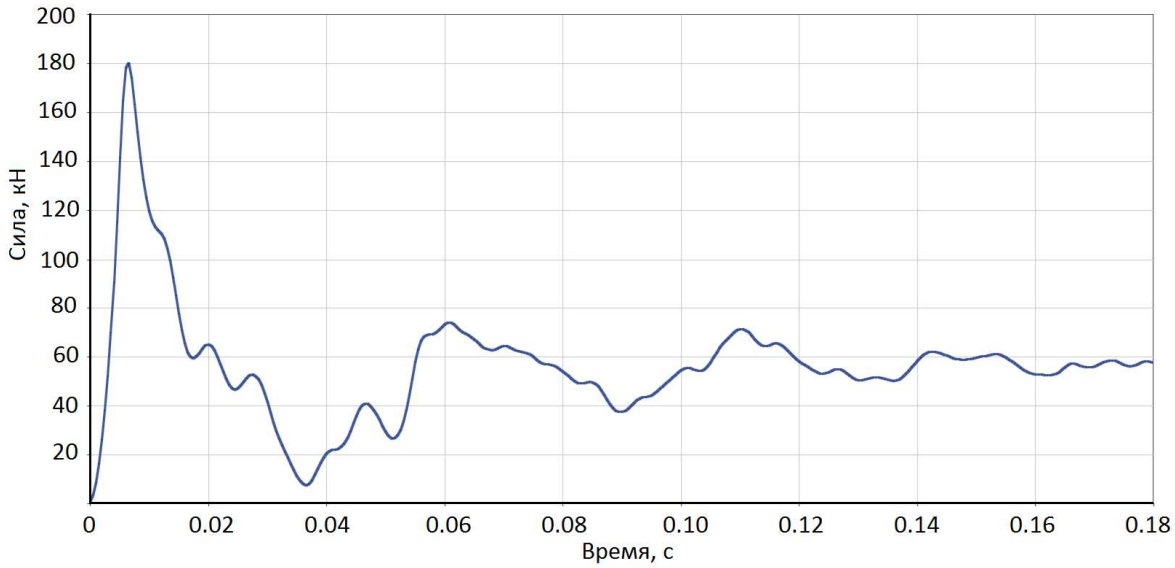


Рисунок 10.29 – График изменения разрушающей нагрузки

На рисунке 10.30 показан деформированный вид модели. Суммарные перемещения составили 412 мм. На рисунке 10.31 показана схема расположения контрольных сечений кузова автобуса. На рисунке 10.32 изображены деформации кузова, соотнесенные с контуром остаточного жизненного пространства, форма которого регламентирована требованиями соответствующих нормативных документов. Видно, что по всей длине кузова обеспечивается гарантированный зазор (49…85 мм) между стойками каркаса и контуром жизненного пространства. Таким образом, рассматривая конструкция кузова автобуса отвечает требованиям правил ЕЭК ООН №66 (пересмотр 1), поскольку она обеспечивает полное поглощение энергии удара, при этом гарантирует сохранение остаточного жизненного пространства внутри салона.

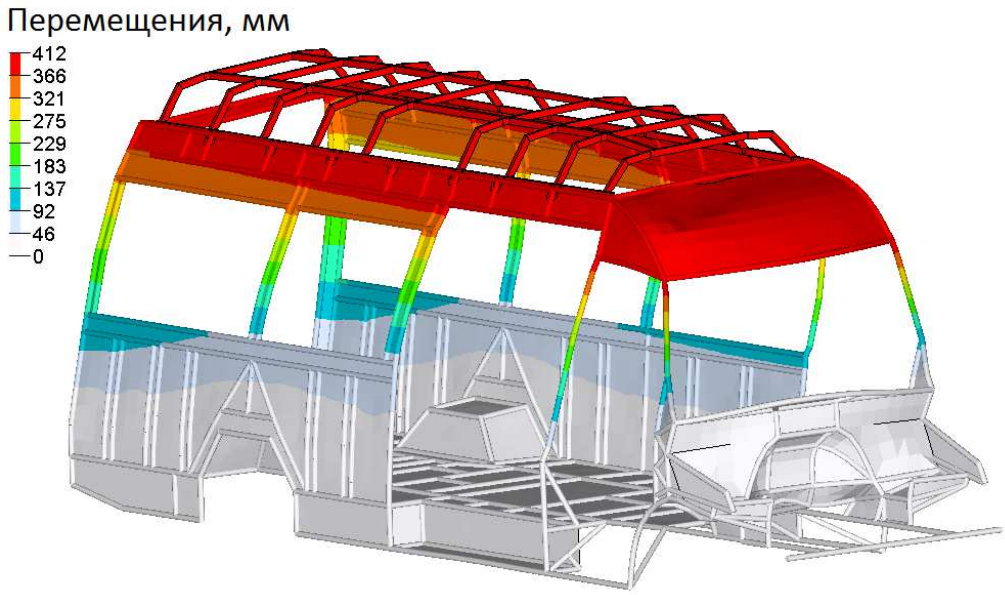


Рисунок 10.30 – Деформированный вид модели (Δ_{max} = 412 мм)

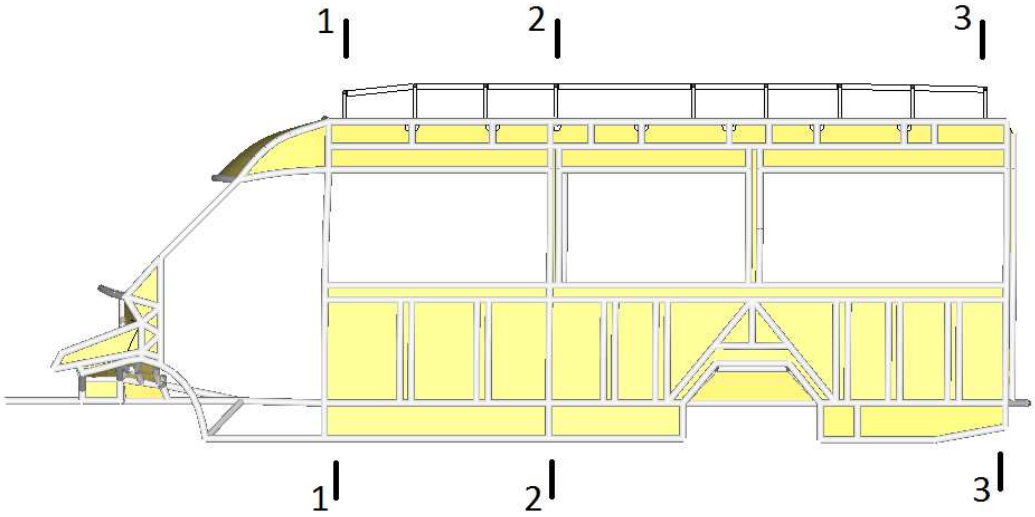
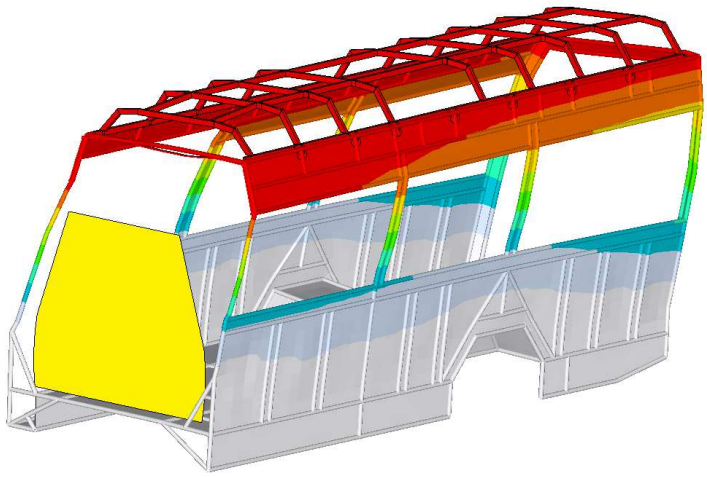
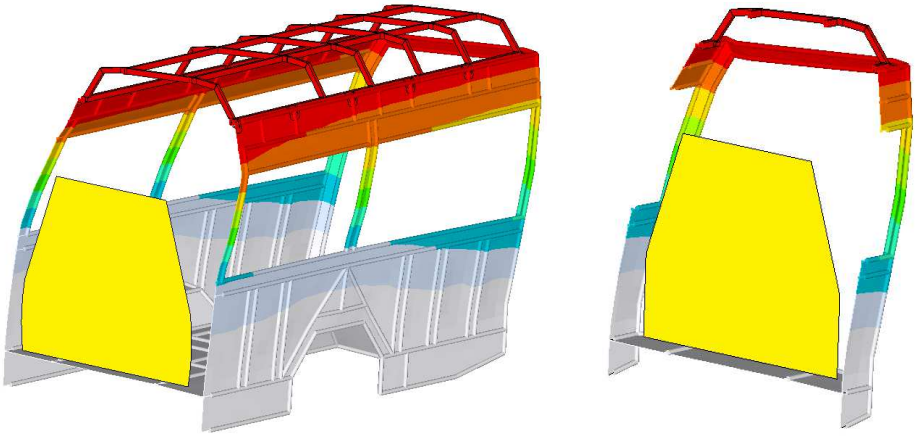


Рисунок 10.31 – Схема расположения контрольных сечений

Следует отметить, что в модели не учитывались стекло лобового оконного проема, стекла боковин и прочие элементы, способные оказать положительный эффект с точки восприятия аварийной нагрузки. Таким образом, справедливо предполагать, что реальная конструкция автобуса обладает более высокой несущей способностью по сравнению с исследованной расчетной моделью. Следовательно, можно утверждать, что конструкция автобуса имеет гарантированный запас по несущей способности с точки зрения восприятия энергии опрокидывания, регламентированной требованиями правил ЕЭК ООН №66 (пересмотр 1).

