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
«28» декабря 2012 г.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

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

Шифр заявки «№ 2012-1.4-12-000-1019-003»
Соглашение на предоставление гранта «14» ноября 2012г. №14.B37.21.2017

по теме:

СОЗДАНИЕ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДИК И ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ И ИННОВАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

(итоговый)

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

_____ 28.12.2012г. 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.	_____ подпись, дата	Карпухин К.Е.	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 443 с., 1ч., 299 рис., 82 табл., 254 источн., 2 прил.

ШИНА СВЕРХНИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, КРИВОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ, КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ, ТРАНСМИССИЯ, ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА, ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА, ПРОЧНОСТЬ, ЖЕСТКОСТЬ, КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ.

В отчете представлены результаты исследований, выполненных по Соглашению №14.B37.21.2017 от 14.11.2012г. «Создание расчетно-экспериментальных методик и исследования мехатронных систем и инновационных конструкций наземных транспортных средств». Обобщенная научно-исследовательская работа состоит из десяти разделов:

1 Исследование механики и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом.
2 Исследование криволинейного движения микроавтобуса по результатам компьютерного моделирования и данных дорожных испытаний.
3 Исследование влияния параметров трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на комплексные показатели эксплуатационных свойств.
4 Концепция создания автомобиля высокой проходимости для работы в сложных природно-климатических условиях.
5 Разработка методики поиска оптимальных передаточных чисел трансмиссии многоступенчатых коробок передач автомобилей.
6 Концепция создания электромобиля на шасси «ГАЗель».
7 Разработка технического облика универсального многофункционального спасательного средства.
8 Исследование необходимых систем жизнеобеспечения для универсального спасательного средства.
9 Расчетно-экспериментальное исследование режимов работы компонентов пневматической тормозной системы автомобиля .
10 Исследование прочности и жесткости рамы грузового автомобиля на основе результатов конечно-элементного анализа и тензометрирования.

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», что невозможно выполнить без совершенствования расчетных методов проектирования и разработки новых инновационных методов проектирования на основе исследования динамических процессов механических систем.

Первая работа, выполняемая в рамках обобщенной ПНИР посвящена исследованию физико-механических свойств опорной поверхности с низкой несущей способностью и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом. Данная работа выполнена с участием приглашенного специалиста Вычислительного центра им. А.А. Дородницына Российской Академии Наук Кожевникова И.Ф. (к.ф.м., научный сотрудник).

Вторая научная работа посвящена разработке методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования. Данная НИР выполнена при участии к.т.н., Карпухина К.Е. (НАМИ, Москва), имеющего богатый опыт работы как с современным программным обеспечением так и со специальными программно-аппаратными комплексами, используемыми при имитационном моделировании.

Третья научная работа посвящена аналитическому исследованию влияния передаточных чисел трансмиссии коммерческого автомобиля на показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности в различных дорожных условиях. Участие ведущего инженера-конструктора Валеева И.Д. (НТЦ КАМАЗ, Набережные Челны) позволило существенно повысить качество выполняемых в НГТУ работ.

Четвертая тема ПНИР связанна с разработкой концепции специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях. 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).

Не менее оригинальной является пятая поисковая работа, связанная с разработкой методики выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий моно- и полноприводных наземных транспортных средств. Исследования выполнены при поддержке Фадеева А.С. – исполнительного директора ООО «АТОН-ИМПУЛЬС» (Набережные Челны).

Шестая тема ПНИР посвящена вопросу создания инновационной конструкции коммерческого электромобиля. 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 тема посвящена проблеме исследования путей создания и разработки технического облика автопилота для универсального многофункционального спасательного средства. 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 исследовании 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 технического облика системы автоматизированного безопасного спуска спасательного средства в условиях аварии на нефтегазодобывающих платформах. Данная работа является логическим продолжением предыдущей (седьмой) краткосрочной НИР и нацелена на развитие теории управления машины с роторно-винтовыми движителями. При участии Мазура Я.О., аспиранта Северного (Арктического) федерального университета (Архангельск) предложены новые теоретические разработки, способствующие развитию и совершенствованию методик выбора параметров систем автоматизированного управления.

Девятая научная работа затрагивает вопрос анализа работоспособности компонентов тормозных систем коммерческих транспортных средств по результатам стендовых испытаний. Исследование выполнено при поддержке к.т.н., доцента Окунева А.П. (ФГБОУ ВПО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти).

Десятая научная работа связана с проблемой исследования прочностных свойств несущих систем транспортных средств. Данная работа выполнена при участии к.т.н., профессора Ившина К.С. (УдГУ, Ижевск).

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 27,75 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 ……..	13
	Обозначения и сокращения …….	15
1	Исследование механики и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом……	23
1.1	Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о свойствах опорных поверхностей с низкой несущей способностью…….	23
1.2	Исследование плотности снега в ненарушенном снежном покрове…….	32
1.3	Исследование твердости снега в ненарушенном снежном покрове……..	41
1.4	Расчетно-экспериментальное определение коэффициента жесткости снега и начальной жесткости снега……	43
1.5	Исследование фрикционных свойств снега. ……...	45
1.6	Расчетно-экспериментальное определение связности снега и угла внутреннего трения……..	51
1.7	Исследование характера распределения давлений в контакте шины сверхнизкого давления «Трэкол» со снегом……	57
1.8	Моделирование процесса вертикального погружения шины «Трэкол» в снежную опорную поверхности. Сравнение с результатами экспериментальных исследований …….	62
1.9	Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……	69
1.10	Обобщение и оценка результатов исследований……	70
2	Исследование криволинейного движения микроавтобуса по результатам компьютерного моделирования и данных дорожных испытаний…….	72
2.1	Анализ конструкции транспортного средства. Определение параметров, наибольшим образом влияющих на управляемость, устойчивость и тормозные свойства……..	72
2.2	Разработка пространственной модели микроавтобуса……...	76
2.3	Разработка виртуального полигона, имитирующего дорожные участки с различными характеристиками…….	78
2.4	Оценка эксплуатационных свойств транспортного средства в различных дорожных условиях по результатам компьютерного моделирования……	82
2.5	Дорожные испытания исследуемого транспортного средства……..	90
2.6	Сравнительный анализ результатов моделирования с данными дорожных испытаний……...	94
2.7	Разработка методики оценки свойств активной безопасности транспортного средства по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования……	95
2.8	Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……	96

3 Исследование влияния параметров трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на комплексные показатели эксплуатационных свойств…… 97
3.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации о показателях тягово-скоростных свойств и топливной экономичности…….. 97
3.2 Разработка пространственной расчетной схемы движения автомобиля……. 107
3.3 Определение кинетической, потенциальной энергии и функции рассеяния при движении автомобиля…… 120
3.4 Определения уравнений движения автомобиля……. 124
3.5 Выбор комплексных показателей для оптимизации тягово-скоростных свойств и топливной экономичности …… 128
3.6 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке показателей скоростных свойств на магистрально-холмистой дороге…….. 130
3.7 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке динамики разгона автомобиля…… 133
3.8 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке установившегося движения машины…… 134
3.9 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке расхода топлива при разгоне……... 135
3.10 Анализ влияния передаточных чисел на коэффициент эффективности движения автомобиля в городских циклах…… 136
3.11 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…… 137
3.12 Обобщение и оценка результатов исследований…… 137

4 Концепция создания автомобиля высокой проходимости для работы в сложных природно-климатических условиях……. 140
4.1 Анализ научно-технической литературы и конструкций вездеходных колесных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления…….. 140
4.2 Анализ характеристик пневматических шин…… 153
4.3 Выбор трансмиссии на основе сравнительной оценки эффективности возможных направлений исследований…….. 159
4.4 Разработка компоновочных решений для специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления……. 166
4.5 Разработка эскизной технической документации для перспективных агрегатов трансмиссии специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления…….. 176
4.6 Математическое моделирование характеристик привода колес машины в случае различных схем трансмиссии…… 185
4.7 Оценка эффективности полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем……... 197
4.8 Проведение технико-экономической оценки рыночного потенциала для специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления…….. 209
4.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…… 212

4.9 Обобщение и оценка результатов исследований…… 212

5 Разработка методики поиска оптимальных передаточных чисел трансмиссии многоступенчатых коробок передач автомобилей……. 215
5.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о методиках выбора передаточных чисел трансмиссии……. 215
5.2 Разработка методики выбора передаточных чисел трансмиссии с учетом назначения автомобиля……. 217
5.3 Особенности выбора передаточных чисел трансмиссии в случае полноприводного автомобиля…….. 227
5.4 Разработка методики выбора передаточных чисел многоступенчатых коробок передач…… 228
5.5 Выбор передаточных чисел легкого коммерческого автомобиля для достижения наилучшей динамики разгона…….. 234
5.6 Выбор передаточных чисел легкого коммерческого автомобиля для достижения наилучшей топливной экономичности…… 255
5.7 Выбор передаточных чисел легкого коммерческого автомобиля для обеспечения минимальных выбросов отработавших газов……. 255
5.8 Выбор передаточных чисел тяжелого грузового автомобиля с 16-ти ступенчатой коробкой передач, имеющей делитель и демультипликатор…… 256
5.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……. 258
5.10 Обобщение и оценка результатов исследований…… 259

6 Концепция создания электромобиля на шасси «ГАЗель»…….. 260
6.1 Анализ нормативно-технических документов по охране окружающей среду от вредного воздействия автомобильного транспорта…… 260
6.2 Обзор конструкций коммерческих электромобилей. Разработка требований к узлам и агрегатам……... 264
6.3 Обзор и выбор перспективных источников энергии……. 268
6.4 Разработка кинематической схемы трансмиссии электромобиля……. 274
6.5 Разработка математической модели движения электромобиля в городском цикле 278
6.6 Выбор электродвигателя и агрегатов трансмиссии для перспективного электромобиля…… 282
6.7 Анализ возможных вариантов создания конструкции рулевого и тормозного управления электромобиля ……... 288
6.8 Разработка схемы соединения комплекта электрооборудования электромобиля 290
6.9 Разработка элементов крепления контейнеров аккумуляторных батарей к раме электромобиля…… 292
6.10 Эскизный проект шасси электромобиля…….. 293
6.11 Концепция инновационной конструкции семейства коммерческих электромобилей…….. 299
6.12 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…… 306

6.13 Обобщение и оценка результатов исследований…… 307

7 Разработка технического облика универсального многофункционального спасательного средства…….. 309
7.1 Анализ природно-климатических условий , характерных для шельфовых территорий Арктики…….. 309
7.2 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о применяемых автопилотах на транспортных средствах……... 311
7.3 Анализ известных конструкций автопилотов……. 318
7.4 Определение путей технической реализации специализированного автопилота для оптимального управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностями с низкой несущей способностью……. 322
7.5 Разработка методики оценки и выбор критериев эффективности управления спасательным транспортным средством , выполняющим эвакуацию персонала нефтегазодобывающей платформы……. 325
7.6 Выбор элементной базы для автопилота транспортного средства…… 330
7.7 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……... 332
7.8 Обобщение и оценка результатов исследований…… 334

8 Исследование необходимых систем жизнеобеспечения для универсального спасательного средства……. 335
8.1 Анализ существующих систем спуска спасательных средств…….. 335
8.2 Разработка вариантов комплектования техническими средствами…….. 343
8.3 Разработка вариантов комплектования технических средств теленаблюдения и алгоритмов видеоаналитики, предназначенных для использования в системе спуска в тяжелых климатических условиях северных широт……... 346
8.4 Разработка обобщенной структуры и алгоритмов функционирования интеллектуальной системы управления спуском, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов……... 351
8.5 Разработка общей концепции создания нового поколения интеллектуальных систем управления спуском…….. 355
8.6 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики……. 357

9 Расчетно-экспериментальное исследование режимов работы компонентов пневматической тормозной системы автомобиля…….. 359
9.1 Анализ конструкции исследуемой тормозной системы……. 359
9.2 Математическое описание режимов работы клапанов пневматической тормозной системы……. 360
9.3 Разработка имитационной модели контура пневматической тормозной системы. 364
9.4 Моделирование эксплуатационных режимов работы контура пневматической тормозной системы…… 366

9.5 Разработка имитационной модели четырехконтурного защитного клапана…….. 371
9.6 Моделирование эксплуатационных режимов работы четырехконтурного защитного клапана……. 380
9.7 Экспериментальные исследования режимов работы клапанов пневматической тормозной системы……. 384
9.8 Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований. Оценка адекватности разработанных моделей…….. 389
9.9 Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований. Оценка адекватности разработанных моделей…….. 389

10 Исследование прочности и жесткости рамы грузового автомобиля на основе результатов конечно-элементного анализа и тензометрирования…… 391
10.1 Анализ режимов нагружения рамы грузового автомобиля…….. 391
10.2 Разработка расчетной модели рамы с учетом направляющего аппарата подвески. 392
10.3 Имитация условий скручивания рамы. Оценка напряженно-деформированного состояния по результатам конечно-элементного анализа……. 394
10.4 Исследование прочности и жесткости натурного образца рамы в лабораторных условиях…….. 397
10.5 Сравнительный анализ результатов расчетов с данными экспериментальных исследований……. 409
10.6 Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы……. 411
10.7 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение прочности рам автомобилей……. 412
10.8 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…… 418

Заключение ……. 419
Список использованных источников …….. 422
Приложение А. Акт внедрения результатов НИР …….. 438
Приложение Б. Программа внедрения результатов НИР ……. 440

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

Правила ЕЭК ООН №13	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения»
ГОСТ Р 52302-2004	Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания
Правила ЕЭК ООН №68	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автотранспортных средств в отношении измерения максимальной скорости»
Правила ЕЭК ОНН №83	Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в зависимости от топлива
ГОСТ 22653 – 77	Автомобили. Параметры проходимости. Термины и определения
ГОСТ 17697 – 72	Автомобили. Качение колеса. Термины и определения
ГОСТ 2349 – 75	Устройства тягово-сцепные «крюк-петля» автомобильных и тракторных поездов. Основные параметры и размеры. Технические требования.
РТМ 37.001.039 – 77	Типовая программа и методы испытаний полноприводных автомобилей на проходимость [Текст]: руководящий технический материал / Мин-во автомобильной промышленности. - М.: НАМИ, 1977. - 8 с. - Б. ц.
ОСТ 37.001.061 – 74	Параметры проходимости полноприводных автомобилей.
Правила ЕЭК ООН №54	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения шин для грузовых транспортных средств и их прицепов»
Правила ЕЭК ООН №108	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения в отношении производства пневматических шин с восстановленным проектором для автотранспортных средств и их прицепов»
Правила ЕЭК ООН №109	«Единообразные предписания, касающееся официального утверждения производства шин с восстановленным протектором для транспортных средств неиндивидуального пользования и их прицепов»
ГОСТ 26953 – 86	Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву
ГОСТ 23734-98	Тракторы промышленные. Методы испытаний
ГОСТ 7057-2001	Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний.
Распоряжение Правительства РФ от 27.12.2010 №2446-р	Государственная программа Российской Федерации «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года»
ГОСТ 20306-90	Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний
ГОСТ 22576-90	Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний

Правила ЕЭК ООН №100	«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения аккумуляторных электромобилей в отношении конкретных требований к конструкции и функциональной безопасности»
8713	Электрические транспортные средства - Словарь
CARB	Калифорнийский 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
SAE J1715	Терминология по автомобильной технике
SAE J1718	Измерения эмиссии водорода при зарядке аккумуляторных батарей в пассажирских электромобилях и в легких грузовиках
SAE J1766	Испытания на удароустойчивость аккумуляторных батарей для электромобилей и гибридных автомобилей.
SAE J2344	Рекомендации по безопасности электромбилей
SAE J2380	Вибрационные испытания батарей для электромобилей
SAE J2289	Функциональные требования к сборкам аккумуляторных батарей
IEC 60038	IEC стандарт напряжения
IEC 60050-482	Международный электротехнический словарь (МЭС) - Часть 482: первичные и вторичные батареи

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
$\eta_{0г}$	–	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
$\varphi_{p_}$	–	коэффициент трения резины по снегу
k_H	–	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
ТС	–	транспортное средство
ДВС	–	двигатель внутреннего сгорания
КП	–	коробка передач
$M_к$	–	подводимый к колесу крутящий момент
K_δ	–	коэффициент боковой силы
P_δ	–	боковая сила
G_a	–	полный вес автомобиля
δ_y	–	угол бокового увода
$M_к$,	–	подводимый к колесу крутящий момент
$F_к$	–	отводимая от колеса продольная сила
λ	–	коэффициент тангенциальной эластичности шины, мм/Нм
γ	–	коэффициент тангенциальной эластичности шины, мм/Н
$r_{ко}$	–	радиусы качения колеса в ведомом режиме
$r_{кс}$	–	радиусы качения колеса в свободном режиме
g_e	–	удельный эффективный расход топлива
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
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
ШСНД	–	Шина сверхнизкого давления
$T_в$	–	крутящий момент двигателя
$\omega_в$	–	угловая скорость вращения вала двигателя
α	–	нагрузка на двигатель
$u_{тр}$	–	общее передаточное число трансмиссии
$u_{кп}$	–	передаточное число коробки передач

u_{pk}	–	передаточное число раздаточной коробки
u_0	–	передаточное число главной передачи (включает передаточное число центральной части u_{zm} и колесного редуктора u_{kp})
η_{km}	–	коэффициент полезного действия коробки передач
η_{px}	–	коэффициент полезного действия раздаточной коробки
η_0	–	коэффициент полезного действия главной передачи
T_{pk}	–	момент на первичном валу раздаточной коробки
ω_{px}	–	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)
$\omega_{k1i}, \omega_{k2i}$	–	угловые скорости *i*-го колеса передней и задней оси
$\omega_{eотн}$	–	величина, пропорциональная угловой скорости двигателя
$\alpha_н$	–	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
p_i	–	вероятность появления уклона *i*
s	–	число рассматриваемых участков дороги
V_{maxi}	–	максимальная скорость движения на *i*-том уклоне
T_p	–	время разгона до заданной конечной скорости $V_к$ автомобиля
S_p	–	путь разгона автомобиля
V_{cp}	–	средняя скорость при разгоне
V_k	–	конечная скорость разгона
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
Q	–	абсолютный расход топлива при разгоне

S_p	–	отрезков пути разгона при движении на каждой из передач и отрезков пути, проходимых за время переключения каждой из передач
T	–	кинетическая энергия автомобиля
Q_j	–	обобщенные силы, действующие на автомобиль
$П_k$	–	потенциальная энергия деформации шины
η_i	–	величина бокового смещения точки контакта колеса с дорогой
η_{1i}	–	угол скручивания шины при повороте обода колеса вокруг вертикальной оси
ψ	–	угол наклона колеса относительно вертикального положения
n	–	число обобщенных координат без учета деформации колес
m	–	число колес
T_m	–	параметр, характеризующий быстроту включения сцепления
$F_в$	–	сила сопротивления воздуха
$F_{тр}$	–	сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам
U_0	–	передаточное число главной передачи
АД	–	Асинхронный двигатель
АКБ	–	Аккумуляторная батарея
АКД	–	Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором
ЕН	–	Емкостной накопитель
КПД	–	Коэффициент полезного действия
ЛИА	–	Литий-ионные аккумуляторы
ТС	–	Транспортное средство
ХИТ	–	Химические источники тока
ШИМ	–	Широтно-импульсная модуляция
ЭДС	–	Электродвижущая сила
DC/DC	–	Преобразователь переменного напряжения в переменное
DC/AC	–	Преобразователь постоянного напряжения в переменное
IGBT	–	Биполярный транзистор с изолированным затвором
LCV	–	Легкие коммерческие автомобили
SOC	–	Коэффициент использования ёмкости аккумуляторных батарей
ТС	–	транспортное средство
$W_Б$	–	энергия аккумуляторной батареи
$W_Р$	–	энергия рекуперации
$\Delta W_Б$,	–	потери энергии в аккумуляторной батареи
$\Delta W_К$,	–	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
ИВ	–	Инвертор высокочастотный
ИП	–	Источник питания
ПЗУ	–	Постоянное запоминающее устройство
ШИМ	–	Широтно-импульсная модуляция
ШИП	–	Широтно-импульсный преобразователь
DC/DC	–	Преобразователь переменного напряжения в переменное
DC/AC	–	Преобразователь постоянного напряжения в переменное
DSP	–	Цифровой сигнальный процессор
ГН	–	Глобальная навигация
ГКНС	–	Глобальные космические навигационные системы
ЛН	–	Локальная навигация
МПО	–	Морские подвижные объекты
НАК	–	Навигационные автоматизированные комплексы
НИУ	–	Навигационные измерительные устройства
ПО	–	Программное обеспечение
СУД	–	Системы управления движением
СТС	–	Спасательное транспортное средство
ТС	–	Транспортное средство
АСУБС	–	Автоматизированная система управления безопасным спуском
АСУБТП	–	Автоматизированные системы управления безопасностью технологических процессов
АСУТП	–	Автоматизированные системы управления технологическими процессами
АСУЭ	–	Автоматизированная система управления эвакуацией
БД	–	База данных
ДР	–	Датчик расстояния
ЛА	–	Летательный аппарат
ЛПР	–	Лица, принимающие решение
IMO	–	Международная Морская Организация

МЛСП	–	Морские ледостойкие стационарные платформы
МПО	–	Морские подвижные объекты
МП	–	Место приводнения (приледнения)
МСП	–	Морские стационарные платформы
ПСА БС	–	Перспективная система автоматизированного безопасного спуска
ПБУ	–	Плавучие буровые установки
РЛС	–	Радиолокационная станция
РВД	–	Роторно-винтовой движитель
СККД	–	Система контроля крена и дифферента
СКУ	–	Система контроля и управления
ССП	–	Системы со структурированной подсветкой
СТЗ	–	Система технического зрения
СЭ	–	Системы эвакуации
СКС	–	Средство коллективного спасения
СМЛОП	–	Стационарный морской ледостойкий отгрузочный причал
СТС	–	Стереоскопические телевизионные системы
ТОП	–	Типовые технологические операции
УСС	–	Универсальное спасательное средство
ЧС	–	Чрезвычайная ситуация
ШИКД	–	Шкаф индикации крена и дифферента

1 Исследование механики и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом

1.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о свойствах опорных поверхностей с низкой несущей способностью

Снежный покров как полотно пути для движения транспортных средств является одной из самых сложных пространственных структур, математическое описание которой намного сложнее аналогичного описания большинства грунтовых образований. Снежный покров издавна использовался для движения транспортных средств. Зимой ездили на санях. Период установления снежного покрова называли первопутком. Нарты – привычный транспорт Севера. Снег – один из видов природных льдов Земли. С давних времен снег не изучали, его только описывали. В 1814-1816 гг. выдающийся русский физик и электротехник академик Петербургской Академии наук В.В. Петров заинтересовался физическими свойствами снега. Именно ему принадлежит открытие возгонки или сублимации снега. В становлении и развитии снеговедения неоценимы заслуги выдающегося физика-географа профессора Г.Д. Рихтера [1.6].

Для дальнейшего развития теории взаимодействия движителей колесных машин с полотном пути целесообразно рассмотреть, в чем состоит сходство и расхождение между снегом и почво-грунтом как материалами поверхностей движения; рассмотреть особенности оценки физико-механических свойств и структуры сложения снежного полотна пути; выбрать наиболее адекватные математические зависимости для описания сопротивления смятию и сдвигу снега. В целом этим проблемам посвящен данный раздел диссертации.

Многие исследователи, которые занимались разработкой вопроса проходимости транспортно-технологических средств, не могли обойти стороной проблему передвижения по снежной целине. Однако они пытались построить объединенную теорию деформации движителем дорожно-грунтового основания, включая и заснеженные поверхности движения. Это привело к распространению полученных зависимостей для грунтов на описание процессов «нагрузка – осадка» и «нагрузка – сдвиг» для снега. Подобный подход к решению проблемы деформации снежного покрова движителем машины оказался мало эффективным. Это доказывается [1.1, 1.2, 1.7], во-первых, тем, что в результате больших и многолетних (60 лет) исследований, проведенных в ОНИЛВМ и РАЛСНЕМГ НГТУ, было установлено, что зависимость “нагрузка – смятие” для снега должна иметь гиперболический вид; во-вторых, снежный покров является слоистой неоднородной средой с близлежащим твердым подстилающим слоем, а большинство зависимостей не учитывают этого; в-третьих, многие

параметры, входящие в выражения этих зависимостей, не могут быть идентифицированы с физико-механическими свойствами снега, и поэтому их использование крайне затруднено.

Снег поразительно изменчив. Такие привычные физические свойства, как плотность, теплопроводность, теплоемкость, пористость, влажность, диэлектрическая постоянная, скорость распространения звука и так далее для снега принципиально не могут длительно сохраняться, быть неизменными. Меняется, трансформируется решительно все, вплоть до структуры, формы и размеров снежинок, их связности. Плотность снега по данным Б.П. Вейнберга, изложенным в работе Г.Д. Рихтера [1.6], способна изменяться от 0,01 до 0,7 г/см^3, причем верхний предел соответствует тому состоянию, когда мы еще вправе его назвать снегом. При дальнейшем увеличении плотности снег превращается в лед, в корне отличающийся по свойствам от своего предшественника.

В работе “Снегоходные машины” [1.8] говорится, что “под плотностью понимается вес единицы объема снега, включая объем, занимаемый минеральными частицами (лед-минерал) и промежутками (порами) между ними. Плотность является одной из важнейших характеристик снежного покрова, так как непосредственно связана с жесткостью, твердостью, влажностью и т.д. Плотность снега зависит от места залегания, например, в лесу, при отсутствии уплотняющего действия ветра, плотность всегда меньше, чем на открытых местах. Плотность изменяется и по глубине снежного покрова. Это происходит за счет микросублимационных процессов, происходящих под влиянием температуры в снежном покрове”.

Л.Х. Лысенко в работе [1.4] приводит зависимость плотности снега от температуры, при которой он выпадает. В работе [1.4] отмечается, что плотность снега зависит также от времени и глубины залегания, изменяясь во времени в сторону увеличения, особенно в его нижних слоях, а также от местности, на которую выпадает снег, например, плотность при единовременном замере составила: в лесу 0,21г/см^3; на поляне 0,23 г/см^3; в поле под воздействием ветра 0,4 г/см^3. Исследования, проведенные В.И. Пановым [1.5] в ОНИЛВМ, показали, что на плотность снега влияет влажность. Во всех случаях с увеличением влажности плотность снега увеличивается. В своей книге [1.3] А.К. Дюнин указывает, что непостоянство снега объясняется существованием воды в уникальных условиях, совсем близко от так называемой тройной точки фазовых переходов, различной для разных веществ, в которой вещество находится во всех трех фазах.

Под фазовыми переходами подразумевают переходы вещества из газообразного состояния (фазы) в жидкость, затем превращение его в твердое тело.

Сложность снега состоит не только в том, что он близок к тройной точке фазовых переходов, но и в том, что снег - неоднородная среда, состоящая изо льда, пор, наполненных

воздухом и водяным паром, примесей различного происхождения и талой влаги.

Как утверждает А.К. Дюнин [1.3], попытки теоретического изучения свойств снега с помощью упрощенных моделей однородной однофазной среды были, как правило, неудачными. В настоящее время для изучения снега, льда и снеголедовых явлений используются такие разделы современной физики, как механика сплошных многокомпонентных сред, статистическая физика, аэрогидромеханика, теплофизика, электродинамика.

При расчете параметров “снежного” транспорта, то есть снегоходных машин, должны использоваться все имеющиеся сведения о физико-механических свойствах снега.

Далее проводится обзор существующих методов оценки физико-механических свойств и структурных характеристик снежного покрова как полотна пути.

Характерной особенностью грунтов и снега является их раздробленность, то есть грунты и снег принадлежат не к сплошным телам, а к телам, состоящим из отдельных твердых частиц, не связанных между собой или связанных так, что прочность связей между ними во много раз меньше прочности материала самих частиц. То есть они относятся к категории дисперсных сред. Кроме того, как природные грунты, так и снега обладают водопроницаемостью (фильтрационной способностью). По степени связности частиц между собой и грунты, и снег могут быть отнесены либо к связанным типам, либо к фрикционным. Таким образом, прочность и устойчивость как грунтов, так и снега есть функция связности и внутреннего трения между твердыми частицами.

Зависимости между деформациями и напряжениями для грунтов и снега имеют общую характерную особенность, которая заключается в том, что эти среды при нагрузке и разгрузке всегда имеют кроме восстанавливающихся и остаточные деформации. При этом закон распространения напряжений по глубине как для снега по данным И.В. Крагельского [129], так и для грунта по данным Я.С. Агейкина [1.4] носит одинаковый характер: для снега $\sigma = q\left\{1+\left(z\,a^{-1}\right)^2\right\}^{-1}$; для грунта $\sigma = q\left\{1+\left[z\left(a\,D\right)^{-1}\right]^2\right\}^{-1}$. Различие лишь в том, что в грунтовой формуле учитывается размер деформатора *D*.

Следовательно, если рассматривать грунты и снег лишь как дисперсные образования, то принципиальных различий между ними как средами, с которыми взаимодействуют движители транспортных средств, нет.

Однако было бы большой ошибкой, на основе выше указанных сходств, проводить аналогию между грунтами и снегом, и прийти к выводу, что результаты исследований по взаимодействию наземных средств передвижения с грунтом, могут быть применены и к снегу.

Одной из характерных особенностей, отличающих снег от грунта, и влияющей на различия их механических свойств, является значительно более низкая плотность снега по сравнению с плотностью грунтов. Например, если плотность снега, колеблющаяся в весьма широких пределах, имеет значения от 0,01…0,7 г/см^3, то плотность песка составляет 1,5…1,65 г/см^3. То есть плотность песка может превышать плотность снега в 150 раз. Столь низкая плотность снега обуславливается как небольшим весом его твердых частиц (до 0,96 г/см^3), так и его высокой пористостью (пористость снега $n = 100\left(1 - \rho_{см}\rho_{л}^{-1}\right)$; пористость грунта $n = 100\left(1 - \rho_{ск}\rho_{о}^{-1}\right)$, где $\rho_{сн}$ – плотность снега, $\rho_{л}$ – плотность льда, $\rho_{ск}$ – плотность скелета, $\rho_{о}$ – плотность грунта). Если пористость свежевыпавшего снега может достигать значений 98,9%, а пористость наиболее распространенного рыхлого снега с плотностью 0,2… …0,3г/см^3 составляет соответственно78,2…67,3 %, то пористость насыпного грунта составляет лишь 47,6%, а тонкозернистого песка – 37%. То есть пористость снега, как правило, в 1,5…2 раза выше пористости грунтов. Следовательно, при одинаковых прочностных связях между частицами скелета грунта и снега, снег будет обладать большей сжимаемостью.

Халаджиан (Halajian) в работе “Gravity effects on soil behavior” (Лондон, 1964 г.), исследуя механические свойства грунтов при незначительной величине сил гравитации, пришел к следующему выводу: «Свободно осажденные агрегаты, состоящие из тонких сухих и не шаровидных частиц, обладают чрезмерно высокой сжимаемостью. Такие грунты необычны для земных условий и, как следствие, их несущая способность изучена слабо. Они имеют низкую несущую способность и разрушаются в виде вертикального сдвига или уплотнения. Грунт вокруг штампа не выпирается в бок до тех пор, пока он не достигнет полного уплотнения».

Вот к этим грунтам, «необычным для земных условий» скорее всего и относится основная группа снега рыхлого типа. Здесь можно провести определенные аналогии между грунтами и снегом.

Следующей отличительной особенностью снега, а точнее снежного покрова, по сравнению с грунтом, существенно влияющей на их механические свойства, является различная величина мощности их пластов. Если толщина пластов грунта измеряется десятками и сотнями метров, и их можно рассматривать как полупространство, то высота снежного покрова лишь десятки сантиметров.

Для грунтов изменения давлений до 0,1…0,4 МПа считается небольшим, и зависимость между напряжениями и деформациями на данном участке можно принять линейной, а для снега уже при давлениях, превышающих 0,01 МПа, зависимость между

деформациями и напряжениями является нелинейной. Следовательно, для определения напряжений в грунтах в диапазоне реальных удельных нагрузок транспортных средств (до 0,06…0,08 МПа) могут быть применены уравнения линейной теории упругости. Для снега эти законы могут применяться лишь для особо легких машин, типа мотонарт, с удельной нагрузкой на движитель не превышающей 0,01МПа.

Существенно отличной от предлагаемых в грунтовой механике и механике снега теории деформации материала полотна пути является научная разработка, предложенная А. Ассуром (A. Assur) в работе “Locomotion over soft soil and snow”. Автор пишет: «Данная статья связана с исследованием вертикальной осадки грунта. Основной целью этих исследований является составление новой системы уравнений, учитывающей все последние достижения в этой области».

При выводе своей новой системы уравнений А. Ассур отмечает, что в 1867 году Уинклер ввел понятие модуля основания k, или коэффициента постели для грунта, предполагая линейную зависимость между погружением z и давлением P в виде $z = P\,k^{-1}$. Подобная зависимость рассматривалась еще в 1785 году русским исследователем И. Комовым.

А. Ассур считает, что «плотность» почвы можно выразить следующей зависимостью:

$$M = P\,z^{-1} = f\left(P\right).$$

Этот модуль, по мнению автора, можно сравнить по измерению с приближенным значением широко используемого в технике модуля Юнга, характеризующего жесткость деформируемого образца.

А. Ассур пишет: «Различное поведение грунта под воздействием нагрузки можно выразить следующими причинами: 1. Текучестью. 2. Уплотнением. 3.Разрушением. Для средних нагрузок обычно эта зависимость носит линейный характер. Задача сводится к выведению уравнений, характеризующих эти три случая на основе плотности *M*. Причиной текучести или прогрессивного разрушения грунта является интенсивное разрушение связей между частицами грунта под воздействием увеличения нагрузки. Это наиболее распространенный случай. Однако у некоторых грунтов, в том числе и снега, прочность связей при сжатии увеличивается, что относится ко второму случаю – уплотнению. Другие грунты, состоящие из твердой корки и мягкого основания, при воздействии нагрузки разрушаются, что относится уже к третьему случаю. Для средних нагрузок явление прогрессивного разрушения связей и уплотнения, очевидно, по своему характеру противоположны, что приводит к линейной или квазиупругой зависимости между нагрузкой и осадкой грунта. Для более высоких нагрузок важно, какое из этих явлений превалирует. В

большинстве случаев постепенное разрушение приводит к текучести (случай 1), когда достигается максимальная величина несущей способности грунта P_m. Можно показать, что все три случая, описанные выше, могут быть представлены в виде решения одного и того же типа весьма простого дифференциального уравнения».

Определяя, что свойства грунта изменяются при увеличении давления, утверждается, что они ухудшаются, и это выражается в постепенном нагружении грунта и, в конечном счете, приводит материал полотна пути в текучее состояние. А. Ассур признает, что неизвестно, как происходит этот процесс. Поэтому он утверждает, что производная $d\,M/d\,P = \nabla_p M$ является неизвестной функцией давления *P*. По этой причине делается простейшее предположение, что величина $\nabla_p M$ уменьшается пропорционально нагрузке: $\nabla_p M = -A_0 P$ – это и есть простое дифференциальное уравнение.

При отсутствии нагрузки свойства грунта, очевидно, не изменяются, то есть $\nabla_p M = 0$ при $P = 0$. По мере увеличения давления, плотность грунта изменится, причем линейный случай является самым простым предположением. После интегрирования дифференциального уравнения получается следующая зависимость:

$$M = -(1/2) A_0 P^2 + \text{const}$$

При небольших нагрузках $(P \to 0)$ величина *M* должна приближаться к постоянной k_1, то есть $P z^{-1} = -k_1 - (1/2) A_0 P^2$. А. Ассур указывает, что это уравнение приводит к интересному заключению, а именно, при довольно большом давлении P_m плотность грунта $P z^{-1}$ должна равняться нулю. Такое явление называется предельной текучестью. Если $k_1 - (1/2) A_0 P_m^2 = 0$, то

$$p z^{-1} = k_1 - k_1 \alpha^2 p^2,$$

где величина $k_1 \alpha^2$ есть наклон линейной зависимости $p z^{-1}$ от p^2, на основании которой можно вычислить максимальную несущую способность грунта $p_m = \alpha^{-1}$.

В уравнении для первого случая (текучести) удалось свести все данные для разных грунтов при различных величинах и формах нагружения к одному соотношению, выведенному из простейшего дифференциального уравнения. Он преобразует уравнение к безразмерному виду $k_1 z p_m^{-1} = (p\, p_m^{-1})(1 - p^2 p_m^{-2})^{-1}$. Эта зависимость может быть представлена в виде единой безразмерной кривой:

$$\eta = \chi(1 - \chi^2),$$

что характерно для всех текучих грунтов, например, для глины и песка при различных нагрузках.

Для случаев уплотнения и разрушения (то есть второй и третий случаи) предлагает ввести понятие «податливости» грунта M^{-1}, это величина обратная плотности грунта. Утверждается, что податливость грунта уменьшается с увеличением осадки в случае уплотнения грунта или увеличивается в случае его разрушения. Неизвестная в общем случае представляется как $\nabla_z \left(M^{-1}\right) = f\left(z\right) = \pm C_0\, z$. При отсутствии осадки z нет причин для изменения свойств грунта $\nabla_z \left(M^{-1}\right) = 0$. После интегрирования последнего дифференциального уравнения получается следующую зависимость:

$$M^{-1} = z\, p^{-1} = \pm(1/2) C_0\, z^2 + \text{const},$$

В случае небольших осадок грунта ($z \to 0$) не должно наблюдаться изменения свойств грунта и $\text{const} = k_1^{-1}$, то есть

$$z p^{-1} = k_1^{-1} \mp k_1^{-1} \beta^2\, z^2,$$

где знак " – " соответствует процессу уплотнения, а знак " + " – процессу разрушения. График зависимости $z\, p^{-1}$ от z^2 есть линейное соотношение с пересечением в k_1^{-1} и отрицательным наклоном $\beta^2 k_1^{-1}$, на основании которого можно вычислить величину максимальной осадки грунта $z_m = \beta^{-1}$.