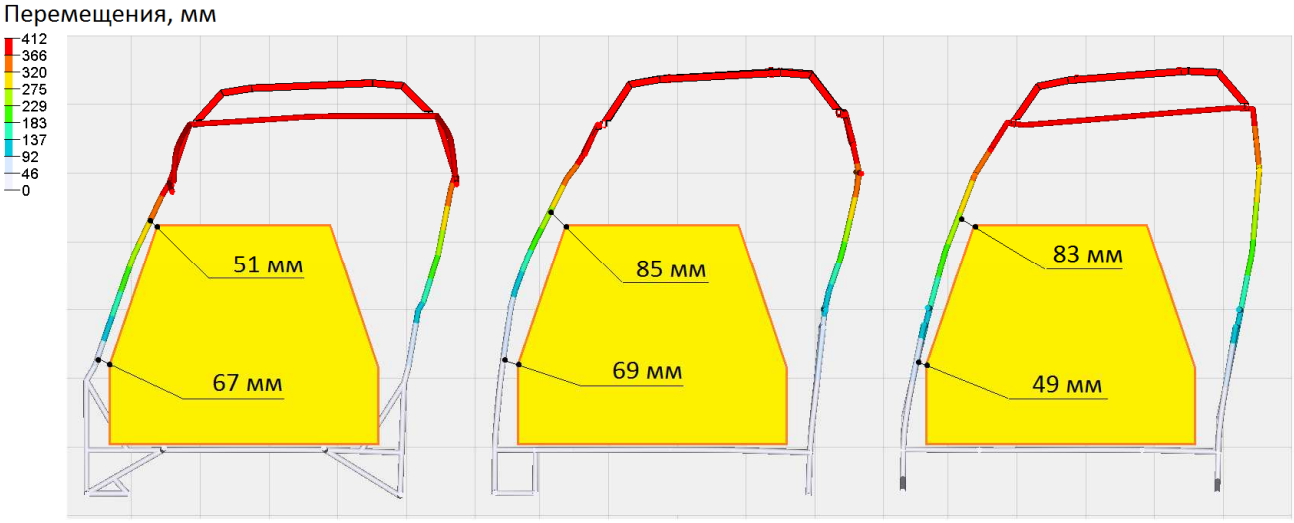


а)



б) в)

Рисунок 10.32 – Характер деформирования кузова в местах расположения контрольных сечений
а) сечение 1-1, б) сечение 2-2, в) сечение 3-3



Сечение 1-1 Сечение 2-2 Сечение 3-3

Рисунок 10.33 – Деформированные виды расчетных моделей

10.8 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение пассивной безопасности несущих систем автобусов

Полученные результаты позволяют сделать следующие рекомендации:

1. Целесообразным является использование закрытых профилей в основных силовых элементах кузова, воспринимающих основную часть энергии удара: силовые контуры оконного проема, заднего проема и контуры боковин кузова;
2. Особое внимание должно быть уделено способу соединения каркаса крыши с силовыми элементами боковин;
3. Вертикальные стойки кузова и силовые элементы оконного должны быть выполнены из Стали 09Г2С с пределом текучести не ниже σ_T = 350МПа.

10.9 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) автобусов. Результаты НИР могут быть использованы также в образовательном процессе, в частности, подходы компьютерного моделирования условий действия аварийных нагрузок на несущие системы автобусов 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".

10.10 Обобщение и оценка результатов исследований

1. Конструкция исследованного автобуса отвечает требованиям правил ЕЭК ООН №66. Результаты компьютерного моделирования условий опрокидывания автобуса с уступа показывают, что конструкция обеспечивает полное поглощение энергии удара, при этом внутри салона автобуса сохраняется остаточное жизненное пространство.
2. Поскольку в модели не учитывались стекло лобового оконного проема, стекла боковин и прочие силовые элементы, справедливо предполагать, что реальная конструкция автобуса обладает более высокой несущей способностью по сравнению с исследованной расчетной моделью. Таким образом, несущая система автобуса имеет гарантированный запас по несущей способности с точки зрения восприятия энергии опрокидывания, регламентированной требованиями правил ЕЭК ООН №66.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

1 Разработан и изготовлен уникальный стенд для исследования статических характеристик шин, позволяющий определять вертикальную, продольную и поперечную жесткость шин, жесткость при кручении относительно вертикальной оси, угловую жесткость; коэффициент продольного сцепления с различными типами опорных оснований; момент сцепления при повороте колеса. Разработана методика экспериментального определения распределения нормальных давлений в контакте пневмоколесного движителя с опорной поверхностью. Получен закон распределения нормальных давлений в зоне контакта колес на шинах низкого давления с опорной поверхностью для специального вездеходного транспортного средства с шинами «Трэкол» 1300х600-533; установлено, что для шин низкого давления наблюдается большая неравномерность распределения нормальных давлений, имеющая седлообразную форму как в продольных, так и поперечных сечениях.

2 Разработана имитационная модель автобуса в программном комплексе SDK-Simulation, учитывающая основные параметры конструкции транспортного средства. Проведены теоретические и экспериментальные исследования по оценке свойств активной безопасности автобуса. Сравнение результатов компьютерного моделирования и дорожных испытаний показало хорошую сходимость. Расхождение значений по продольным и поперечным (боковым) ускорениям, а также по тормозному пути не превышают 3…12%. Разработана методика оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования, которая позволяет выполнять широкий спектр работ на этапах проектирования и доводки транспортных средств.

3 Разработана и апробирована методика выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на динамичной и экономичной модификациях с учетом показателей, характеризующих эффективность работы автомобиля в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, городском и магистральном циклах по ГОСТ 20306-90, на магистрально-холмистых дорогах и экологичность в нормируемых условиях, на основе регрессионных моделей второго порядка и критерия Парето. Определены регрессионные зависимости от передаточных чисел трансмиссии для следующих комплексных показателей: наибольшей скорости на магистрально-холмистой дороге, показателя разгона, суммарного коэффициента эффективности

работы автомобиля в циклах, расхода топлива при разгоне, суммарного расхода топлива на магистрально-холмистой дороге и при установившихся режимах движения.

4 Разработана пространственная математическая модель движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по опорной поверхности с низкой несущей способностью. Данная модель позволяет производить расчетный анализ и прогнозирование механики процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления при различных параметрах опорного основания под каждым колесом. При этом учитывается изменение физико-механических свойств материала полотна пути после прохода по нему колеса, а также влияние различных кинематических схем трансмиссии и параметров используемых дифференциалов на динамику движения машины по бездорожью. Анализ результатов исследований работоспособности математической модели подтвердил возможность её использования для прогнозирования проходимости и эффективности транспортного средства с пневмоколесным движителем сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью.

5 Выведены теоретические зависимости, которые позволяют рассчитать время разблокировки синхронизатора для различных случаев переключения передач, а также величину усилия, необходимую для разблокировки в зависимости от параметров синхронизатора и величин действующих моментов. Анализ выведенных зависимостей показывает, что с увеличением передаточного числа включаемой передачи за счет возрастания приведенного момента инерции ведущих деталей коробки передач, а также увеличения приведенных действующих моментов сопротивления условия разблокировки ухудшаются. Для улучшения условий разблокировки синхронизатора является рациональной установка синхронизатора низших передач на промежуточном валу коробки. Это обусловит уменьшение момента инерции ведущих частей коробки передач и действующих приведенных моментов сопротивления, мешающих разблокировке.

6 Разработана математическая модель для оценки показателей тягово-скоростных свойств электромобиля. Определены затраты энергии на движение электромобиля в городском цикле по Правилам ЕЭК ООН №83. Исследованы показатели эксплуатационных свойств электромобиля от его конструктивных параметров методом регрессионного анализа. Установлена зависимость пробега на одной зарядке от конструктивных параметров электромобиля, таких как: коэффициент лобового сопротивления воздуха и полная масса транспортного средства. Разработана программа экспериментальных исследований экспериментального образца электромобиля, включающая проведение испытаний в соответствии с отечественными и зарубежными

стандартами как в дорожных условиях, так и на стенде. Проведенные испытания электромобиля на стенде показатели высокую степень эффективности тормозной системы, удовлетворяющую международным требованиям Правил ЕЭК ООН №13 (ГОСТ Р 41.13-99). По результатам сравнения теоретических и экспериментальных исследований можно утверждать, что предложенные методики расчета и оценки затрат энергии при движении являются адекватными и могут быть рекомендованы к использованию в инженерной практике.

7 Разработана обобщённая структура и алгоритм функционирования интеллектуальной системы управления универсальным спасательным средством, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов автоматической прокладки маршрута и автовождения в условиях сложного рельефа местности.

8 Определены возможные варианты конструкции роторно-винтового движителя. Предложена математическая модель роторно-винтового движителя, представляющая параметрическое описание его геометрии, с возможностью выбора форм элементов движителя. Разработана модель деформируемого опорного основания, позволяющая моделировать процессы, протекающие в зоне контакта движителя с опорным основанием. Получены результаты расчета, представляющие собой рекомендации по формам и размерам роторно-винтового движителя в зависимости от назначения машины. Выявлены возможные пути усовершенствования модели. Моделирование движения одиночного роторно-винтового движителя по деформируемой опорной поверхности позволило на основе полученных результатов расчета разработать методику оценки эффективного управления роторно-винтовой машиной.

9 Разработана методика оценки прочности и пассивной безопасности каркасов гоночных болидов класса «Formula Student». Рассмотрены возможные варианты конструктивного исполнения гоночного болида, дана оценка степени влияния отдельных усилителей и раскосов на прочность и жесткость каркаса в условиях действия скручивающих нагрузок.

10 Разработана методика оценки пассивной безопасности кузова автобуса, включающего металлические и неметаллические силовые элементы. По результатам расчетных и экспериментальных исследований выявлены зоны разрушения несущей конструкции в условиях, имитирующих опрокидывание автобуса с уступа. Разработаны практические рекомендации, направленные на повышение безопасности автобусов.

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

Раздел 1

1.1 Кнороз В.И., Кенников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.

1.2 Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

1.3 Вонг Д. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. / Под ред. А.И. Аксёнова. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.

1.4 Куляшов А.П., Колотилин В.Е. Экологичность движителей транспортно -технологических машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 288 с.

1.5 Ульянов Н.А. Основы теории и расчета колесного движителя землеройных машин. – М.: Машиностроение, 1962. – 207 с.

1.6 Автомобильные шины / Под ред. В.Л. Бидермана. – М.: Госхимиздат,1963. – 304 с.

1.7 Аксенов П. В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений. – М.: Машиностроение, 1980. – 207 с.

1.8 Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2006. – 728 с.

1.9 Беляков В.В. Три источника, три составные части теории взаимодействия движителей транспортно-технологических машин с полотном пути // Развитие транспортно-технологических систем в современных условиях. Материалы международной науч.-практич. конф., Н.Новгород, 1997 г. – С.39-57.

1.10 Зимилев Г.В. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с.

1.11 Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунгян, и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с.

1.12 Кошарный Н.Ф. Основы теории рабочего процесса и расчета движителей автомобилей высокой проходимости. – Дис докт. техн. наук: – Киев,1978 г. – 467 с.

1.13 Кравец В.Н. Оценочные показатели проходимости автомобиля. // Проектирование, испытания, эксплуатация и маркетинг автотракторной техники. - Н.Новгород: НГТУ, 1997. – С.156-160.

1.14 Кравец В.Н. Теория автомобиля. - Н.Новгород: НГТУ, 2007. – 365 с.

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

1.16 Литвинов А.С., Фрумкин А.К. Краткий обзор и анализ движителей автотранспортных средств //Совершенствование конструкций и повышение эксплуатационных свойств автомобилей: Сб. науч. тр. / МАДИ, 1987. – С. –4-11.

1.17 Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство". – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

1.18 Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). –М.: Юнити –ДАНА, 2001. –230 с.

1.19 Проектирование полноприводных колесных машин / Под ред. А.А. Полунгяна, в трех томах. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. –Т.1 –496 с.

1.20 Проектирование полноприводных колесных машин / Под ред. А.А. Полунгяна, в трех томах. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. –Т.3 –432 с.

1.21 Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.

1.22 Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

1.23 Ларин В.В. Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колесных машин на местности. – Дис. докт. техн. наук: – Москва, 2007 г. – 608 с.

1.24 Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации. – Дис. докт. техн. наук: – Москва, 2008 г. – 370 с.

1.25 Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н.Ф. Бочаров, В.И.Гусев.

1.26 Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н. Проектирование колесных машин с использованием моделирования. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.–25 с.

1.27 Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов

Раздел 2

2.1 Технический регламент «О безопасности колесных транспортных средств», постановление Правительства Российской Федерации № 720 от 10.09.2009 г.

2.2 ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания».

2.3 Иванов, А.А. MSC.Adams: Теория и элементы виртуального конструирования и моделирования / А.А. Иванов – 97с.

2.4 Буров, А.Г. Совместное использование вычислительных пакетов MSC.Adams и MATLAB / А.Г. Буров – 43с.

2.5 Дьяконов, В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании / В.П. Дьяконов. М.:СОЛОН-Пресс, 2005. – 576с.

2.6 Поршнев, С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB / С.В. Поршнев. М.: Горячая линия - Телеком, 2003. – 592с.

2.7 Терёхин, В.В. Моделирование в системе MATLAB: Учебное пособие / В.В. Терёхин. Новокузнецк: Кузбассвузиздат, 2004. -376с.

2.8 Тумасов, А.В. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, В.Г. Дыгало и др. // Журнал ААИ – 2011 - №2 - С.34-37.

2.9 Никольский, В.А. Применение программно-аппаратных комплексов для оценки тормозных свойств транспортных средств по результатам имитационного моделирования / В.А. Никольский, А.В. Тумасов, А.М. Грошев, В.В. Михайлов // Труды НГТУ - №3 (88), 2011. – С. 114–118.

2.10 Тумасов, А.В. Исследование свойств активной безопасности автобуса среднего класса методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, В.А. Колтунов, С.Ю. Костин // Журнал «Труды НГТУ». – Н.Новгород: НГТУ, №1 (94), 2012. – С. 134–142.

2.11 Трусов Ю.П. Исследование тормозных свойств автобуса по результатам компьютерного моделирования и данных дорожных испытаний / Ю.П. Трусов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, Г.А. Коникова, П.В. Середа // Журнал «Труды НГТУ». – Н.Новгород: НГТУ, №3 (96), 2012. – С. 157–161.

Раздел 3

3.1 Автомобильные и тракторные двигатели. Ленин И.М., Костров А.В., Малашкин О.М. и др. Высшая школа, 1976. - 364 с.

3.2 Адясов А.Ю. Разработка методики выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля на основе рационального сочетания тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и экологичности выхлопных газов. Диссерт. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Нижний Новгород, 2002.

3.3 Балабин И.В., Логунов А.А., Ракляр А.М. Шины и работа автомобиля. М.: НИИАвтопром, 1973 – 95 с.

3.4 Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобилей: Учеб. пособие. Нижегород. гос. техн. ун-т. Н.Новгород, 1996. – 200 с.

3.5 Безбородова Г.Б., Галушко В.Г Моделирование движения автомобиля.. Киев, "Вища школа", 1978, 168 с.

3.6 Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина./ Пер. с англ. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

3.7 Беляков В.В., Бескин И.А., Куляшов А.П., Наумов В.Н. и др. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения / Под общ. ред. В.В. Белякова и А.П. Кулешова. – Н.Новгород: ТАЛАМ, 2004, 960 с.

3.8 Влияние сопротивления качению шин на расход топлива автомобилем. Кнороз В.И., Лурье М.И., Петров И.П. и др. // Автомобильная промышленность, №3, 1968.

3.9 Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. // Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1995. - 256 с.

3.10 Вохминов Д.Е. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – М., 2005 – 20 с.

3.11 Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. Киев: Высшая школа, 1971. - 231 с.

3.12 Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. М.: Транспорт, 1990, - 135 с.

3.13 Гоздек В.С. Устойчивость качения сблокированных ориентирующихся колес шасси самолета. // Труды ЦАГИ. – 1970, вып. 1196. – с. 3-17.

3.14 Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: учебник для вузов. - Мн.: Выш.шк., 1986. – 208 с.