Уравнение со знаком " – ", согласно А. Ассуру, описывает поведение снега.

На основе уравнения определяется безразмерное соотношение $P\left(k_1\, z_m\right)^{-1} = \left(z\, z_m^{-1}\right)\left(1 \pm z^2\, z_m^{-2}\right)$ или в форме $\eta = \chi\left(1 \mp \chi^2\right)^{-1}$. В окончательном виде зависимости «нагрузка-смятие» для трех ранее приведенных случаев, выглядят следующим образом:

случай 1, текучесть

$$z = P\left[k\left(1 + B_0\, B^{-1}\right)\left(1 - P^2\, P_m^{-2}\right)\right]^{-1}$$

случай 2, уплотнение

$$P = \left[k\, z\, \left(1 + B_0 B^{-1}\right)\right]\left(1 - z^2\, z_m^{-2}\right)^{-1}$$

случай 3, разрушение

$$P = \left[k\, z\left(1 + B_0 B^{-1}\right)\right]\left(1 + z^2\, z_m^{-2}\right)^{-1}.$$

Здесь P – удельная нагрузка (давление), P_m –несущая способность материала основания, z_m – осадка при P_m, величина z – осадка при P, параметр k – модуль

основания, $B_0 = 2\left[g\,k^{-1}\right]^{1/2}$ – характерная ширина, g – константа сдвига материала основания, параметр B определяется соотношением $k_1 = k\left(1 + B_0\,B^{-1}\right)$.

Уравнение вида носит гиперболический характер и вполне может согласоваться с аппроксимационными зависимостями, предложенными соответственно Бабковым В.Ф. и Барахтановым Л.В. с коллегами:

для грунтов

$$h = a\,\sigma\left[\sigma + u\right]^{-1}$$

и снега

$$h = B\,q\left[A + q\right]^{-1}; \qquad A = \left[k\left(z_0\right)\right]^{-1};$$

$$B = \left(1 - \rho\,\rho_n^{-1}\right) z_0 k_1\left(z_0\right) H\left[k\left(z_0\right)\ln\left(1 + \rho_0\right)\right]^{-1}.$$

Здесь *a* и *u* – коэффициенты, характеризующие свойства материала деформируемой среды, q – интенсивность распределенной нагрузки, ρ – начальная плотность снега, $\rho_л$ – плотность льда, *H* – толщина снежного покрова, k – функция от z, меняющая свой вид в зависимости от способа приложения нагрузки (полоса, прямоугольник, цилиндр, сфера и т.д.).

При этом рассмотренные варианты обобщают классический случай Уинклера, приводя к прогрессивному размягчению (случай 1) или разрушению (случай 2) при изменении знака (кроме $\eta = 1$) или его прогрессивному уплотнению (случай 3). Таким образом, для уравнения Ассура вида (1.4) $\eta = \chi\left(1 \mp \chi^2\right)^{-1}$ имеет место соотношение параметров:

1. текучесть $\chi = P\,P_m^{-1}$, $\eta = k_1\,z\,P^{-1}$, знак “–”;

2. уплотнение $\chi = z\,z_m^{-1}$, $\eta = P\left(k_1 z_m\right)^{-1}$, знак “–”;

3. разрушение $\chi = z\,z_m^{-1}$, $\eta = P\left(k_1 z_m\right)^{-1}$, знак “+”.

Если уравнение Бабкова В.Ф. представить в форме: $z = a\,P\left[P + u\right]^{-1}$ или $z\,P^{-1} = B\left[A + P\right]^{-1}$ или $P = z\left[P + u\right]a^{-1}$, а уравнение Барахтанова Л.В. записать как: $z = B\,P\left[A + P\right]^{-1}$ или $z\,P^{-1} = B\left[A + P\right]^{-1}$ или $P = z\left[A + P\right]B^{-1}$, то будут иметь место соотношения между параметрами уравнений А. Ассура, В.Ф. Бабкова и Л.В. Барахтанова в следующих выражениях:

1. текучесть	2. уплотнение	3. разрушение
$A = k_1 B\left(1-\chi^2\right)\chi^{-1} - P,$	$A = k_1 B\left(1-\chi^2\right) - P$	$A = B\,k_1\left(1+\chi^2\right)^{-1} - P$
$B = \chi\left[\left(1-\chi^2\right)k_1\right]^{-1}\left(A+P\right)$	$B = k_1^{-1}\left(A+P\right)\left(1-\chi^2\right)$	$B = k_1^{-1}\left(A+P\right)\left(1+\chi^2\right)$
$a = \chi\left[\left(1-\chi^2\right)k_1\right]^{-1}\left(u+P\right)$	$a = k_1^{-1}\left(u+P\right)\left(1-\chi^2\right)$	$a = k_1^{-1}\left(u+P\right)\left(1+\chi^2\right)$

При этом соотношение между параметрами формул В.Ф. Бабкова и Л.В. Барахтанова имеет вид $a = B\left(P+u\right)\left(P+A\right)^{-1}$.

В работе [276] проводится историческое развитие основных зависимостей между нагрузкой и осадкой и сравнение предложенной модели с другими зависимостями «нагрузка – осадка» материала основания. Опираясь на этот обзор, А. Ассур пишет, что предложение линейной зависимости между величинами p и z подтверждалось ранее многими учеными, за исключением Р. Берштейна, М.Н. Летошнева, М. Беккера.

Буссинеск впервые, согласно работе[276], аппроксимировал грунт упругим полупространством в противоположность модели Уинклера с независимыми пружинами. Буссинеск учитывает влияние размера в виде гиперболической зависимости относительно радиуса R.

Пейстмак развил учение Уинклера понятием боковой связи пружин. Шлайхер, расширяя линейную теорию Буссинеска для различных форм штампа, рассчитывает величину *m* для кругов, квадратов и различных прямоугольников, а входящую в формулу величину *A* принимает за площадь нагружения. Его теория, ограничивается рассмотрением случаев с жесткой узкой и круглой поверхностью нагружения.

Р. Берштейн показал, что практические данные расходятся с теоретическими классическими предположениями. Он использовал простую зависимость квадратного корня, которая позднее использовалась М.Н. Летошневым, М. Беккером и другими. А. Ассур пишет, что предлагаемая им модель развивает идею Бершейна на основании более строгого приложения ее к классическому линейному приближению для средних нагрузок.

Хаузел, согласно Ассуру, утверждает, что модуль основания можно эмпирически выразить так: постоянная плюс величина, пропорциональная периметру P_r относительной площади или обратно пропорциональна радиусу, используемому Терцаги, или ширине, используемой Тейлором и Беккером. Ассур по этому поводу замечает, что в его теории приведено строгое обоснование влияния размера, базирующееся на обобщении Пейстмаком случая Уинклера.

Уравнение Терцаги в работе Ассура представлено в модифицированном виде $N = R_A M_0^{-1}$ при $M_0^{-1} = p z^{-1}$ на поверхности с предположением, что величина *M* линейно увеличивается с глубиной. Второе уравнение Терцаги представляет собой линейное приближение общей нелинейной зависимости в пределах рабочих напряжений и, согласно Ассуру, аналогично первому случаю зависимости нагрузка – осадка.

Тейлор вывел аналогичную линейную зависимость с учетом величины эпюры давлений и линейного роста величины *M* по мере увеличения глубины.

Гарбари, согласно, предполагал, что случай Уинклера все еще хорошо аппроксимируется для средних нагрузок.

1.2 Исследование плотности снега в ненарушенном снежном покрове.

Плотностью снега называют отношение веса пробы снега к её объёму. Практически под плотностью понимается вес единицы объема снега, включая объем, занимаемый минеральными частицами (лед-минерал) и промежутками (порами) между ними. Плотность является одной из важнейших характеристик снежного покрова, так как непосредственно связана с жесткостью, твердостью, влажностью и т.д. Плотность снега зависит от многих факторов и меняется в очень широких пределах. По данным Б. П. Вейнберга плотность снега может быть в пределах от 0,01 до 0,7 г/см^3 (таблица 2.1).

Таблица 1.1 - Значение плотности различных видов снега

Характеристика снега	Плотность снега, г/см^3
Пушистый, сухой, сразу после выпадания	0,01 – 0,03
Свежевыпавший, рыхлый	0,05 – 0,065
Оседающий (рыхлый)	0,07 – 0,19
Осевший	0,2 – 0,5
Уплотненный (ветром)	0,2 – 0,3
Ветровой наст	0,35 – 0,4
Талый фирновый (весенний)	0,6 – 0,7
Лед	0,92 – 0,99

Рассмотренные в настоящем пункте плотность различных видов снега, плотность снежного покрова и плотность тающего снега изложены в основном по монографии П.П. Кузьмина [1.15].

Известно, что плотность снежного покрова изменяется с течением времени под влиянием собственного веса (силы тяжести), воздействия ветра, фирнизации, а также в зависимости от степени влажности снега (снеготаяния и фактора теплообмена).

Плотность всех слоев снежного покрова, за исключением самого верхнего, изменяется в течение зимы в сторону ее повышения. Общий механизм уплотнения снега заключается в удалении воздуха из массы снега и сближении кристаллов льда. Это осуществляется под влиянием указанных выше причин по-разному.

Под влиянием собственного веса происходит излом снежинок и соскальзывание их в промежутки, находящиеся между ними. Снежинки прогибаются под давлением лежащих выше слоев тем меньше, чем больше плотность снега. Для разлома имеет значение не само усилие, а изгибающий момент. При уменьшении плеча в несколько раз для того, чтобы сломать его, нужно увеличить во столько же раз усилие.

При увеличении плотности снега уменьшается плечо, так как при этом снежинка либо ломается, либо подпирается большим числом точек. В обоих случаях уменьшается ее плечо. При все большем и большем укорочении плеча изгибы становятся все менее значительными, и в слежавшемся зернистом снеге их нет совершенно; там есть только объемное сжатие. Разлом снежинок под давлением вышележащих слоев сопровождается выдавливанием воздуха из пространств между снежинками. При лопаточном удельном давлении может произойти оплавление и смерзание снежинок (режеляция). Пластические деформации совокупности смерзшихся снежинок увеличиваются.

Уплотнение снега ветром заключается в том, что снежинки, переносимые вдоль поверхности снега во время метели, ломаются, обкатываются ветром и укладываются в защищенных местах более плотным слоем.

Механизм уплотнения снега под влиянием фирнизации ясен из описанных в пункте 2.1 процессов, происходящих в толще снега, а именно режеляции, рекристаллизации, возгонки и сублимации, повторного таяния и замерзания. В отличие от уплотнения снега под влиянием ветра, которое прекращается с прекращением последнего, уплотнение под влиянием фирнизации происходит непрерывно в течение всего периода существования снежного покрова. Относительно более медленным уплотнение оказывается в сухом снеге при отрицательных температурах. Оно значительно ускоряется при повторном таянии и замерзании (во время оттепелей и в период снеготаяния). Во всех перечисленных случаях снег уплотняется благодаря удалению воздуха из массы снега (уменьшению пористости), росту и сближению кристаллов. Но плотность снега может увеличиться и при полной неизменности снежных кристаллов и объема, заключенных между ними пор, если только часть этих пор будет занята жидкой водой нулевой температуры, т е. при увеличении влажности снега. Таким путем увеличение плотности происходит в период снеготаяния после перекристаллизации снега в средне- и крупнозернистый фирн. В период до перекристаллизации плотность, снега при попадании в него воды от дождя или снеготаяния

увеличивается не только за счет заполнения пор водою, но и благодаря перекристаллизации, т. е. увеличению крупности зерен и уменьшению общего объема пор.

Сказанное относительно уплотнения снега дает основание перечислить факторы, влияющие на этот процесс. К ним относятся: начальное состояние снежного покрова; его высота, плотность, влажность и температура; количество свежевыпавшего снега за период, для которого рассчитывается уплотнение, количество выпавшего дождя и растаявшего снега за тот же период, скорость ветра и температура воздуха, температурный перепад в снеге (температура поверхности снега и почвы), время выпадения снега и продолжительность его залегания на местности [1.15].

Сочетание и роль этих факторов в уплотнении снега в реальных условиях переплетаются сложным образом. Так, например, уплотнение снега путем обкатывания и укладки, а также путем давления, производимого ветром, одновременно может сочетаться с уплотнением сублимационным процессом.

Для изучения плотности отдельных видов снега в снежном покрове применяют метод послойного ее измерения. Металлический цилиндр прибора с уменьшенным диаметром сечения (около 5 см) направляют горизонтально в снег со стороны свежесрезанной стенки снежного покрова (шурфа) и извлекают пробу однородного горизонтального слоя снега, плотность которого хотят измерить. Данные послойного измерения дают возможность проследить за изменением плотности различных видов снега по глубине. Наиболее подвижным и изменчивым по плотности является самый верхний слой свежевыпавшего снега. В зависимости от его свойств, плотности и высоты и всех последующих изменений условий погоды находится величина средней по вертикали плотности снежного покрова.

По А. В. Молочникову [1.15], сухой свежевыпавший снег полностью сохраняет свою первичную кристаллизацию и звездчатую структуру вплоть до плотности 0,15 и частично до плотности 0,20. При плотности 0,16 – 0,20 он начинает становиться зернистым в верхних неуплотненных слоях и при плотности 0,22 – в верхних уплотненных и нижних слоях. Общий диапазон колебания плотности свежевыпавшего снега находится в пределах от 0,01 до 0,20. Нижний предел плотности 0,01 бывает очень редко. До сих пор наблюдались следующие значения плотности свежевыпавшего снега (А. А. Шепелевский, [1.15,1.19]):

Таблица1.2 - Плотность свежевыпавшего снега

Состояние снега	**ρ,** (г/см^3)
Очень рыхлый	0,02 – 0,05
Рыхлый	0,06 – 0,10
Выпавший при слабом и среднем ветре	0,04 – 0,13
Выпавший при метели	0.12–0,18

Выпавший при очень сильном ветре (буране)	0,15 – 0,23
Свежевыпавий мокрый	0,13
Выпавший с дождем	0,16 – 0,27

Колебания плотности зависят от метеорологических условий выпадения снега (температуры воздуха, скорости ветра), а также от структуры и величины выпадающих снежинок. Чем больше и разветвленнее снежинки, тем рыхлее они ложатся, тем меньше плотность снега (таблица1.3 [1.15]).

Таблица 1.3 - Плотность свежевыпавшего снега в зависимости от размеров снежинок

Размер снежинок	Крупные	Средние	Мелкие
ρ, (г/см^3)	0,059 0,066 0,044	0,083 0,087 0,078 0,080 0,100 0,118	0,133 0,130 0,141
Среднее значение	0,056	0,091	0,135

Плотность свежевыпавшего снега растет с повышением температуры воздуха и усилением скорости ветра (таблицы 1.4, 2.5, 2.6 [1.15, 1.17]). При сильных ветрах и бурях свежевыпавший снег быстро утрачивает свои начальные свойства и переходит в категорию уплотненного снега.

Уплотнение свежевыпавшего снега с течением времени происходит медленнее всего в морозную безветренную погоду, быстрее – в ветреную и очень быстро – при интенсивном таянии.

Таблица 1.4 - Плотность свежевыпавшего снега в зависимости от температуры (по В. В. Шипчинскому)

Среднесуточная температура воздуха, (град. С)	ρ, г/см^3
0,8	0,12
0,6	0,11
-2,3	0,10
-5,4	0,02
-8,1	0,05

Таблица 1.5 - Плотность свежевыпавшего снега в зависимости от температуры (по В. Н. Оболенскому)

Температура воздуха при снегопаде (град. С)	ρ, г/см^3		
	средняя	наибольшая	наименьшая
Ниже –10,0°	0,075	0,233	0,012
От –10,0 до –5,1			
От –5,0 до –2,1	0,087	0,295	0,011
От –2,1 до –0,1	0,104	0,258	0,035
От 0,0 до 2,0	0,128	0,455	0,043
Выше 2,0	0,183	0,529	0,069
	0,196	0,588	0,158

Таблица 1.6 - Плотность свежевыпавшего снега в зависимости от ветра

Условия снегопада	ρ, г/см^3		
	по Г. Зелигману	по Р.Г. Розенталю	По А.А. Шепелевскому (в Арктике)
В тихую погоду	0,05 – 0,065	0,04 – 0,07	—
При легком ветре	0,065 – 0,08	0,04 – 0,13	—
При среднем ветре	0,18	0,12 – 0,18	0,14 – 0,17
При сильном ветре	0,28	0,15 – 0,23	0,18 – 0,22
Уплотненный бурей	свыше 0,35	–	0,30 – 0,39

По наблюдениям Н. Г. Евфимова, свежевыпавший снег в морозную погоду уплотнялся в среднем за сутки на 0,003 – 0,008, в то время как плотность тающего снега при положительной температуре воздуха увеличилась за 2 часа на 0,034 (таблица 2.7, 2.8).

Таблица 1.7 - Изменение плотности (г/см3) поверхностного слоя снега в морозный период

Параметры	5/III	16/III	19/III	20/III	21/III	28/III
Плотность слоя снега толщиной 2 см	0,038	-	0,143	-	0,164	0,169
Плотность слоя снега толщиной5 см	0,115	0,140	0,159	0,169	0,172	0,175
Максимальная температура воздуха, град.С	-11,9	-9,2	-6,4	-1,8	-3,1	-0,3
Среднесуточная скорость ветра, м/сек	0,6	1,0	0,5	1,2	2,4	1,6

Таблица 1.8 - Плотность свежевыпавшего снега толщиной 5 см

Часы	**Температура воздуха ºС**	**Плотность снега, г/см^3**
11^{00}	-0,9	0,141
14^{00}	2,2	0,156
16^{00}	2,6	0,190

В гораздо большей степени, чем при оседании под влиянием собственной тяжести, сухой свежевыпавший снег уплотняется под воздействием прямой солнечной радиации (оплавление). Плотность свежевыпавшего снега после только что окончившегося снегопада, равнялась 0,103 г/см^3. Днем эта плотность при полном безветрии и при отрицательной температуре воздуха возросла до 0,168, а следующим утром оказалась равной 0,209 г/см^3.

Заслуживают внимания данные Н. Г. Евфимова [1.15] по изучению плотности снега в связи с его структурой и глубиной залегания (таблица 2.9 и 2.10).

Таблица 1.9 - Плотность снежного покрова (г/см3)

Глубина слоя от снежной поверхности, см	0-5	6-10	11-15	16-20	21-25	26-30
Морозный период 22/II - 20/III	0,145	0,222	0,293	0,273	—	—
Период снеготаяния 1 — 14/IV	0,340	0,402	0,368	0,358	0,272	0,271

Эти данные показывают, что снежный покров состоит из различных, напластованных слоями, видов снега, плотность которых в морозный период, как правило, возрастает с глубиной. Действительно, нижерасположенный снег возникает всегда раньше верхнего и поэтому большее время подвержен действию процессов слеживания и фирнизации. Однако указанное правило содержит ряд дополнительных обстоятельств, в значительной степени корректирующих, а иногда и совершенно исключающих закономерное возрастание плотности с глубиной. Как показывает таблица 9, одним из таких исключений является период снеготаяния. Плотность тающего снежного покрова находится в зависимости от времени суток, интенсивности снеготаяния и расположения фронта промачивания и может изменяться с глубиной самым неправильным образом.

Разница в плотностях различных видов снега в снежном покрове в период таяния сглаживается (таблица 1.10).

Таблица 1.10 - Плотность различных видов снега

Структура снега	Число измерений	ρ, г/см^3		
		Средняя	наибольшая	наименьшая
Морозный период				
Пушистый	8	0,042	0,058	0,028
Рыхлый, лежалый	10	0,146	0,191	0,105

Мелкозернистый	11	0,227	0,276	0,201
Крупнозернистый	17	0,221	0,235	0,194
Погребенная снежная корка	—	0,400	—	—
Ледяная погребенная	—	0,535	—	—
Ветровая доска	—	0,388	—	—
Период интенсивного таяния				
Рыхлый, сухой	—	0,210	—	—
Рыхлый мокрый	—	0,316	—	—
Крупнозернистый, сухой	14	0,316	0,406	0,272
Крупнозернистый мокрый	34	0,374	0,461	0,300

До наступления весеннего снеготаяния и сильных оттепелей закономерное возрастание плотности снега с глубиной нарушается под влиянием неодинакового атмосферного воздействия на верхний слой снежного покрова (периодов с сильным ветром и без него, подтаивания от солнца, теплого ветра или дождя, повторного замерзания и т. п.), в результате чего в нем оказываются погребенными слои неодинаковой плотности: корки и насты, сильно уплотненные ветром, или почти совершенно неуплотненные слои свежевыпавшего снега и т.п. В то время как плотность различных видов снега в снежном покрове, как правило, не превышает 0,15 – 0,35 г/см^3, плотность погребенных в нем ветровых настов и снежных досок доходит до 0,35 – 0,60 г/см^3.

Снежный покров в лесу в меньшей степени подвержен ветровому уплотнению и зимним оттепелям, поэтому закономерность возрастания плотности с глубиной в нем выражена более резко, чем на открытых участках. Одним из типичных примеров такого распределения плотности снега в лесу могут служить наблюдения, произведенные А. Тольским (таблица 1.11).

При определении средней по вертикали плотности снежного покрова в данной точке цилиндр весового плотномера погружают в снег вертикально от его поверхности до почвы. Для изучения распределения плотности по площади (водосбору) измерения производят в различных точках по промерным линиям или маршрутам. Чтобы иметь представление об изменении плотности во времени, наблюдения повторяют периодически – ежедекадно зимой или ежедневно в период снеготаяния.

Наиболее вероятным изменением плотности снежного покрова во времени является тенденция возрастания этой величины от начала к концу зимы (таблица 1.12 [1.15]).

В условиях резко переменной погоды рост плотности снежного покрова происходит неравномерно. Относительно медленно снег уплотняется в устойчивую морозную и безветренную погоду и сравнительно быстрее при оттепелях и ветре. Снегопады обычно

влияют в обратную сторону и, как правило, уменьшают величину средней плотности снежного покрова. Если известна высота h_2 и плотность ρ, свежевыпавшего снега, то разница между плотностями снежного покрова до (ρ_1) и после (ρ) снегопада может быть вычислена по формуле [1.15]:

$$\rho_1 - \rho = \frac{\rho_1 - \rho_2}{1 + \frac{h_1}{h_2}} \qquad (1.1)$$

где h_1 — высота снежного покрова до снегопада.

Снегопады являются одной из причин изменения плотности в течение зимы. Практически весьма важной является величина плотности к началу таяния, поскольку с помощью этой величины и по данным о высоте снега представляется возможным определить накопленный за зиму запас воды в снежном покрове.

Таблица 1.11 - Послойная плотность снега в лесу

Глубина расположения слоя от поверхности снега, см	0-10	10-20	20-32	32-42	42-53	53-64	64-74	74-84	84-94	94-108	Средняя по вертикали
Плотность, г/см^3	0,13	0,13	0,15	0,21	0,25	0,26	0,31	0,36	0,37	0,45	0,26

Таблица 1.12 - Ход плотности г/см3 снежного покрова в течение зимы

Район и годы наблюдений	XII			I			II			III			IV		
	Декады														
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Московская обл., 1891 - 1935 гг.	0,22	0,22	0,23	0,23	0,24	0,25	0,26	0,26	0,26	0,27	0,28	0,31	0,32	0,34	—
Лесной (под Ленинградом), 1895 - 1925 гг. (по Оболенскому)	0,16	0,20	0,19	0,19	0,20	0,20	0,21	0,21	0,22	0,23	0,25	0,28	0,30	0,32	0,34

Плотность снежного покрова, насыщенного водой до уровня его максимальной водоудерживающей способности, составляет [1.15] 0,40 – 0,60 г/см^3 и зависит от его структуры и начальной плотности. Для свежевыпавшего снега с начальной плотностью от 0,13 до 0,18 г/см^3 плотность после смачивания достигает 0,55 – 0,60 г/см^3. Для зернистого снега различной крупности зерен и начальной плотности от 0,23 до 0,45 г/см^3 плотность после смачивания достигает 0,40 – 0,50 г/см^3.

Поскольку влажность снега не может быть выше уровня его максимальной водоудерживающей способности, плотность тающего снежного покрова в его естественном состоянии оказывается всегда ниже указанных предельных величин плотности. Наблюдения показывают, что в большинстве случаев плотность тающего снежного покрова изменяется в начале таяния от 0,18 до 0,35 г/см^3, в разгар таяния – от 0,35 до 0,45 г/см^3 и в конце таяния доходит до 0,50 г/см^3. Возрастание плотности снега за период снеготаяния на 0,15 – 0,20 г/см^3 связано с увлажнением и оседанием снега. Процесс оседания последнего резко выражен и имеет значение только в первый (начальный) период снеготаяния. В дальнейшем тающий снежный покров принимает по всей толще одинаковую, преимущественно крупнозернистую структуру. С этого момента изменения плотности снежного покрова происходят в основном за счет колебания его влажности.

Ход величин плотностей снежного покрова в период снеготаяния в различных пунктах и в различные вёсны может быть самым разнообразным, что зависит от условий погоды и, в конечном счете, от хода снеготаяния. Однако в соответствии с общей тенденцией постепенного прогревания и роста положительной температуры воздуха с момента перехода ее через 0° в весеннее время в среднем отмечается общее увеличение плотностей тающего снега от начала к концу периода снеготаяния [1.15].

Наибольшая величина, до которой повышается плотность тающего снежного покрова за период снеготаяния ($\rho_{наиб}$), зависит в некоторой мере от плотности сухого снега перед началом таяния (ρ_c). Малым значениям ρ_c соответствуют большей частью наиболее низкие $\rho_{наиб}$, и наоборот. Относительная величина приращения плотности $\frac{\rho_{наиб} - \rho_c}{\rho_c}$, как и следовало, ожидать, оказалась для исследованных нами пунктов и лет наибольшей при малых значениях начальной плотности ρ_c и наименьшей при больших значениях. Плотность сухого снега перед началом весеннего таяния ρ_c по наблюдениям в Валдае, Дубовке и Каменной Степи в зависимости от условий зимы составляла от 0,18 до 0,35 г/см^3, Наиболее вероятным ее значением является часто повторяющаяся величина 0,28 г/см^3. Плотность тающего снежного покрова в различные вёсны колебалась на дату начала снеготаяния т от

0,24 до 0,41 г/см^3, на дату появления первых проталин $\tau_{мн}$ – от 0,25 до 0,45 г/см^3 и на дату 50%-ной покрытости снегом τ_0 – от 0,29 до 0,48 г/см^3.

По данным О. А. Спенглера, экспериментально исследовавшего условия формирования весеннего половодья в бассейне Усадьевского лога (Валдай), за 1938 г. средняя по бассейну плотность снежного покрова к началу таяния составляла 0,33г/см^3, а наибольшая за период снеготаяния – 0,43 г/см^3.

1.3 Исследование твердости снега в ненарушенном снежном покрове.

Под твердостью снега понимается его способность сопротивляться проникновению в него твердого тела.

Твёрдостью снега называется способность снега сопротивляться проникновению в него другого тела, не получающего остаточных деформаций. Твёрдость понимается как отношение усилия, необходимого для внедрения наконечника в снег к площади его отпечатка [1.10,1.20]:

$$HC=P/S \qquad (1.2)$$

где HC – твёрдость снега МПА;

P – нагрузка Н;

S – площадь отпечатка;

Твердость снега зависит от целого ряда факторов и характеризует прочность снежного покрова, компактность расположения кристаллов, поддерживающую (несущую) способность и т.д. Изучением вопросов изменения твердости снега под влиянием различных факторов занимались: Рихтер Г.Д. [1.17], Горбунов А.Д. [1.11], Амброс Р.А. [1.9], Крагельский И.В. [1.12], Шахов А.А. [1.20] и др. Исследования этих ученых позволили определить некоторые закономерности изменения твердости.

Твердость зависит от плотности снега; с увеличением плотности твердость снега увеличивается, однако, связь между твердостью и плотностью даже при одной и той же температуре весьма сложная [1.9].

Твердость снега существенно зависят от температуры снежного покрова; с понижением температуры твердость увеличивается. Степень увеличения твердости при этом зависят ох плотности снега [1.12].

Из графика (рисунок 1.1) видно, что чем больше плотность ρ, тем больше твердость HC зависит от температуры. Резкое увеличение твердости плотного снега при понижении температуры и небольшое увеличение твердости рыхлого объясняется тем, что твердость снега в основном зависит от прочности самих снежинок и лишь в незначительной степени от прочности связи между ними.

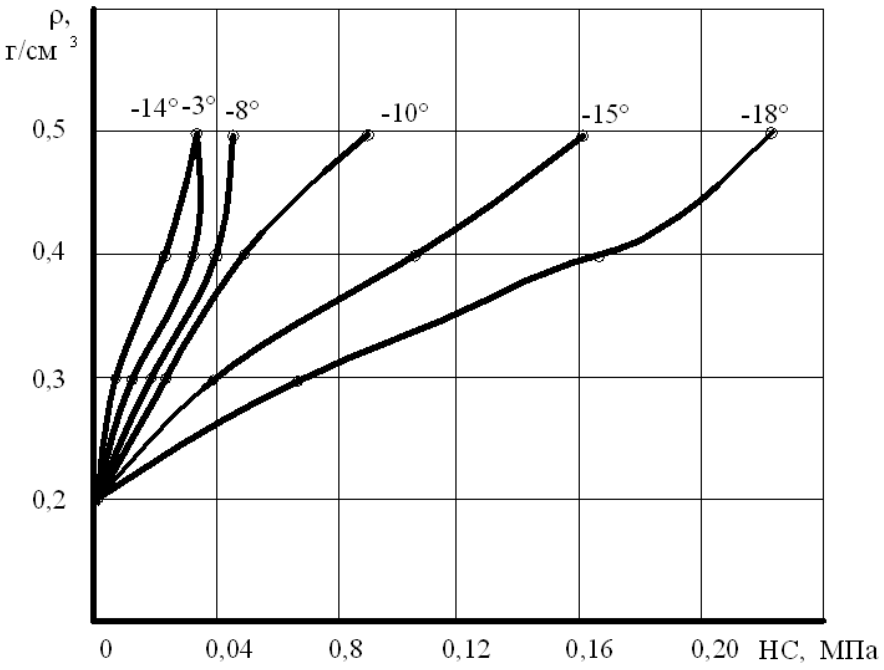


Рисунок 1.1 – Зависимость влияния температуры снега на его сопротивление деформации

Таблица 1.13 - Изменение твердости по глубине

Участок исследований / Глубина	Район г.Горького февраль-1 декада марта м-ца 1963г	Ухтинский р-н Коми АССР январь месяц 1963 г.	Кандалакшский р-н Кольского пол-ва II-я половина марта
	НС, кПа		
0	0,1 - 2,83	0,187-0,69	5,38 - 21,2
15	0,25- 5,38	1,0- 2,66	1,88 - 4,17
25	0,68 - 7,6	2,83 -4,59	0,41 - 1,4
35	0,54 - 7,6	3,60 - 5,0	0,41 - 1,88
45	0,25 - 10,25	1,40 - 2,4	4,17
50	—	0,41- 0,88	2,83

Указанные выше закономерности были установлены для поверхностного слоя. В.И. Пановым [1.16] были проведены исследования твердости по глубине снежного покрова в различных районах страны. Результаты исследований представлены в таблице 1.13.

Приведенные данные показывают, что по глубине снежного покрова твердость изменяется примерно с той же закономерностью, что и плотность, т.е. достигает наибольшей величины в промежуточных слоях на глубине 25 – 45 см.

Изменение твердости в низшем слое на глубине 45 – 50 см проходило по разному: при незначительных изменениях плотности и температуры на участке в районе г. Горького твердость изменялась более чем в 40 раз, при постоянной плотности и температуре на участке в Ухтинском районе твердость изменялась в 1,5 – 2 раза, на участке в

Кандалакшском районе оставалась постоянной. Объяснись эти явления, по-видимому, можно тем, что на твердость снега в еще большей степени, чем на плотность влияют изменение структуры снежного покрова и происходящие внутренние процессы, в частности, микросублимация водяных паров.

На участке в районе г. Горького в феврале – начале марта месяцах внутренние процессы в нижних слоях проходили весьма интенсивно, на других исследованных участках эти процессы во время замеров протекали замедленно.

Характер изменения твердости от температуры на различных участках показан в таблице 1.14.[1.16].

Таблица 1.14 - Изменение твердости снега в зависимости от температуры

Участок исследований	Ухтинский район, Коми АССР			Кандалакшский район Кольского полуострова			
Температура снега, °С	–36	–33	–27	–10	–8	–4	–3
Твердость *НС*, кПа	0,69	0,6	0,187	21,2	15,6	10,2	5,4

Очевидно, что с повышением температуры твердость снега понижается, однако, необходимо отметить, что изменение твердости снега под влиянием изменения температуры происходит сравнительно медленно и при резких изменениях температуры наблюдается отклонения от установленной закономерности изменения твердости.

1.4 Расчетно-экспериментальное определение коэффициента жесткости снега и начальной жесткости снега.

Под коэффициентом жесткости снега понимается величина удельной нагрузки, необходимой для деформирования снежного покрова на единицу длины.

Коэффициент жесткости на основе вдавливания в снег плоского штампа определяется по формуле [1.14,1.18]:

$$K_{ж} = \frac{q}{h}$$

где $K_{ж}$ — коэффициент жесткости снега, Н/м^3;

q — удельная нагрузка на штамп, Па;

h — величина перемещения штампа, м.

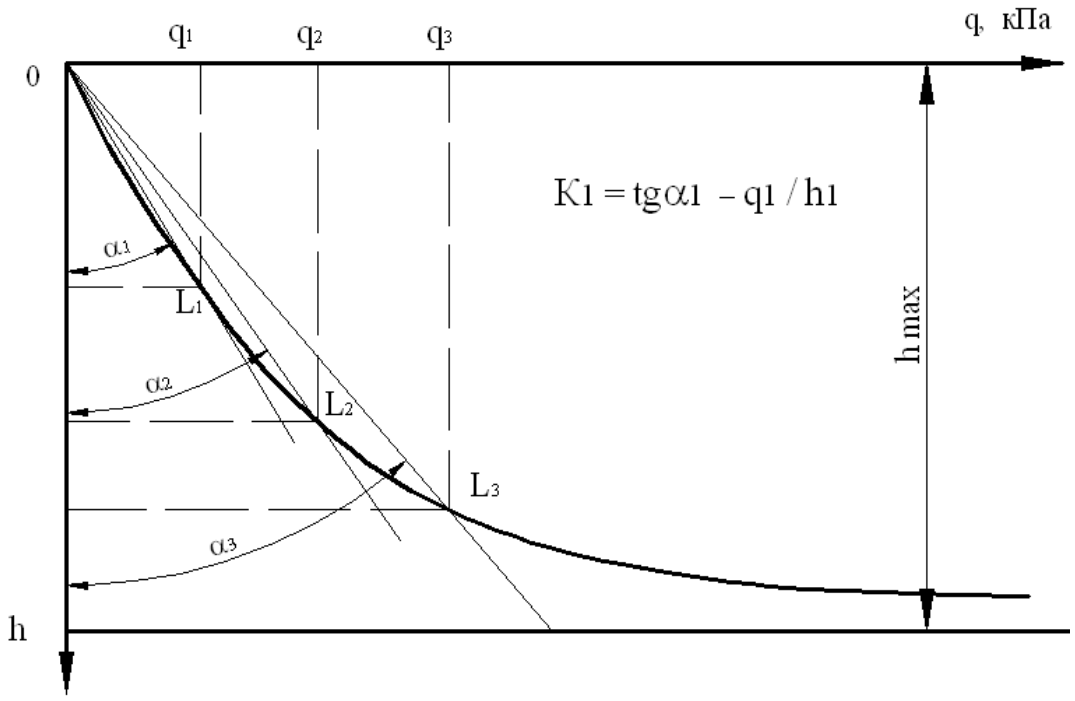


Рисунок 1.2 – Зависимость деформации снега от величины удельного давления

В общем случае коэффициент жесткости является величиной переменной (рисунок 1.2). Однако при допущении, что между удельной нагрузкой на штамп и его перемещением существует прямолинейная зависимость (до точки L), коэффициент жесткости будет постоянной величиной. Следует отметить, что оценка состояния снежного покрова по коэффициенту жесткости является весьма условной, поскольку величина деформации снега зависит не только от давления, но и от размеров штампа. Исходя из этого, можно считать, что величина давления какой-либо машины, находящейся на снежном покрове, отнесенная к глубине осадки этой машины, по сути дела характеризует жесткость снега, однако это относится только к данной машине. Такая характеристика не может быть распространена при оценке погружаемости в снежный покров других машин, имеющих отличные от данной машины опорные площади.

Значения коэффициента жесткости меняются в зависимости от состояния снега.

Исследования влияния температуры снега на его сопротивление деформации показали [1.12], что чем ниже температура снега, тем больше коэффициент жесткости, т. е. больше сопротивление снега деформации.

Таблица 1.15 - Зависимость коэффициента жесткости от плотности

Замеряемые параметры состояния замеров, см	Плотность ρ, г/см^3	Температура воздуха, $t_{в,}$ ^{0}C	Температура снега на поверхности, $t_{сн}$, ^{0}C	Коэффициент жесткости, $K_ж$, Н/см^3
Участок в районе г. Горького				
	0,15	-8	-4,4	3,2
	0,16	-14	-01,4	1,9
	0,17	-2	-5	0,69
	0,175	-16,4	-14	0,57
	0,18	-1	-3	0,43
	0,23	-11	-8	0,66
Участок в Ухтинском районе Коми АССР				
	0,14	-34	-36	0,44
	0,15	-27	-27	0,58

Проведенные В.И. Пановым [1.16] исследования жесткости сухого снежного покрова в различных районах показали, что величина коэффициента жесткости зависит, в частности, от плотности, структуры и температуры снежного покрова (таблица 1.15).