3.15 Вохминов Д.Е., Коновалов В.В., Московкин В.В., Селифонов В.В., Серебряков В.В. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования. Учебное пособие. – М.: МГАПИ, МГТУ «МАМИ», 2000. – 42 с.

3.16 Диваков Н.В., Стрельников А.Н. Топливный баланс автомобиля. // Автомобильная промышленность, №8, 1981, с 13-14.

3.17 Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под. ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976 – 535 с.

3.18 Дмитриевский А.В., Шатров Е.В. Топливная экономичность бензиновых двигателей. М.: Машиностроение,1985. – 208 с.

3.19 Евграфов А.Н., Высоцкий М.С. Аэродинамика колесного транспорта. – Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. – 368 с.

3.20 Евграфов А.Н., Высоцкий М.С., Титович А.И. Аэродинамика магистральных автопоездов. Мн.: Наука и техника, 1988. – 232 с.

3.21 Ечеистов Ю.А. Исследование увода мотоциклетных шин // Вопросы машиностроения (сб. статей). Изд. АН СССР, 1950.

3.22 Жегалин О.И., Лупачев П.Д. Снижение токсичности автомобильных двигателей. М.: Транспорт, 1985, 120 с.

3.23 Жиглявский А.А., Жилинскас А.Г. Методы поиска глобального экстремума. М.: Наука, 1991. – 250 с.

3.24 Законодательные и потребительские требования к автомобилям: Учеб. пособие // В.Н. Кравец, Е.В. Горынин; Нижегород. гос. техн. ун-т. Н.Новгород, 2000. – 400 с.

3.25 Защита окружающей среды в связи с развитием автомобилизации. // Межвузовский сборник научных трудов. Под ред. Обельницкого А.М., М., 1979

3.26 Звонов А.В. Токсичность ДВС. М., Машиностроение, 1973. – 200 с.

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

3.28 Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. Теоретический анализ: Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.

3.29 Ишлинский А.Ю. Трение качения // ПММ. – 1938. – Т.2, вып. 2. – с. 245-260.

3.30 Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси // Труды ЦАГИ. – 1945. – №564. – с.1-33.

3.31 Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. Работа автомобильной шины. М.: Транспорт, 1976. – 236 с.

3.32 Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.

3.33 Князев А.В., Блохин А.Н. К вопросу о коэффициентах продольного крипа при качении деформированного колеса. // Известия высших учебных заведений, №10 2006.

3.34 Коротоношко Н.И. Автомобили с блокированным и дифференциальным приводом. М.: Машгиз, 1948. – 119 с.

3.35 Кудрявцев Ю.В., Петрушов В.А. Исследование аэродинамических качеств и сопротивлений качению автомобилей ГАЗ в заводских условиях. // Вестник машиностроения №9 1995, с. 28-36.

3.36 Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 272 с.

3.37 Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.

3.38 Лурье М.И., Токарев А.А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М.: Машиностроение, 1967 – 210 с.

3.39 Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля. М.: Машиностроение, 1973. – 222с.

3.40 Московкин В.В., Евграфов А.Н., Петрушов В.А. Топливная экономичность грузовых автомобилей и автопоездов, методы исследования и расчета. М.: НИИАвтопром, 1979. – 31 с.

3.41 Московкин В.В., Евграфов А.Н., Петрушов В.А. Аэродинамическое сопротивление грузовых автомобилей и автопоездов и его влияние на топливную экономичность. М.: НИИАвтопром, 1979. - 70 с.

3.42 Московкин В.В., Петрушов В.А., Стригин И.А. Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме.// Труды НАМИ, вып. 131, 1971.

3.43 Московкин В.В. Выбор оптимальных параметров автомобиля. // Автомобильная промышленность №6 1997, с. 7-12.

3.44 Московкин В.В. Система методов для исследования и расчета топливной экономичности и скоростных свойств автомобиля. Автореф. диссерт. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук. М., 1999.

3.45 Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей. Ждановский Н.С., Ковригин А.И., Шкрабок В.С. и др.. Л.: Машиностроение, 1974. – 214 с.

3.46 Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А., Мартынов К.В. Оптимизация разгона АТС. // Автомобильная промышленность, №1 2002, с. 20-21.

3.47 Наркевич Э.И. Трансмиссия с геометрическим рядом плотностей ступеней. // Автомобильная промышленность №11 1992, с. 8-9.

3.48 Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. М.: Наука, 1967. – 520 с.

3.49 Петрушов В.А. Новый метод определения сопротивления движению автомобиля. // Автомобильный транспорт, №11 1982, с 13 – 17.

3.50 Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.

3.51 Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение, 1975. - 223 с.

3.52 Пирковский Ю.В. Общая формула сопротивления качению полноприводного автомобиля. // Автомобильная промышленность, №4 1973, с 34-35.

3.53 Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2001. – 230с.

3.54 Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. – 279с.

3.55 Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник.// Под ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

3.56 Райков И.Я. Испытания ДВС. М.: Высшая школа, 1985. – 320 с.

3.57 Рокар И. Неустойчивость в механике, автомобили, самолеты, висячие мосты. – М.: ИЛ, 1959. – 287 с.

3.58 Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., Машиностроение, 1990. - 355 с.

3.59 Снижение токсичности и повышение экономичности транспортных энергоустановок. // Под ред. Грунауэра. Харьков: Вища школа, 1981.

3.60 Токарев А.А. Десять конструктивных факторов, определяющих рабочие параметры АТС. // Автомобильная промышленность №7 1990, с. 13.

3.61 Токарев А.А. Конструкция и комплексные технические показатели АТС. // Автомобильная промышленность №9, 1990, с15-17.

3.62 Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. - 222 с.

3.63 Токарев А.А., Шмидт А.Г. Новые методы определения эксплуатационного расхода топлива. // Автомобильная промышленность №12 1992, с. 11-14.

3.64 Токарев А.А., Шмидт А.Г. Теоретические предпосылки расчетного анализа мощностного, силового и топливного балансов автомобиля. // Сб.: Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. М.: Изд. НАМИ, 1989. – с. 40-45.

3.65 Токарев А.А., Шмидт А.Г. Составляющие топливного баланса автомобиля. // Автомобильная промышленность №4 1990, - с. 11.

3.66 Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями. Асмус Т.У., Боргнакке К., Кларк С.К. и др. Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1988. – 504 с.

3.67 Успенский И.Н. Конструирование трансмиссии автомобиля. Коробки передач. Учебное пособие. Горький, изд. ГПИ им А.А. Жданова, 1980. - 60 с.

3.68 Фалькевич Б.С. Динамические и экономические испытания автомобилей. М.: Машгиз, 1944.

3.69 Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машиностроение, 1963. – 239 с.

3.70 Филькин Н.М. Оптимизация внешней скоростной характеристики по тягово-скоростным свойствам АТС. // Автомобильная промышленность №10 1995, с.6-9.

3.71 Цитович И.С., Митин Б.Е., Дзюнь В.А. Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов. – Мн.: Наука и техника, 1985 – 143 с.

3.72 Чудаков Е.А. Тяговый расчет. М.: Машгиз, 1930.

3.73 Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

3.74 Чудаков Е.А. Теория автомобиля и расчет автомобиля. М.: Машгиз, 1959.

3.75 Чудаков Е.А. Конструкция и расчет автомобиля. М.: Машгиз, 1951 - 433

3.76 Чудаков Е.А. Динамическое и экономическое исследование автомобиля. М.: Машгиз, 1928. - 168 с.

3.77 Чудаков А.А. Качение автомобильного колеса. М.: Машгиз, 1950. – 72 с.

3.78 Экспериментальные методы исследования топливной экономичности и скоростных свойств автомобилей на Автополигоне НАМИ. // Токарев А.А., Наркевич Э.И., Крупченков В.С. и др. М.: Труды НАМИ, вып. 178. 1980, с. 111-125.

3.79 Яковлев Н.А. Определение сопротивления качения и воздуха. // Мотор, №12 1934.

3.80 Яковлев Н.А., Диваков Н.В. Теория автомобиля. М.: Высшая школа, 1962.

3.81 Hadekel R. Some notes on pneumatic tyres. // Aircraft Engineering. – 1944. – N 1. – p.11-14.

3.82 Nordeen D.L. Tire lateral forces interpreted by a simple control analysis. // SAE Journal. – 1968. – V.76, N 6.

3.83 Smiley R.F. Correlation, evaluation and extension of linearized theories for tire motion and wheel shimmy. // NASA Report. – 1957. – №1299. – p.48.

3.84 Smiley R.F., Horne W.B. Mechanical properties of pneumatic tires with special reference to modern aircraft tires. // NASA technical repor

Раздел 4

4.1 Кнороз В.И., Кенников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.

4.2 Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

4.3 Барахтанов Л.В., Ершов В.И., Куляшов А.П., Рукавишников С.В. Снегоходные машины. – Горький.: Волго-Вятское книжное изд-во, 1986. –192 с.

4.4 Антонов А.С. Теория гусеничного движителя. – М.: Машгиз, 1949. –200 с.

4.5 Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность машина: Пер. с англ. / Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

4.6 Платонов В.Ф., Кожевников В.С., Коробкин В.А., Платонов С.В. Многоцелевые гусеничные шасси. – М.: Машиностроение, 1998. – 342 с.

4.7 Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М., Соловьев В.И. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.

4.8 Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2006. – 728 с.

4.9 Куляшов А.П. Специальные строительно-дорожные машины с роторно-винтовым движителем: Дис. докт. техн. наук: – Горький, 1986. - 327 с.

4.10 Assur A.Locomotion over soft soil and snow / SAE Preprint, № 782F, 13 – 17/1, 1964. 18 p.

4.11 Бабков В.Ф. Напряжения в грунтовых основаниях дорожных одежд // Тр. ДОРНИИ М. – 1941. – Вып. 111. – 128 с.

4.12 Развитие расчетных моделей определения сопротивления движению // А. Ф. Батанов, Н.А.Забавников, А.В.Мирошниченоко и др.// Тр. МВТУ. – 1984. – №411. – С.130 – 153

4.13 Бируля А.К. Проходимость автомобилями черноземных грунтов // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 122 – 128.

4.14 Wong JY., Preston–Thomas T. On the characterization of the shear steregsolisplacement relationship of terrain //. Journal of Terramech. – 1983. – v.19, N4, – p.p.225 – 234.

4.15 Донато И.О., Чечулина О.А., Куляшов А.П. Исследование проходимости промышленных колесных тракторов по снегу //Состояние и перспективы автомобильного транспорта в

России: Материалы международной науч.-техн. конференции. - Н.Новгород: НГТУ. 1998. С.348 – 354

4.16 Крживицкий А.А. Снегоходные машины. – М.: Машгиз, 1949 – 236 с.

4.17 Бируля А.К. Сцепление пневматической автомобильной шины с грунтом // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 15 – 20.

4.18 Барахтанов Л.В. Повышение проходимости гусеничных машин по снегу: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – Горький, 1988 г. – 352 с.

4.19 Войтковский К.Ф. Механические свойства снега. – М.: Наука,1977. –128 с.

4.20 Ишлинский А.Ю. Линейные законы деформирования не вполне упругих тел // Докл. АН СССР. – 1948. – Т.26, №1. – С.57 – 61.

4.21 Карельских Д.К., Кристи М.К. Теория, конструкция и расчет тракторов. – М.: Машгиз, 1940. – 519 с.

4.22 Мельников Е.С. Влияние повышенных скоростей на тягово-сцепные свойства и проходимость гусеничных тракторов при работе на торфяно-болотных почвах: Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Минск, 1969. – 16 с

4.23 Планетоходы / Под ред А.Л. Кемурджиана. – М.: Машиностроение, 1982. 319 с.

4.24 Ишлинский А.Ю., Кондратьева А.С. О качении жестких и пневматических колес по деформируемому грунту // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: АН СССР, 1950. – С. 68 – 88.

4.25 Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин –Минск: Наука и техника, 1982.–328 с.

4.26 Воронин В.А., Буракова С.А. Аналитическое определение нормальных давлений гусеничного движителя на грунт // Механизация и электрификация соц. с.-х. – 1966. – №7. С. 10 – 13.

4.27 Маевский А.П. Исследование процесса движения гусеничного трелевочного трактора по снежной целине: Дис. …канд. техн. наук. – Иркутск, 1964. – 233 с.

4.28 Маслов Н.Н. Основы инженерной геологии и механики грунтов. – М.: Высшая школа, 1982. -511 с.

4.29 Малыгин В.А., Крюков Л.Т. Влияние параметра штампа на сопротивление его перемещению в снежном покрове // Снегоходные машины: Тр. ГПИ им. А.А. Жданова. – 1969. – Т. XXV. – Вып. 26. – С. 97 – 100.

4.30 Новичихин В.А. Деформация опорными поверхностями сжимаемой среды. – Минск: Высшая школа, 1964. – 137 с.

4.31 Крагельский И.В., Шахов А.А. Изменение механических свойств снежного покрова во времени затвердения // Сб. Физико-механические свойства снега. – М.: Изд. АН СССР, 1945. – С. 17 – 21.

4.32 Покровский Г.И. Трение и сцепление в грунтах. – М.: Стройиздат, 1941. – 162 с.

4.33 Нафиков М.З., Поляков И.С. Расчет сопротивления движению трактора // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – №1. – С. 14 – 16.

4.34 Reece A., Curve fitting technique in soil vehicle mechanics. – Journal of Terramech. 1964. vol 1, N02. 101 – 110p.

4.35 Терцаги К. Р. Теория механики грунтов – М.: Госстройиздат, 1961. – 507 с.

4.36 Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин –Минск: Наука и техника, 1982.–328 с.

4.37 Стрельцов Э.М. Исследование влияния некоторых эксплуатационных факторов на проходимость трелевочных тракторов: Автореферат дисс… канд. техн. наук: 05.05.03. – М., 1977. – 16 с.

4.38 Цытович Н.А. Механика грунтов. – М.: Госстройиздат, 1963. – 636 с.

4.39 Ширков А.С., Янкин В.М. Тягово-сцепные показатели тракторов на снежной целине // Труды Всесоюзн. науч. исслед. техн. ин-та ремонта и эксплуатации машин тракторного парка. – 1966. – Т. 9. – С. 155 – 162.

4.40 Рукавишников С.В. Физико-механические свойства снежного полотна пути и их влияние на конструктивные параметры вездехода: Методическая разработка / Горький, 1978. – 31 с.

4.41 Янкин В.М. Исследование влияния состояния снежного покрова на тягово-сцепные свойства гусеничных тракторов класса 3 т. в зимних условиях Северного Казахстана: Автореферат дисс. …канд. техн. наук. – Челябинск, 1968. – 18 с.

4.42 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.

4.43 Кошарный Н.Ф. Технико-эксплуатационные свойства автомобилей вы-сокой проходимости. – Киев: Вища школа, 1981. – 208 с.

4.44 Терцаги К., Пек Р. Механика грунтов в инженерной практике. – М.: Госстройиздат, 1958. – 403 с.

4.45 Бабков В.Ф., Безруков В.М. Основы грунтоведения и механика грунтов. – М.: Высшая школа, 1976. – 328 с.

4.46 Троицкая М.Н. Зависимость между нагрузкой и деформацией при вдавливании в грунт штампов различного очертания // Тр. Совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: АН СССР, 1950. – С.24 – 26.

4.47 Hanamoto B. Effect of snow cover on stacle per formance of vehicles –Journal of Terramech. 1976. vol 3, N03. 121 – 140p.

4.48 Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 189 с.

4.49 Рукавишников С.В. Особенности взаимодействия гусеничного движителя снегоходных машин с полотном пути. – Горький: ГПИ, 1979. - 95 с.

4.50 Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981. – 230 с.

4.51 Герсеванов Н.М., Польшин Д.Е. Теоретические основы механики грунтов и их практическое применение. – М.: Госстройиздат, 1948. – 247 с.

4.52 Кацигин В.В. О закономерностях сопротивления почв сжатию // Меха-низация и электрификация соц. сел. хозяйства. – 1962. – № 4. – С.21 – 25.

4.53 Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйст-венных машин. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240 с.

4.54 Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1966. – 195 с.

4.55 Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. – Минск: Академия сельскохозяйственных наук БССР, 1960. - 228с.

4.56 Ульянов Н.А. Колесные движители строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 279 с.

4.57 Крагельский И.В. Физическо-механические свойства снегового покрова // Сборник материалов по строительству и эксплуатации зимних аэродромов. – Воениздат, 1942. – Вып. 1. – 13 – 31 с.

4.58 Ильюшин А.А. Механика сплошной среды. – М.: Изд-во МГУ, 1990. – 310 с.

4.59 Добронравов В.В., Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1983. – 575 с..

4.60 Ионов В.Н., Огибайлов П.М. Прочность пространственных элементов конструкций. Основы механики сплошной среды, В 3 т. – М.: Высшая школа, 1979. –Т.1. – 384 с.

4.61 Летошнев М. Н. Взаимодействие конной повозки и дороги. М.: Транспечатьт НКПС, 1929. – 206 с.

4.62 Бабков В.Ф. Образование колеи при движении автомобиля // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 94 – 115.

4.63 Маршак А.К. О профиле поверхности пневматических колес при контакте их с почвой // " Сельскохозяйственная машина " – 1956. – №3. – С. 6 – 11.

4.64 Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. Математическая модель взаимо-действия упругого колеса с деформируемым грунтом в режимах бортового поворота // Тр. МВТУ. – 1984. - №411. – С.85 – 108.