Как видно, при изменении плотности в 1,5 раза (от 0,15 до 0,23 г/см^3) коэффициент жесткости изменялся в 5 раз, а снежные покровы с одинаковой плотностью – 0,15 г/см^3, но различные по структуре и температуре (–4,4 и –27°С) имели коэффициенты жесткости, отличающиеся более, чем в 7 раз.

1.5 Исследование фрикционных свойств снега.

Фрикционные свойства снега характеризуются сопротивлением трению различных поверхностей. Для оценки фрикционных свойств служит коэффициент трения, который зависит от материала и качества скользящей поверхности, от состояния снежного покрова и других факторов.

На рис 1.3 [1.21] представлена зависимость коэффициента μ, от удельного давления при сухом, свежевыпавшем снеге. С увеличением удельного давления величина коэффициента μ сначала постепенно уменьшается, достигает некоторого минимума, затем все более и более увеличивается. В зоне удельных давлений выше 0.17 кг/см^2 коэффициент μ увеличивается уже довольно интенсивно.

Лыжа или днище корпуса, скользя по снегу, как бы выглаживает его, заставляя кристаллы сдвигаться, укладываясь плотнее, и отчасти ориентирует их по направлению движения. При этом у отдельных кристаллов обламываются или притупляются острые кромки. По мере увеличения удельного давления такое воздействие лыжи на снег усиливается, и в результате коэффициент трения уменьшается.

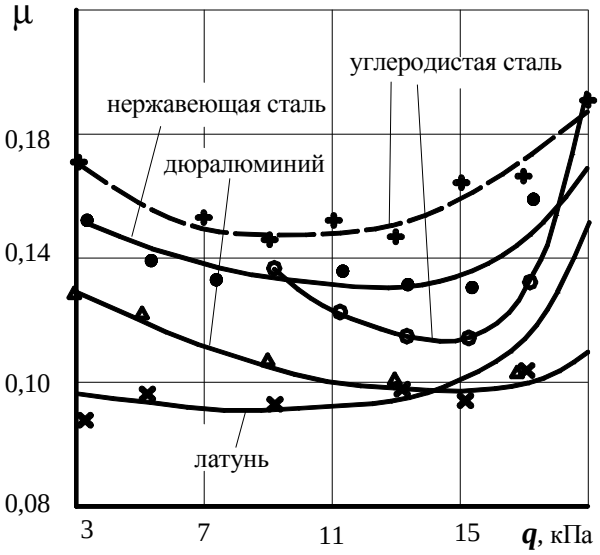


Рисунок 1.3 – Зависимость коэффициента трения μ от удельного давления q и материала скользящей поверхности лыжи (сухой свежевыпавший снег)

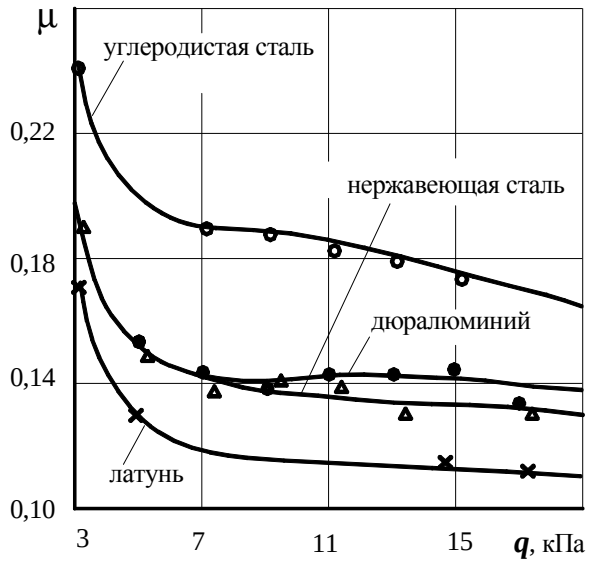


Рисунок 1.4 – Зависимость коэффициента трения μ от удельного давления q и материала скользящей поверхности лыжи (влажный пере кристаллизованный снег)

С другой стороны, чем сильнее давит движущаяся лыжа на снег, тем большее напряжение испытывают кристаллы снега, тем большее число этих кристаллов разрушается. При раскалывании кристаллов образуются острые кромки, затрудняющие скольжение лыжи.

Если вначале, при увеличении удельного давления в зоне малых его величин, преобладают процессы первого рода, то затем все сильнее начинает сказываться действие процессов второго рода.

Выполненные исследования коэффициента трения [1.16, 1.17, 1.18] проводились при температурах окружающего воздуха не ниже 30 °С.

В работе [1.16] рассматриваются результаты экспериментальных исследований зависимости трения скольжения углеродистой, нержавеющей сталей и фторопласта от особо низкой температуры, влажности и удельной нагрузки.

Как показали исследования, при увеличении удельного давления от 2,7 до 43 кПа (в 16,5 раз) коэффициент трения скольжения фторопласта μ понизился следующим образом: при температуре снежного покрова t= –30°С от 0,2 до 0,09 (в 2,3 раза); при t= –40°С от 0,216 до 0,104 (в 2 раза) и при t = –54°С от 0,31 до 0,154 (в 2 раза) [13].

Таким образом, при увеличении удельного давления коэффициент трения скольжения фторопласта уменьшается, однако степень уменьшения в 2 – 2,3 раза можно считать незначительной по сравнению со степенью увеличения удельного давления в 16,5 раза.

В гораздо большей степени коэффициент трения скольжения зависит от изменения температуры снежного покрова, причем эта зависимость становится наиболее ощутимой при температурах ниже –40°С.

При понижении температуры от –30 до –40°С (в 1,33 раза) коэффициент трения скольжения фторопласта повысился весьма незначительно – в среднем в 1,1 раза (рисунок 2.5 [1.16]). При понижении температуры от –40 до –54°С (в 1,35 раза) коэффициент трения скольжения значительно повысился: при q= 27 кПа от 0,216 до 0,31 (в 1,43 раза), а при q = 43 кПа – от 0,104 до 0,154 (в 1,48 раза).

Таким образом, при понижении температуры на 24° (от –30 до –54°С) μ увеличился на 50 – 70%.

Минимальный коэффициент трения скольжения для фторопласта равен 0,09 при t= –30°С и q= 4,3 кПа, а максимальный достиг величины 0,31 при t= –54°С и q= 2,7 кПа. Коэффициент трения скольжения углеродистой стали при увеличении удельного давления в тех же пределах уменьшился в среднем в 1,7 раза. С понижением температуры от –30 до –40°С μ повысился в среднем в 1,15 раза, с понижением температуры от –40 до –54°С увеличился весьма значительно – в 1,6 раза. Минимальное значение коэффициента трения скольжения для углеродистой стали равнялось 0,18 при t= –30°С и q = 4,3 кПа, а максимальное –0,55 при t= –54°С и q = 2,7 кПа .[1.16].

Полученные результаты показывают, что коэффициент трения скольжения углеродистой стали по снежному покрову достигает значительной величины и превышает коэффициент трения скольжения фторопласта почти в 2 раза. Интересно отметить, что коэффициент трения скольжения стали о грунт в среднем равен 0,4 – 0,65.

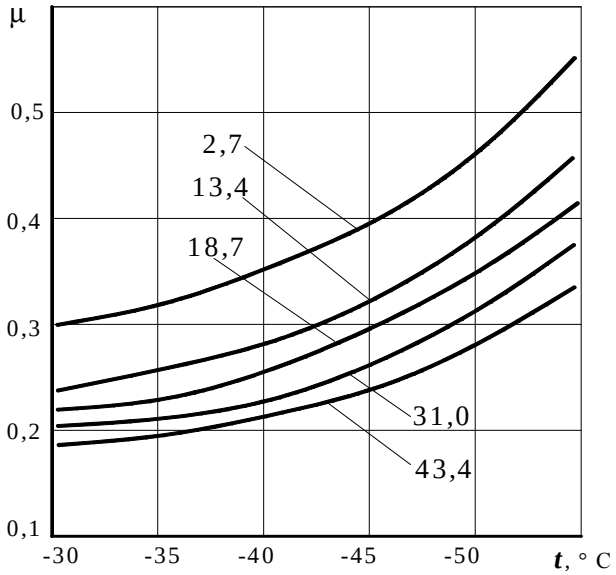


Рисунок 1.5,*а* – Зависимость трения скольжения углеродистой стали от температуры при различных удельных давлениях

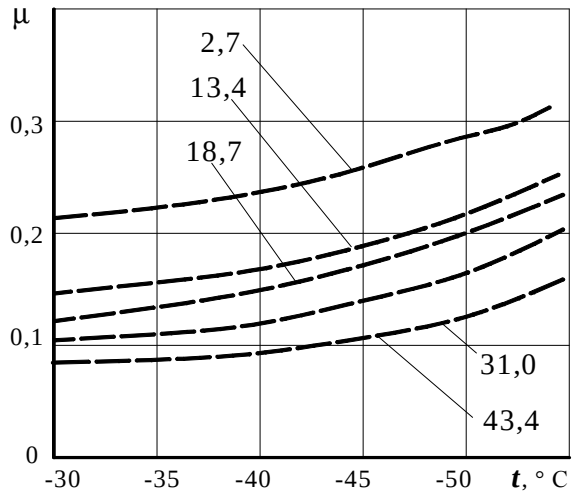


Рисунок 1.5,*б* – Зависимость трения скольжения фторопласта от температуры при различных удельных давлениях

Следовательно, получается парадоксальное явление: модель санного прицепа при движении по снегу с температурой ниже –50°С оказывает такое же сопротивление трения, как и при движении по грунту, т. е. снег теряет одно из своих характерных свойств – скользкость. Полученные закономерности изменения трения скольжения от различных факторов объясняются следующим образом [1.16]. Повышение удельного давления вызывает увеличение деформации, нарушение связей и измельчение кристаллов. Острые кромки кристаллов сглаживаются, и так как связи нарушены, то кристаллы под воздействием передней части скользящей поверхности поворачиваются и занимают наиболее выгодное положение относительно поверхности скольжения.

При движении поверхности скольжения по снежному покрову образуется тончайшая водяная пленка, и трение из сухого превращается в полусухое. Степень оплавления кристаллов в точках контакта и величина водяной пленки увеличиваются при увеличении нагрузки (удельного давления) и уменьшаются при понижении температуры снега, так как в этом случае нужно затратить большую энергию на образование водяной пленки [1.17].

При низких температурах водяная пленка между поверхностью скольжения и снежным покровом либо отсутствует, либо ничтожно мала, и трение скольжения значительно увеличивается особенно при малых удельных давлениях. На ухудшение трения скольжения углеродистой стали по снежному покрову при низких температурах влияет и следующий фактор. Как известно, сталь обладает теплопроводностью, значительно превышающей теплопроводность фторопласта. Тепло, возникающее при движении от трения поверхности скольжения по снежному покрову, за счет высокой теплопроводности быстро рассеивается, поверхность скольжения охлаждается, и условия образования водяной пленки ухудшаются. Фторопласт, имея низкую теплопроводность, создает благоприятные условия для сохранения тепла и водяной пленки между поверхностью скольжения и снежным покровом [1.13].

Таким образом, условия образования тончайшей водяной пленки при движении поверхности скольжения по сухому снежному покрову зависят, в частности, от материала поверхности скольжения и его теплопроводности, температуры и свойств снежного покрова, величины приложенной нагрузки. Появление водяной пленки в сухом снежном покрове уменьшает величину трения скольжения и соответственно — сопротивление движению [1.13].

Характер зависимости коэффициента μ от удельного давления остается в общем одинаковым для любого из испытанных материалов: углеродистой и нержавеющей стали, латуни и дюралюминия [1.21].

Иная картина наблюдается при влажном снеге (рисунок 1.6). В этом случае в зоне малых удельных давлений (примерно до 6 кПа) при увеличении удельного давления наблюдается резкое падение величины коэффициента μ, затем это падение замедляется и становится весьма плавным и постепенным.

Причина данного явления заключается в том, что при малых удельных давлениях величина коэффициента μ весьма сильно зависит от прилипания влажного снега к скользящей поверхности лыжи. С увеличением удельного давления влияние прилипания быстро уменьшается и при удельных давлениях свыше 7,5 кПа становится практически малозаметным. Дальнейшее медленное понижение величины коэффициента μ вызывается главным образом теми же процессами, что и на сухом снеге. Обратные процессы, ухудшающие скольжение лыжи при больших удельных давлениях, как это наблюдалось на сухом снеге, в рассматриваемом случае отсутствуют. Влажный снег обладает пластичностью. В нем нет твердых кристаллов с хрупкими острыми кромками. Благодаря этому кривые, изображающие на рисунке 1.6: зависимость коэффициента μ от величины удельного давления, не имеют подъема в зоне больших удельных давлений [1.21].

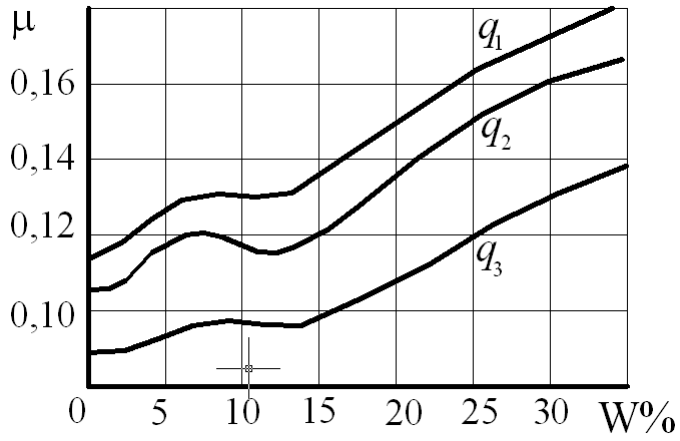


Рисунок 1.6 - Зависимость трения скольжения от влажности

При движении поверхности скольжения по влажному снегу водяная прослойка между контактирующими поверхностями значительно увеличивается. В работе [1.17] проведено исследование влияния влажности *W* снега на изменение его физико-механических свойств, в том числе и трения скольжения.

Исследования проводились на участке снежного покрова с исходной плотностью ρ=0,32 г/см^3 (при *W*=0%) с помощью модели санного прицепа, полозья которого были обшиты нержавеющей сталью. При замерах удельное давление изменялось в пределах от 10 до 15 кП*а*. Как показали исследования (рисунок 1.6, [1.17]), на влажном снежном покрове сохраняется зависимость коэффициента трения от удельного давления, присущая сухому снежному покрову, т. е. с увеличением удельного давления коэффициент трения

скольжения уменьшается. Так, при влажности W=0 коэффициент трения скольжения μ_1 равнялся 0,135 при удельном давлении q_1= 10 кПа; μ_2=12,5кПа при q_2=12 кПа и μ_3 =0,108 при q_3=15 кПа.

При влажности W=35% μ_1=0,2, μ_2=0,185 и μ_3=0,157. Как видно, с увеличением влажности величина коэффициента трения скольжения увеличивается.

Характер изменения коэффициента трения скольжения с увеличением влажности меняется. При влажности W= *0* коэффициент трения скольжения μ_2 в данном случае равнялся 0,125. При увеличении влажности до 7—8% μ_2 увеличился до 0,14, т. е. на 13%. Дальнейшее увеличение влажности до 12,5—14,5% вызывало некоторое уменьшение коэффициента трения скольжения μ_2 до 0,133—0,135.

При увеличении влажности более 14,5% μ_2 неизменно увеличивался и при влажности W =35% равнялся 0,185, т. е. превышал коэффициент трения скольжения μ при влажности, равной нулю, на 40%. При других удельных давлениях в пределах данного диапазона наблюдался примерно такой же характер изменения трения скольжения от влажности.

Полученный при исследовании характер изменения сил трения объяснялся следующим образом [1.17]. При температурах снега, близких к нулевой и нулевой, появившаяся в снеге вода стремится попасть в зону наименьшего давления. При движении скользящей поверхности такой зоной являются пространства между поверхностями контактов кристаллов льда со скользящей поверхностью. За счет молекулярного сцепления появившаяся под скользящей поверхностью вода создает дополнительное жидкостное трение, и коэффициент трения μ увеличивается. При влажности 12 – 16% сцепление между кристаллами, как показали исследования [1.17], достигает наибольшего значения и наблюдается некоторое уменьшение величины трения скольжения. При дальнейшем увеличении влажности связи между кристаллами ослабевают, и под влиянием водяной пленки, движущейся вместе со скользящей поверхностью, кристаллы льда перекатываются и перемещаются, что вызывает увеличение величины трения скольжения.

Коэффициент трения о снег различных материалов существенным образом зависит от давления, как это показано на рисунках 1.3 – 1.5. Зависимость коэффициента трения от давления, с одной стороны, противоречит определению коэффициента трения как физической константы, которая зависит от материала и состояния поверхностей трущихся тел, с другой стороны, усложняет алгоритм решения задачи по определению сопротивления движению машины при погружении движителя в снег превышающим дорожный просвет. В работе [1.20] предложен способ разрешения указанного противоречия. Вводится понятие распределенной по поверхности скольжения удельной силы трения $\tau_\alpha = \mu q$ и строится

график зависимости τ_α от q. Полученный результат описывается законом Кулона-Мора $\tau_\alpha = c_\alpha + q\ tg\varphi_\alpha$,

где c_α - связность трущихся поверхностей кПа;

$tg\varphi_\alpha$,- коэффициент трения не зависящей от нагрузки.

Так, для сухого свежевыпавшего снега (рисунок 1.7):

Углеродистая сталь $\tau_\alpha = 0{,}110 + 0{,}167q$

Нержавеющая сталь $\tau_\alpha = 0{,}059 + 0{,}139q$

Дюралюминий $\tau_\alpha = 0{,}091 + 0{,}095q$

Для влажного перекристализованного снега

Углеродистая сталь $\tau_\alpha = 0{,}221 + 0{,}167q$

Нержавеющая сталь и дюралюминий $\tau_\alpha = 0{,}121 + 0{,}115$

Для сверхнизких температур

	Углеродистая сталь	фторопласт
t=-30°C	$\tau_\alpha = 0{,}98 + 0{,}162q$	$\tau_\alpha = 0{,}405 + 0{,}092q$
t=-40 °C	τ_α =1,203+0,187q	$\tau_\alpha = 0{,}502 + 0{,}116q$
t=-54 °C	$\tau_\alpha = 1{,}330 + 0{,}316q$	$\tau_\alpha = 0{,}843 + 0{,}152q$

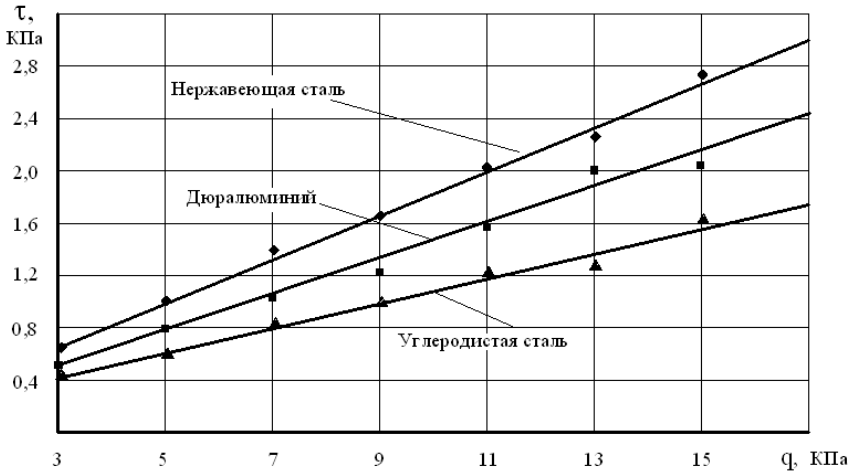


Рисунок 1.7 – Зависимость удельной силы трения от давления

1.6 Расчетно-экспериментальное определение связности снега и угла внутреннего трения.

В процессе взаимодействия движителя транспортного средства с деформируемой опорной поверхностью происходит не только смятие, но и сдвиг снежного покрова в горизонтальном направлении, который определяет упорную реакцию грунта. Из теории механики грунтов

известно, что в снежном массиве возникают два типа сопротивления, препятствующих горизонтальному перемещению: внутреннее трение и связность.

Внутреннее трение препятствует перемещению частиц снега друг относительно друга. Связность обусловлена силами сцепления между кристаллами льда, не зависящими от величины нормальной нагрузки.

Согласно закону Кулон-Мора:

$$\tau = c_0 + q \cdot tg\varphi_0 , \qquad (1.3)$$

где c_0 – сцепление между кристаллами льда (связность), МПа;

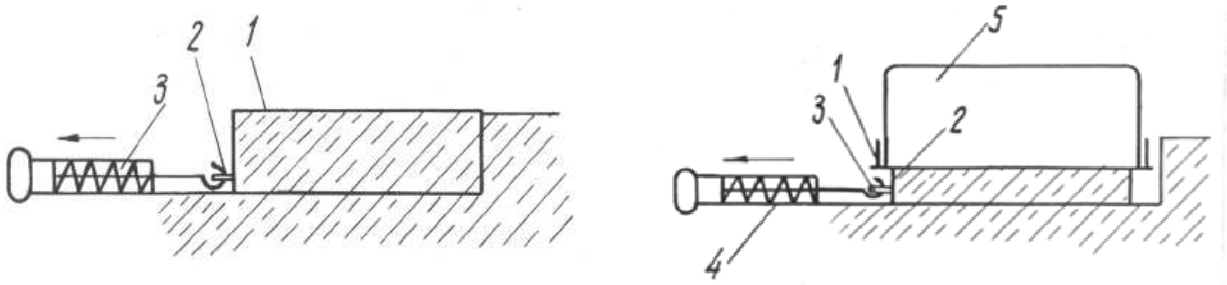
q – нормальное давление, МПа;

$tg\varphi_0$ - коэффициент внутреннего трения.

Для определения связности снега рамка *1* (S=150 см^2, высота 100 мм) погружается в снежный покров до тех пор, пока верхняя кромка не сравняется с поверхностью снежного покрова (рисунок 1.8, *а*). Затем со стороны стенки, где прикреплена проушина *2* убирается снег и подсоединяется динамометр *3*. Динамометр, находящийся в горизонтальном положении плавно перемещается до момента среза снежного столбика, заключенного в рамке. Величина усилия F в момент среза фиксируется динамометром (рисунок 1.9,а).

На основе полученных данных связность снега определятся по выражению:

$$\tau = \frac{F}{S} , \qquad (1.4)$$



а) б)

Рисунок 1.8 – Схема прибора для определения сопротивления снега сдвигу:
а – связности снега, б – внутреннего трения.

Для измерения внутреннего трения снега площадка *1* с рамкой *2* устанавливается на поверхность снежного покрова (рисунок 1.8,б). На верхнюю сторону площадки ставиться груз *5*, создающий определенное давление q. После погружения рамки в снег под действием этого груза вокруг нее осторожно убирается снег. Затем площадка через динамометр *4* плавно тянется, происходит постепенное уплотнение снега и, наконец, резкий срез снежного

покрова. В момент срыва фиксируется величина перемещения указателя по шкале динамометра, а затем по тарировочному графику определяется величина усилия F, по которому подсчитывается сопротивление срезу при определенном давлении. Угол внутреннего трения определяется при различных нормальных нагрузках q (рисунок 1.9,б).

а) б)

Рисунок 1.9 – Экспериментальное определение сопротивление сдвигу: а – связности снега; б – угла внутреннего трения

На рисунке 1.10 представлены экспериментальные значения сопротивления снега сдвигу при температуре окружающего воздуха -18°С и плотности снежного покрова 0,26 г/см^3.

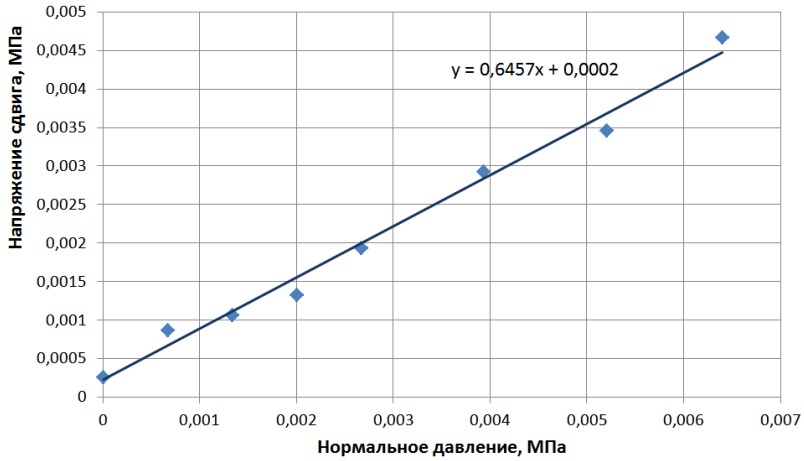


Рисунок 1.10 – Сопротивление снега сдвигу

Как показали экспериментальные исследования, снег представляет собой сложную физико-механическую систему, параметры которой находятся во взаимосвязи. В частности, плотностью снега определяются такие параметры как твердость, коэффициент жесткости, связность, угол внутреннего трения.

На рисунках 1.11-1.14 представлены результаты экспериментальных исследований показателей физико-механических свойств от плотности снега.

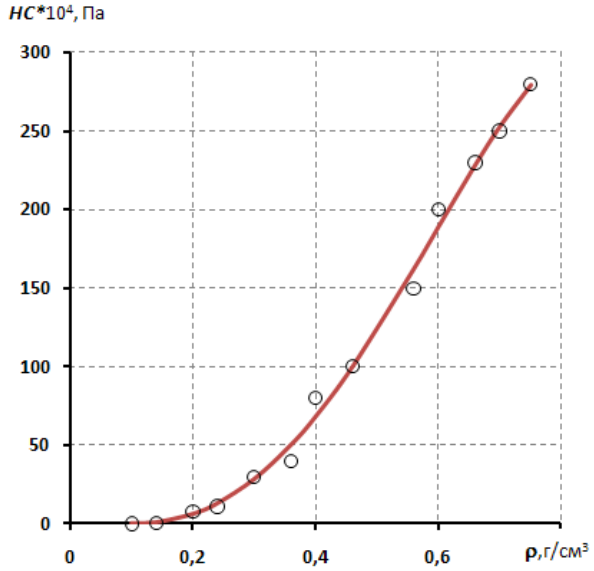


Рисунок 1.11 – Зависимость твердости снега от его плотности

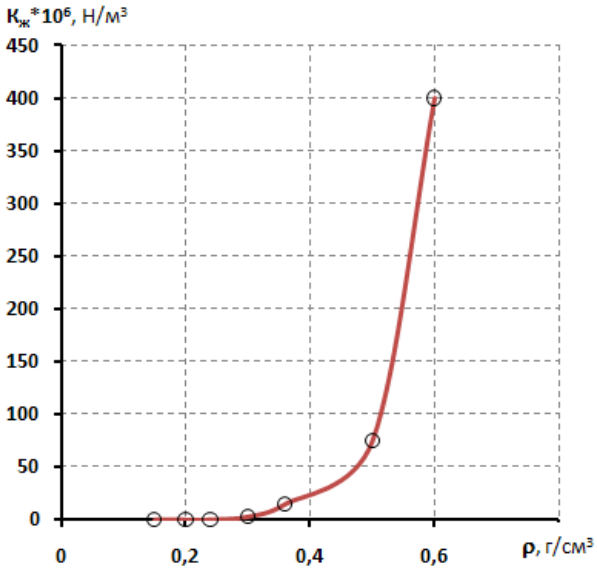


Рисунок 1.12 – Зависимость коэффициента жесткости снега от его плотности

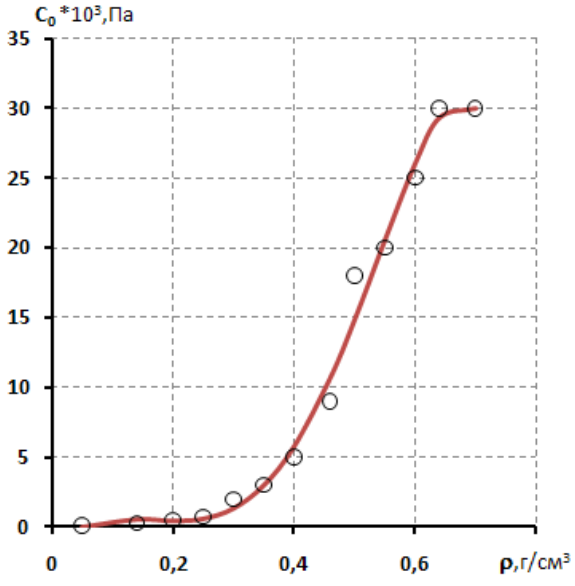


Рисунок 1.13 – Зависимость связности снега от его плотности

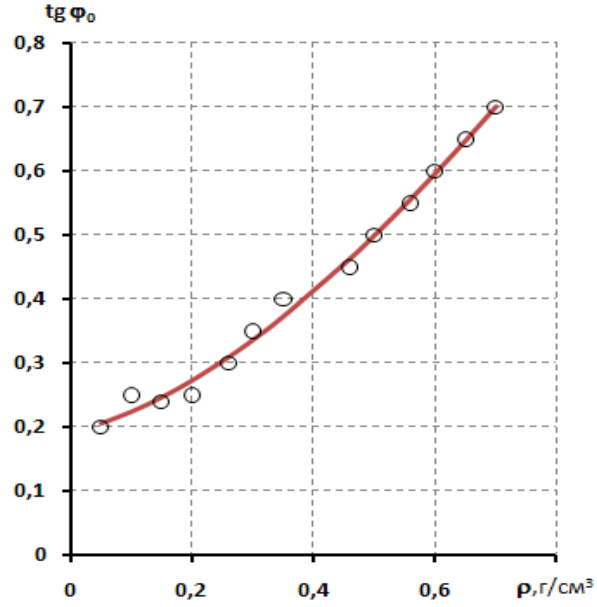


Рисунок 1.14 – Зависимость коэффициента внутреннего трения снега от его плотности

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

Для описания взаимосвязи параметров снега предложены следующие регрессионные зависимости:

$$tg\,\varphi_0 = \sum_{i=0}^{n} A_i \cdot \rho^i \,, \qquad (1.5)$$

tg φ_0 – коэффициент внутреннего трения;

A_i – коэффициенты регрессии, $(см^3/г)^i$

ρ - плотность снега, $г/см^3$.

$$C_0 = \sum_{i=1}^{n} A_i \cdot \rho^i *10^3 \qquad (1.6)$$

где C_0 – связность, Па

A_i – коэффициенты регрессии,

ρ - плотность снега, $г/см^3$.

В таблице 1.16 представлены коэффициенты регрессионных зависимостей полученных по выражению (1.5)-(1.6).

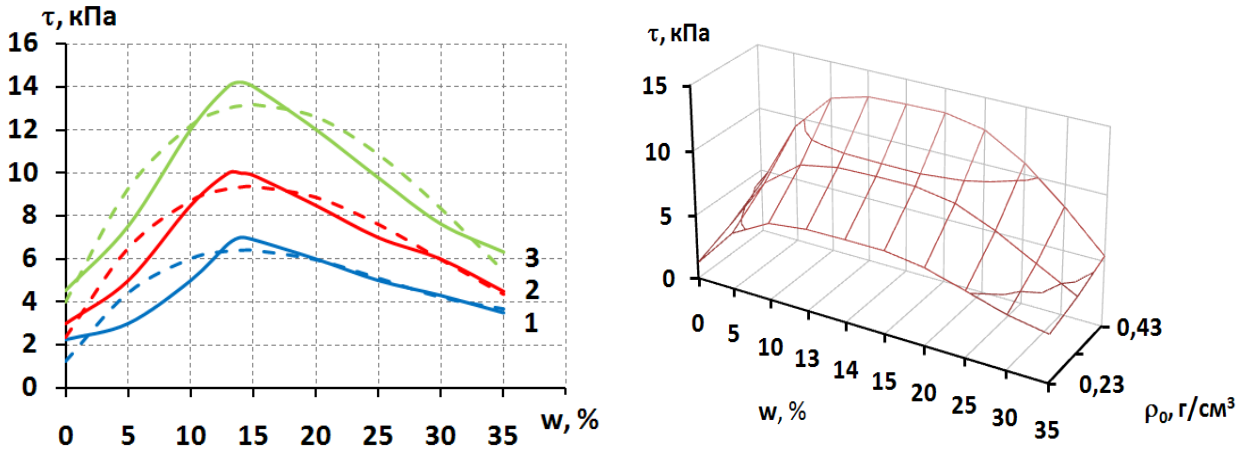
Таблица 1.16 – Коэффициенты регрессионных уравнений связи механических параметров снега и его плотности

	Значения коэффициентов регрессии для зависимостей	
	Коэффициент внутреннего трения	Связность
A_0	0,190571	-
A_1	0,224523	-
A_2	0,90725	17,390
A_3	-0,52876	76,069
A_4	-	-
A_5	-	-
A_6	-	-
A_7	-	-
A_8	-	-
k	-	3

Кроме этого, установлены многофакторные зависимости физико-механических параметров снега, влияющих на проходимость и энергоэффективность транспортных средств, которые можно представить в виде:

$$\tau(w, \rho) = \sum_{i=0}^{n} A_{(n-i),i} w^{n-i} \rho^i , \qquad (1.7)$$

где $A_{(n-i),i}$ – коэффициенты регрессии; w – влажность снега; T – температура снега; τ - сопротивление снега сдвигу; ε – относительная деформация снега, ρ_0 – начальная плотность снежного покрова.



а) б)

Рисунок 1.15. Зависимость сопротивления сдвигу снега от влажности при плотности ρ сухого снега: 1 - 0,23 г/см^3; 2 - 0,32 г/см^3; 3 - 0,43 г/см^3

— - экспериментально полученные зависимости, полученные в ОНИЛВМ

– – - предложенные полиномиальные зависимости

а – Проекция в плоскости τ-W; б – Полученная аппроксимационная зависимость

В таблице 1.17 представлены коэффициенты регрессии для указанных многомерных зависимостей.

Таблица 1.17 – Коэффициенты регрессионных уравнений связи параметров состояния снега

Коэффициенты	Значение коэффициентов для зависимостей
	$\tau = f_3(w, \rho)$
A_{00}	-1,16514
A_{10}	8,855958
A_{01}	0,255592
A_{20}	5,928529
A_{11}	2,47637
A_{02}	-0,02268
A_{30}	3,026701
A_{21}	-0,02819
A_{12}	-0,07431
A_{03}	0,000521

Физико-механические свойства снега в значительной мере зависят от влажности, о чем свидетельствуют проведенные экспериментальные исследования и графики (рисунок 1.15). С увеличением влажности снега его плотность возрастает, а сопротивление сдвигу достигает до максимальных значений при влажности 12-13 %, далее снижается до значений близких к

начальным. Влажность существенно влияет и на фрикционные свойства снега, которые, в свою очередь, определяют силу тяги транспортно-технологической машины. Из рисунка 1.15 видно, что наибольшее значение силы тяги транспортного средства достигается при влажности снега 12-13%.

1.7 Исследование характера распределения давлений в контакте шины сверхнизкого давления «Трэкол» со снегом.

При проведении исследовательских испытаний использовались следующие приборы и оборудование:

- Датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью (рисунок 1.16), исполненные по полумостовой схеме соединения резистивных преобразователей;

Рисунок 1.16 – Датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью

Рисунок 1.17 – Трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3)

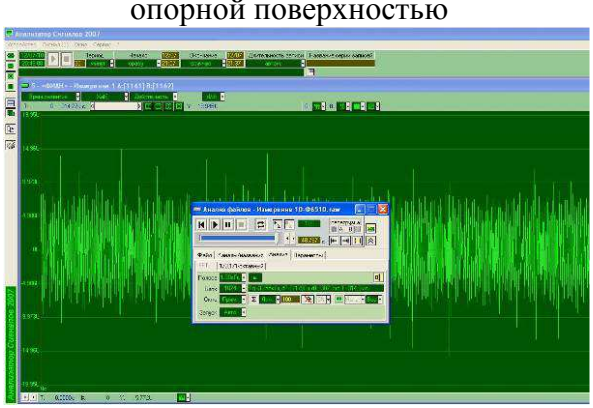


Рисунок 1.18 – Интерфейс программы «Анализатор сигналов»

Рисунок 1.19 – Аккумулятор Исток 6СТ-77АЗ (77Ah)

- Трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3) (рисунок 1.17) – 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.

Блок анализа сигналов используется совместно с интерфейсным преобразователем и персональным компьютером. В комплект поставки БАС-4-3 также входит кабель связи и программа «анализатор сигналов», интерфейс который представлен на рисунке 1.26.

Источником питания для регистрирующее-измерительной аппаратуры служил аккумулятор автомобиля Исток 6СТ-77АЗ (77Ah) (рисунок 1.19).

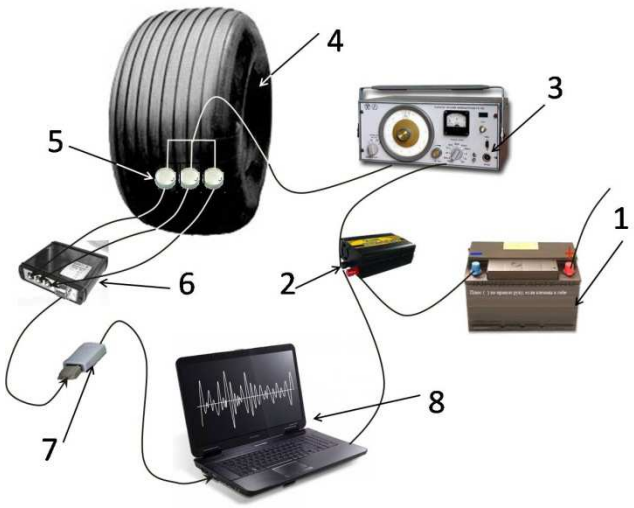


Рисунок 1.20. – Структурно-функциональная схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры

Структурно-функциональная схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры (рисунок 1.20) включает следующие компоненты: 1 – аккумуляторная батарея; 2 – инвертер напряжения, 3 – генератор сигналов; 4 – пневматическая шина низкого давления; 5 – датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью; 6 – блок усилителя сигнала; 7 – сигнальный процессор; 8 – персональный компьютер с установленной программной оболочкой «Анализатор сигналов».

Фрагменты проведения экспериментальных исследований с указанным комплексом измерительно-регистрирующей аппаратуры представлены на рисунке 1.29.

Рассмотрим распределение нормальных давлений по площади контакта. На основе результатов натурных испытаний установлено, что у неподвижного колеса при взаимодействии с жесткой опорной поверхностью характер распределения нормальных давлений в контакте соответствует эпюрам, изображенным на рисунках 1.21, 1.22 .

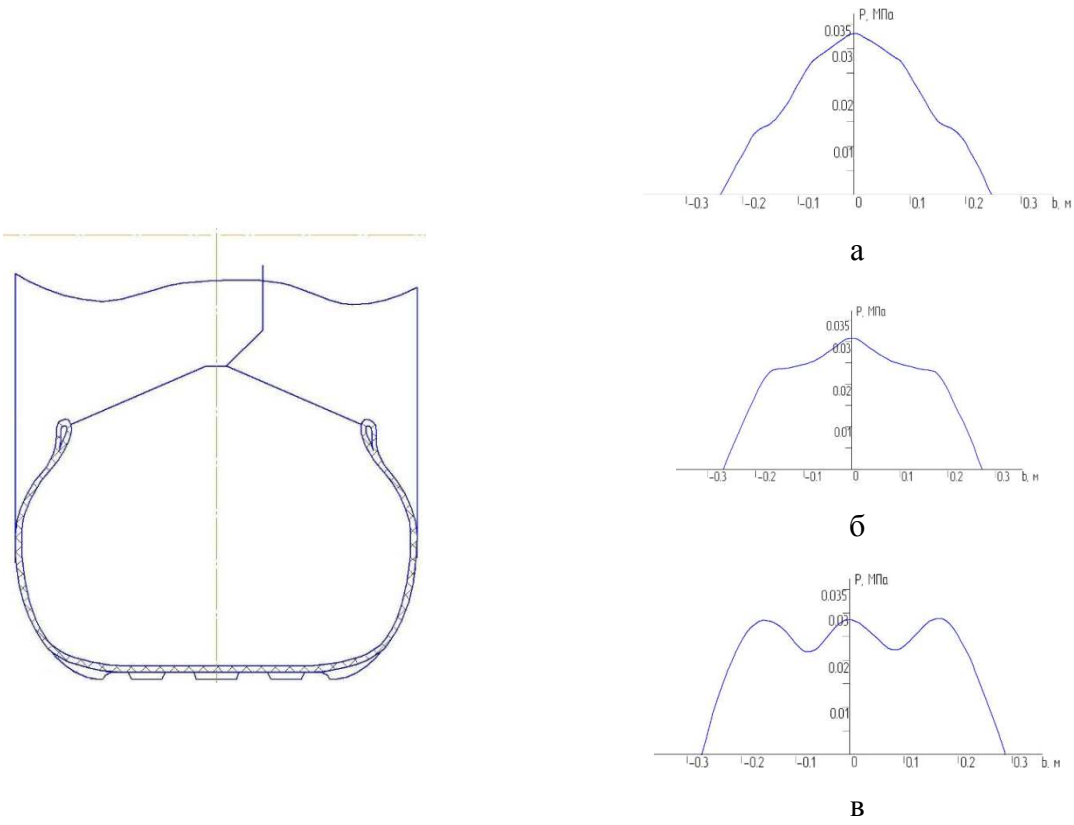


Рисунок 1.21 – Распределение нормальных давлений по площади контакта в разных по длине сечениях: а – 280 мм от оси симметрии в поперечной плоскости; б – 140 мм от оси симметрии в поперечной плоскости; в - по поперечной оси симметрии

При движении колеса по мягкому грунту нормальная деформация шины значительно меньше, чем на твердом покрытии. Шины высокого давления при движении по свежевспаханному и хорошо разрыхленному грунту практически не деформируются. Распределение нормальных и горизонтальных удельных сил в продольной плоскости контакта в этом случае соответствует показанному на рисунке 1.22, *а* . При движении же по мягкому грунту шин низкого давления эпюра распределения удельных давлений в продольной плоскости контакта соответствует изображенной на рисунке 1.22, б. .

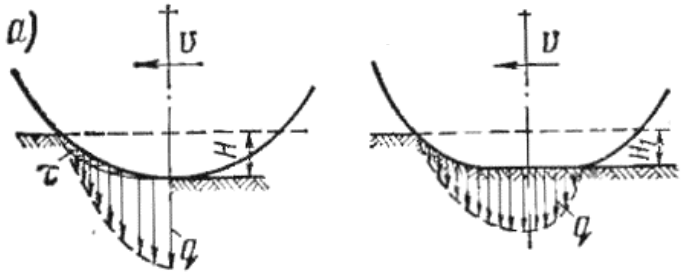


Рисунок 1.22 Эпюры горизонтальных и вертикальных напряжений при движении на мягком грунте
а) при качении жесткого колеса по мягкому грунту;
б) при качении эластичного колеса по мягкому грунту.

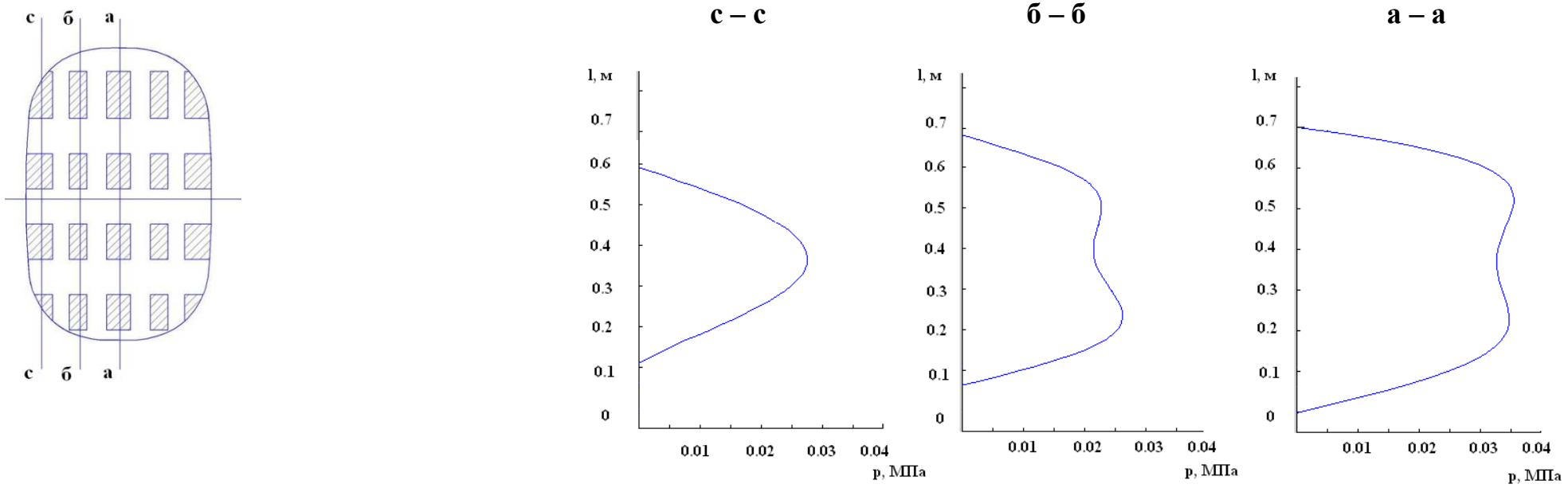


Рисунок 1.23 – Распределение давлений по площади контакта колеса с опорной поверхностью в разных по ширине сечениях

Одной из задач данного этапа НИР является проведение дополнительного экспериментального исследования распределения нормальных давлений в зоне контакта пневматических шин различных конструкций с опорной поверхностью.

В результате проведенных испытаний получены трехмерные эпюры распределений нормальных давлений по площади контакта колес исследуемых транспортных средств с опорной поверхностью при различных внутренних давлениях воздуха в шинах (рисунок 1.24). С целью обработки цифрового сигнала от трехканального блока анализа сигналов (БАС-4-3) в рамках данной НИР была разработана программа на языке Visual Basic for Applications (VBA) MS Excel.

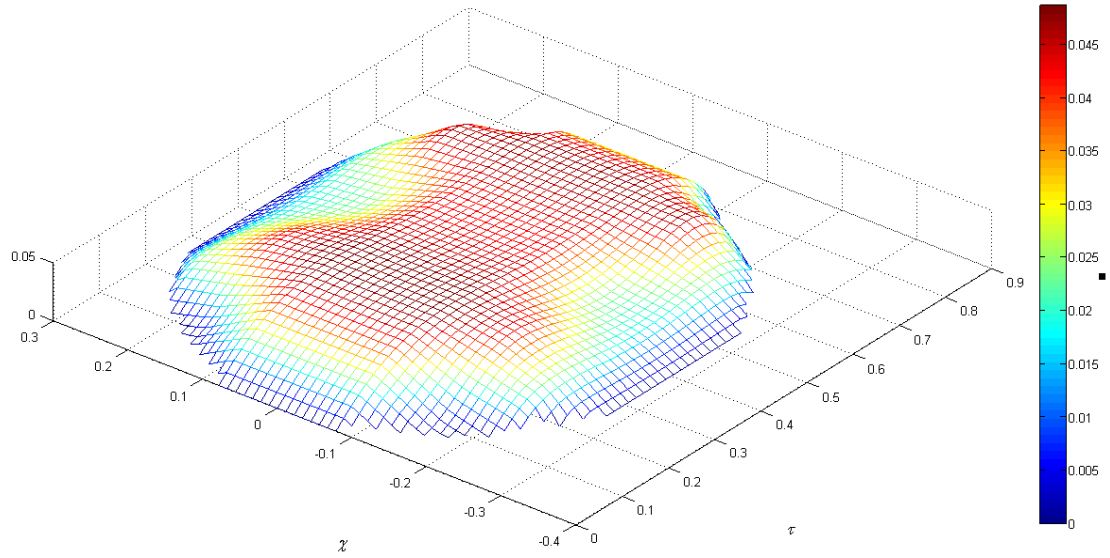


Рисунок 1.24 – Пример результатов экспериментальных исследований: трехмерная эпюра давлений в контакте шины 1300х600-533 сверхнизкого давления с уплотненной грунтовой поверхностью (F_z =600 кгс; p_0 =0,03 МПа; V=0,5 км/ч)

Для передвижения по грунтам с низкой несущей способностью применяются транспортные средства на шинах сверхнизкого давления (ШСНД). Данный тип шин имеет низкую жесткость каркаса и диапазон рабочих давлений 0,01-0,07 МПа, поэтому для ШСНД наблюдается большая неравномерность распределения нормальных давлений, имеющая седлообразную форму как в продольных, так и поперечных сечениях.

Эпюры распределения нормальных давлений в контакте шин с опорной поверхностью позволяют оценить характер взаимодействия колеса с грунтом. Интеграл от данной эпюры численно равен нормальной реакции на колесе. Нормальная реакция на колесе имеет статическую и динамическую составляющую. Статическая составляющая обусловлена массой ТС и грузоподъемностью, динамическая возникает при движении по микропрофилю.

Распределение нормальных давлений в пятне контакта характеризуется значительной неравномерностью (рисунок 1.24). Как известно, при образовании колеи ее глубина определяется максимальными значениями давлений в контакте.

1.8 Моделирование процесса вкртикального погружения шины «Трэкол» в снежную опорную поверхности. Сравнение с резльтатоми экспериментальных исследований.

Все многообразие исследований по взаимодействию колесного движителя с полотном пути можно свести к следующим основным направлениям: описание (аппроксимация) линии взаимодействия колеса с опорным основанием и геометрические параметры колеи, распределение напряжений в зоне взаимодействия колеса с грунтом, определение сцепления и сопротивления качению.

В настоящее время существует большое количество подходов к решению проблемы описания взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью. Анализ научно-технической литературы по вопросу работы машин на различных поверхностях движения показывает, что величина и характер распределения нормальных давлений оказывают определяющее влияние на движения автомобиля и на работу шины.

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

На рисунке 1.25 приведена расчетная схема взаимодействия пневмоколесного движителя с деформируемой опорной поверхностью.

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

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

– деформация шины определяется давлением в плоской зоне контакта и выражается формулой или находится по экспериментальной нагрузочной характеристике шины;

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

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

– глубина колеи определяется с учетом максимальных значений давлений в контакте, полученных экспериментально;

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

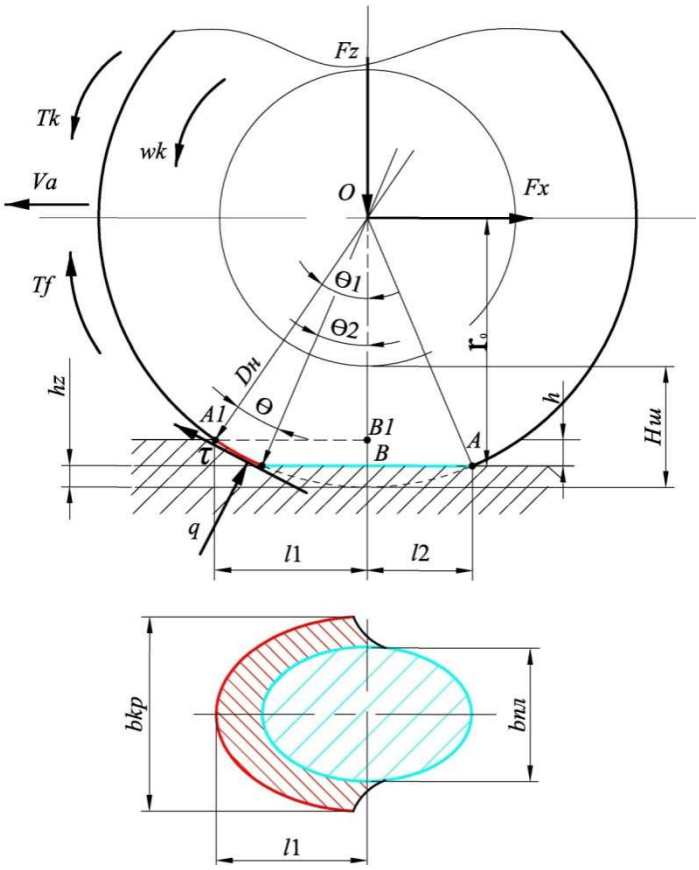


Рисунок 1.25 – Расчетная схема взаимодействия шины сверхнизкого давленияс грунтом

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

$$l_k = 2l_2 = 2\sqrt{D_H h_z - h_z^2}\,, \tag{1.8}$$

и ее площадь

$$A_{пл} = \pi b_{пл} \cdot l_2 / 4 = \pi b_{пл} \sqrt{D_H h_z - h_z^2}\,/ 2\,, \tag{1.9}$$

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

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

Для определения b_{kp} следует использовать следующую зависимость:

$$b_{кр} = b_{пл} + 10(B_ш + h_z - b_{пл})h/(H_ш + h_z + 10h), \tag{1.10}$$

Величина l_1 рассчитывается по формуле:

$$l_1 = \sqrt{D_H (h_z + h) - (h_z + h)^2}\ , \tag{1.11}$$

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

$$A_{кр} = \frac{\pi}{2}(l_1 \cdot \frac{b_{кр}}{2}) - \frac{A_{пл}}{2},, \tag{1.12}$$

Общая площадь контакта определяется по зависимости:

$$A = A_{кр} + \frac{A_{пл}}{2} = \frac{\pi}{2}(l_1 \cdot \frac{b_{кр}}{2}) + \frac{\pi b_{пл} \cdot l_2}{8}. \tag{1.13}$$

С изменением давления воздуха в шине $P_в$ происходит изменение пятна контакта с опорной поверхностью. Графики зависимости контурной площади пятна контакта с твердой опорной поверхностью от давления воздуха в шинах приведены на рисунке 1.26 – 1.27.

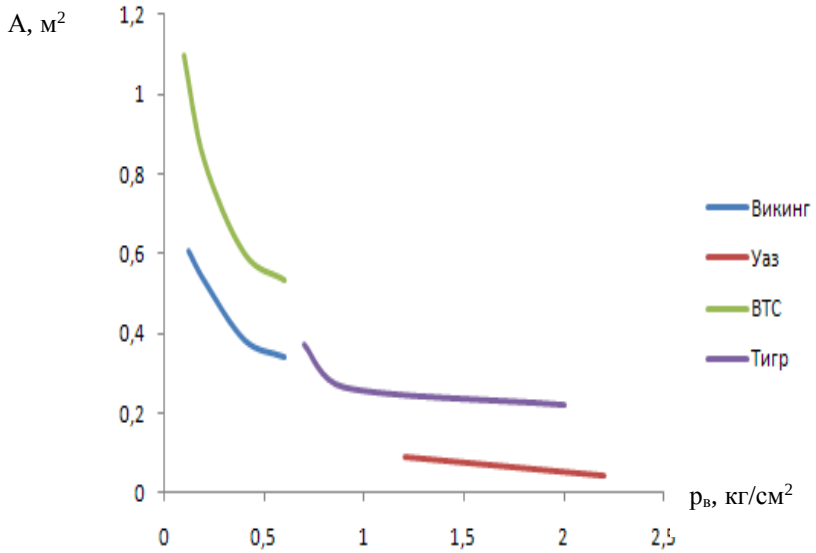


Рисунок 1.26 - Зависимости площади контакта от давления воздуха в шинах

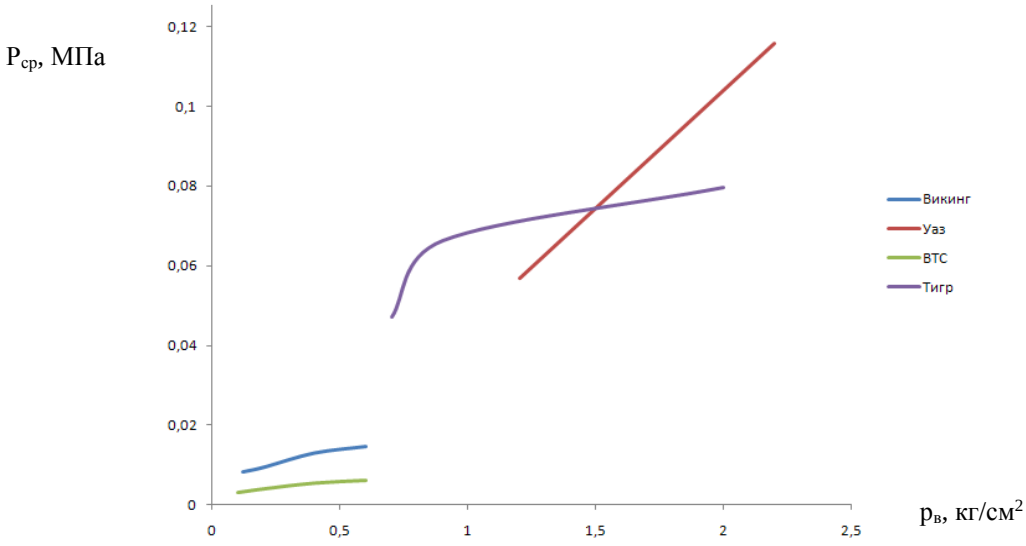


Рисунок 1.27 - Зависимости среднего давления колеса на грунт от давления воздуха в шинах

Одновременно с изменением площади контакта меняется среднее значение давления в пятне контакта шины с опорной поверхностью (рисунок 1.26).

Из представленных зависимостей следует, что для шин рассматриваемых транспортных средств по мере снижения внутреннего давления площадь их контакта с грунтом увеличивается, а удельное давление снижается. Например, у ГАЗ-2320 «Тигр» по замерам на твердом грунте среднее давление составляет: при давлении в шинах 2,5 кгс/см^2 - 0,8 кгс/см^2, а при 0,7 кгс/см^2 – 0,5.

На мягком грунте величина деформации шин на соответствующих давлениях несколько меньше, чем на твердом, но доля потерь на деформацию шин в общем сопротивлении движению на низких давлениях воздуха значительна.

Несмотря на то, что сопротивление качению деформированной шины выше, увеличивается при увеличении деформации, общее уменьшение сопротивления движению по слабому грунту столь значительно, что в большинстве случаев дополнительное увеличение потерь на деформацию шин гораздо меньше уменьшения потерь на образование колеи.

На рисунках 1.28 –1.29 представлены закономерности изменения колеи транспортного давления воздуха в шине сверхнизкого давления при неизменной массе машины. Как следует из представленных экспериментальных данных, с уменьшением давления воздуха в шине от 0,06 МПа до 0,02 МПа глубина колеи уменьшается более чем на 18% (с 31 см до 25 см). Однако при этом увеличивается пятно контакта как в длину, так и в ширину. Поэтому, при уменьшении давления в указанных пределах ширина увеличивается на 10,5% (с 85 см до 94 см).

Решение вопросов эффективности движения с научной и технической точек зрения, главным образом, лежит в области исследования взаимодействия движителя с дорожно-грунтовой поверхностью.

Рисунок 1.28 – Характер изменения глубины колеи от давления в шине

Рисунок 1.29 – Характер изменения ширины колеи от давления воздуха в шине

Размеры и площадь поверхности контакта должны обеспечивать передачу потока мощности от машины к опорной поверхности. Величина этого потока лимитируется с одной стороны силовым агрегатом машины, а с другой – энергоемкостью материала полотна пути. Фактическая глубина колеи определяется свойствами грунта в момент его взаимодействия с движителем. Глубина колеи возрастает до тех пор, пока грунт под движителем не уплотнится настолько, что его несущая способность окажется достаточной для восприятия передаваемых

На основе экспериментальных данных по распределению нормальных в пятне контакта разработана имитационная модель контактного взаимодействия пневмоколесного движителя сверхнизкого давления со снежным полотном пути в программном комплексе MATLAB.

Разработанная модель позволяет оценить характер и количественные показатели процесса взаимодействия эластичных колес транспортного средства с деформируемой опорной поверхностью в зависимости от конструктивных параметров пневмоколесного движителя, эксплуатационных факторов (внутреннего давления воздуха в шинах, вертикальной нагрузки на колесо) и физико-механических параметров снега.

В качестве зависимости деформации снега от нормальной нагрузки была выбрана формула, предложенная в НГТУ В.А. Малыгиным [1.22]. Данный выбор объясняется тем, что она основана на обширных экспериментальных исследованиях, которые проводились на реальном снежном покрове несколько лет подряд и в течение всего зимнего периода, а это позволило получить богатый экспериментальный материал по вертикальной деформации снега. Кроме того, она неоднократно проверена на практике. Зависимость, характеризующая взаимосвязь между давлением q и деформацией h записывается в виде [1.22]:

$$h = \frac{q}{\left(\frac{1}{h_{\max}}\right)q + \gamma} \tag{1.14}$$

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

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

$$h_{\max} = H\,\frac{n_y b + d}{b + d} \quad , \tag{1.15}$$

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

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

$$n_y = \frac{a}{\rho_0 + a} \quad , \tag{1.16}$$

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

$$d = 0{,}0287\ (100H)^{3/2} \tag{1.17}$$

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

$$h = \frac{q}{\left[\frac{b+d}{H\left(n_y b+d\right)}\right]q+\gamma}, \tag{1.18}$$

Для определения начальной жесткости снега γ проводилось экспериментальное определение зависимости «нагрузка – вертикальная деформация снега» (рисунок 1.30).

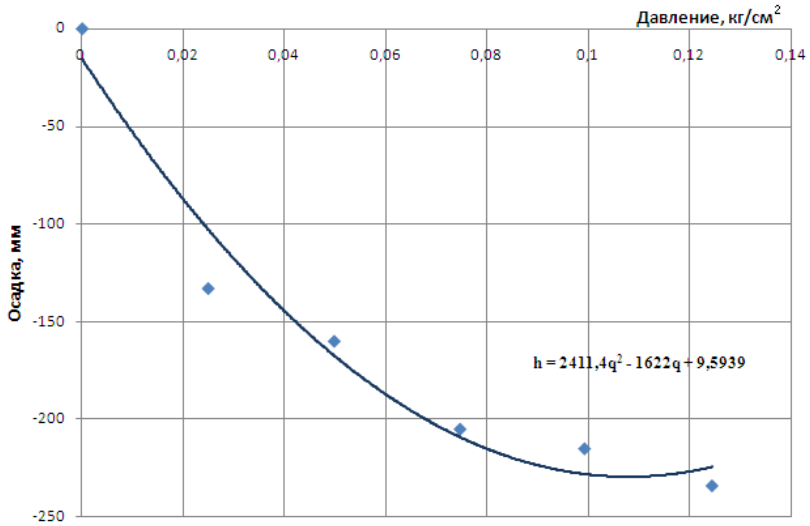


Рисунок 1.30 – Зависимость деформации снега от величины удельного давления (H=720 мм; t^o=-10 ^{o}C; ρ_0=0,28...0,31 г/см^3)

На рисунке 1.31 показаны результаты моделирования контактного взаимодействия шины 1300х600-533 сверхнизкого давления при движении по снегу (H=0.72 м, ρ=0.30 г/см^3, γ=0,0678 МПа/м) с нагрузкой 600 кг и давлении воздуха в шине 0,3 МПа. Как видно из рисунка 1.31 максимальная глубина колеи составляет 0,26 м.

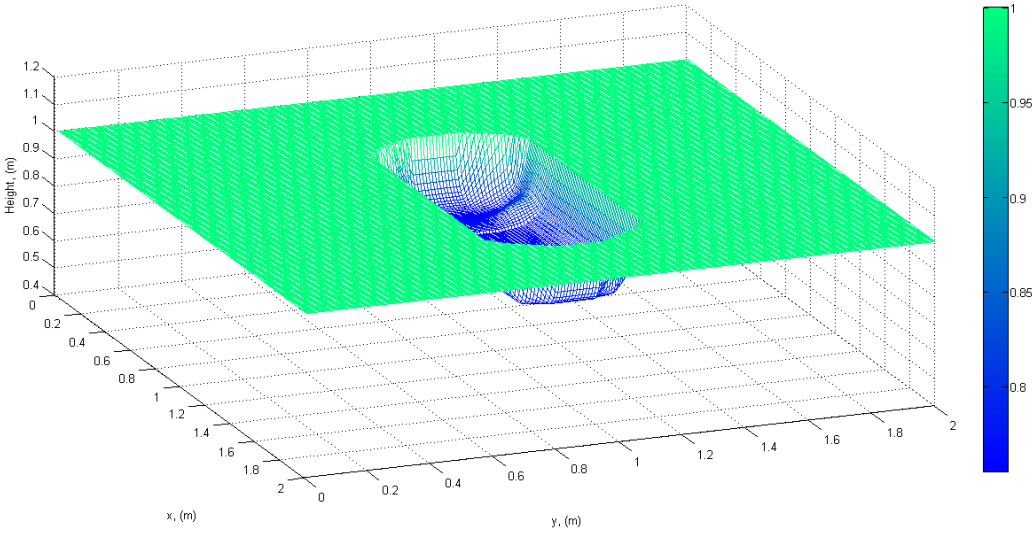


Рисунок 1.31 – Расчетная поверхность контакта шины 1300х600-533 сверхнизкого давления со снежным полотном пути

В результате экспериментальных исследований установлено, что на снегу с параметрами, соответствующими исходным данным разработанной модели, максимальная глубина колеи не превышает 0,28 м.

Таким образом, при сравнении расчетных данных с данными экспериментальных исследований (рисунок 1.32) наблюдается удовлетворительная сходимость результатов.

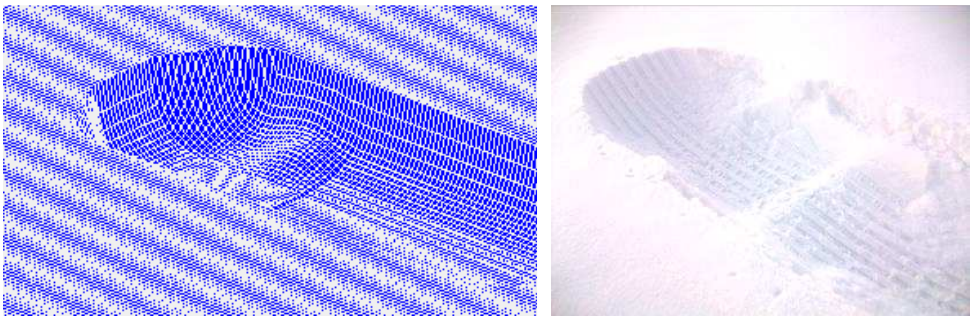


Рисунок 1.32 – Сравнение результатов моделирования с данными экспериментальных исследований

Для проверки адекватности имитационной модели проводились замеры глубины колеи, образуемой пневмоколесным движителем автомобиля (рисунок 1.33). В результате экспериментальных исследований установлено, что на снегу с параметрами, соответствующими исходным данным разработанной модели, максимальная глубина колеи не превышает 0,28 м.

Рисунок 1.33 – Фрагменты испытаний по определению глубины колеи автомобиля на снегу (H=0,72 м, ρ=0,30 г/см^3, γ=0,0678 МПа/м)

1.9 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 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 физико-механических свойств снежного покрова и результаты моделирования 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», «Теория вездеходных машин», а также при курсовом и дипломном проектировании.

1.10 Обобщение и оценка результатов исследований

1. Проведен анализ научно-технической литературы, нормативно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о свойствах опорных поверхностей с низкой несущей способностью

2. Проведено исследование твердости снега. Для свежевыпавшего снега с начальной плотностью от 0,13 до 0,18 г/см^3 плотность после смачивания достигает 0,55 – 0,60 г/см^3.

3. Для зернистого снега различной крупности зерен и начальной плотности от 0,23 до 0,45 г/с^{м3} плотность после смачивания достигает 0,40 – 0,50 г/с^{м3}.

4. Проведено исследование плотности снега. Очевидно, что с повышением температуры твердость снега понижается, однако, необходимо отметить, что изменение твердости снега под влиянием изменения температуры происходит сравнительно медленно и при резких изменениях температуры наблюдается отклонения от установленной закономерности изменения твердости.

5. Проведено исследование плотности снега, на основании которого установлено, что при изменении плотности в 1,5 раза (от 0,15 до 0,23 г/см^3) коэффициент жесткости изменялся в 5 раз, а снежные покровы с одинаковой плотностью – 0,15 г/см^3, но различные по структуре и температуре (–4,4 и –27°С) имели коэффициенты жесткости, отличающиеся более, чем в 7 раз.

6. Установлены зависимости коэффициента трения различных материалов по снегу от давления, позволяющие решать задачи по определению сопротивления движению машины при погружении движителя в снег превышающим дорожный просвет.

7. На основании расчетно-экспериментальных исследований определены регрессионные зависимости связности снега и угла внутреннего трения от плотности, а также зависимость сопротивление снега сдвигу от влажности и плотности.

8. На основании расчетно-экспериментальных исследований установлен характер распределения нормальных напряжений, возникающих при взаимодействии колесного движителя, оснащенного шинами сверхнизкого давления и снежной с недеформируемой опорной поверхностью.

9. Произведено моделирование процесса вертикального погружения шины «Трэкол» в снежную опорную поверхность. Сравнение с результатами экспериментальных исследований показали удовлетворительную сходимость с теоретическими исследованиями.

10. 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.

11. Результаты исследований физико-механических свойств снежного покрова и результаты моделирования 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», «Теория вездеходных машин», а также при курсовом и дипломном проектировании.

2 Исследование криволинейного движения микроавтобуса по результатам компьютерного моделирования и данных дорожных испытаний

В разделе 2 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из ГНЦ РФ ФГУП Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» – Карпухина К.Е., к.т.н., помощника заместителя генерального директора по науке.

Цель работы – исследование криволинейного движения микроавтобуса по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования.

Объект исследования – легкое коммерческое транспортное средство (микроавтобус).

Область применения – разработанная модель микроавтобуса может быть использована для прогнозирования свойств активной безопасности микроавтобусов и разработки конструктивных мероприятий, направленных на улучшение свойств управляемости и устойчивости.

2.1 Анализ конструкции транспортного средства. Определение параметров, наибольшим образом влияющих на управляемость, устойчивость и тормозные свойства

В качестве объекта исследования данной поисковой НИР был выбран легкий коммерческий автомобиль ГАЗ-2752 (рисунок 2.1). Данный автомобиль является грузопассажирским одиночным транспортным средством массой до 3,5 тонн. Ведущие колеса – задние. Передняя подвеска – независимая пружинная со стабилизатором, задняя подвеска – рессорная со стабилизатором. Тормозная система с гидравлическим приводом (передние тормоза дисковые, задние - барабанные).

Рисунок 2.1 – Легкий коммерческий автомобиль ГАЗ-2752

Подвеска является одним из наиболее ответственных узлов автомобиля, во многом определяющих свойства управляемости и устойчивости. Кроме этого подвеска и шины – главные элементы в конструкции, снижающие динамическое воздействие профиля дороги на автомобиль. В связи с этим характеристика подвески влияет на другие важные эксплуатационные показатели, в том числе плавность хода. Вариант исполнения подвески зависит от многих факторов, в частности от типа и назначения автомобиля. В данной работе выполнено исследование эксплуатационных свойств микроавтобуса, имеющего независимую подвеску.

Тормозная система во многом определяет активную безопасность автомобиля в процессе торможения. Современные тормозные системы легких коммерческих транспортных средств включают в себя не только механические компоненты и гидравлический привод, но также интеллектуальные системы помощи водителю, в частности, систему электронного контроля устойчивости (ЭКУ – англ. вариант ESP).

Несмотря на технический прогресс и нормативную работу, проводившуюся в течение последних нескольких десятилетий, глобальное бремя последствий для общества, связанных с дорожно-транспортными происшествиями с участием автомобилей, остается в общем и целом существенным. По данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), в результате дорожно-транспортных происшествий на нашей планете ежегодно погибает более 1 млн. человек и более 2 млн. человек получают ранения, а глобальные ежегодные экономические издержки дорожно-транспортных происшествий составляют около 600 млрд. долл. США. Эти человеческие и экономические издержки распределяются по всем регионам, включая приблизительно 40 000 смертей ежегодно в Европе, свыше 40 000 в Соединенных Штатах, свыше 90 000 в Индии и свыше 100 000 в Китае. В этой связи нормативные органы и другие субъекты деятельности, заинтересованные в повышении безопасности транспортных средств и укреплении здоровья населения, тщательно следят за разработкой новых технологий, которые, возможно, позволят снизить показатели смертности, заболеваемости и экономические издержки, связанные с дорожно-транспортными происшествиями. Результаты различных исследований [2.1 – 2.5] подтверждают, что электронная система контроля устойчивости (в частности, система ESP) представляет собой хорошо отработанную технологию, которая на данный момент могла бы обеспечить наилучшие возможности с точки зрения спасения жизни людей после внедрения ремней безопасности. Системы ESP особенно эффективны в предотвращении аварий одиночных транспортных средств при съезде с дороги (в результате чего многие из транспортных средств опрокидываются).

Анализ данных ДТП, связанных с авариями транспортных средств, проведенный в Соединенных Штатах Америки (США), Европе и Японии, показывает, что системы ЭКУ весьма эффективны в снижении аварий одиночных транспортных средств. Исследования поведения обычных водителей в критических ситуациях вождения (на тренажере для обучения вождению) свидетельствуют о весьма существенном снижении вероятности потери контроля в том случае, когда транспортное средство оснащено ESP. По оценкам экспертов, системы ESP позволяют снизить число аварий одиночных легковых автомобилей на 34%, а число аварий полноприводных транспортных средств спортивно-хозяйственного назначения (АСХ) - на 59%. Такое же исследование, проведенное недавно в США, показало, что системы ESP позволяют предотвратить, по оценкам, 71% аварий одиночных легковых автомобилей с последующим опрокидыванием и 84% аварий АСХ с последующим опрокидыванием. По расчетам, системы ESP также позволяют снизить число некоторых аварий с участием нескольких транспортных средств, однако в гораздо меньшей степени, чем в случае аварий одиночных транспортных средств. Совершенно очевидно, что наиболее эффективный способ снижения числа случаев смерти и ранений в результате аварии с опрокидыванием автотранспортного средства заключается именно в предотвращении опрокидывания, а этого как раз и можно добиться с помощью системы ESP, которая повышает вероятность того, что водитель справится с управлением транспортным средством и удержит его на проезжей части. Как ожидается, максимальные преимущества можно было бы обеспечить в результате установки систем ESP на всех транспортных средствах.

Таким образом, на основе многочисленных международных исследований [2.6 – 2.11], проведенных ведущими автопроизводителями и органами надзора за безопасностью на дорогах, можно сделать вывод о том, что система ESP значительно снижает количество ДТП со смертельным исходом и травмами и вносит важный вклад в безопасность на дороге. Исследования показали, что не менее 40 % всех ДТП со смертельным исходом произошли в результате заноса. Система ESP может предотвратить до 80 % всех ДТП, происходящих из-за заноса. Макроэкономический анализ, проведенный Кёльнским Университетом в 2007 году показал, что в одной только Европе можно было бы спасти 4000 жизней, а 100 000 человек смогли бы избежать травм при наличии ESP в каждом автомобиле.

В соответствии с текстом Добавления 12: Правил ЕЭК ООН № 13 (Пересмотр 6 - Поправка 1) «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения» к системам ЭКУ, в процессе проведения сертификационных испытаний, должно удаляться особое внимание. В

Приложении 21 данного документа «Особые требования к транспортным средствам, оснащенным функцией обеспечения устойчивости транспортного средства» указывается, что эффективность функции контроля траектории движения и/или устойчивости к опрокидыванию механических транспортных средств и прицепов категорий M, N и O может быть определена при помощи компьютерного моделирования. При этом аттестация применяемых средств моделирования проверяется на основе сопоставлений с результатами практических испытаний транспортного средства. Таким образом, проект новых нормативных документов предусматривает возможность использования методов виртуального имитационного моделирования для оценки свойств активной безопасности транспортных средств в качестве альтернативы динамическому маневрированию, т.е. не исключается возможность замены дорожных испытаний на высокоточное компьютерное моделирование.