4.65 Рождественский Ю.Л., Наумов В.Н. Определение параметров равновесного контакта упругого колеса с грунтом // Изв вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С.93 – 97.

4.66 Бойков В.П., Левин Н.А. Определение некоторых показателей взаимодействия колесного движителя трактора с почвогрунтом // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 6. – С.6 – 10.

4.67 Левин М.А., Фуфаев М.А. Теория качения деформированного колеса. – М.: Наука, 1980. – 416 с.

4.68 Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина: Пер. с англ. / Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

4.69 Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.

4.70 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.

4.71 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.

4.72 Снегоходные машины / Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, С.В, Рукавишников, А.П. Куляшов. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1986. – 191 с.

4.73 Ширков А.С. Исследование проходимости трактора ДТ-54 по снежной целине: Дисс. …канд. техн. наук: 05.05.03. – Алма-Ата, 1961. –233 с.

4.74 Беляков В.В. Методика расчета и анализ путей повышения проходимости многоосных колесных машин по снегу: Дисс… канд. техн. наук: 05.05.03. – Н. Новгород, 1991 г. – 307 с.

Раздел 5

5.1 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.

5.2 Есеновский-Лашков, Ю. К. Автоматизация управления трансмиссией / Ю.К. Есеновский-Лашков. // Автомобильная промышленность. - 1989 - №12. - С. 17-20.

5.3 Есеновский-Лашков, Ю. К. АСУ для сцеплений: Тенденции, перспективы развития / Ю. К. Есеновский-Лашков, А. П. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1993 - №2. - С. 7-

13.

5.4 Есеновский-Лашков, Ю. К. Современные концепции автоматизации механических трансмиссий грузовых автомобилей / Ю. К. Есеновский-Лашков, А. П. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1996 - №12. - С. 6-12.

5.5 Есеновский-Лашков, Ю. К. Новые системы полуавтоматического управления трансмиссиями / Ю. К. Есеновский-Лашков, А. П. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1998 - №11. - С. 37-40.

5.6 Есеновский-Лашков, Ю. К. Принципиально новая система автоматического управления механической трансмиссией автомобилей и автобусов / Ю. К. Есеновский-Лашков, А. П. Поляк. // Труды НАМИ. - 1998. - С. 62-87.

5.7 Поляк, Д. Г. Электроника автомобильных систем управления / А. П. Поляк, Ю. К. Есеновский-Лашков. М.: Машиностроение, 1987. - 200 с.

5.8 Поляк, Д. Г. Указатель оптимальной передачи / А. П. Поляк, С.С Караухин, Л.Д. Поляк. // Автомобильная промышленность. - 1991 - №9. - С. 18-19.

5.9 Поляк, Л. Д. НАМИ — ведущий разработчик трансмиссий / Л. Д. Поляк, Ю. К. Есеновский-Лашков // Автомобильная промышленность. - 1993 - №10. - С. 36-40.

5.10 Automatic clutch and throttle System ACTS (проспект фирмы Borg&Beck. Великобритания).

5.11 Birch S. Semi-automatic gearbox (ACTS). Automotive Engineering. March. 1989.

5.12 CAG — Computer-airded gear changing (проспект фирмы Scania. Швеция).

5.13 Electronisches Kupplungssystem EKS (проспект фирмы SACHS. Германия).

5.14 Esenovsky-Lashkow Y., Polyak D. New consept of automatic control for a passenger car clutch. Part D. Journal of Automobile Engineering, 1 Vtch, E 1996.

5.15 Jahier F. Gamme, boites, moter 500 ch pour Volvo (Les Officiel des Transports. Франция. 1991, № 1667, p. 15-17).

5.16 Roboshift. Elecrically operated pneumatic gear shift system for heavy duty vechicles (проспект фирмы Вольво).

5.17 Shifting Along nicely. International journal of Applied pneumaticus. Vol. 11. № 87. 1987. P. 16-17.

5.18 ZF Easyshift. Electro-pneumatische Schaltung (ES), ZF Semishift. Semiautomatic mit electro-pneumatischer Schaltung (SES), ZF Ecoshift. Automatisierte Vorwahl-Schaltung (AVS), ZF Autoshift. Automatische Schaltund (AS) (проспект фирмы Zahnaradfarbic. Германия).

5.19 Gosi Gyorgy Тормозные системы коммерческих автомобилей / G. Gosi, Z. Haag, M. Nagy, S. Pallag. (проспект фирмы Knorr-Bremse, 2006).

5.20 Kofalusi Pal — Dr. Szocs Karoly — Dr. Varga Ferenc: Fekrendszerek (Maroti Konyvkereskedes es Konyvkiado Kft. Budapest, 2004).

5.21 Haszonjarmuvek fekrendszerei (информационная брошюра Knorr-Bremse, 2000).Техническая документация фирмы «Knorr-Bremse Fekrendszerek Kft.»

5.22 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.

5.23 Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. - М.: Издательство «За рулем», 1999 — 896 с.

5.24 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.

5.25 Гаспарянц, Г. А. Некоторые автоматические системы автомобиля / Г. А. Гаспарянц. Москва: МГТУ «МАМИ», 1974. - 220 с.

5.26 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.

5.27 Рынкевич, С. А. Адаптивные системы управления АТС /С. А. Рынкевич //Автомобильная промышленность. - 2005 - №6. - С. 18-21.

5.28 Тарасик, В. П. Интеллектуальная система управления автомобилем / В. П. Тарасик, С. А. Рымкевич //Автомобильная промышленность. - 2002 - №2. - С. 18-21.

5.29 Ветров, Ю. Трансмиссия / Ю. Ветров // АВТОРЕВЮ. - 2008 - № 22. - С. 18-21.

5.30 Parts777 [Электронный ресурс]: http://www.parts777.ru/ – Электронн. дан., Режим доступа: свободный.

Раздел 6

6.1 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.

6.2 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 (2-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, 2011.– 169 стр.– Отв. исполн. А.Н. Блохин; Соисполн.: А.А. Кошурина, А.В. Тумасов, А.С. Вашурин.

6.3 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 (3-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.– 130 стр.– Отв. исполн. А.Н. Блохин; Соисполн.: А.А. Кошурина, А.В. Тумасов, А.С. Вашурин.

6.4 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 (4-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.– 112 стр.– Отв. исполн. А.Н. Блохин; Соисполн.: А.А. Кошурина, А.В. Тумасов, А.С. Вашурин.

6.5 Златин П.А., Кеменов В.А., Ксеневич И.П. Электромобили и гибридные автомобили. – М.: Агроконсалт, 2004. – 416 с.

6.6 Блохин А.Н. Результаты исследования электромобиля на шасси «ГАЗель» / Блохин А.Н., Грошев А.М., ЯржемскийА.Д.,Козлова Т.А., Серопян М.С.// Наука и образование: электронное научно-техническое издание». – 2012. - №12. http://technomag.edu.ru/doc/499839.html

6.7 Блохин, А.Н. Расход энергии транспортного средства с электроприводом при движении в городских условиях / Блохин А.Н., Зезюлин Д.В., Беляков В.В.// Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2012. – №1(53). – С. 21-25.

6.8 Грошев, А.М. Концепция создания электромобилей LCV класса / Грошев А.М., Блохин А.Н. Костин С.Ю., Крашенниников М.С.// Автотранспортное предприятие – 2012.-№1.-С42-49.

6.9 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.

6.10 В.Н. Кравец. Теория автомобиля. Учебник для ВУЗов. – Нижний Новгород, НГТУ, 2008 г.

6.11 ModecLimited [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа: http://www.modeczev.com/ , свободный

6.12 Ё Мобиль[Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа: http://mobilyo.ru/, свободный

6.13 Conceptcar.ee [Электронн ресурс]: [открытая энциклопедия]. – Электрон.дан. Режим доступа:http://www.conceptcar.ee/bmw/clever/index.html , свободный

6.14 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа:http://www.metricmind.com/motor.htm, свободный

6.15 AlliedElectric[Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа: http://www.alliedelectric.co.uk/, свободный

6.16THINK[Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа: http://www.thinkev.com , свободный

6.17 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа:http://www.azuredynamics.com, свободный.

6.18 Wikipedia [Электронный ресурс]: [открытая энциклопедия]. – Электрон.дан. Режим доступа: http://en.wikipedia.org/wiki/General_Motors_EV1 , свободный

6.19 Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа:http://www.uqm.com, свободный.

6.20 SmithElectricVehicles [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа: http://www.smithelectricvehicles.com/index.asp, свободный.

6.21 FiskerAutomotive, Inc. [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон.дан. Режим доступа: http://www.fiskerautomotive.com/#!/karma/gallery:item=item-1 , свободный

Раздел 7

7.1 Пешехонов В.Г. Ключевые задачи современной автономной навигации // Гироскопия и навигация. 1996. № 1(12).