Таким образом, проблема разработки достоверных имитационных моделей автомобилей является весьма актуальной и связана с применением современных программных комплексов. При моделировании транспортных средств необходимо учитывать широкий спектр условий, наибольшим образом влияющих на управляемость, устойчивость, тормозные свойства:

- габаритные размеры, особенности компоновки, масса и инерционные характеристики, развесовка и расположение центра масс, характеристики подвесок и шин, жесткость несущей конструкции, параметры рулевого и тормозного управлений, особенности алгоритмов систем управления и др.;
- дорожные условия (микро и макро профиль дороги, коэффициент сцепления шин ТС с полотном пути, направление и скорость ветра);
- действия водителя (управляющее воздействие на органах управления).

Следует подчеркнуть, что имитационное моделирование имеет целый ряд преимуществ по сравнению с дорожными испытаниями:

- независимость от погодных условий;
- гибкие возможности по изменению модели и оценки влияния различных конструктивных параметров на динамику движения ТС;
- возможность имитирования практически любых дорожных ситуаций (различных маневров и дорожных условий);
- возможность моделирования отказа отдельных компонентов;
- возможность получения полного массива данных о процессе движения ТС.

Тем не менее, с целью оценки точности и соответствия результатов имитационного моделирования реальному характеру поведения транспортных средств, необходимым является проведение комплекса дорожных испытаний и проведение детального сравнительного анализа.

Новизной заявляемой ПНИР является уникальная методика, использующая возможности современных компьютерных технологий, обеспечивающих достоверное моделирование различных условий движения транспортных средств.

2.2 Разработка пространственной модели микроавтобуса

В данной работе рассматривается применение программного комплекса SDK Simulation. Программный комплекс SDK Simulation обладает значительным функционалом и имеет широкий спектр возможностей. На рисунке 2.2 показана визуализированная модель автомобиля, разработанная в среде SDK.

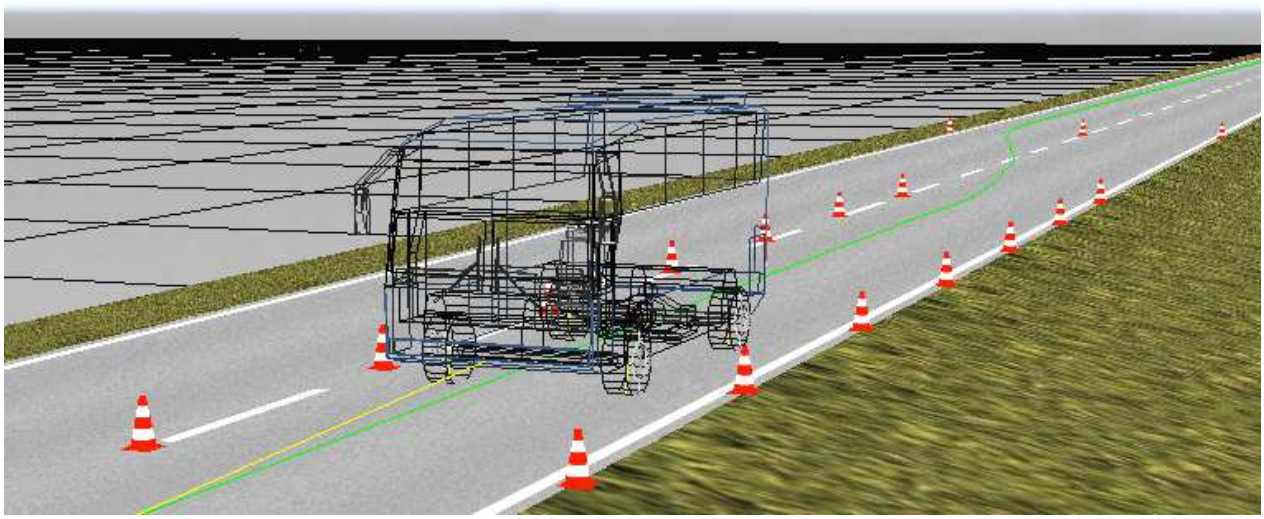


Рисунок 2.2 – модель автомобиля, разработанная в среде SDK

Для модели автомобиля ГАЗ-2752, задавались следующие параметры:

– Массовые и геометрические:

  Полная масса ТС (2800 кг). Снаряженная масса ТС (2304 кг). Координаты центра масс X, Y, Z в системе координат модели ТС (-2,5м; 0м; 0,716м). Распределение массы по осям (при полной массе: 1300 кг / 1500кг). Масса подрессоренной части (2580 кг). Координаты центра масс подрессоренной части X,Y и Z в системе координат модели ТС (-2,5м; 0м; 0,45м).

– Параметры двигателя:

  КПД трансмиссии (0,95). Максимальный крутящий момент двигателя (270 Нм). Максимальная мощность двигателя (88,3 кВт). Обороты холостого хода двигателя (600…800 об/мин). Максимальные обороты двигателя (4000 об/мин). Обороты двигателя при макс. Моменте (1400…3000 об/мин). Обороты двигателя при макс. Мощности (3600 об/мин).

– Параметры трансмиссии:

  Максимальный передаваемый сцеплением крутящий момент (600 Нм). Момент инерции вращающихся частей двигателя (0,3 кгм^2). Число передач КПП (5). Передаточные отношение соответствующих передач КПП (3,786; 2,188; 1,304; 1,00; 0,794). Передаточное отношение задней передачи КПП (3,280). Передаточное отношение главной передачи (4,3).

– Параметры подвески:

  Тип передней подвески (независимая, на поперечных рычагах). Тип задней подвески (зависимая, рессорная). Колея передней оси (1,7 м). Колея задней оси (1,7 м). Пружинная (рессорная) база (1,3 м). Амортизаторная база (1,3 м). Жесткость стабилизатора поперечной устойчивости задней подвески (70000 Н/м). Угол развала колес (0 град). Угол схождение колес (0 град). Продольный угол наклона шкворня (6,3 град). Поперечный угол наклона шкворня (11 град). Неподрессоренная масса переднего и заднего мостов (100кг / 120 кг). Диаметр колеса (0,32 м). Жесткость упругих элементов передней / задней подвесок (250000 Н/м, 200000 Н/м). Деформации упругих элементов передней подвески при полной массе (0,1 м). Деформации упругих элементов задней подвески (0,18 м).

Кроме приведенных выше характеристик, в модели учитывались следующие параметры:

- Координаты точки приложения силы аэродинамического сопротивления (центр парусности) X, Y и Z, м;
- Жесткость демпфера сцепления при кручении, Н*м/рад;
- Момент инерции первичного вала КПП, кг*м^2;
- Момент инерции вторичного вала КПП, кг*м^2;
- Момент инерции промежуточного вала КПП, кг*м^2;
- Жесткость полуоси заднего моста на кручение, Н*м/рад;
- Момент инерции карданной передачи относительно оси вращения, кг*м^2;
- Контрольное время включения тормоза замедлителя, с;

- Время отключения тормоза замедлителя, с;
- Максимальный тормозной момент тормоза замедлителя, Н*м;
- Жесткость стабилизатора поперечной устойчивости передней подвески, Н/м;
- Момент инерции балки ведущего моста в сборе, кг*м^2;
- Жесткость буферов (ограничителей хода подвески), Н/м;
- Момент инерции колеса относительно оси вращения, кг*м^2;
- Коэффициент пропорциональности переднего тормозного механизма, Н*м/бар;
- Скорость блокирования тормоза РТС, Н*м/с;
- Максимальный блокирующий момент тормозного механизма РТС, Н*м.

Ряд параметров рассчитывается по соответствующим формулам на основе данных, полученных из технической документации или экспериментально. Некоторые параметры закладываются программой автоматически на основании выбора типа транспортного средства или на основании уже введенных параметров.

2.3 Разработка виртуального полигона, имитирующего дорожные участки с различными характеристиками

С целью имитации условий дорожных испытаний был специальный разработан виртуальный полигон (рисунок 2.3), позволяющий имитировать различные ситуации, которые могут возникнуть в условиях эксплуатации.

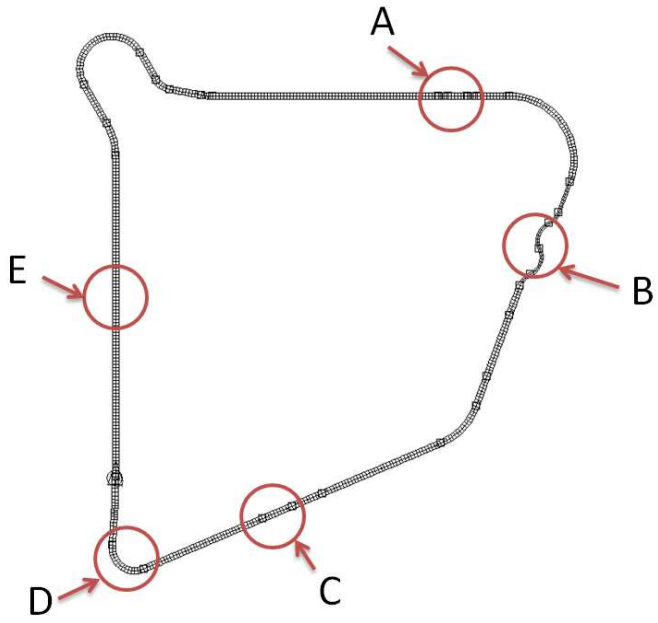


Рисунок 2.3 – Схема виртуального полигона с указанием характерных зон

Зона А виртуального полигона позволяет имитировать условия подъема транспортного средства в гору (рисунок 2.4). Зона В полигона позволяет имитировать криволинейное (зигзагообразное) движение автомобиля (рисунок 2.5).

Рисунок 2.4 – Зона А виртуального полигона

Рисунок 2.5 – Зона В виртуального полигона

Зона C виртуального полигона позволяет имитировать дорожное полотно, имеющее разный коэффициент сцепления с левой и правой сторон (микст – рисунок 2.6). Данный участок необходим для исследования тормозных свойств модели автомобиля и анализа эффективности срабатывания антиблокировочной системы (АБС). Зона D полигона позволяет имитировать криволинейное движение автомобиля при входе в поворот (рисунок 2.7). Зона E виртуального полигона позволяет сымитировать испытание «переставка» (смена полосы движения – рисунок 2.8), характерный для случаев движения, при которых автомобиль совершает обгон другого транспортного средства или объезд препятствия.

Рисунок 2.6 – Зона C виртуального полигона

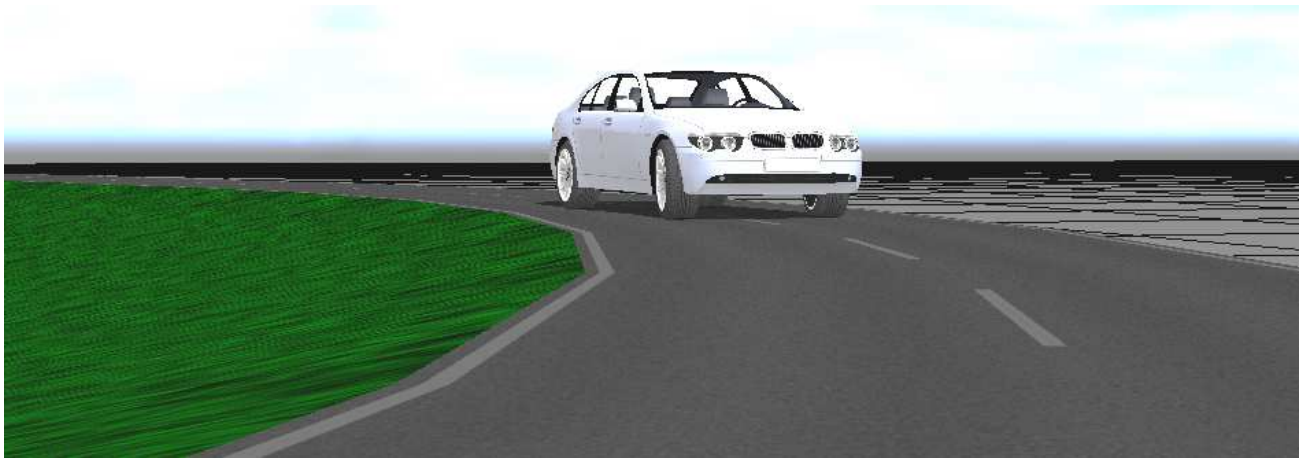


Рисунок 2.7 – Зона D виртуального полигона

Рисунок 2.8 – Зона D виртуального полигона

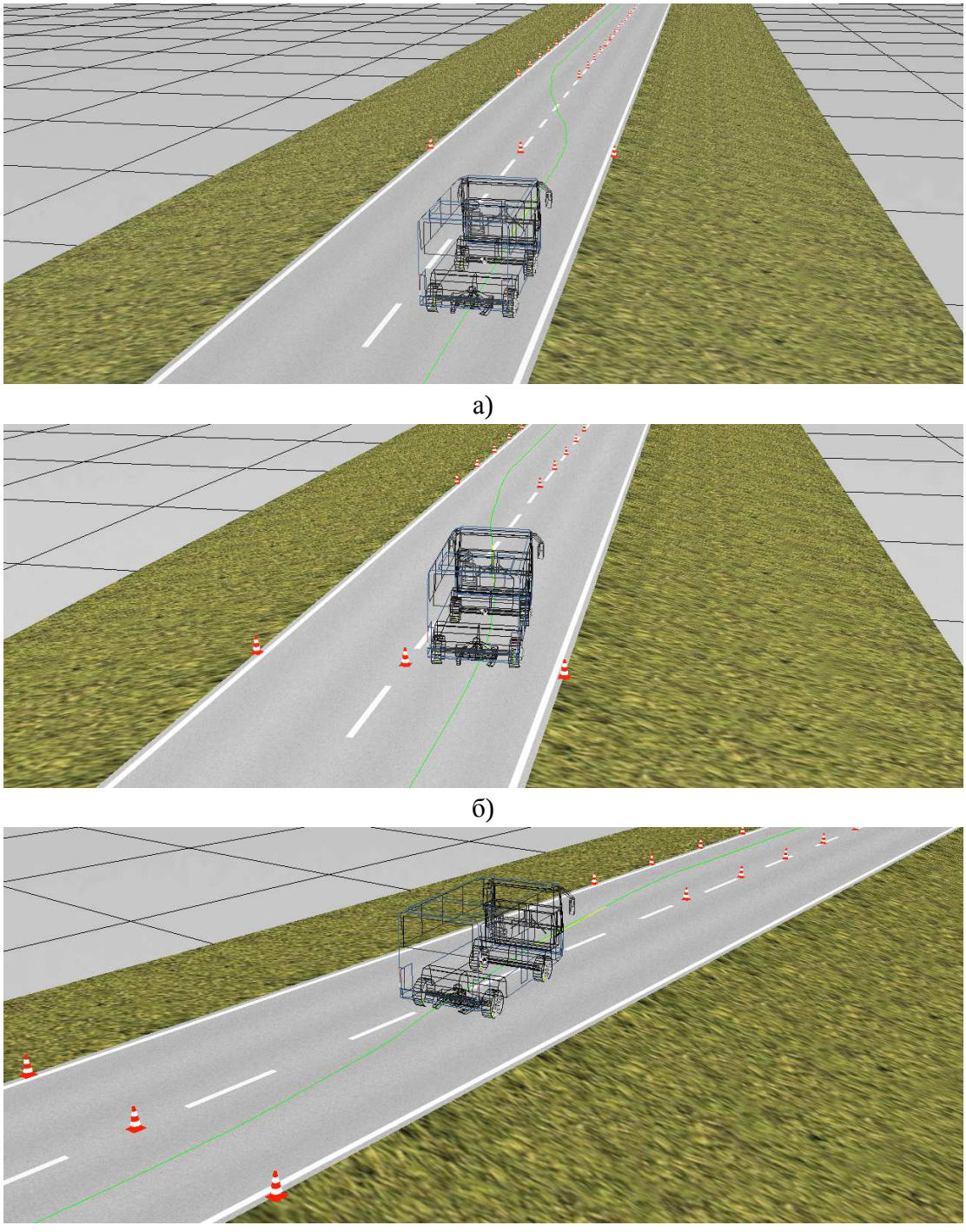
Возможности программы SDK позволяют визуально оценивать дорожную ситуацию и следить за действиями водителя изнутри кабины / кузова (рисунок 2.9). Данная особенность программного обеспечения не является необходимой с точки зрения исследования свойств активной безопасности автомобилей, однако существенно облегчает понимание моделируемых процессов и способствует более детальному представлению результатов моделирования.

Рисунок 2.9 – Рабочее место виртуального водителя

На рисунках 2.4 – 2.9 показаны различные типы моделей транспортных средств: автобус, автопоезд, грузовой автомобиль, легковой автомобиль. Это говорит о том, что возможности пакета SDK позволяют моделировать не только микроавтобусы, но и практически любые автомобили, что расширяет область применения используемого программного обеспечения.

2.4 Оценка эксплуатационных свойств транспортного средства в различных дорожных условиях по результатам компьютерного моделирования

В ходе выполнения НИР был выполнен комплекс виртуальных испытаний. Для примера, на рисунке 2.10 показаны результаты моделирования «переставки» (смены полосы движения).



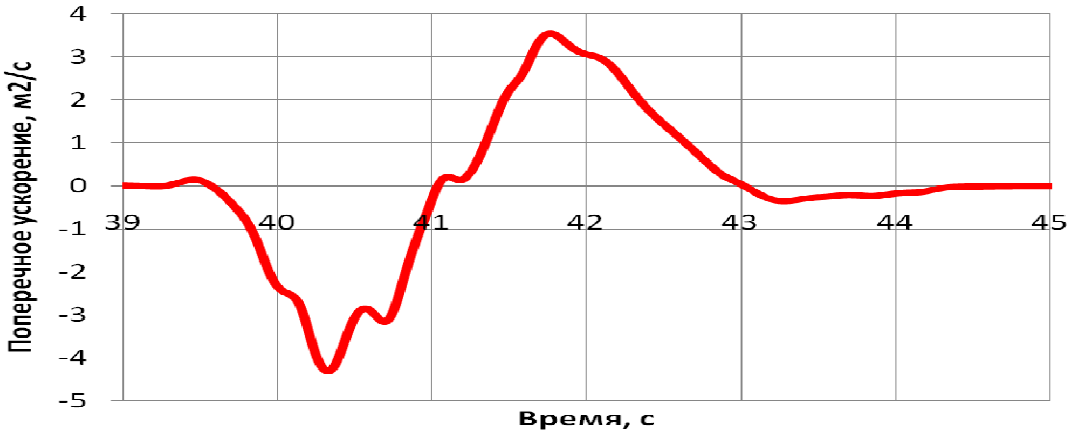
а)

б)

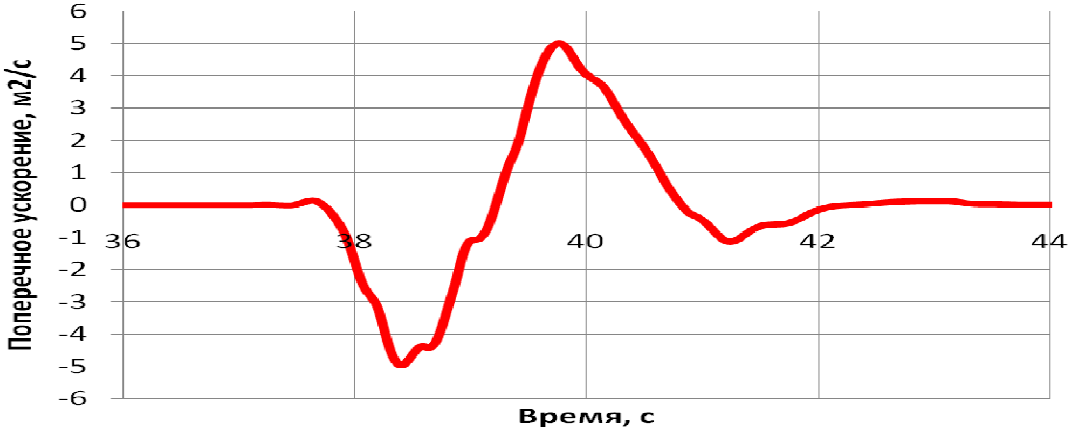
в)

Рисунок 2.10 – Моделирование «переставки» (смены полосы движения)
а – перед началом маневра; б – начало маневра; в – завершение маневра

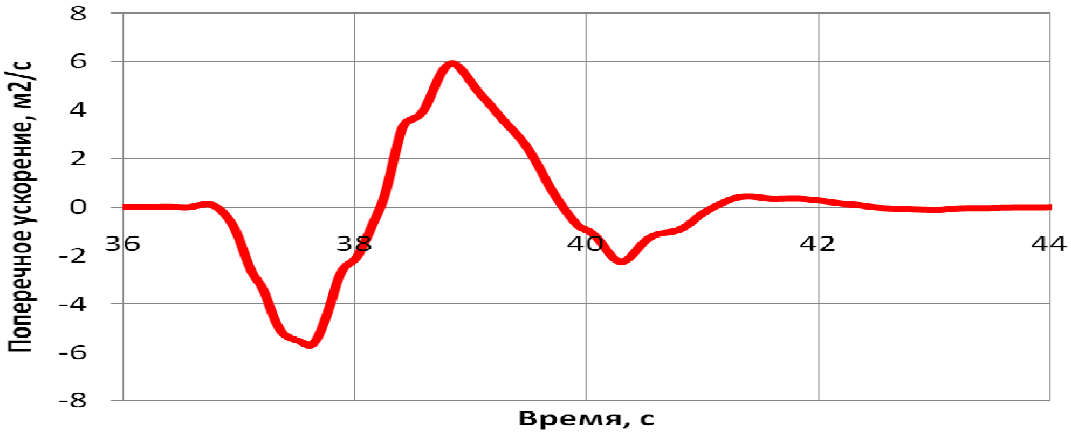
На рисунках 2.11 – 2.12 показаны графики изменения параметров, характеризующих движение модели в условиях смены полосы движения при разных скоростях маневра.



а) V = 50 км/ч

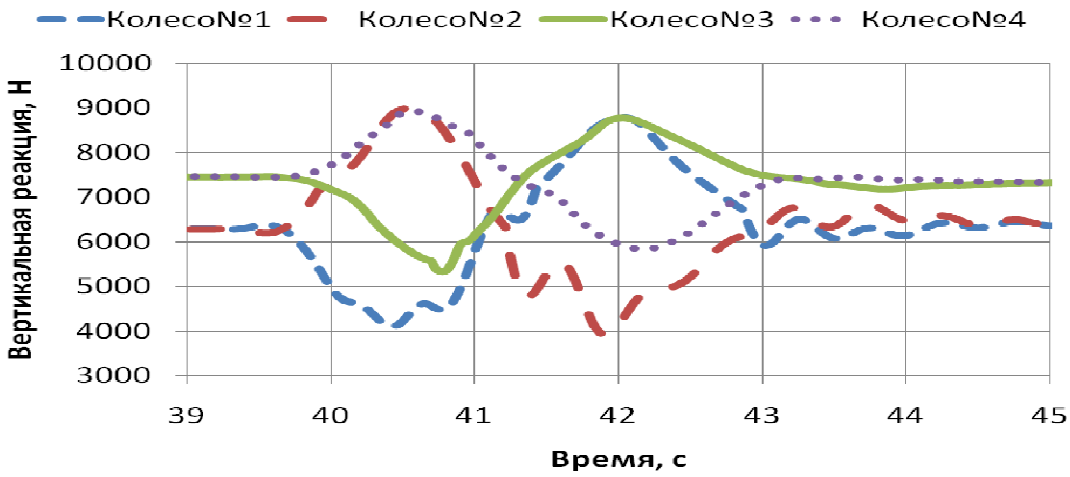


б) V = 60 км/ч

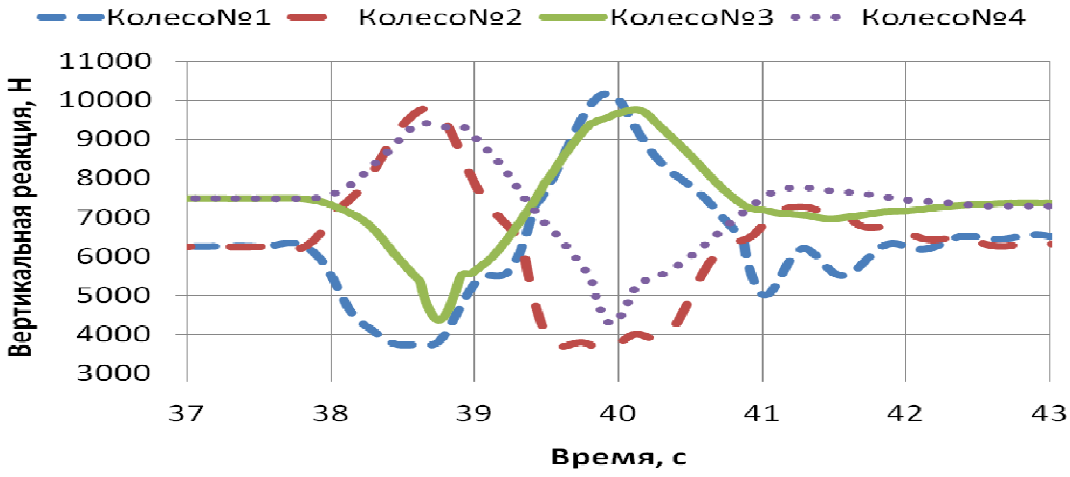


в) V = 70 км/ч

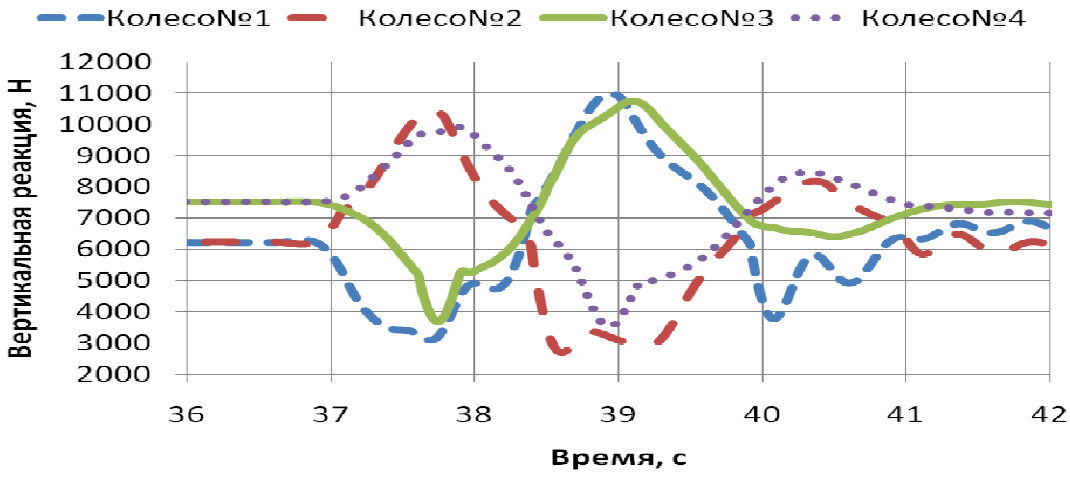
Рисунок 2.11 – Графики изменения поперечного ускорения центра масс модели при разных скоростях маневра (смена полосы движения)



а) V = 50 км/ч



б) V = 60 км/ч



в) V = 70 км/ч

Рисунок 2.12 – Графики изменения вертикальных реакций на колесах модели при разных скоростях маневра (смена полосы движения)

Анализ графиков показывает, чо при увеличении скорости маневра на 40% пиковое значение бокового ускорения центра масс возрастает на 50%. При этом наблюдается рост разницы вертикальных усилий на колесах, оказывающихся внутренними и внешними по отношению к направлению поворота (сначала модель автомобиля поворачивает в одну сторону, а затем в другую). Видно, что при увеличении скорости маневра на 40% (с 50 км/ч до 70 км/ч) вертикальная нагрузка на внешних колесах по отношению к траектории поворота увеличивается на 25%, а на внутренних наоборот уменьшается также на 25%. Одновременно с этим видно, что значение реакций на колесах не достигает минимального значения, что свидетельствует об отсутствии отрыва колес от полотна пути. Следовательно, кртическая скорость маневра обусловлена в большей степени возникновением бокового проскальзывания колес, т.е. бокового заноса автомобиля, сопровождающегося выходом из регламентированного корридора.

На рисунке 2.13 для примера показан график изменения угла поворота рулевого колеса при имитации маневра «переставка».

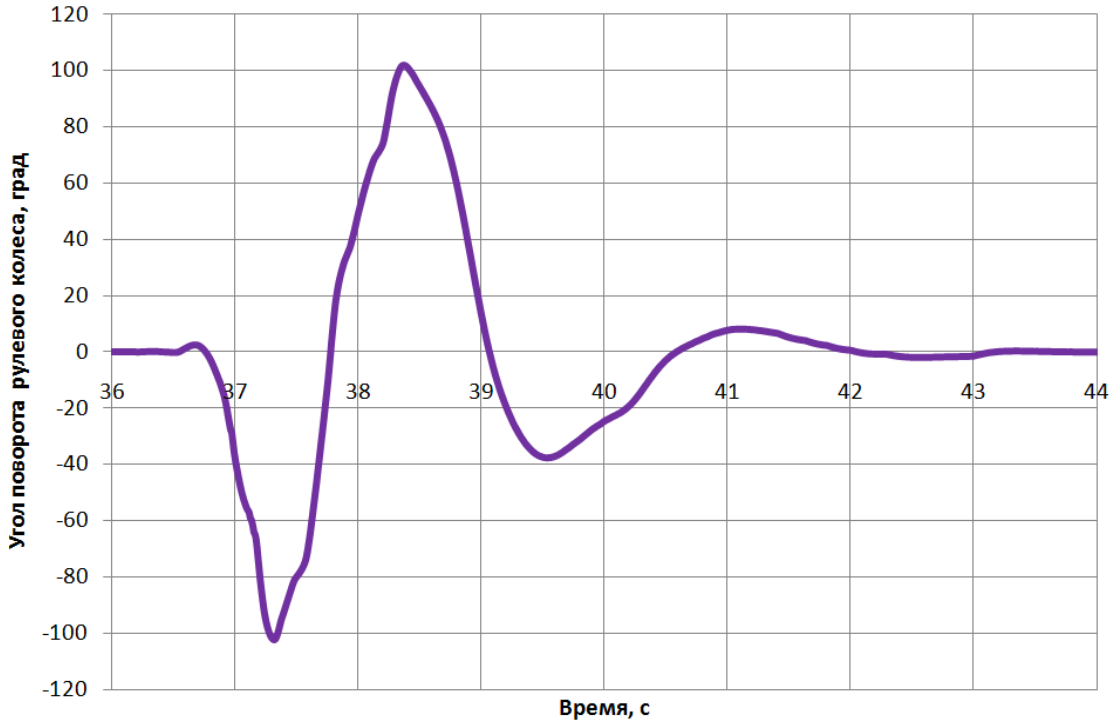


Рисунок 2.13 – График изменения угла поворота рулевого колеса при имитации условий смены полосы движения (скорость маневра V = 70 км/ч)

На рисунке 2.14 показаны результаты моделирования входа в поворот, являющегося, также как и «переставка», одним из типов сертификационных испытаний, регламентированных ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания» [2.12].

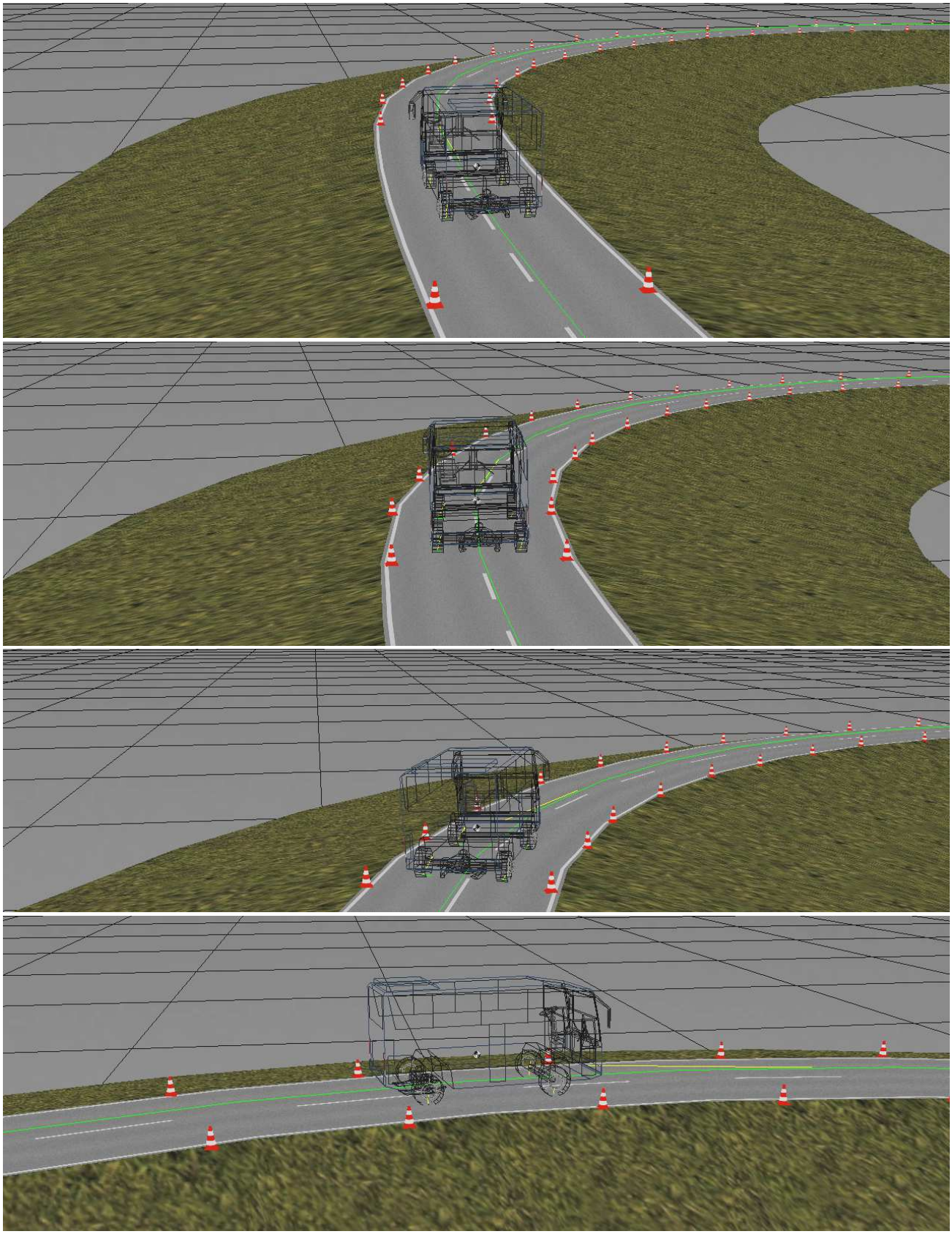
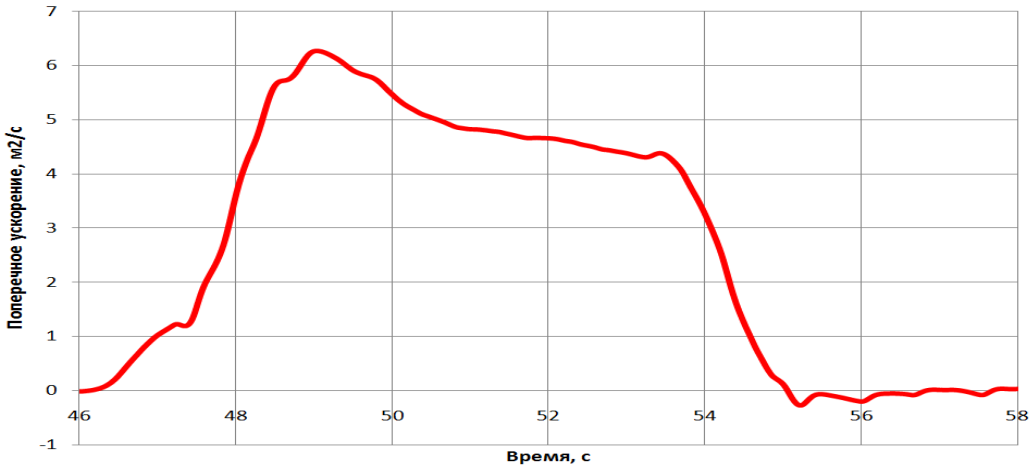
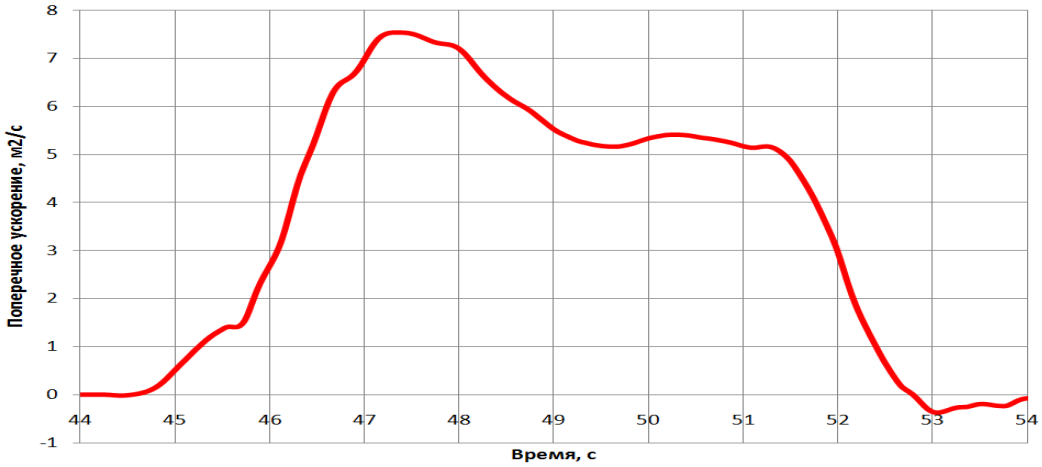


Рисунок 2.14 – Моделирование входа в поворот

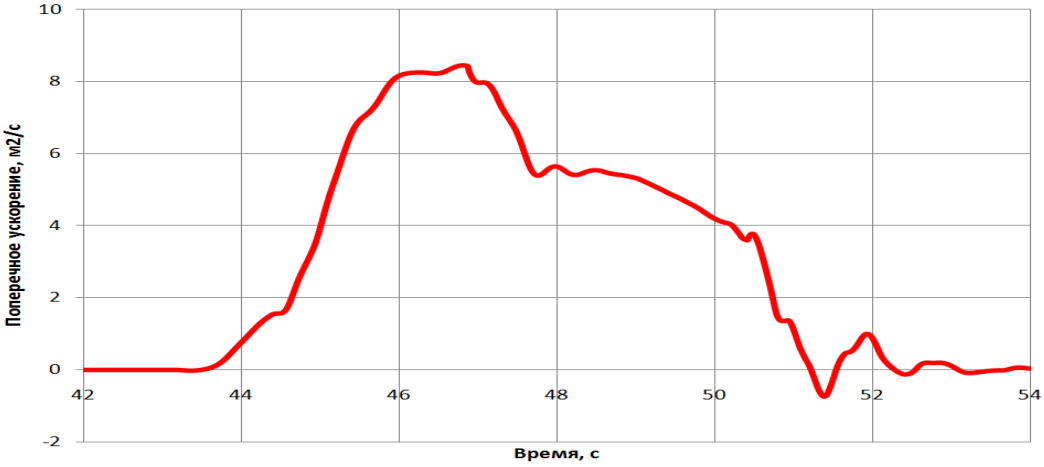
На рисунках 2.15 – 2.17 показаны графики изменения параметров, характеризующих движение модели в условиях входа в поворот при разных скоростях маневра.



а) V = 50 км/ч

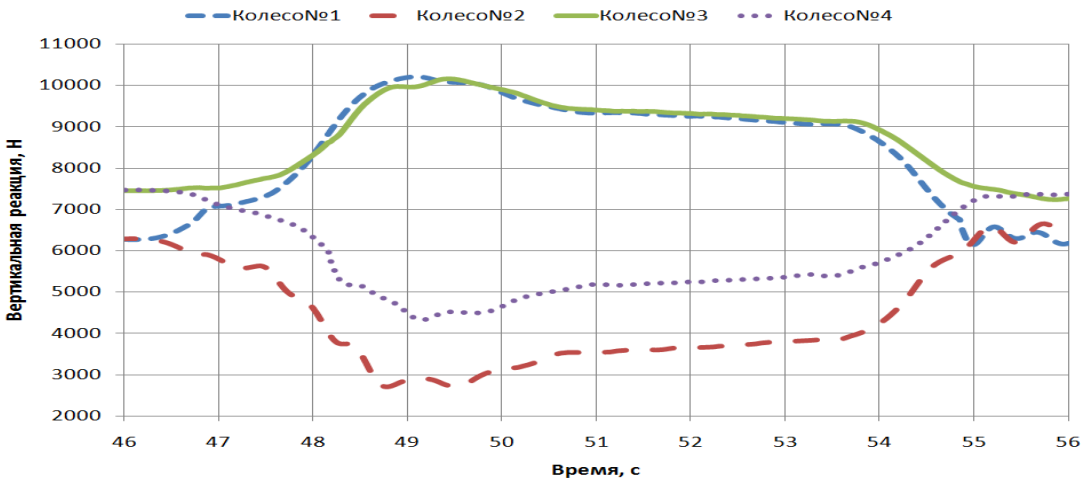


б) V = 55 км/ч

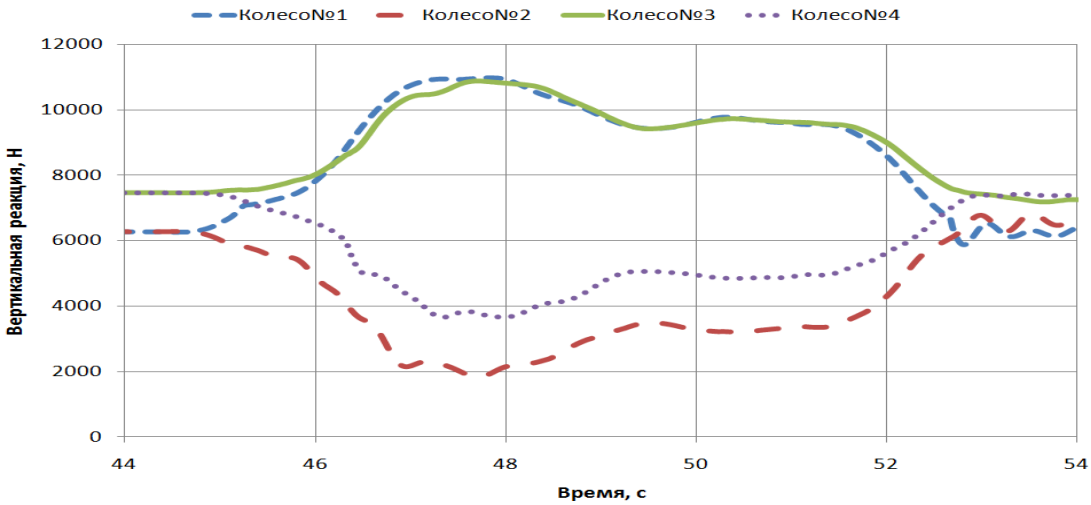


в) V = 60 км/ч (наблюдается занос модели)

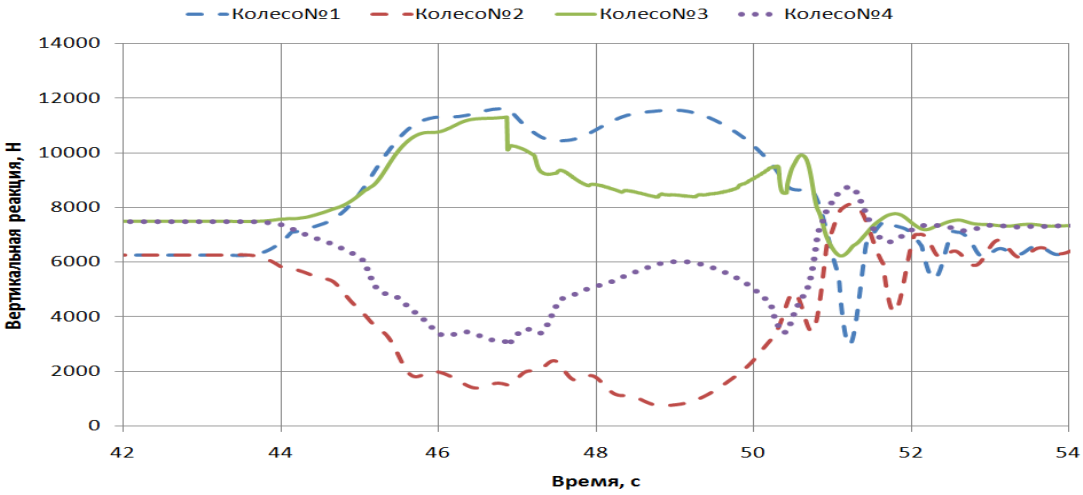
Рисунок 2.15 – Графики изменения вертикальных реакций на колесах модели при разных скоростях маневра (вход в поворот)



а) V = 50 км/ч



б) V = 55 км/ч



в) V = 60 км/ч (наблюдается занос модели)

Рисунок 2.16 – Графики изменения вертикальных реакций на колесах модели при разных скоростях маневра (вход в поворот)

Анализ графиков показывает, чо при увеличении скорости маневра на 20% пиковое значение бокового ускорения центра масс возрастает на 33%. При скорости V = 60 км/ч боковые ускорения достигают значения равного 0,8g, т.е. соответствуют значению коэффициента сцепления колес автомобиля с дорожным полотном, характеристики которого соответствуют сухому асфальту. Это говорит о том, что боковые усилия, воспринимаемые колесами, достигают предельного значения и дальнейшее увеличение скорости маневра приводит к сносу автомобиля с траектории. Следует отметить, что с ростом скорости маневра наблюдается уменьшение вертикальных реакций на колесах, оказывающихся внутренними по отношению к траектории поворота. Видно, что при увеличении скорости маневра на 20% (с 50 км/ч до 60 км/ч) вертикальная нагрузка на внешних колесах по отношению к траектории поворота увеличивается практически в два раза, а на внутренних наоборот уменьшается и близка к нулю. Видно, что наименьшая вертикальная реакция наблюдается на переднем колесе автомобиля, являющимся внутренним по отношению к траектории поворота. Это свидетельствует о том, что появляется вероятность отрыва соответствующего колеса от дороги. Однако, снос автомобиля с траетории происходит раньше, чем отрыв колеса от дороги, поэтому доминирующим фактором, определяющим критическую скорость совершения маневра является занос автомобиля.

На рисунке 2.17 для примера показан график изменения угла поворота рулевого колеса при имитации маневра «вход в поворот».

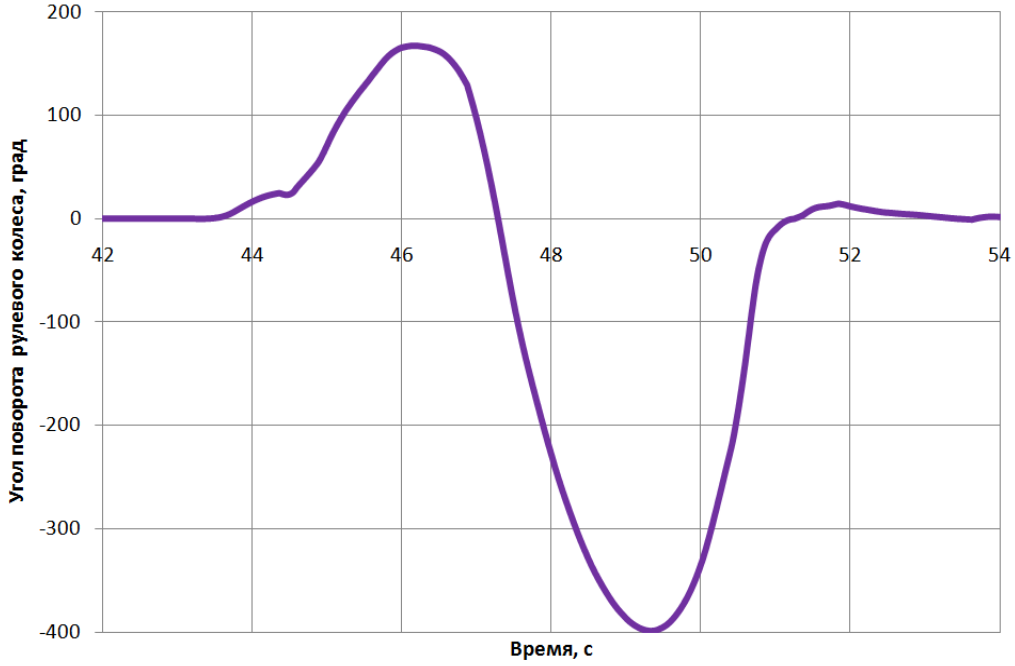


Рисунок 2.17 – График изменения угла поворота рулевого колеса при имитации условий входа в поворот (скорость маневра V = 60 км/ч)

2.5 Дорожные испытания исследуемого транспортного средства

Дорожные испытания выполнены сотрудниками Автомобильного института НГТУ при поддержке Испытательной лаборатории НГТУ. Объектом исследования, также как и при компьютерном моделировании, являлся микроавтобус ГАЗ-2752.

Дорожные испытания проводились на автополигоне ГАЗ. При дорожных испытаниях для определения параметров движения микроавтобуса 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 рисунке 2.18 показан фрагмент испытаний «переставка».

Рисунок 2.18 – Фрагмент испытания «переставка» (смена полосы движения)

Необходимо отметить, что во время дорожных испытаний была зафиксирована смена погоды – пошел дождь. В результате большая часть испытательной трассы стала мокрой. Такое состояние дороги не является приемлемым с точки ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания», но представляло определенный интерес с точки зрения определения снижения критической скорости совершения маневра в результате снижения коэффициента сцепления колес с дорогой.

Рисунок 2.19 – Участок испытательной трассы с мокрым асфальтом

На рисунках 2.20 и 2.21 показаны фрагменты испытаний «переставка» и «торможение». Последний вид испытаний был выполнен в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН №13 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения» [2.13].

Рисунок 2.20 – Фрагменты испытаний «переставка» (смена полосы движения)

Рисунок 2.21 – Фрагменты испытаний «торможение»

2.6 Сравнительный анализ результатов моделирования с данными дорожных испытаний

Сравнительный анализ результатов моделирования с данными дорожных испытаний показал, что результаты экспериментальных исследований и компьютерного моделирования имеют относительно хорошую сходимость. Как при испытаниях, так и при компьютерном моделировании наблюдался одинаковый характер поведения исследуемого объекта. В этой связи разработанную модель криволинейного движения автомобиля следует признать адекватной. Однако было установлено, что расхождение результатов по некоторым значениям (пиковым значениям боковых ускорений, тормозному пути и др.) достигает 30…50%.

Следует отметить, что виртуальная модель имеет лучшие показатели свойств активной безопасности, чем реальное транспортное средство. Это объясняется тем, что в модель заложены идеальные параметры, такие как: упругие характеристики подвески (закладывалась линейная зависимость), характеристики шин (закладывались обобщенные характеристики шин легковых автомобилей), параметры дороги (коэффициент сцепления колес автомобиля с дорогой был постоянным на всем участке движения), инерционные свойства подрессоренной и неподрессоренной частей (определялись методом аналогий, на основе известных параметров для автомобилей-аналогов). Виртуальная модель также имеет лучшие показатели тормозных свойств. Это объясняется тем, что в модель заложен идеальный алгоритм работы тормозной системы и электронного блока антиблокировочной системы. 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, включающего в себя как реальные компоненты автомобиля так и современное программное обеспечение. Такой подход позволяет моделировать поведение транспортных средств с учетом особенностей работы реальных агрегатов и блоков управления.

Таким образом, принятый упрощения и допущения в совокупности могли существенным образом повлиять на результаты моделирования. Необходимым является проведение дополнительных исследований и определение чувствительности модели к изменению того или иного параметра. Также рациональным является использование других, не менее известных, программных комплексов, моделирующих процессы движения транспортных средств [2.14 – 2.21].

2.7 Разработка методики оценки свойств активной безопасности транспортного средства по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования

По результатам выполненной работы исполнителями НИР разработана методика компьютерного моделирования движения транспортных средств, ориентированная прежде всего на имитацию условий сертификационных испытаний. Блок-схема методики изображена на рисунке 2.22.

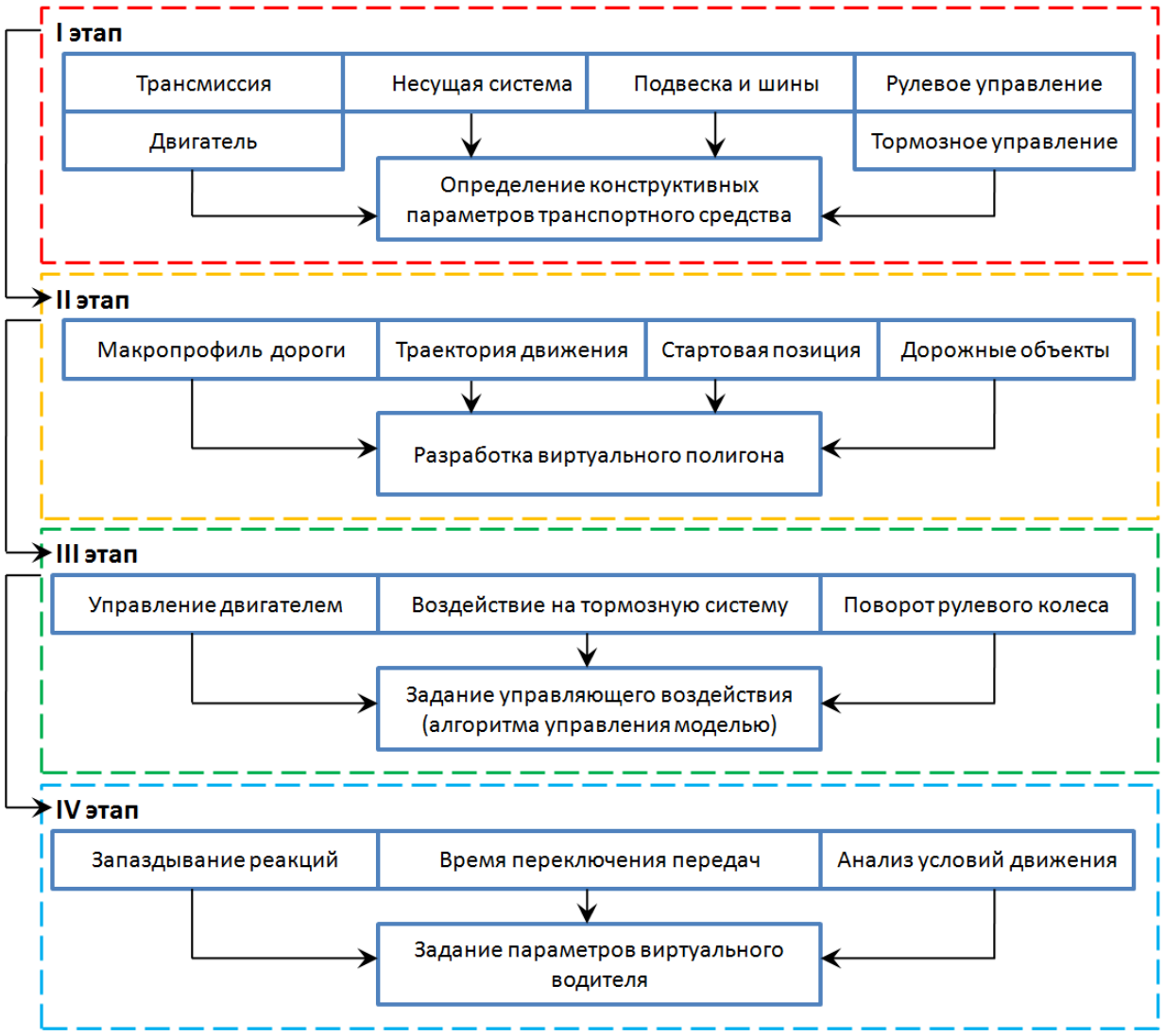


Рисунок 2.22 – Блок схема методики компьютерного моделирования условий движения транспортных средств

Методика предполагает последовательное задание информации о конструкции транспортного средства, о характеристиках виртуального полигона (компьютерной модели дорожных участков), об алгоритмах управления моделью транспортного средства (последовательность действий виртуального водителя: разгон, переключение передач,

воздействие на руль, торможение и др.), а также параметры виртуального водителя (время запаздывания реакций, скорость манипулирования органами управления и др.).

Разработанная методика является новой и не уступает зарубежным аналогам. для исследования эксплуатационных свойств транспортных средств российского производства была применена впервые.

2.8 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 микроавтобусов, в частности, для специалистов ООО «ОИЦ» Группы ГАЗ. Результаты НИР могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки различных модификаций ТС с целью выбора рациональных конструктивных параметров и повышения активной безопасности микроавтобусов.

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".

3 Исследование влияния параметров трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на комплексные показатели эксплуатационных свойств

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 $V_a=f(V_{доп})$; 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

$$f = f_0 \cdot (1 + K_м \cdot M_{ко}) + K_V \cdot V^2 + K_\delta \cdot \sin\delta_y, \qquad (3.1.1)$$

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_δ - коэффициент боковой силы, $K_\delta = P_\delta / G_a$, где P_δ - боковая сила, Н, G_a – полный вес автомобиля, Н; δ_y – угол бокового увода.

Тогда, общий коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha = (f_0 (1 + K_м M_{ко}) + K_V V^2 + K_\delta \sin\delta_y)\cos\alpha \pm \sin\alpha. \qquad (3.1.2)$$

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

$$P_к = P_\psi + P_w + P_a, \qquad (3.1.3)$$

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:

$$\frac{p_i \cdot i \cdot V_h}{4 \cdot \pi \cdot r_k} = F_м + F_\tau + F_{mp} + F_f + F_w + F_a + F_\alpha, \quad (3.1.4)$$

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

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_к}{U_{mp}}, \quad (3.1.5)$$

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]:

$$r_к = r_{ко} - \lambda \cdot M_к \text{ или } r_к = r_{кс} - \gamma \cdot F_к, \quad (3.1.6)$$

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:

$$Q_s = g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_a)/(36 \cdot v \cdot \rho_m \cdot \eta_{mp}), \qquad (3.1.7)$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива г/(кВт·ч), определяющийся по формуле $g_e = g_{ep}K_eK_u$, 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:

$$Q_s = \frac{g_e \eta_e}{10 \rho_m V_a}(P_{mд} + P_{мд} + P_{эд} + P_{mp} + P_\alpha + P_f + P_\omega + P_a), \qquad (3.1.8)$$

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:

$$Q_s = [AU_к + BU_к^2 V_a + C(G_a \psi + 0{,}077 k A_в V_a^2 \pm 0{,}1 \beta G_a a_a)] / \eta_i, \qquad (3.1.9)$$

где k – коэффициент сопротивления воздуха, $Нс^2м^{-4}$; 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: $A = \frac{381 \cdot V_h U_0}{H_н \rho_m r_к}$, $B = \frac{11 \cdot V_h S_n U_0^2}{H_н \rho_m r_к^2}$, $C = \frac{100}{H_u \rho_m \eta_{mp}}$;

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

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.

$$Q_s = \frac{g_{is}}{\rho_m}(F_m + F_{в.о.} + F_{mp} + F_\alpha + F_f + F_\omega + F_a), \qquad (3.1.10)$$

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):

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

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_{mp} - 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:

$$Q_s = \frac{15{,}9}{\eta \cdot \rho_m} \frac{g_{ox} U_{mp} \frac{\eta}{r_к^0} + \nu \cdot (G_a f_a^0 + F_a)}{1 - \lambda_a \cdot (G_a f_a^0 + F_a)}, \qquad (3.1.11)$$

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.

3.2 Разработка пространственной расчетной схемы движения автомобиля

3.2.1. Пространственная расчетная схема движения автомобиля

Основным элементом расчетной схемы автомобиля является (рис. 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

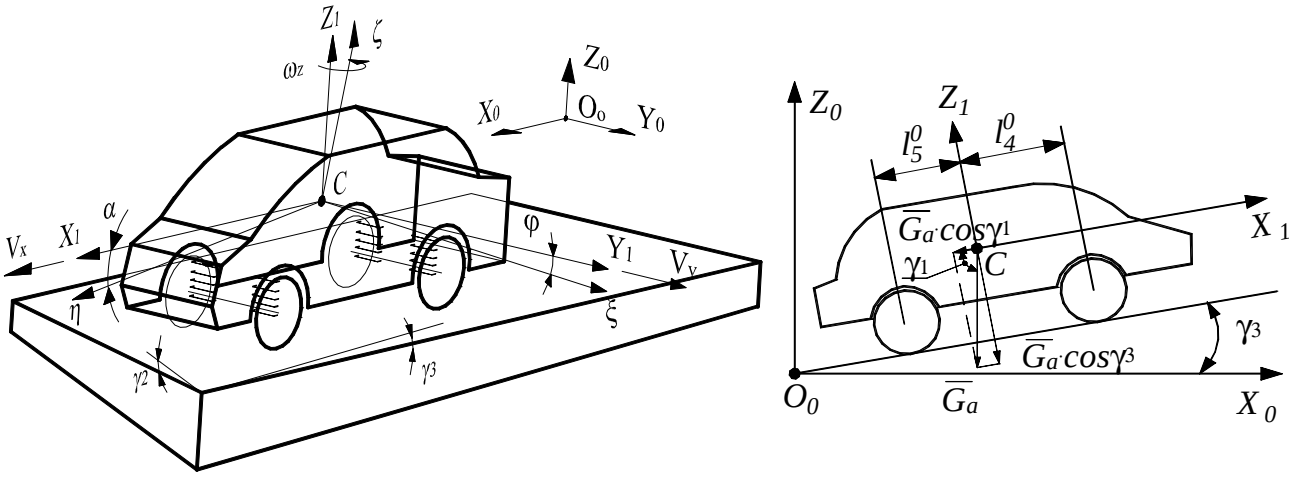


Рисунок 3.1 – Расчетная схема автомобиля

«Соболь» и другим.

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 [3.59].

Рассматривается движение автомобиля на ровной дороге при малых отклонениях от прямолинейного движения. Для описания этого движения принимаются следующие системы координат [3.18, 3.59]:

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 (рис. 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.

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 - $\gamma_{s22} + \omega_0 t$.

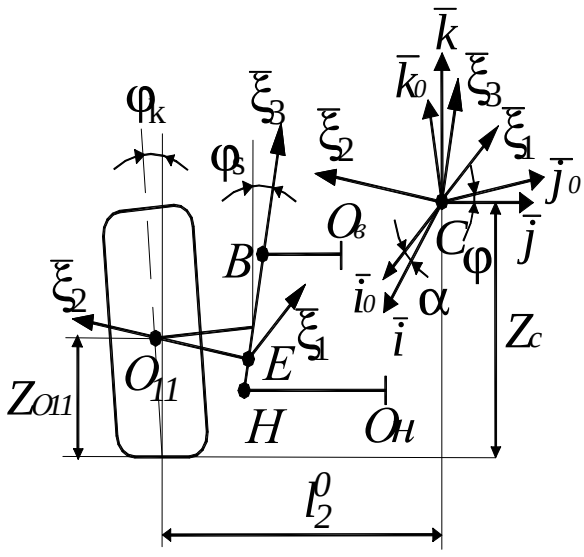


Рисунок 3.2 – Системы координат

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 (рис. 3.1 и рис. 3.2), χ - угол поворота вокруг оси CZ_1 (с угловой скоростью ω_z), γ_{sp}, γ_{s11}, γ_{s12}, γ_{s21}, γ_{s22}, φ_o.

3.2.2. Управляемые колеса автомобиля

Соотношение между системами координат Σ_3 и Σ_4 будет [3.18, 3.59]:

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

$$\begin{bmatrix}\xi_1'\\ \xi_2'\\ \xi_3'\end{bmatrix} = T_1\begin{bmatrix}\xi_1\\ \xi_2\\ \xi_3\end{bmatrix}, \qquad (3.2.1)$$

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

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 (рис. 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 $\boldsymbol{i_0, j, k_0}$ и $\boldsymbol{i, j, k}$.

Орт $\boldsymbol{i}$ направлен вдоль оси CX_1, $\boldsymbol{j}$ – направлен вдоль оси CY_1, а орт $\boldsymbol{k}$ – 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 рис. 3.2 видно, что орт $\boldsymbol{k_0}$ образует с ξ_3 угол $(\varphi_s\text{-}\varphi)$, значит

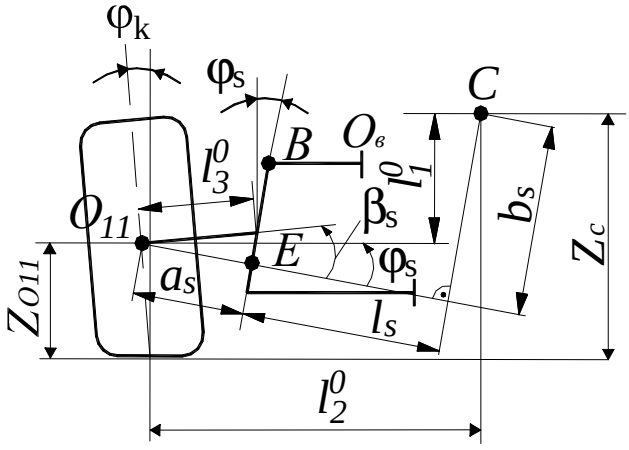


Рисунок 3.3- Конструктивные параметры подвески автомобиля

$$\begin{bmatrix}i_0\\ j\\ k_0\end{bmatrix} = T_2\begin{bmatrix}\xi_1\\ \xi_2\\ \xi_3\end{bmatrix}, \qquad (3.2.2)$$

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

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 ***i, j, k*** получается в результате поворота системы ***i₀, j, k₀*** вокруг орта ***j*** на угол α, то

$$\begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} = T_3 \begin{bmatrix} i_0 \\ j \\ k_0 \end{bmatrix}, \qquad (3.2.3)$$

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.

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

На рис. 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:

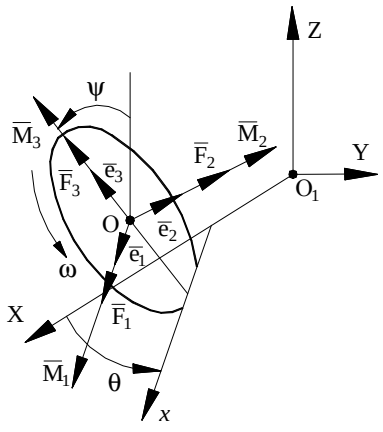


Рисунок 3.4.- Система отсчета с началом в центре колеса

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

$$b_s = l_3^0 \sin\beta_s + (l_1^0 - l_3^0)/\cos\varphi_s + l' \sin\varphi_s \qquad (3.2.4)$$

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

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 ***i, j, k*** ее положение определяется радиус вектором:

$$\boldsymbol{r} = T_5 \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} + T_4 \begin{bmatrix} -l_4^0 \\ l_s \\ -b_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix}, \qquad (3.2.5)$$

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 $\boldsymbol{e_1}$, $\boldsymbol{e_2}$, $\boldsymbol{e_3}$ (рис. 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 $\boldsymbol{i}$, $\boldsymbol{j}$, $\boldsymbol{k}$

$$\boldsymbol{e_2} = T_5 \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ \beta_s \end{bmatrix} = (-\gamma_s^0 - \gamma_{sp} - \alpha\varphi)\,\boldsymbol{i} + (1 + \varphi_s\varphi - \beta_s\varphi - \gamma_s^0\,\gamma_{sp})\,\boldsymbol{j} + (-\varphi_s + \varphi - \alpha\gamma_{sp} + \beta_s)\,\boldsymbol{k}. \quad (3.2.6)$$

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 (3.2.6) 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

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{i} \\ \boldsymbol{j} \\ \boldsymbol{k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-\gamma_s^0 \cdot \gamma_{sp} & -\gamma_s^0 - \alpha\varphi - \gamma_{sp} & \gamma_s^0\varphi - \varphi_s\gamma_{sp} + \beta_s\gamma_{sp} + \gamma_{sp}\varphi \\ \gamma_s^0 + \alpha\varphi + \gamma_{sp} & 1+\varphi_s\varphi - \beta_s\varphi - \gamma_s^0\gamma_{sp} & \varphi_s - \beta_s - \varphi + \alpha \cdot \gamma_{sp} \\ 0 & -\varphi_s + \varphi - \alpha \cdot \gamma_{sp} + \beta_s & 1+\varphi_s\varphi - \beta_s\varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{e_1} \\ \boldsymbol{e_2} \\ \boldsymbol{e_3} \end{bmatrix}. \quad (3.2.7)$$

Из формул (3.2.6) и (3.2.7) находим

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

$$\theta = \gamma_s^0 + \alpha\varphi + \gamma_{sp}. \tag{3.2.8}$$

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 (3.2.5) 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

$$\dot{\omega} = \dot{\gamma}_{s11} - \gamma_s^0\dot{\varphi} + \varphi_s \cdot \gamma_{sp} + \omega_0 - \dot{\alpha}. \tag{3.2.9}$$

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

$$\Omega_1 = \dot{\psi} \cdot \boldsymbol{e_1} + \dot{\theta}\sin\psi \cdot \boldsymbol{e_2} + \theta\cos\psi \cdot \boldsymbol{e_3}. \tag{3.2.10}$$

Абсолютная угловая скорость диска колеса

$$\Omega_2 = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\omega} + \dot{\theta}\sin\psi \\ \dot{\theta}\cos\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\omega} + \dot{\theta}\psi \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}. \tag{3.2.11}$$

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

$$L_0 = \dot{\psi} \cdot I_1 \cdot \boldsymbol{e_1} + (\dot{\omega} + \dot{\theta}\sin\psi) \cdot I_2 \cdot \boldsymbol{e_2} + \dot{\theta}\cos\psi \cdot I_1 \cdot \boldsymbol{e_3}, \tag{3.2.12}$$

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 [61, 97]

$$M^{\phi} = -\frac{dL_0}{dt} = -\frac{d\tilde{L}_0}{dt} - \Omega_1 \times L_0. \tag{3.2.13}$$

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:

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

$$M_2^{\Phi} = (-\ddot{\gamma}_{s11} + \gamma_s^0\cdot\ddot{\varphi} + \ddot{\alpha} - \beta_s\ddot{\gamma}_{sp})\cdot I_2, \qquad (3.2.14)$$

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

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 (3.2.5) получаем соотношения для переднего левого и переднего правого колес, представленные в табл. 3.1 [3.11, 3.46, 3.83].

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	
$\theta_{11} = \gamma_s^0 + \alpha\varphi + \gamma_{sp}$	$\theta_{12} = -\gamma_s^0 - \alpha\varphi + \gamma_{sp}$
$\psi_{11} = -\varphi_s + \beta_s + \varphi - \alpha\gamma_{sp}$	$\psi_{12} = \varphi_s - \beta_s + \varphi - \alpha\gamma_{sp}$
$\omega_{11} = \gamma_{s11} + \varphi_s\cdot\gamma_{sp} - \gamma_s^0\cdot\varphi + \omega_0\cdot t - \alpha$	$\omega_{12} = \gamma_{s12} - \varphi_s\cdot\gamma_{sp} + \gamma_s^0\cdot\varphi + \omega_0\cdot t - \alpha$

Левое колесо	Правое колесо
Возможные повороты диска колеса	
$\delta\psi_{11} = \delta\varphi - \alpha\cdot\delta\gamma_{sp} - \gamma_{sp}\cdot\delta\alpha$ $\delta\omega_{11} + \sin\psi_{11}\cdot\delta\theta_{11} = \beta_s\cdot\delta\gamma_{sp} + \delta\gamma_{s11} - \gamma_s^0\cdot\delta\varphi - \delta\alpha$ $\cos\psi_{11}\cdot\delta\theta_{11} = \delta\gamma_{sp} + \alpha\cdot\delta\varphi + \varphi\cdot\delta\alpha$	$\delta\psi_{12} = \delta\varphi - \alpha\cdot\delta\gamma_{sp} - \gamma_{sp}\cdot\delta\alpha$ $\delta\omega_{12} + \sin\psi_{12}\cdot\delta\theta_{12} = -\beta_s\cdot\delta\gamma_{sp} + \delta\gamma_{s12}$ $+ \gamma_s^0\cdot\delta\varphi - \delta\alpha$ $\cos\psi_{12}\cdot\delta\theta_{12} = \delta\gamma_{sp} + \alpha\cdot\delta\varphi + \varphi\cdot\delta\alpha$
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***	
$M_{11}^{\Phi 1} = -(\ddot{\varphi} + \alpha\ddot{\gamma}_{sp} + \gamma_{sp}\ddot{\alpha})I_{11} + (\ddot{\gamma}_{sp} + \alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})\omega_0 I_{21}$ $M_{11}^{\Phi 2} = -(\ddot{\gamma}_{s11} - \gamma_s^0\cdot\ddot{\varphi} - \ddot{\alpha} + \beta_s\ddot{\gamma}_{sp})\cdot I_{21}$ $M_{11}^{\Phi 3} = -(\ddot{\gamma}_{sp} + \varphi\cdot\ddot{\alpha} + \alpha\ddot{\varphi})I_{11} - (\dot{\varphi} - \alpha\dot{\gamma}_{sp} - \gamma_{sp}\cdot\dot{\alpha})\omega_0 I_{21}$	$M_{12}^{\Phi 1} = M_{11}^{\Phi 1}$ $M_{12}^{\Phi 2} = -(\ddot{\gamma}_{s12} + \gamma_s^0\cdot\ddot{\varphi} - \ddot{\alpha} - \beta_s\ddot{\gamma}_{sp})\cdot I_{21}$ $M_{12}^{\Phi 3} = M_{11}^{\Phi 3}$

В табл. 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;

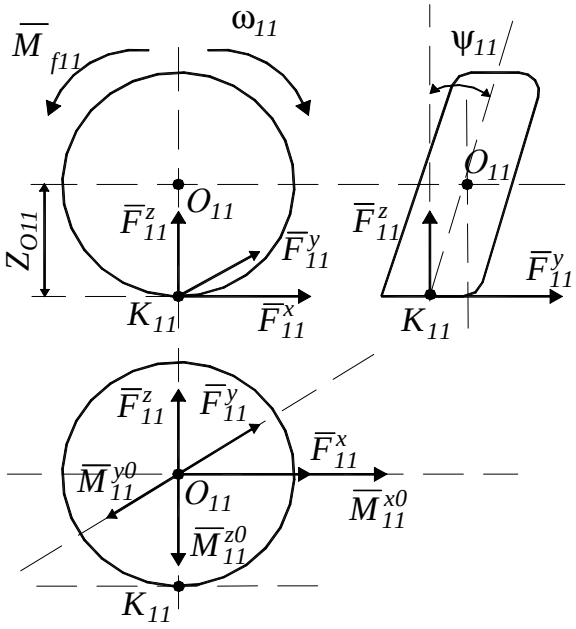


Рис.3.5.-Приведение сил к центру O_{11}

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);

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

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

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

I_{11}, I_{21} - моменты инерции управляемого колеса относительно осей $\boldsymbol{e_1}$, $\boldsymbol{e_2}$.

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 доцента кафедры «Автомобили и тракторы» Нижегородского государственного технического университета А.В. Князевым совместно с автором определены коэффициенты крипа.