7.2 "Проектирование адаптивных автопилотов для морских судов". М.: Изд. Имаш АН РФ, 1998

7.3 Вестгард К. Системы подводной навигации и позиционирования //Арктические подводные операции / Под ред. Л.Рея. – Л.: Судостроение, 1989. – С.260 – 266.

7.4 Острецов Г.Э. Методы автоматизации управления движением корабля / Острецов Г.Э., Клячко Л.М. — М.: Физматлит, 2009.

7.5 Электронный ресурс]: [7.офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.researchandmarkets.com/reports/452990/car_esp_electronic_stability_program_report_2006, свободный.

7.6 Электронный ресурс]: [7.офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://autoscore.ru.msn.com/help/activesecurity.aspx, свободный.

7.7 Аникин А.А. Калмановское комплексирование и моделирование навигационных систем // Электронная техника: Межвузовский сборник научных трудов. - Ульяновск: УлГТУ, 2005. С. 18-22

7.8 Желтов С. Ю., Визильтер Ю.В. Перспективы интеллектуализации систем управления ЛА за счет применения технологий технического зрения // Авиационные системы в XXI веке. ГосНИИАС Юбилейная научно-техническая конференция. Сборник докладов. Т.1. С.39-52.

7.9 Анучин О.Н., Емельянцев Г.И. Интегрированные системы ориентации и навигации для морских подвижных объектов/ Под ред. В.Г. Пешехонова. Изд. ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор», 1999.

7.10 Hayes-Roth B. An Architecture for Adaptive Intelligent Systems // Artificial Intelligence, vol.72, 1995, pp. 325-365..

7.11 Фундаментальные алгоритмы на C++. Алгоритмы на графах. Роберт Седжвик. СПб: ООО “ДиаСофтЮП”, 2002 год.

7.12 Neumann, U., and Majoros, A., “Cognitive, Performance, and Systems Issues for Augmented Reality Applications in Manufacturing and Maintenance,” in Proc. VRAIS’98, Atlanta, GA, 14-18 Mar, 1998, pp. 4-11.

7.13 Куафе Ф. Взаимодействие робота с внешней средой.// Пер. с франц. – М.: Мир, 1989.

Раздел 8

8.1 Зубакин Г.К., Гудошников Ю.П., Бузин И.В., Кубышкин Н.В., Наумов А.К. Результаты экспедиционных исследований айсбергов в Баренцевом море в 2003 г./ Материалы гляциологических исследований, 99. – 2005. – С.45-49.

8.2 Kubyshkin N.V., Buzin I.V., Glazovsky A.F., Skutin A.A. Determination of the area of generation of big icebergs in the Barents Sea – temperature distribution analysis // Proc.16th Int. Offshore and Polar Eng. Conf. (ISOPE-2006). 2006. Vol. I. P. 634-638.

8.3 И.В. Бузин, А.Ф. Глазовский, Ю.П. Гудошников, А.И. Данилов, Н.Е. Дмитриев, Г.К. Зубакин, Н.В. Кубышкин, А.К. Наумов, А.В. Нестеров, А.А. Скутин, Е.А. Скутина, С.И. Шибакин. Айсберги и ледники Баренцева моря: исследования последних лет. Часть 1. Основные продуцирующие ледники, распространение и морфометрические особенности айсбергов // Проблемы Арктики и Антарктики, № 78, 2008. – С. 65 – 78

8.4 И.В. Бузин, А.Ф. Глазовский, Ю.П. Гудошников, А.И. Данилов, Н.Е. Дмитриев, Г.К. Зубакин, Н.В. Кубышкин, А.К. Наумов, А.В. Нестеров, А.А. Скутин, Е.А. Скутина, С.И. Шибакин. Айсберги и ледники Баренцева моря: исследования последних лет. Часть 2. Дрейф айсбергов по натурным данным и результатам моделирования и вероятностные оценки рисков столкновения айсберга с гидротехническим сооружением // Проблемы Арктики и Антарктики, № 78, 2008. – С. 79 – 87

8.5 А.А. Скутин, А.К. Наумов, Н.В. Кубышкин. Оценка морфометрических характеристик айсбергов Баренцева моря по натурным данным для моделирования их дрейфа // Труды 10-й Международной конференции и выставки по освоению ресурсов нефти и газа Российской Арктики и континентального шельфа стран СНГ RAO / CIS Offshore 2011, СПб.: ХИМИЗДАТ, 2011. – С. 519 – 521

8.6 Коровин А.Г. Классификация и техническая эксплуатация современных спасательных средств и устройств // Методическое пособие для курсантов и студентов специальности 180402 "Судовождение" очной и заочной форм обучения, Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2007. – 86 с.

8.7 Ганнесен В.В. Судовые спасательные средства // Электронное учебное пособие, Владивосток: ФГОУ ВПО "ДАЛЬРЫБВТУЗ", 2010.

8.8 ГОСТ Р 52638-2006 Средства спасения экипажей инженерных сооружений, эксплуатируемых на акваториях. Общие технические требования // М.: Стандартинформ, 2008

8.9 Куляшов А.П., Шапкин В.А., Донато И.О. и др. Роторно-винтовые машины. Основы теории движения. Нижний Новгород: НГТУ, 2000. - 451 с.

8.10 Шапкин В.А. Основы теории движения машин с роторно-винтовым движителем по заснеженной местности // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Нижний Новгород: НГТУ, 2001. – 218 стр.

8.11 Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина: Пер. с англ. / Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

8.12 Куляшов А.П., Шапкин В.А., Кошурина А.А., Крашенинников М.С. Универсальное спасательное средство с роторно-винтовым движителем // Вестник Ижевского государственного технического университета. - 2011. - №4(52). - с.45-50

8.13 Н. Н. Голованов. Геометрическое моделирование (с компакт-диском). Изд.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. - 472 стр.

Раздел 9

9.1 Технический регламент FS SAE. 2010 Formula SAE Rules/SAE International, 2009. – 99 с.

9.2 Тумасов, А.В. Основы расчета кузовных конструкций автотранспортных средств с применением программного комплекса MSC.NASTRAN; Нижегород. гос. техн. ун-т. Н. Новгород, 2007. – 18с.

9.3 Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов: монография/ Л.Н. Орлов. – Н.Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т, 2005. – 130 с.

9.4 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.

9.5 Рябчинский, А.И. Регламентация активной и пассивной безопасности. – М.: «Академия». 2005.

9.6 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.

Раздел 10

10.1 Правила ЕЭК ООН № 66 «Единообразные предписания касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности верхней части их конструкции».

10.2 Ganesh B. Gadekar, Sarang Kshirsagar and C. Anilkumar “Rollover Strength Prediction of Bus Structure Using LS-DYNA 3D”, Altair CAE Users Conference, Aug. 2005, Taj Westend, Bangalore.

10.3 Kadir Elitok, Dr. Mehmet A. Guler and Bertan Byram “An Investigation on the Rollover Crashworthiness of an Intercity Coach, Influence of Seat Structure and Passenger Weight”, 9th International LS-DYNA User Conference, June, Dearborn, Michigan, USA, 2006.

10.4 Csiszár András and Vincze-Pap Sándor “Rollover Safety Increase and Adequacy for Buses due to Laboratory Tests and Simulations”, 11th European Automotive Congress "Automobile for the Future", Eötvös University Congress Centre, Budapest, Hungary, 2007.

10.5 S.M.R. Hashemi, A.C. Walton and K. Kayvantash “Strength of Super-Structure UN-ECE R66 Rollover Approval of Coaches based on Thin-Walled Framework Structures”, Int. J. Vehicle Structures & Systems, 1(4), pp. 78-84, 2009.

10.6 Вашурин, А.С. Определение характеристик многослойных панелей кузова автобуса / А.С. Вашурин, Л.Н.Орлов, А.В. Герасин, К.С. Ившин, А.В. Тумасов // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2012. – №1(53). – с. 4-7.

10.7 Орлов, Л.Н. Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность: учебное пособие /Л.Н. Орлов, А.В. Тумасов, Е.В. Кочанов [и др] /под ред. Л.Н. Орлова ; НГТУ им Р.Е. Алексеева Н.Новгород, 2009, -153с

10.8 Орлов, А.Л. Разработка методики расчета и оценка безопасности кузовов автобусов в условиях опрокидывания: дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Орлов А.Л. – Н.Новгород, 2000

10.9 Орлов, Л.Н. Комплексная оценка безопасности и несущей способности кабин, кузов автомобилей, автобусов: дисс. на соискание ученой степени д-ра техн. Наук / Орлов Л.Н., 2005 – 242с.