Коэффициент λ_1^0 характеризует продольное псевдоскольжение, связанное с продольной деформацией точки K-центра пятна контакта. Коэффициент λ_2^0 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_{k0}^m - 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_k^m - 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:

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

$$r_k = r_0 + (r_{k0}^m - r_0) \frac{1}{h_{\max}} h + (r_k^m - r_{k0}^m) \frac{1}{\xi_{0\max}} \xi_0 . \qquad (3.2.15)$$

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

Выражение (3.2.15) радиуса качения можно представить в виде

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

$$r_k = r_0 - \lambda_1 \xi_0 - \lambda_2 h \text{ или } r_k = r_0 - r_{k0}^m \cdot (\lambda_1^0 \xi_0 + \lambda_2^0 h) \qquad (3.2.16)$$

где $\lambda_1 = \lambda_1^0 \cdot r_{k0}^m$, $\lambda_2 = \lambda_2^0 \cdot r_{k0}^m$, (3.2.17, а)

$$\lambda_1^0 = \left(1 - \frac{r_k^m}{r_{k0}^m} \right) \frac{C_x}{C_z \varphi_{\max} h_{\max}} ; \lambda_2^0 = \frac{1}{h_{\max}} \left(\frac{r_0}{r_{k0}^m} - 1 \right) \qquad (3.2.17, б)$$

Выражения (3.2.16) и (3.2.17) были определены А.В. Князевым, и в дальнейшем в работе будут именоваться формулами Князева.

Следует отметить, что выражение (3.2.16), является дальнейшим развитием формул для определения радиуса качения колеса. В отличие от формулы (3.2.6) акад. Е.А. Чудакова в формулу (3.16) 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 (3.2.17) позволяют определять коэффициенты крипа λ_1^0 и λ_2^0 с минимальными экспериментальными данными.

3.2.3. Задние колеса автомобиля

Определение параметров для задних колес автомобиля проводится аналогично передним, с учетом $\varphi_s = \gamma_s^0 = \gamma_{sp} = \varphi_k = \beta_s = 0$ [3.18, 3.59].

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

$$\begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} = T_6 \begin{bmatrix} \eta \\ \xi \\ \zeta \end{bmatrix}, \quad T_6 = \begin{bmatrix} 1 & \alpha\varphi & -\alpha \\ 0 & 1 & \varphi \\ \alpha & -\varphi & 1 \end{bmatrix}. \tag{3.2.18}$$

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

$$\boldsymbol{r_1} = T_6 \begin{bmatrix} a_1 - l_5^0 + X_C \\ a_2 + Y_C \\ a3 - l_6^0 + Z_C \end{bmatrix}. \tag{3.2.19}$$

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 (3.2.8) и (3.2.9)

$$\psi = \varphi, \ \theta = \alpha\varphi, \ \omega = \gamma_{s21} + \omega_0 \cdot t - \alpha. \tag{3.2.20}$$

Угловая скорость подвижной системы координат и абсолютная угловая скорость диска колеса соответственно определяются по выражениям (3.2.10) и (3.2.11).

Момент сил инерции левого колеса, приведенный к центру тяжести O, определяется по формуле Бура (3.2.13), а кинематический момент в системе с ортами $\boldsymbol{e_1}$, $\boldsymbol{e_2}$, $\boldsymbol{e_3}$ – по формуле (3.2.12).

Полученные соотношения для заднего левого и правого колес, представлены в табл. 3.2 [3.11, 3.46, 3.83].

Таблица 3.2. - Зависимости для задних колес автомобиля

Левое колесо	Правое колесо
Координаты центра колеса	
$X_{O21} = X_C + l_2^0 \cdot \alpha \cdot \varphi + l_6^0 \cdot \alpha$ $Y_{O21} = Y_C + l_2^0 - \varphi \cdot l_6^0$ $Z_{O21} = Z_C - l_6^0 - l_5^0 \cdot \alpha - l_2^0 \cdot \varphi$	$X_{O22} = X_C - l_2^0 \cdot \alpha \cdot \varphi + l_6^0 \cdot \alpha$ $Y_{O22} = Y_C - l_2^0 - \varphi \cdot l_6^0$ $Z_{O22} = Z_C - l_6^0 - l_5^0 \cdot \alpha + l_2^0 \cdot \varphi$
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 $\boldsymbol{e_1, e_2, e_3}$	
$F_{21}^1 = C_{2x} \cdot \xi_{021}$ $F_{21}^2 = C_{2y} \cdot \eta_{021} + (1 - \nu_2^*) \cdot N_{21}^* \cdot \psi_{21}$ $F_{21}^3 = N_{21}^* - C_{2z} \cdot Z_{21}^{'}$ $M_{21}^1 = \nu_2^{''} \cdot N_{21}^* \cdot \eta_{021} - \rho_2^{''} \cdot N_{21}^* \cdot \psi_{21} + F_{21}^2 \cdot Z_{O21}$ $M_{21}^2 = M_k - \nu_2^{'} \cdot N_{21}^* \cdot \xi_{021} - M_{f21} - F_{21}^1 Z_{O21}$ $M_{21}^3 = C_{2\varphi} \cdot \chi_{12}^0 \eta_{021} - C_{1\varphi} \cdot \chi_{22}^0 \psi_{12}$	$F_{21}^1 = C_{2x} \cdot \xi_{022}$ $F_{22}^2 = C_{2y} \cdot \eta_{022} + (1 - \nu_2^*) \cdot N_{22}^* \cdot \psi_{22}$ $F_{22}^3 = N_{22}^* - C_{2z} \cdot Z_{22}^{'}$ $M_{22}^1 = \nu_2^{''} \cdot N_{22}^* \cdot \eta_{022} - \rho_2^{''} \cdot N_{22}^* \cdot \psi_{22} + F_{22}^2 \cdot Z_{O22}$ $M_{22}^2 = M_k - \nu_2^{'} \cdot N_{22}^* \cdot \xi_{022} - M_{f22} - F_{22}^1 Z_{O22}$ $M_{22}^3 = C_{2\varphi} \cdot \chi_{12}^0 \eta_{022} - C_{1\varphi} \cdot \chi_{22}^0 \psi_{22}$
Кинематические неголономные связи	
$\dot{X}_{21} - r_{21}^* \dot{\omega}_{21} + \dot{\xi}_{021} + \lambda_{12}^0 \dot{X}_{21} \xi_{021} - \lambda_{22}^0 \dot{X}_{21} (Z_{21} - Z_{21}^*) = 0$ $\dot{Y}_{21} - \theta_{21} \dot{X}_{21} + \dot{\eta}_{021} + \chi_{12}^0 \dot{X}_{21} \cdot \eta_{021} + \chi_{22}^0 \dot{X}_{21} \psi_{21} = 0$	$\dot{X}_{22} - r_{22}^* \dot{\omega}_{22} + \dot{\xi}_{022} + \lambda_{12}^0 \dot{X}_{22} \xi_{022} - \lambda_{22}^0 \dot{X}_{22} (Z_{22} - Z_{22}^*) = 0$ $\dot{Y}_{22} - \theta_{22} \dot{X}_{22} + \dot{\eta}_{022} + \chi_{12}^0 \dot{X}_{22} \cdot \eta_{022} + \chi_{22}^0 \dot{X}_{22} \psi_{22} = 0$

Левое колесо	Правое колесо
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 $\boldsymbol{e_1, e_2, e_3}$	
$M_{21}^{\Phi 1} = -\ddot{\varphi} \cdot I_{12} + (\alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})\omega_0 I_{22}$ $M_{21}^{\Phi 2} = -(\ddot{\gamma}_{s21} - \ddot{\alpha}) \cdot I_{22}$ $M_{21}^{\Phi 3} = -(\varphi \cdot \ddot{\alpha} + \alpha\ddot{\varphi})I_{12} - \dot{\varphi}\omega_0 I_{22}$	$M_{22}^{\Phi 1} = M_{21}^{\Phi 1}$ $M_{22}^{\Phi 2} = -(\ddot{\gamma}_{s22} - \ddot{\alpha}) \cdot I_{22}$ $M_{22}^{\Phi 3} = M_{21}^{\Phi 3}$

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;

$\chi_{12}^{0}, \chi_{22}^{0}$ – коэффициенты увода задних колес;

I_{12}, I_{22} - моменты инерции заднего колеса относительно осей $\boldsymbol{e_1, e_2}$.

$M_к$, 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:

$$M_{ij}^{X} = M_{ij}^{1};\ M_{1j}^{Y} = M_{1j}^{2},\ j = 1,2;\ M_{2j}^{Y} = 0{,}5 \cdot (1 \pm k_б) \cdot U_k U_0 c_{mp} \varphi_{mp} + M_{2j}^{2}\ \ j = 1,2$$
$$M_{ij}^{Z} = M_{ij}^{3};\ M_{ij}^{\Phi X} = M_{ij}^{\Phi 1};\ M_{ij}^{\Phi Y} = M_{ij}^{\Phi 2};\ M_{ij}^{\Phi Z} = M_{ij}^{\Phi 3} \qquad (3.2.21)$$

где *i*=1,2; *j*=1,2; $k_б$ – коэффициент блокировки дифференциала.

3.3 Определение кинетической потенциальной энергии и функции рассеяния при движении автомобиля

Рассмотрим движение автомобиля на подъеме (рис. 3.1). Введем γ_1, γ_2, γ_3 - направляющие косинусы вектора $\overline{G_a}(G_a^X, G_a^Y, G_a^Z)$ - силы тяжести автомобиля. Тогда

$$\left.\begin{aligned} G_a^X &= -G_a \cdot \cos\gamma_1 \\ G_a^Y &= -G_a \cdot \cos\gamma_2 \\ G_a^Z &= -G_a \cdot \cos\gamma_3 \end{aligned}\right\}. \qquad (3.3.1)$$

Введение таким образом силы тяжести позволяет совместить систему координат Σ_0 ($O_0X_0Y_0Z_0$) с системой координат Σ_1 ($O_1X_1Y_1Z_1$). При этом координаты центра масс в системе координат Σ_1 будут X_C, Y_C, Z_C.

Рассматриваемая система обладает кинетической энергией $T=T(q,\ \dot{q})$ и потенциальной энергией $U(q)$.

Введем оператор:

$$L_q = \frac{d}{dt}\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial L}{\partial q}, \qquad (3.3.2)$$

где $L = T(q,\ \dot{q}) - U(q)$ – функция Лагранжа.

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.

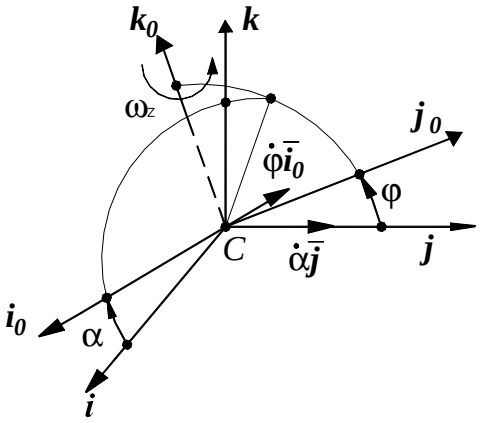


Рис. 3.6.-Компоненты угловой скорости крена кузова

В точке C тензор инерции с моментами инерции относительно главных центральных осей имеет вид:

$$I = \begin{vmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{vmatrix}. \qquad (3.3.3)$$

Поскольку угловые скорости $\dot{\alpha}, \dot{\varphi}$ малы, то центробежными моментами инерции можно пренебречь.

Кинетическая энергия $T=T(q,\ \dot{q})$ в соответствии с теоремой Кёнига определяется следующим образом [61]: $T=T_1+T_2+T_3$, где T_1 – кинетическая энергия поступательного движения со скоростью V_C центра масс автомобиля; T_2 - кинетическая энергия центра масс, т.е. точки C, в относительном движении; T_3 – кинетическая энергия вращающихся масс:

$$T = \frac{1}{2}\cdot\frac{G_a}{g}V_C^2 + \frac{I\Omega_k^2}{2} + \sum_{j=1}^{2}\left(\frac{I_{11}\omega_{e1_1j}^2}{2} + \frac{I_{21}\omega_{e2_1j}^2}{2} + \frac{I_{11}\omega_{e3_1j}^2}{2}\right) + \\ + \sum_{j=1}^{2}\left(\frac{I_{21}\cdot\omega_{e1_2j}^2}{2} + \frac{I_{22}\cdot\omega_{e2_2j}^2}{2} + \frac{I_{21}\cdot\omega_{e3_3j}^2}{2}\right) + \frac{(I_\partial + I_{mp})\omega_\partial^{\,2}}{2}, \quad (3.3.4)$$

где I_∂ – момент инерции вращающихся масс двигателя, приведенный к маховику; I_{mp} – суммарный момент инерции деталей трансмиссии, приведенный к первичному валу коробки; ω_∂ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; ω_{ek_ij} - угловая скорость вращения ij колеса вдоль орта $\boldsymbol{e_k}$ (k=1,2,3); Ω_k – угловая скорость центра масс в относительном движении.

Угол закручивания трансмиссии:

$$\varphi_{mp} = \varphi_\partial - 0{,}5\cdot(\varphi_{e2_21} + \varphi_{e2_22})\cdot U_k U_0,$$

где соответственно $\varphi_\partial, \varphi_{e2_21}, \varphi_{e2_22}$ углы поворота коленчатого вала двигателя и ведущих колес автомобиля (левого и правого) вдоль орта $\boldsymbol{e_k}$ (k=1,2,3); U_0, U_k – передаточные числа главной передачи и коробки передач.

С учетом табл. 3.2 имеем:

$$\varphi_{mp} = \varphi_\partial - 0{,}5\cdot U_k U_0\cdot(\gamma_{s21} + \gamma_{s22} + 2(\omega_0 t + \alpha)). \quad (3.3.5)$$

Из рис. 3.6 можно определить соотношение компонентов угловой скорости крена кузова на оси подвижной системы координат с ортами $\boldsymbol{i_0}, \boldsymbol{j_0}, \boldsymbol{k_0}$ в пределах малых углов α, φ:

$$\Omega_k = \begin{bmatrix} -\dot{\varphi} \\ \dot{\alpha}\cos\varphi \\ -\omega_z - \dot{\alpha}\sin\varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\varphi} \\ \dot{\alpha} \\ -\omega_z - \dot{\alpha}\varphi \end{bmatrix}. \quad (3.3.6)$$

Тогда, с учетом табл. 3.1 и табл. 3.2, получаем:

$$T = \frac{1}{2}\frac{Ga}{g}\left[\dot{X}_C^2 + \dot{Y}_C^2 + \dot{Z}_C^2\right] + \frac{I_{XX}(-\dot{\varphi})^2}{2} + \frac{I_{YY}\dot{\alpha}^2}{2} + \frac{I_{ZZ}(\omega_z + \dot{\alpha}\varphi)^2}{2} + \left[\frac{I_{11}}{2}(\dot{\varphi} - \alpha\dot{\gamma}_{sp} - \gamma_{sp}\dot{\alpha})^2 + \right. \\ \left. + \frac{I_{21}}{2}(\dot{\gamma}_{s11} - \gamma_s^0\dot{\varphi} - \dot{\alpha} + (\beta_s + \varphi)\dot{\gamma}_{sp} + \omega_0)^2 + \frac{I_{11}}{2}(\dot{\gamma}_{sp} + \alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})^2\right] + \left[\frac{I_{11}}{2}(\dot{\varphi} - \alpha\dot{\gamma}_{sp} - \gamma_{sp}\dot{\alpha})^2 + \right. \\ \left. + \frac{I_{21}}{2}(\dot{\gamma}_{s12} + \gamma_s^0\dot{\varphi} - \dot{\alpha} + (-\beta_s + \varphi)\dot{\gamma}_{sp} + \omega_0)^2 + \frac{I_{11}}{2}(\dot{\gamma}_{sp} - \alpha\dot{\varphi} - \varphi\dot{\alpha})^2\right] + \left[\frac{I_{12}}{2}\dot{\varphi}^2 + \frac{I_{22}}{2}(\dot{\gamma}_{s21} - \dot{\alpha} + \omega_0)^2 + \right. \\ \left. + \frac{I_{12}}{2}(\alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})^2\right] + \left[\frac{I_{12}}{2}\dot{\varphi}^2 + \frac{I_{22}}{2}(\dot{\gamma}_{s22} - \dot{\alpha} + \omega_0)^2 + \frac{I_{12}}{2}(-\alpha\dot{\varphi} - \varphi\dot{\alpha})^2\right] + \frac{(I_\partial + I_{mp})\dot{\varphi}_\partial^2}{2}.$$

После преобразований имеем:

$$T = \frac{1}{2}\frac{Ga}{g}\left[\dot{X}_C^2 + \dot{Y}_C^2 + \dot{Z}_C^2\right] + \frac{I_{XX}\dot{\varphi}^2}{2} + \frac{I_{YY}\dot{\alpha}^2}{2} + \frac{I_{ZZ}(\omega_z + \dot{\alpha}\varphi)^2}{2} + I_{11}\left[(\dot{\varphi} - (\alpha\dot{\gamma}_{sp} + \gamma_{sp}\dot{\alpha}))^2 + \dot{\gamma}_{sp}{}^2 + \right.$$
$$+ (\alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})^2\left.\right] + \frac{I_{21}}{2}\left[(\dot{\gamma}_{s11}{}^2 + \dot{\gamma}_{s12}{}^2) + 2\gamma_s^0\dot{\varphi}(\dot{\gamma}_{s12} - \dot{\gamma}_{s11}) + 2(\dot{\gamma}_{s11} + \dot{\gamma}_{s12})(\omega_0 - \dot{\alpha}) + 2(\omega_0 - \dot{\alpha})^2 + \right. \quad (3.3.7)$$
$$\left. + 2(\gamma_s^0\dot{\varphi})^2 + 2\dot{\gamma}_{sp}((\dot{\gamma}_{s11} + \dot{\gamma}_{s12})(\varphi + \beta_s) - 2\gamma_s^0\dot{\varphi}\beta_s - 2\dot{\alpha}\varphi + 2\omega_0\varphi) + 2\dot{\gamma}_{sp}{}^2(\varphi^2 + \beta_s{}^2)\right] +$$
$$+ I_{12}\left[\dot{\varphi}^2 + (\alpha\dot{\varphi} + \varphi\dot{\alpha})^2\right] + \frac{I_{22}}{2}\left[(\dot{\gamma}_{s21}{}^2 + \dot{\gamma}_{s22}{}^2) + 2(\dot{\gamma}_{s21} + \dot{\gamma}_{s22})(\omega_0 - \dot{\alpha}) + 2(\omega_0 - \dot{\alpha})^2\right] + \frac{(I_\partial + I_{mp})\dot{\varphi}_\partial^2}{2}.$$

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 [3.11, 3.18, 3.59].

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.

$$U = \frac{1}{2}C_{p1}(Z_{01} + Z_{O11})^2 + \frac{1}{2}C_{p1}(Z_{01} + Z_{O12})^2 + \frac{1}{2}C_{p2}(Z_{02} + Z_{O21})^2 + \frac{1}{2}C_{p2}(Z_{02} + Z_{O22})^2$$
$$+ \frac{1}{2}C_{стаб1}(Z_{11} - Z_{O12})^2 + \frac{1}{2}C_{стаб2}(Z_{21} - Z_{O22})^2 + G_a Z_C, \quad (3.3.8)$$

где C_{pi} - жесткость рессоры i-й оси, $C_{pi} = \partial U / \partial Z_i$;

$Z_{01} = \dfrac{G_a \cdot l_5^0}{2(l_5^0 + l_4^0)\cdot C_{p1}}$ и $Z_{02} = \dfrac{G_a \cdot l_3^0}{2(l_5^0 + l_4^0)\cdot C_{p2}}$ - соответственно деформация шин передней и задней оси под действием статической нагрузки;

$C_{стабi}$ – жесткость стабилизатора поперечного крена i-й оси, $C_{стаб\,i} = \dfrac{\partial U}{\partial(Z_{i1} - Z_{i2})}$.

С учетом табл. 3.1 и табл. 3.2 имеем:

$$U = \frac{1}{2}C_{p1}\left[Z_{01} - (a_s + \varphi_s b_s + l_s)\varphi + \alpha\cdot a_s\cdot\gamma_{sp} + (l_4^0 + \gamma_s^0 a_s)\alpha + (Z_C - b_s + \varphi_s a_s + \varphi_s l_s)\right]^2 +$$
$$+ \frac{1}{2}C_{p1}\left[Z_{01} + (a_s + \varphi_s b_s + l_s)\varphi - \alpha\cdot a_s\cdot\gamma_{sp} + (l_4^0 - \gamma_s^0 a_s)\alpha + (Z_C - b_s - \varphi_s(a_s + l_s)\right]^2 +$$
$$+ \frac{1}{2}C_{p2}\left[Z_{02} + Z_C - l_6^0 - \alpha\cdot l_5^0 - \varphi\cdot l_2^0\right]^2 + \frac{1}{2}C_{p2}\left[Z_{02} + Z_C - l_6^0 - \alpha\cdot l_5^0 + \varphi\cdot l_2^0\right]^2 +$$
$$+ C_{стаб1}\left[-(a_s + \varphi_s b_s + l_s)\varphi + \alpha\cdot a_s\cdot\gamma_{sp} + \varphi_s(a_s + l_s) + \gamma_s^0 a_s\alpha\right]^2 - C_{стаб2}\left[\varphi\cdot l_2^0\right]^2.$$

После преобразований получаем:

$$
\begin{aligned}
U = {} & C_{p1}\left[Z_C{}^2 + (K_1 + K_2)\cdot Z_C + (K_1{}^2 + K_2{}^2)/2 + 2\varphi_s(a_s + l_s)((a_s + \varphi_s b_s + l_s)\cdot\varphi + \alpha\cdot\gamma_{sp}) + \right. \\
& + (a_s + \varphi_s b_s + l_s)^2\cdot\varphi^2 + 2\cdot l_4^0\cdot(Z_C + 0{,}5(K_1 + K_2))\cdot\alpha + \left(a_s{}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2 + (l_4^0)^2\right)\cdot\alpha^2\Big] + \\
& + C_{p2}\left[Z_C{}^2 + 2K_3 Z_C + K_3{}^2 - 2\cdot(Z_C + K_3)\cdot l_5^0\cdot\alpha + (l_5^0\cdot\alpha)^2 + (l_2^0\cdot\varphi)^2\right] + \\
& + C_{стаб1}\left[\varphi_s{}^2(a_s + l_s)^2 + 2\varphi_s(a_s + l_s)(a_s\cdot\gamma_{sp}\cdot\alpha - (a_s + \varphi_s b_s + l_s)\cdot\varphi) + \right. \\
& \left. + (a_s + \varphi_s b_s + l_s)^2\cdot\varphi^2 + a_s{}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2\cdot\alpha^2\right] + C_{стаб2}\cdot(l_2^0\cdot\varphi)^2,
\end{aligned}
\tag{3.3.9}
$$

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 [59]:

$$
\Phi = \frac{1}{2}\left[r_{p1}\cdot\dot{Z}_{11}{}^2 + r_{p1}\cdot\dot{Z}_{12}{}^2 + r_{p2}\cdot\dot{Z}_{21}{}^2 + r_{p2}\cdot\dot{Z}_{22}{}^2\right], \tag{3.3.10}
$$

где r_p – коэффициент сопротивления амортизатора, $r_p = \dfrac{\partial F}{\partial\dot{Z}}$.

$$
\begin{aligned}
\Phi = {} & \frac{1}{2}r_{p1}\left[-(a_s + \varphi_s b_s + l_s)\dot{\varphi} + \alpha\cdot a_s\cdot\dot{\gamma}_{sp} + (a_s\gamma_{sp} + l_4^0 + \gamma_s^0 a_s)\dot{\alpha} + \dot{Z}_C\right]^2 + \\
& + \frac{1}{2}r_{p1}\left[(a_s + \varphi_s b_s + l_s)\dot{\varphi} - \alpha\cdot a_s\cdot\dot{\gamma}_{sp} + (-a_s\gamma_{sp} + l_4^0 - \gamma_s^0 a_s)\dot{\alpha} + \dot{Z}_C\right]^2 + \\
& + \frac{1}{2}r_{p2}\left[\dot{Z}_C - \dot{\alpha}\cdot l_5^0 - \dot{\varphi}\cdot l_2^0\right]^2 + \frac{1}{2}r_{p2}\left[\dot{Z}_C - \dot{\alpha}\cdot l_5^0 + \dot{\varphi}\cdot l_2^0\right]^2.
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
\Phi = {} & r_{p1}\left[\dot{Z}_C{}^2 + 2\dot{Z}_C(l_4^0\dot{\alpha} - a_s\alpha\dot{\gamma}_{sp}) + (a_s\cdot\alpha\cdot\dot{\gamma}_{sp})^2 - 2a_s(a_s + \varphi_s b_s + l_s)(\dot{\gamma}_{sp}\alpha + \dot{\alpha})\dot{\varphi} + \right. \\
& \left. + (a_s + \varphi_s b_s + l_s)^2\dot{\varphi}^2 + ((l_4^0)^2 + a_s{}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2)\cdot\dot{\alpha}^2\right] + r_{p2}\left[\dot{Z}_C{}^2 - 2l_5^0\dot{Z}_C\dot{\alpha} + (l_2^0\dot{\varphi})^2 + (l_5^0\dot{\alpha})^2\right].
\end{aligned}
\tag{3.3.11}
$$

3.4 Определение уравнений движения автомобиля

Запишем основное уравнение Даламбера – Лагранжа [117]:

$$\sum_{j=1}^{n}(Lq_j - Q_j)\delta q_j + \sum_{i=1}^{m}(L_{\eta i}\delta\eta_i + L_{\eta 1i}\delta\eta_{1i} + L_{\psi i}\delta\psi_i) = 0, \qquad (3.4.1)$$

где n – число обобщенных координат, m – число колес, η_1 – угол скручивания шины при повороте обода колеса вокруг вертикальной оси.

В выражении (3.4.1) не все вариации обобщенных координат являются независимыми, поэтому основное уравнение динамики запишем в виде, когда все вариации независимы:

$$\sum_{j=1}^{n}\left[\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} - Q_j - \sum_{i=1}^{m}\left(\frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_i}\frac{\partial y_i}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_{1i}}\frac{\partial \eta_{1i}}{\partial q_j} - \frac{\partial \Pi_k}{\partial \psi_i}\frac{\partial \psi_i}{\partial q_j}\right)\right]\delta q_j = 0. \qquad (3.4.2)$$

где $\Pi_к$- потенциальная энергия поперечной деформация шины колес, для i-го колеса j-й оси

$$\Pi_{кij}(\eta_{0ij}, \eta_{1ij}, \psi_{ij}) = \frac{1}{2}\left(C_{jy}\eta_{0ij}^2 - 2\nu_j^{"}N_{ij}\eta_{0ij}\psi_{ij} + \rho_j^{"}N_{ij}\psi_{ij}^2 + C_{j\varphi}\eta_{1ij}^2\right), (i, j = 1,2).$$

Вычислим L_x, L_y, L_z, L_α, L_φ $L_{\gamma sp}$, $L_{\gamma s11}$, $L_{\gamma s12}$, $L_{\gamma s21}$, $L_{\gamma s22}$, $L_{\omega z}$, $L_{\varphi\omega}$ [117].

$$\left.\begin{aligned}
L_x &= \frac{Ga}{g}\ddot{X}_C \\
L_y &= \frac{Ga}{g}\ddot{Y}_C \\
L_z &= \frac{Ga}{g}\ddot{Z}_C - 2\cdot(C_{p1} + C_{p2})\cdot Z_C - (K_1 + K_2)C_{p1} - 2K_3C_{p2} \\
L_\alpha &= \ddot{\alpha}\cdot\left[I_{YY} + I_{ZZ}\varphi^2 + 2I_{11}(\varphi^2 - \gamma_{sp}{}^2) + 2I_{21} + 2I_{12}\varphi^2 + 2I_{22}\right] + \\
&+ 2\dot{\alpha}\cdot\left[(I_{ZZ} + 2I_{12})\varphi\dot{\varphi} - 2I_{11}\gamma_{sp}\dot{\gamma}_{sp}\right] - 2\alpha\cdot\left[-I_{11}\dot{\gamma}_{sp}{}^2 + \dot{\varphi}^2(I_{11} + I_{12}) + C_{p1}(l_4^0)^2 + \right. \\
&+ a_s{}^2(\gamma_{sp} + \gamma_s^0)^2\left(C_{p1} + C_{стаб1}\right) + \left. C_{p2}\cdot(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} + \frac{I_\partial U_k^2 U_0^2}{2})\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 + I_{ZZ}(\dot{\omega}_Z\varphi + \omega_Z\dot{\varphi}) = \\
L_\varphi &= \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}\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) + \right. \\
&+ \left. 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}) + I_{ZZ}\dot{\alpha}\omega_Z \\
L_{\gamma sp} &= 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}\right] + \frac{I_{21}}{2}\left[(\ddot{\gamma}_{s11} + \ddot{\gamma}_{s12})(\varphi + \beta_s) + \right. \\
&+ \left. \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\gamma_{sp}\left[I_{11}\dot{\alpha}^2 + a_s{}^2\alpha^2(C_{p1} + C_{стаб1})\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
\end{aligned}\right\} \qquad (3.4.3)$$

$$
\left.
\begin{aligned}
&L_{\omega z} = I_{ZZ}\dot{\omega}_Z + I_{ZZ}(\ddot{\alpha}\varphi + \dot{\alpha}\dot{\varphi})\\
&L\gamma_{s11} = -M_{11}^{\Phi Y}\\
&L\gamma_{s12} = -M_{12}^{\Phi Y}\\
&L\gamma_{s21} = I_{22}(\ddot{\gamma}_{s21} - \ddot{\alpha})\\
&L\gamma_{s22} = I_{22}(\ddot{\gamma}_{s22} - \ddot{\alpha})\\
&L\varphi_{\partial} = (I_{\partial} + I_{mp})\ddot{\varphi}_{\partial}\,.
\end{aligned}
\right\} \qquad (3.4.4)
$$

Определим обобщенные силы по координатам X_C, Y_C, Z_C, α, φ, γ_{sp}, γ_{s11}, γ_{s12}, γ_{s21}, γ_{s22}, χ, φ_{∂}. (рис. 3.7).

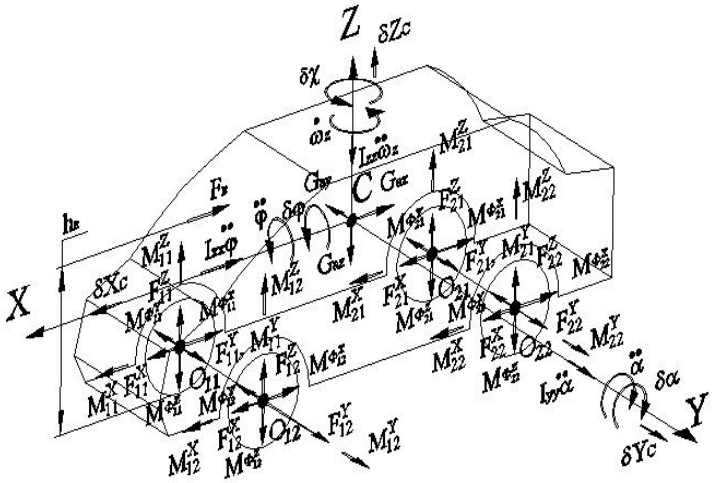


Рис. 3.7.-Внешние силы, действующие на автомобиль

$$
\left.
\begin{aligned}
&Q_x = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{X} - F_{в} - G_a\cos\gamma_1 - F_{mp}\\
&Q_y = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{Y} - G_a\cos\gamma_2\\
&Q_Z = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{Z} + 2\dot{Z}_C(r_{p1}+r_{p2}) + 2r_{p1}(l_4^0\dot{\alpha} - a_s\alpha\cdot\gamma_{sp}) - 2r_{p2}l_5^0\cdot\dot{\alpha} - G_a\cos\gamma_3\\
&Q_\alpha = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{X}\frac{\partial X_{Oij}}{\partial\alpha} + \frac{\partial\Phi}{\partial\dot{\alpha}} + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^{X}\frac{\partial\psi_{ij}}{\partial\alpha} + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^{Y}\frac{\partial(\omega_{ij}+\theta_{ij}\sin\psi_{ij})}{\partial\alpha} +\\
&\quad + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^{Z}\frac{\partial(\theta_{ij}\cos\psi_{ij})}{\partial\alpha}\\
&Q_\varphi = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{Y}\frac{\partial Y_{Oij}}{\partial\varphi} + \frac{\partial\Phi}{\partial\dot{\varphi}} + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^{X}\frac{\partial\psi_{ij}}{\partial\varphi} + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^{Y}\frac{\partial(\omega_{ij}+\theta_{ij}\sin\psi_{ij})}{\partial\varphi} +\\
&\quad + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} M_{ij}^{Z}\frac{\partial(\theta_{ij}\cos\psi_{ij})}{\partial\varphi}\\
&Q\gamma_{sp} = \sum_{j=1}^{2} F_{1j}^{X}\frac{\partial Xo_{1j}}{\partial\gamma_{sp}} + \sum_{j=1}^{2} F_{1j}^{Y}\frac{\partial Yo_{1j}}{\partial\gamma_{sp}} + \sum_{j=1}^{2} F_{1j}^{Z}\frac{\partial Zo_{1j}}{\partial\gamma_{sp}} + \frac{\partial\Phi}{\partial\dot{\gamma}_{sp}} + \sum_{j=1}^{2} M_{1j}^{X}\frac{\partial\psi_{1j}}{\partial\gamma_{sp}} +\\
&\quad + \sum_{j=1}^{2} M_{1j}^{Y}\frac{\partial(\omega_{1j}+\theta_{1j}\sin\psi_{1j})}{\partial\gamma_{sp}} + \sum_{j=1}^{2} M_{1j}^{Z}\frac{\partial(\theta_{1j}\cos\psi_{1j})}{\partial\gamma_{sp}} + c_{\gamma sp}\gamma_{sp}\\
&Q_{\omega z} = \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}\\
&Q\gamma_{s11} = M_{11}^{Y}\frac{\partial(\omega_{11}+\theta_{11}\sin\psi_{11})}{\partial\gamma_{s11}}\\
&Q\gamma_{s12} = M_{12}^{Y}\frac{\partial(\omega_{12}+\theta_{12}\sin\psi_{12})}{\partial\gamma_{s12}}\\
&Q\gamma_{s21} = M_{21}^{Y}\frac{\partial(\omega_{21}+\theta_{21}\sin\psi_{21})}{\partial\gamma_{s21}}\\
&Q\gamma_{s22} = M_{22}^{Y}\frac{\partial(\omega_{22}+\theta_{22}\sin\psi_{22})}{\partial\gamma_{s22}}\,.\\
&Q\varphi_{\partial} = M_{\partial} - c_{mp}\varphi_{mp}\,,
\end{aligned}
\right\} \qquad (3.4.5)
$$

где $F_в$ – сила сопротивления воздуха; F_{mp} – сила трения в трансмиссии; M_∂ – крутящий момент двигателя, c_{mp} - жесткость трансмиссии.