10.10 Ким, И.В. Анализ экспериментальных методов оценки прочности силовой структуры транспортных средств категории М3, предусмотренных правилами ЕЭК ООН №66 и корректная постановка задачи математического моделирования / И.В. Ким, С.А. Морозов и др. // Журнал ААИ -2010 – №3-с.32-36

10.11 Ким, И.В. Оценка прочности силовой структуры кузовов автобусов методами математического моделирования (часть 1) / И.В. Ким, В.Н. Зузов // Журнал ААИ -2008– №5-с.30-31

10.12 Ким, И.В. Оценка прочности силовой структуры кузовов автобусов методами математического моделирования (часть 2) / И.В. Ким, В.Н. Зузов // Журнал ААИ -2008– №6-с.40-41

А К Т

о внедрении результатов научно-исследовательской (опытно-конструкторской) работы

Разработки:

Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (НГТУ)
(название вуза)

а именно:

1. Методика моделирования криволинейного движения транспортного средства в соответствии с условиями проведения сертификационных испытаний с использованием возможностей современных программных комплексов.
2. Методика расчетно-экспериментальной оценки пассивной безопасности кузовных конструкций автобусов в условиях, имитирующих опрокидывание с уступа.
3. Методика экспериментального определения распределения нормальных давлений в контакте пневмоколесного движителя с опорной поверхностью.
4. Методика выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля для динамичной и экономичной модификациях с учетом показателей, характеризующих эффективность работы автомобиля в рабочих циклах (городском, загородном, смешанных).

(полное наименование разработок или перечня разработок).

выполненные по соглашению о предоставлении гранта в форме субсидии №14.B37.21.0231 от 23.07.2012 г. по теме «Разработка инновационных методов проектирования на основе исследования динамических процессов механических систем наземных транспортных средств»
(хоздоговору, госбюджету, внутриминистерском, внутриведомственному заказам, договору на передачу научных достижений; наименование темы) номер и индекс темы; дата начала и окончания; объем затрат НИР; № госрегистрации

и переданные на кафедру «Автомобили и тракторы» НГТУ
название организации (предприятия) – заказчика

внедрены с ноября месяца 2012 года на (в) учебном процессе
организация (предприятия), где внедрены разработки

в составе курсов «САП НТТМ», «Строительная механика автомобиля», «Интеллектуальные системы»
(указать наименование объекта или системы, в составе которых нашли практическое применение разработки Вов, или в качестве самостоятельного объекта)

в соответствии с планом учебных и научно-исследовательских работ НГТУ
(документы на основании которых проводилось внедрение разработок вуза, по какому плану проводились работы)

Назначение внедренных разработок использование в лекционных курсах, практических
(раскрыть конкретные рабочие функции внедренных разработок)

и лабораторных занятиях со студентами, в курсовом и дипломном проектировании

Технический уровень разработок усовершенствование ранее созданной методики
(патентов)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ

Организационно-технические преимущества:

Улучшение эксплуатационных свойств за счет применения передовых методов виртуальной разработки продукта.

(параметры, характеризующие степень качественного улучшения функциональных или эксплуатационных показателей по сравнению с базовым или заменяемым вариантом)

Социальный эффект Развитие научных исследований в области обеспечения
(подробно раскрыть конкретный вид эффекта: защита здоровья человека, охрана окружающей среды, повышение
активной и пассивной безопасности наземных транспортных средств.
престижа страны, совершенствование структур управления, развитие науки и научных исследований и т.д.).

Экономический эффект от внедрения разработок достигнут за счет
повышения качества лекционных курсов и подготовки студентов,
(количественная характеристика экономии материальных, энергетических и трудовых ресурсов,
практических и лабораторных занятий
сокращение капитальных вложений, повышение качества продукции и т.д.)

При этом фактический экономический эффект с момента внедрения
не подсчитывался
(сумма цифрами и прописью)

Долевое участие _____ в полученном
(название вуза)
фактическом экономическом эффекте составляет _____. тыс. руб.
(сумма цифрами и прописью)

«12» ноября 2012 г.

Проректор по научной работе НГТУ
к.т.н., доц. Н.Ю. Бабанов

Заведующий кафедрой
«Автомобили и тракторы»
д.т.н., проф. Л.Н. Орлов

Руководитель темы
д.т.н., проф. А.М. Грошев

Ответственный исполнитель
к. т.н., доц. А.Н. Блохин

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»
(НГТУ)

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
_____Н.Ю. Бабанов
«10» ноября 2012 г.

ПРОГРАММА
ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НИР

проведенной в рамках государственного контракта от 23.07.2012 г. №14.B37.21.0231 «Разработка инновационных методов проектирования на основе исследования динамических процессов механических систем наземных транспортных средств» в образовательный процесс

(для бакалавров и магистров по направлению ***190100 "Наземные транспортно-технологические комплексы"*** и специалистов по специальности ***190109 "Наземные транспортно-технологические средства"*** всех форм обучения)

Для копий

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кощурина

Составители:

А.Н. Блохин, А.В. Тумасов, А.С. Вашурин, С.Ю. Костин

УДК 629.113.001(075)

Программа внедрения результатов НИР в образовательный процесс: для бакалавров и магистров по направлению 190100 "Наземные транспортно-технологические комплексы" и специалистов по специальности 190109 "Наземные транспортно-технологические средства"/НГТУ; сост.: А.Н. Блохин и др. – Н. Новгород, 2012. – 4с.

Указаны: цель, задачи программы и план внедрениярезультатов НИР по государственному контракту №14.B37.21.0231 от 23.07.2012 г. по теме «Исследование интеллектуальных систем управления, инновационных конструкций и расчетно-экспериментальных методик, повышающих эффективность и безопасность наземных транспортных средств» в образовательный процесс.

Научный редактор В.В. Шатилов

Редактор Э.Б. Абросимова

Подп. к печ. 23.03.09. Формат 60x84 1/16. Бумага газетная. Печать офсетная.
Печ. л. 1,5 Уч.-изд. л. 1 Тираж 150 экз. Заказ .
Нижегородский государственный технический университет им.Р.Е. Алексеева.
Типография НГТУ, 603950, Н.Новгород, ул. Минина, 24.

© Нижегородский государственный
технический университет им. Р.Е. Алексеева,2012

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кошурина

Цели программы:

1. Повысить уровень подготовки специалистов по проектированию наземных транспортных средств;
2. Увеличить объем знаний путем ознакомления с методами расчета и моделирования процессов отдельных узлов и деталей конструкции автомобиля;
3. Познакомить студентов с новейшими технологиями проведения расчетных и экспериментальных исследований с использованием современного измерительного оборудования и современных программных комплексов.

Задачи программы:

Актуализировать сведения по вопросам:

1. Анализ тенденций развития и требований, предъявляемых к современных наземным транспортным средствам;
2. Конструкции, конструирование и расчет узлов и агрегатов транспортных средств;
3. Анализ прочности и безопасности несущих систем транспортных средств;
4. Конструкции и проектирование трансмиссий автомобилей;
5. Определение основных показателей свойств активной безопасности;
6. Моделирования условий движения транспортных средств;
7. Выбор оптимальных передаточных чисел многоступенчатых механических трансмиссии.
8. Экспериментальные исследования условий движения наземных транспортных средств.
9. Использование возможностей САПР при проектировании и расчете узлов и деталей транспортных средств.

План внедрения результатов НИР

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные в рамках выполнения НИР по государственному контракту №14.B37.21.0231 от 23.07.2012 г.по теме «Разработка инновационных методов проектирования на основе исследования динамических процессов механических систем наземных транспортных средств» будут использованы на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ в образовательном процессе по дисциплинам и в объеме указанном в таблице:

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кощурина

Форма внедрения, дисциплина	Дополнения и уточнения к разделам курса	Кол-во часов	Место внедрения
Дополнение к курсу лекций «САП НТТМ»	Разработка трехмерной параметрической модели механической трансмиссии транспортного средства	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Особенности проектирования 3D узлов и деталей коробок передач в системах MechanicalDesktop и CATIA	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
Дополнение к курсу лекций «Строительная механика автомобиля»	Статический нелинейный анализ несущих конструкций, с использованием программных комплексов MSC.PATRAN и MSC.NASTRAN	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Расчетная оценка несущей способности каркаса кузова автобуса по результатам статического нелинейного анализа с учетом геометрической и физической нелинейности	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
Дополнение к курсу лекций «Интеллектуальные системы»	Разработка виртуальной пространственной модели криволинейного движения транспортного средства, с использованием шаблонов и базы данных программного пакета SDK.Simulation	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Моделирование условий движения транспортного средства в среде SDK.Simulation	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ

Доцент_____А.Н. Блохин

Доцент _____А.В. Тумасов

Старший преподаватель_____А.С. Вашурин

Ведущий инженер_____С.Ю. Костин

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кошурина