Преобразуем выражения (3.4.2) с учетом табл. 3.1, табл. 3.2 .

$$
\begin{aligned}
&Q_x = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{X} - F_{в} - G_a \cos\gamma_1 \\
&Q_y = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{Y} - G_a \cos\gamma_2 \\
&Q_Z = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{Z} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{Z}_C} - G_a \cos\gamma_3 \\
&Q_\alpha = 2\dot{\alpha}\cdot\left[r_{p1}\cdot\left((l_4^0)^2 + {a_s}^2(\gamma_{sp}+\gamma_s^0)^2\right) + 2r_{p2}\cdot l_5^0\right] + 2\dot{\varphi}\cdot r_{p1}a_s(a_s+\varphi_s b_s + l_s) \\
&\quad + 2\dot{Z}_C\cdot(r_{p1}l_4^0 + r_{p2}l_5^0) + \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] + \\
&\quad + \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 \\
&Q_\varphi = 2\dot{\varphi}\cdot\left[r_{p1}(a_s+\varphi_s b_s + l_s)^2 + r_{p2}(l_2^0)^2\right] - 2r_{p1}a_s(a_s+\varphi_s b_s + l_s)(\dot{\gamma}_{sp}\alpha + \dot{\alpha}) + \\
&+ (-\varphi_s(a_s+l_s)+b_s)\cdot\sum_{j=1}^{2} F_{1j}^2 - l_6^0\cdot\sum_{j=1}^{2} F_{2j}^2 + \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 \\
&Q\gamma_{sp} = 2(a_s\alpha)^2 r_{p1}\cdot\dot{\gamma}_{sp} + 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 + \\
&\quad + (F_{11}^Y - F_{12}^Y)\gamma_s^0 a_s + (F_{11}^Z - F_{12}^Z)\cdot\alpha\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 + c_{\gamma sp}\gamma_{sp} \\
&Q_{\omega z} = \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\ ; \\
&Q\gamma_{s11} = M_{11}^Y; \\
&Q\gamma_{s12} = M_{12}^Y; \\
&Q\gamma_{s21} = M_{21}^Y; \\
&Q\gamma_{s22} = M_{22}^Y; \\
&Q\varphi_{\partial} = M_{\partial} - c_{mp}\varphi_{mp}\ .
\end{aligned}
\qquad (3.4.6)
$$

С учетом табл. 3.1 – 3.2 определяем кинематические неголономные связи [117]

$$
\begin{aligned}
&\dot{X}_{11} - r_{11}^*\dot{\omega}_{11} + \dot{\xi}_{011} + \lambda_{11}^0\dot{X}_{11}\xi_{011} - \lambda_{21}^0\dot{X}_{11}(Z_{11} - Z_{11}^*) = 0 \\
&\dot{Y}_{11} - \theta_{11}\dot{X}_{11} + \dot{\eta}_{011} + \chi_{11}^0\dot{X}_{11}\cdot\eta_{011} + \chi_{21}^0\dot{X}_{11}\psi_{11} = 0 \\
&\dot{X}_{12} - r_{12}^*\dot{\omega}_{12} + \dot{\xi}_{012} + \lambda_{11}^0\dot{X}_{12}\xi_{012} - \lambda_{21}^0\dot{X}_{12}(Z_{12} - Z_{12}^*) = 0 \\
&\dot{Y}_{12} - \theta_{12}\dot{X}_{12} + \dot{\eta}_{012} + \chi_{11}^0\dot{X}_{12}\cdot\eta_{012} + \chi_{21}^0\dot{X}_{12}\psi_{12} = 0 \\
&\dot{X}_{21} - r_{21}^*\dot{\omega}_{21} + \dot{\xi}_{021} + \lambda_{12}^0\dot{X}_{21}\xi_{021} - \lambda_{22}^0\dot{X}_{21}(Z_{21} - Z_{21}^*) = 0 \\
&\dot{Y}_{21} - \theta_{21}\dot{X}_{21} + \dot{\eta}_{021} + \chi_{12}^0\dot{X}_{21}\cdot\eta_{021} + \chi_{22}^0\dot{X}_{21}\psi_{21} = 0 \\
&\dot{X}_{22} - r_{22}^*\dot{\omega}_{22} + \dot{\xi}_{022} + \lambda_{12}^0\dot{X}_{22}\xi_{022} - \lambda_{22}^0\dot{X}_{22}(Z_{22} - Z_{22}^*) = 0 \\
&\dot{Y}_{22} - \theta_{22}\dot{X}_{22} + \dot{\eta}_{022} + \chi_{12}^0\dot{X}_{22}\cdot\eta_{022} + \chi_{22}^0\dot{X}_{22}\psi_{22} = 0\ .
\end{aligned}
\qquad (3.4.7)
$$

Принимая $L_x = Q_x$, $L_y = Q_y$, $L_z = Q_z$, $L_\varphi = Q_\varphi$, $L_\alpha = Q_\alpha$, $L_{\gamma sp} = Q_{\gamma sp}$, $L_{\gamma s11} = Q_{\gamma s11}$, $L_{\gamma s12} = Q_{\gamma s12}$, $L_{\gamma s21} = Q_{\gamma s21}$, $L_{\gamma s22} = Q_{\gamma s22}$, $L_{\omega z} = Q_{\omega z}$, $L_{\varphi \partial} = Q_{\varphi \partial}$ из (3.4.3), (3.4.6) получаем уравнения движения автомобиля (3.4.8)

$$
\begin{cases}
\frac{Ga}{g}\ddot{X}_C = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2} F_{ij}^{X} - F_{в} - F_{тр} - 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 (3.4.8)
$$

$$\left.\begin{aligned}
\ddot{\gamma}_{s11} &= (M_{11}^{Y} + \gamma_s^0 I_{21}\cdot\ddot{\varphi} - \ddot{\alpha}\cdot I_{21} - \beta_s I_{21}\ddot{\gamma}_{sp})/I_{21}\\
\ddot{\gamma}_{s12} &= (M_{12}^{Y} - \gamma_s^0 I_{21}\ddot{\varphi} - \ddot{\alpha}\cdot I_{21} + \beta_s I_{21}\ddot{\gamma}_{sp})/I_{21}\\
\ddot{\gamma}_{s21} &= (M_{21}^{Y} + \ddot{\alpha}\cdot I_{22})/I_{22}\\
\ddot{\gamma}_{s22} &= (M_{22}^{Y} + \ddot{\alpha}\cdot I_{22})/I_{22}\,.
\end{aligned}\right\} \qquad (3.4.9)$$

Уравнения связей (3.4.7) и уравнения (3.4.9) образуют искомые уравнения движения автомобиля.

3.5 Выбор комплексных показателей для оптимизации тягово-скоростных свойств и топливной экономичности

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

$$V_{магхолм} = \sum_{i=1}^{s} p_i V_{\max i}\,, \qquad (3.5.1)$$

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.

$$d = T_p(1-V_{ср}/V_к) = T_p(1-S_p/(T_pV_к)), \qquad (3.5.2)$$

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

$$\eta_{эф} = \sqrt[3]{\eta_{эфгор}\cdot\eta_{эфмаг}\cdot\eta_{эфевр}}\,, \qquad (3.5.3)$$

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

$$\eta_{эф_i} = \frac{Cm_г V_{cpi}^2}{\rho_m Q_{si}}, \quad (3.5.4)$$

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.

$$Q_{sp} = 100 \cdot Q/S_p, \quad (3.5.5)$$

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

$$Q_{s\Sigma} = K_1 \cdot Q_{sмаг\text{-}холм} + K_2 \cdot Qs_{V1} + K_3 \cdot Qs_{V2}, \quad (3.5.6)$$

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:

$$i_{max} \geq [i_{max}], \qquad (3.5.7)$$

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

$$F_k \leq F_{k\varphi}, \text{ т.е. } \frac{M_д(\omega_e, \alpha_н) \cdot U_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_k} \leq (\varphi_x + f) \cdot K_\varphi \cdot G_a \cdot m_R + \frac{\sum_{i=1}^{m} I_k}{r_k^2} \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Откуда:

$$(U_{k1} \cdot U_0) \leq \frac{\left((\varphi_x + f) \cdot K_\varphi \cdot G_a \cdot m_R \cdot r_k + \frac{dV}{r_k \cdot dt} \cdot \sum_{i=1}^{m} I_k \right)}{M_д(\omega_e, \alpha_н) \cdot \eta_{тр}}. \qquad (3.5.8)$$

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 (3.2.23) с заменой D_{max} на D_V – максимальный динамический фактор на высшей передаче. А условие преодоление основного подъема будет аналогично (3.5.7): $i_{осн} \geq 5\%$.

3.6 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке показателей скоростных свойств на магистрально-холмистой дороге

Сложность автомобиля как объекта исследования, наличие не только линейных, но и сложных взаимодействий между факторами обуславливают нелинейное влияние конструктивных факторов на выходные параметры системы. Вследствие этого, эффекты взаимодействий и квадратичные эффекты факторов могут быть не только значимы, но даже и определяющими. Поэтому 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 качестве которого выбран центральный композиционный

ортогональный план (ЦКОП) второго порядка, построенный на основе двухуровнего пятифакторного полного факторного эксперимента с числом опытов N_2= 43, определяющихся по формуле:

$$N_2 = N_{2ц} + n_0 + 2k\,, \qquad (3.6.1).$$

где $N_{2ц} = 2^k$ – число опытов ядра плана; k – число факторов (k=5); n_0 – число опытов в центре плана; $2k$ – число «звездных» точек, добавленные на расстоянии «звездного» плеча $\alpha_{зв}$ от центра плана, где

$$\alpha_{зв}^2 = 0{,}5 \cdot \left(\sqrt{N_{2ц}(N_{2ц} + 2k + n_0)} - N_{2ц} \right). \qquad (3.6.2)$$

Математическое уравнение модели (уравнение регрессии) второго порядка в этом случае имеет вид:

$$\begin{aligned} y = {} & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{15}x_1x_5 + b_{23}x_2x_3 + \\ & + b_{24}x_2x_4 + b_{25}x_2x_5 + b_{34}x_3x_4 + b_{35}x_3x_5 + b_{45}x_4x_5 + b_{123}x_1x_2x_3 + b_{124}x_1x_2x_4 + b_{125}x_1x_2x_5 + \\ & + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{135}x_1x_3x_5 + b_{145}x_1x_4x_5 + b_{234}x_2x_3x_4 + b_{235}x_2x_3x_5 + b_{245}x_2x_4x_5 + b_{345}x_3x_4x_5 + \\ & + b_{1234}x_1x_2x_3x_4 + b_{1235}x_1x_2x_3x_5 + b_{1245}x_1x_2x_4x_5 + b_{1345}x_1x_3x_4x_5 + b_{2345}x_2x_3x_4x_5 + \\ & + b_{12345}x_1x_2x_3x_4x_5 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 + b_{55}x_5^2 \quad , \end{aligned} \qquad (3.6.3)$$

где y – комплексный показатель оптимизации или выбросов отработавших газов; x_1 – соответствует передаточному числу коробки U_{k1}; $x_2 - U_{k2}$; $x_3 - U_{k3}$; $x_4 - U_0$; $x_5 - U_{k5}$.

В (3.6.3) и последующих приводимых в работе уравнениях регрессии (коэффициентах регрессии) в качестве x_j используются передаточные числа в натуральных значениях.

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

Коэффициенты регрессии определялись в выражениями:

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{ij}}{\sum_{j=1}^{N} x_{ij}^2};\ b_{lm} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{jl} x_{jm}}{\sum_{j=1}^{N} (x_{jl} x_{jm})^2} \quad (l \neq m);\ b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x'_{ii}}{\sum_{j=1}^{N} (x'_{ii})^2};\ b_0 = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j - \sum_{i=1}^{k} a_{ii}\bar{x}_i^2, \quad (3.6.4)$$

где $x'_i = x_i^2 - \bar{x}_i^2$ – нормализованный фактор, характеризующей влияние квадратичного члена модели; $\bar{x}_i^2$ - среднее значение.

Таким образом, на основании данных зависимостей были получены уравнения регрессии для всех комплексных показателей, указных в п.3.5 данного раздела НИР.

На основе полученных коэффициентов регрессии и с учетом значимости факторов, уравнение регрессии для наибольшей скорости на магистрально-холмистой дороге, например, для автомобиля ГАЗель с двигателем ЗМЗ-40522, выглядит следующим образом:

$$V_{магхол} = -230{,}9 + 132{,}1 \cdot U_{k3} + 37{,}27 \cdot U_0 + 464{,}1 \cdot U_{k5} + 17{,}6 \cdot U_{k3}U_0 + 1{,}77 \cdot U_{k3}U_{k5} - \\ - 17{,}42 \cdot U_0 U_{k5} - 0{,}32 \cdot U_{k3}U_0 U_{k5} - 80{,}57 \cdot U_{k3}^2 - 5{,}14 \cdot U_0^2 - 233{,}8 \cdot U_{k5}^2 . \quad (3.6.5)$$

У автомобиля с двигателями ЗМЗ-40522 знаки при всех линейных эффектах положительные (коэффициенты b_3, b_4, b_5). При увеличении соответствующих значений передаточных чисел коробки и главной передачи от минимального значения в выбранном диапазоне, наибольшая скорость сначала будет увеличиваться, но поскольку все квадратичные эффекты (коэффициенты b_{33}, b_{44}, b_{55}) имеет отрицательный знак, то это возрастание будет замедляться, что приведет к явно выраженному экстремуму, после которого она будет резко снижаться.

Такое изменение наибольшей скорости связано с изменением максимальной скорости автомобиля, определяемой точкой пересечения кривой подводимой мощности к колесам автомобиля на одной из высших передач и суммарной мощностью сопротивления дороги и воздуха.

Положительный знак перед коэффициентом b_{34} у автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522 свидетельствует о том, что при одновременном увеличении передаточных чисел третьей

передачи коробки и главной передачи может произойти увеличение скорости. Незначительное увеличение скорости с этими же двигателями может наблюдаться и при одновременном изменении передаточного числа третьей передачи и пятой передачи (коэффициент b_{35}), но одновременное увеличение передаточного числа главной передачи и пятой или всех трех передаточных чисел, будет приводить к снижению скорости (коэффициенты b_{35}, b_{35}).

Одновременное увеличение передаточного числа пятой передачи и главной для автомобиля со всеми двигателями будет приводить к снижению скорости, т.к. коэффициент b_{45} имеет отрицательный знак.

3.7 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке динамики разгона автомобиля

В соответствии с формулой показатель разгона определяется T_p – временем разгона до заданной конечной скорости $V_к$ автомобиля; S_p – путем разгона автомобиля; $V_{ср}$ – средней скоростью при разгоне.

В качестве конечной скорости в данной работе выбрана скорость V=100км/ч, поэтому для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-40522 показатель разгона будет зависеть от передаточных чисел первой, второй и третьей передач коробки и главной передачи.

Уравнение регрессии, показывающее связь передаточных чисел трансмиссии с показателем разгона, например, для автомобиля ГАЗель с двигателем ЗМЗ-40522, выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} d = {} & 13{,}36 - 2{,}84 \cdot U_{k1} + 14{,}76 \cdot U_{k2} - 5{,}27 \cdot U_{k3} + 2{,}17 \cdot U_0 - 1{,}59 \cdot U_{k1}U_{k2} - 0{,}26 \cdot U_{k1}U_0 - \\ & - 10{,}43 \cdot U_{k2}U_{k3} - 3{,}18 \cdot U_{k2}U_0 - 2{,}48 \cdot U_{k3}U_0 - 0{,}233 \cdot U_{k1}U_{k2}U_0 - 1{,}395 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 + \\ & + 0{,}613 \cdot U_{k1}^2 + 1{,}853 \cdot U_{k2}^2 + 8{,}9 \cdot U_{k3}^2 + 0{,}29 \cdot U_0^2 . \end{aligned} \qquad (3.7.1)$$

Как следует из уравнения (3.7.1), увеличение передаточного числа второй передачи у автомобиля со всеми двигателями приводит к возрастающему значению данного показателя, т.е. к ухудшению разгона, поскольку как линейные, так и квадратичные эффекты (b_2 и b_{22}) имеют положительный знак. Следовательно, для улучшения разгона передаточное число второй передачи нужно уменьшать.

Объяснить это достаточно просто. С увеличением передаточного числа второй передачи, скорость на ней (при одних и тех же оборотах двигателя) уменьшается, поэтому доля ее использования в разгоне становиться меньше, а третьей передачи соответственно больше. Но, ускорение разгона автомобиля на третьей передачи меньше, чем на второй, поэтому и происходит увеличение времени и пути разгона до скорости 100 км/ч.

Характер влияния передаточных чисел первой и третьей передач для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522 одинаковый (коэффициенты b_1, b_3, b_{11} и b_{33}), но, судя по b_{13}, их одновременное увеличение может привести к небольшому ухудшению разгона.

Значительное влияние на разгон автомобиля с каждым рассматриваемым двигателем оказывает соотношение второй и третьей передач (коэффициент b_{23}). Учитывая также b_2 и b_{22} можно предположить, что при снижении передаточного числа второй передачи и увеличении передаточного числа третьей разгон автомобиля улучшиться. Следовательно, для улучшения разгона, передаточные числа второй и третьей передач нужно немного сблизить. Для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522 также некоторое улучшение может быть от одновременного увеличения передаточных чисел первой и третьей передач и уменьшения передаточного числа второй передачи (коэффициент b_{123}).

От увеличения передаточного числа главной передачи и любого передаточного числа коробки следует ожидать улучшения разгона, поскольку все парные эффекты взаимодействия между ними имеет отрицательный знак (коэффициенты b_{14} , b_{24}, b_{34}).

3.8 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке установившегося движения машины

Для автомобиля ГАЗель с двигателем ЗМЗ-40522 можно записать:

$$Q_{s\Sigma} = 10{,}89 + 9{,}78 \cdot U_{k3} - 2{,}8 \cdot U_0 + 5{,}91 \cdot U_{k5} + 1{,}5 \cdot U_{k3} U_0 + 0{,}6 \cdot U_{k3} U_{k5} + \\ + 2{,}76 \cdot U_0 U_{k5} - 0{,}11 \cdot U_{k3} U_0 U_{k5} - 6{,}34 \cdot U_{k3}^2 - 0{,}08 \cdot U_0^2 - 8{,}57 \cdot U_{k5}^2 . \qquad (3.8.1)$$

Судя по коэффициентам b_4 и b_{44}, от передаточного числа главной передачи в рассматриваемом диапазоне его изменения данный показатель будет зависеть практически линейно.

В уравнениях $Q_{s\Sigma}$ значительную роль играют парные взаимодействия. Коэффициент b_4 имеет отрицательный знак, но коэффициенты b_{34}, b_{45} – положительный, причем их суммарное значение больше, чем коэффициент b_4. Поэтому при уменьшении передаточного числа главной передачи, суммарный расход топлива автомобиля будет снижать.

Такую закономерность можно объяснить следующим образом. Зависимости составляющих суммарного расхода топлива: расхода топлива при 90 км/ч и 120 км/ч для автомобилей «ГАЗель» со всеми рассматриваемыми двигателями имеет однотипный характер – параболический, уменьшающийся с уменьшением передаточного числа главной передачи. Для третьей составляющей – расход топлива на магистрально-холмистой дороге – на подъемах нагрузка на двигатель всегда одинаковая ($\alpha_и$=100%), а скорость на одном и том же уклоне с увеличением передаточного числа главной передачи увеличивается. Поэтому, с увеличением передаточного числа главной передачи обороты двигателя возрастают,

вследствие чего увеличивается часовой расход топлива двигателя $G_t(\omega, \alpha_н)$ и, соответственно, расход топлива автомобиля. На спусках скорость движения ограничивается, поэтому с увеличением U_0 обороты двигателя возрастают, а нагрузка остается прежней, что приводит к увеличению часового расхода топлива двигателя $G_t(\omega, \alpha_н)$ и расхода топлива автомобиля на данном уклоне. Поэтому, на магистрально-холмистой дороге характер изменения расхода топлива тоже близок параболическому (уменьшается с уменьшением U_0).

Влияние передаточных чисел коробки U_{k3} и U_{k5} зависит от соотношения их с передаточным числом главной передачи. При увеличении передаточного числа третьей передачи и одновременным снижением передаточного числа главной передачи расход топлива будет снижаться, т.к. влияние коэффициента b_{33} квадратичного эффекта будет больше, чем линейного от коэффициента b_3 и парных взаимодействии b_{35}, b_{34}. При значительном увеличении U_0 эффекты от b_3, b_{35}, b_{34} становятся практически одинаковыми, в результате чего расход топлива с изменением U_{k3} будет изменять незначительно, но по параболе с вершиной близкой к центру диапазона изменения передаточного числа и ветвями направленными вниз (на границах расход уменьшается и становится практически одинаковый).

3.9 Определение уравнений и коэффициентов регрессии при оценке расхода топлива при разгоне

Уравнение регрессии расхода топлива при разгоне от передаточных чисел трансмиссии автомобиля ГАЗель с двигателем ЗМЗ-40522 с учетом значимости коэффициентов запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{sp} = & -239{,}6 + 6{,}03 \cdot U_{k1} - 56{,}72 \cdot U_{k2} + 425{,}63 \cdot U_{k3} + 23{,}68 \cdot U_0 - 4{,}05 \cdot U_{k1}U_{k2} - \\ & - 13{,}94 \cdot U_{k1}U_{k3} - 1{,}98 \cdot U_{k1}U_0 + 17{,}27 \cdot U_{k2}U_{k3} + 7{,}65 \cdot U_{k2}U_0 - 10{,}56 \cdot U_{k3}U_0 + \\ & + 5{,}74 \cdot U_{k1}U_{k2}U_0 + 0{,}92 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 + 2{,}56 \cdot U_{k1}U_{k3}U_0 - 1{,}49 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 - \\ & - 1{,}05 \cdot U_{k1}U_{k2}U_{k3}U_0 + 0{,}35 \cdot U_{k1}^2 - 0{,}6 \cdot U_{k2}^2 - 140{,}7 \cdot U_{k3}^2 - 2{,}25 \cdot U_0^2 . \end{aligned} \quad (3.9.1)$$

Уменьшение расхода топлива при разгоне возможно за счет снижения передаточного числа главной передачи и третьей (коэффициенты b_4, b_{44}, b_3, b_{33}). Также снижение расхода топлива для автомобиля с этими двигателями можно достичь за счет повышения передаточного числа второй передачи, поскольку коэффициенты b_2, b_{22} имеют отрицательный знак. При одновременном уменьшении передаточного числа второй передачи и третьей или главной (коэффициенты b_{23}, b_{24}), расход топлива уменьшиться. Изменение только передаточного числа первой передачи оказывает на расход топлива при разгоне меньший эффект, чем изменение передаточных чисел других передач (коэффициенты b_1, b_{11}, а также коэффициенты при парных и тройных взаимодействиях меньше других). Однако,

при одновременном увеличении передаточного числа первой передачи и второй, или третьей или главной, возможно снижение расхода топлива, т.к. перечисленные парные взаимодействия имеют отрицательный знак. Судя по тройным взаимодействиям с коэффициентами b_{123}, b_{124}, b_{134}, уменьшения соответствующих передаточных чисел приведет к снижению расхода топлива, а с коэффициентом b_{234} – к увеличению. Следует отметить, что при одновременном увеличении передаточных чисел главной передачи и всех передач коробки, кроме пятой, может произойти небольшое снижение расхода топлива (коэффициент b_{1234}).

Характер изменения расхода топлива при разгоне от передаточного числа третьей передачи коробки – параболический с центром в середине диапазона изменения U_{k3} и ветвями направленными вниз (на границах расход уменьшается; на обеих границах он практически одинаковый), поскольку зависит от коэффициентов b_3, b_{23}, b_{24}, b_{34} с одной стороны (имеющих положительный знак) и коэффициентов b_{123}, b_{124}, b_{134}, b_{234}, b_{33} с другой стороны (имеющих отрицательный знак).

3.10 Анализ влияния передаточных чисел на коэффициент эффективности движения автомобиля в городских циклах

Зависимость коэффициента эффектности работы автомобиля в циклах с учетом значимости коэффициентов регрессии для автомобиля ГАЗель с двигателем ЗМЗ-40522:

$$\begin{aligned}\eta_{эф} = {} & 0{,}832 + 0{,}272 \cdot U_{k1} + 0{,}174 \cdot U_{k2} - 0{,}028 \cdot U_{k3} + 0{,}33 \cdot U_0 + 0{,}233 \cdot U_{k5} + \\ & + 0{,}009 \cdot U_{k1}U_{k2} - 0{,}009 \cdot U_{k1}U_{k3} - 0{,}024 \cdot U_{k1}U_0 - 0{,}017 \cdot U_{k1}U_{k5} - 0{,}049 \cdot U_{k2}U_{k3} - \\ & - 0{,}038 \cdot U_{k2}U_0 + 0{,}024 \cdot U_{k2}U_{k5} - 0{,}033 \cdot U_{k3}U_0 - 0{,}01 \cdot U_{k3}U_{k5} - 0{,}091 \cdot U_{k3}U_{k5} + \\ & + 0{,}005 \cdot U_{k1}U_{k5}U_0 + 0{,}008 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 - 0{,}018 \cdot U_{k2}U_{k3}U_{k5} - 0{,}018 \cdot U_{k1}^2 - \\ & - 0{,}012 \cdot U_{k2}^2 + 0{,}044 \cdot U_{k3}^2 - 0{,}016 \cdot U_0^2 - 0{,}040 \cdot U_{k5}^2 .\end{aligned} \qquad (3.10.1)$$

Для автомобиля ГАЗель установлено, что для увеличения значения коэффициента эффективности необходимо уменьшать передаточные числа всех передач и главной передачи, поскольку квадратичные эффекты всех факторов (коэффициент b_{11}, b_{22}, b_{44}, b_{55}), кроме третьей передачи, и почти все парные взаимодействия между ними (коэффициенты b_{13}, b_{14}, b_{15}, b_{23}, b_{24}, b_{14}, b_{34}, b_{35}, b_{45}) имеют отрицательный знак. Тройные взаимодействия показывают, что при одновременном увеличении сразу трех передач (коэффициенты b_{145} и b_{234}) могло бы произойти увеличение коэффициента эффективности. Но, значимость тройных взаимодействий гораздо меньше, чем двойных и квадратичных, поэтому, существенно изменения коэффициента эффективности за счет их не будет.

3.11 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 оценки эксплуатационных свойств автомобиля, определения уравнений движения автомобиля с учетом кинематических неголономных связей и получения коэффициентов регрессии зависимостей комплексных показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности от передаточных чисел трасмиссии.

Результаты исследований, методика расчета и выбора комплексных показателей тягово-скоростных свойств, 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 «Компьютерные технологии в науке и производстве», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

3.12 Обобщение и оценка результатов исследований

3.12.1 Проведен анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о методиках выбора передаточных чисел трансмиссии показавший**,** что в рассмотренных работах получен математический аппарат для качения колеса в общем случае движения. Но в них 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. Кроме этого, установлено, что в большинство работ по топливной экономичности считается базируется 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. 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. 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.

3.12.2 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.

- Для этого получены соотношения между системами координат: неподвижной, связанной с опорной поверхностью, совпадающей с плоскостью дороги, системой координат, движущейся поступательно, начало которой совпадает с центром масс автомобиля; системы координат жестко связанной с автомобилем, системы координат, связанной с плоскостью поворотной цапфы и системы координат, связанной с осью колеса.

- В качестве обобщенных координат приняты координаты центра масс подрессоренных частей, отсчитанное от положения центра тяжести кузова; угол продольного крена; угол поперечного крена, угол поворота кузова вокруг вертикальной оси, угол поворота управляемых колес, углы поворота колес автомобиля вокруг оси вращения, а также угол поворота коленчатого вала двигателя.

- Определены зависимости координат центра колеса, возможные перемещения центра колеса, углы поворота диска колеса, возможные повороты диска колеса, составляющие реакции в области контакта и моменты сил инерции колеса в системе координат связанной с осью колеса и в системе координат связной жестко с центром масс автомобиля.

- Определены кинематические неголономные связи, возникающие при качения колес по опорной поверхности.

- Определены аналитические выражения для коэффициентов продольного псевдоскольжения (крипа), связанные с радиусами качения колеса, жесткостью шины колеса и ее деформацией, позволяющие их определить с минимальным количеством экспериментальных данных.

- Определены кинематическая, потенциальная энергия системы и функция Релея, позволяющие на основе уравнения Даламбера-Лагранжа записать уравнения движения автомобиля.

3.12.3 Для оптимизации показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля «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, выбросы отработавших газов в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83.

3.12.4 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. Установлено, что для этих зависимостей необходимо использовать планы эксперимента второго порядка, т.к. линейные планы и планы с парным взаимодействием не являются адекватными.

3.12.5 На основе полученных регрессионных уравнений комплексных показателей установлено, что из всех передаточных чисел автомобиля «ГАЗель» наибольшее влияние на данные показатели оказывает передаточное число главной передачи, а также передаточные числа третьей и пятой передач коробки, выбору которой в литературе уделено недостаточное внимание.

4 Концепция создания автомобиля высокой проходимости для работы в сложных природно-климатических условиях

4.1 Анализ научно-технической литературы и конструкций вездеходных колесных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

В настоящее время рынок вездеходной техники во всем мире развит достаточно слабо и может быть охарактеризован следующим образом:

- основной объем производства вездеходов приходится на Российскую Федерацию, Республику Беларусь, Украину, Канаду и США;

- на рынке отсутствуют крупные игроки – производители серийной вездеходной техники; вместо этого существует ряд мелких и средних предприятий осуществляющих ограниченный выпуск вездеходных транспортных средств, а также индивидуальные разработчики «кулибины» осуществляющие штучное производство «кустарным» способом;

- почти полностью отсутствуют (незначительная доля) специализированные производители узлов и агрегатов специальных трансмиссий к подобным транспортным средствам. Представленные вездеходные транспортные средства производятся из имеющихся узлов и агрегатов легковых и грузовых транспортных средств, что сказывается на конечной стоимости и технических характеристиках готовой продукции;

- отсутствуют специализированные сети сервисных центров для обслуживания и ремонта вездеходов, что снижает возможности дистрибуции.

Одновременно, в России существуют серьезные научно-исследовательские разработки в области вездеходостроения. Данной проблематикой на протяжении более 60 лет активно занимаются МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева. Организаторами существующих предприятий по производству вездеходной техники в большинстве случаев являются выпускники данных учебных заведений.

Основными потребителями вездеходных транспортных средств «РУСАК» на шинах сверхнизкого давления будут являться субъекты следующих сегментов мировой экономики, напрямую зависящие от состояния дорожной инфраструктуры: добыча нефти и газа; геологоразведка; горнодобывающая промышленность; системы энерго-, водоснабжения лесная промышленность; природоохранные организации; сельское хозяйство; охота, рыбалка, туризм; правоохранительные органы, скорая медицинская помощь и МЧС.

По данным исследования, проведенного сотрудниками ФГУП «НАМИ» [4.31], в настоящее время рынок России представлен 116 отечественными моделями специальных автотранспортных средств с шинами низкого и сверхнизкого давления для бездорожья. По общепризнанной классификации транспортные средства данного типа делятся по

грузоподъемности (всего 10 классов с колесной формулой 4х4, 6х4, 6х6, 8х8). Наибольший удельный вес производимых вездеходных транспортных средств (47,4%) относится к легким вездеходам грузоподъемностью до 0,5 тонн. Следует отметить, что данные вездеходы имеют ограниченные возможности (пассажировместимость) их использование является экономически невыгодным при решении широкого круга хозяйственных задач. Основное направление использование легких вездеходов – решение индивидуальных задач потребителей (охота, рыболовство и.т.д.). Остальные классы транспортных средств представлены слабо (рисунок 4.1).

Рисунок 4.1 – Распределение моделей вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления по классам

Основными производителями колесных вездеходов грузоподъемностью до 10 тонн являются: ООО НПФ «ТРЭКОЛ» (г. Люберцы), Ассоциация «АРКТИКТРАНС» (г. Москва), ПСА "БРОНТО" (г. Тольятти), ООО «ОКБ ВТС» (г. Москва), ООО «Омские Вездеходы», ООО «Завод вездеходных машин» (г. Заволжье), ООО «ЭКОТРАНС» (г. Тюмень). Объем производства на данных предприятиях в настоящее время небольшой. Так, по состоянию на 2010 г. суммарный объем производства компаний «ТРЭКОЛ», «АРКТИКТРАНС», «МАРШ-БРОНТО» составил 420 единиц. Наибольший объем производства 300 ед. в год производит компания «ТРЭКОЛ».

Рассмотрим конструктивные особенности некоторых вездеходов на шинах сверхнизкого давления грузоподъемностью до 1 тонны и колесной формулы 4х4, 6х4,6х6.

4.1.1 Вездеход «Лопасня»

Вездеход «Лопасня» – транспортное средство повышенной проходимости на шинах сверхнизкого давления, обеспечивающее передвижение по слабонесущим грунтам без разрушения растительного покрова и образования значительной колеи (экологически чистое по отношению к почве) [4.13,4.14,4.16,4.17].

Вездеход амфибия на шинах низкого давления Лопасня (рисунок 4.2) преодолевает лессовые грунты, болота, открытые водные пространства, пересеченную местность с уклонами до 87% (41 градус), отдельно стоящие препятствия высотой до 400 мм. Передвигается по снежной целине с глубиной снега до 60 см.

Снегоболотоход выпускается в двух модификациях – 6-ти колесный и 4-х колесный и двумя комплектами шин: зимним и летним.

Рисунок 4.2 – Вездеход-амфибия «Лопасня»

Вездеход имеет несущий герметичный, утепленный кузов из высокопрочных алюминиевых сплавов, независимую длинноходовую подвеску всех колес, автомобильный мотор и трансмиссию из стандартных автомобильных узлов.

Таблица 4.1 – Технические характеристики вездехода-амфибии «Лопасня»

	Лопасня – 4х4	Лопасня 6х4
Колесная формула	4х4	6х4
Снаряженная масса, (кг)	750	980
Грузоподъемность на слабонесущих грунтах (кг)	450	500
Двигатель	ВАЗ 21083 бенз., 71 л/с МеМЗ – 245 (Таврия) 53 л/с	ВАЗ 21083 бенз., 71 л/с
Количество мест (включая водителя)	4	5
Шины	Арктиктранс, камерные:1150х370 – 20” (летняя), 1300х480 – 24” с универсальным протектором шашка (зимняя)	
Максимальная скорость движения, км/ч	85	
Расход топлива на 100 км при скорости 45 км/час, по бездорожью, л/час	7,1	9,2
Габаритные размеры, длина/ширина/высота мм	4165/2550/2060	4760/2550/2060
Дорожный просвет под нагрузкой, мм	540	

4.1.2 Вездеход «Литвина»

Автомобиль повышенной проходимости (АПП) предназначен для перевозки груза во всех климатических зонах по дорогам и вне дорог с твердым покрытием по любым грунтам, заболоченной местности, сыпучему песку и снежной целине, тундре без повреждения растительности, а также для преодоления водных преград [4.18].

Вездеход (рисунок 4.3) изготавливается в двух типах кузова:

- Открытая бортовая платформа;
- Грузопассажирский вариант (до 12 посадочных мест).

Открытая бортовая платформа позволяет перевозить грузы, устанавливать на вездеход различное навесное оборудование (от внесения удобрений до небольших буровых, а также различное пожарное, спасательное, медицинское или киносъемочное оборудование).

Рисунок 4.3 – Общий вид вездехода «Литвина»

Утепленный кунг размером 2200х2400х1700 с автономным отопителем может использоваться как для перевозки пассажиров, так и для перевозки различных грузов.

При загруженной платформе, вес вездеходов «Литвина» между осями распределен поровну. Углы въезда и съезда для вездехода и составляют 90 градусов.

Таблица 4.2 – Технические характеристики вездехода «Литвина»

Кабина	Пластиковая, двухдверная
Схема компоновки	Полноприводный, с продольным расположением двигателя
Количество мест, включая водителя	2(12)
Разрешенная максимальная масса, кг	3500
Просвет автомобиля с полной массой	500
Габариты длина/ширина/высота, мм	5100/2450/2375
Максимальная скорость, км/ч	45
Скорость на плаву , км/ч	3
Двигатель Модель	Kubota 2.2 D Евро-3
Топливо	Дизель
Тормозные системы	гидравлическая, 2-контурная
Тормозные механизмы:	барабанные, с гидравлическим приводом и автоматическим восстановлением зазора

Схема трансмиссии снегоболотохода представлена на рисунке 4.4. Момент от коробки перемены передач (на схеме не указана) передается на первую раздаточную коробку (1) с симметричным дифференциалом. В одну сторону она отдает момент на вторую раздаточную

коробку (2) от ВАЗ-2121 которая поровну распределяет его между главными передачами передней (3) и средней (4) осей. В другую сторону первая раздаточная коробка отдает момент через промежуточный понижающий редуктор (5) на главную передачу задней оси (6). Таким образом, обеспечивается постоянный полный привод с равными угловыми скоростями всех колес и распределением момента по осям в соотношении 25/25/50 при повышенной передаче в раздаточной коробке ВАЗ-2121. На пониженной передаче момент на всех осях выравнивается, но возникает «опережение» по угловой скорости на задней оси, которое устраняет свободный дифференциал в первой раздаточной коробке.

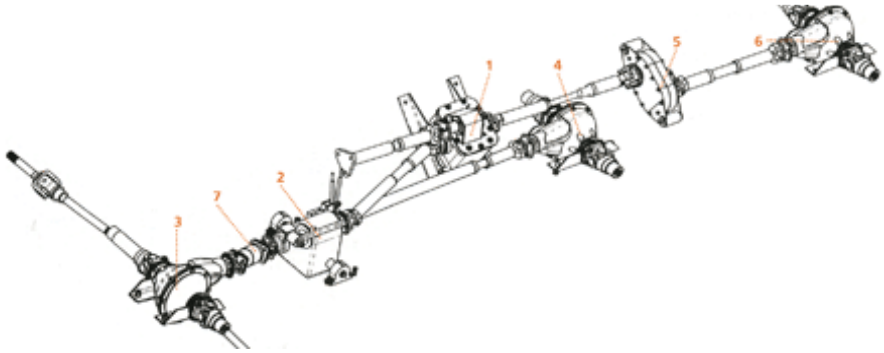


Рисунок 4.4 – Схема трансмиссии снегоболотохода «Литвина»

4.1.3 Вездеход «Петрович»

Вездеход «Петрович» (рисунок 4.5) разрабатывался как транспортное средство для эксплуатации в тяжелых условиях бездорожья Сибири и Крайнего Севера [4.19,4.20].

Рисунок 4.5 – Общий вид вездеходов «Петрович»

Модельный ряд. «ПЕТРОВИЧ 204-50» – базовая модель, на основе которой были созданы все дальнейшие разработки. Колесная формула 4×4 — постоянный полный привод с межосевым дифференциалом. Габариты машины полностью соответствуют габаритам стандартного автомобиля, поэтому транспортное средство предоставляет возможность движения по дорогам общего пользования со средней скоростью 70 км/час.

«ПЕТРОВИЧ 204-60» — багажный и пассажирский отсек объединены в одно целое, для большей грузоподъемности и вместительности. Колесная формула 4×4 — постоянный полный привод с межосевым дифференциалом. Вездеход предназначен для перевозки людей

(до девяти человек) и для транспортировки грузов. Грузоподъемность транспортного средства – 800 килограмм.

«Петрович 354-50» — транспортное средство, которое можно использовать как пожарную или спасательную машину зимой и на бездорожье. «ПЕТРОВИЧ 354-50» — модель снегоболотохода 6х6 с дизельным двигателем. В модели используется жестко подключаемый привод на третий мост. Данная модель разрабатывалась с учетом требований к специальной и спасательной технике.

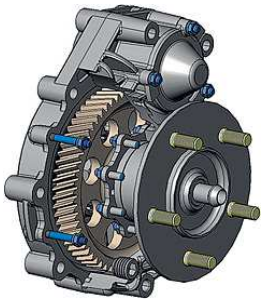
«ПЕТРОВИЧ 354-60» —создан более вместительным чем «Петрович 354-50», с добавочными местами для пассажиров (до 12 человек). Машина используется для перевозки людей или грузов и для выполнения спасательных операций в условиях плохой или даже нулевой проходимости.

Таблица 4.3 – Общие характеристика модели вездехода «Петрович»

Габариты: длина/ширина/высота	4890/2490/2590
Максимальная скорость:	
по шоссе:	70 км/ч
по воде:	3 – 7 км/ч
Коробка передач:	5-ступенчатая, механическая
Раздаточная коробка:	2-ступенчатая, дифференциал с принудительной блокировкой
Межколесные редукторы:	С самоблокирующимися дифференциалами
Колесные редукторы:	С одноступенчатым зацеплением, передаточное число
Шины:	1300 х 600 х 533 мм, бескамерные, низкого давления
Тип кузова	Несущая рама с кабиной и грузовой платформой
Сухая масса:	2600 кг
Грузоподъемность:	1000 кг

Во всех моделях используются колесные редукторы внешнего зацепления. Они позволяют не только иметь дорожный просвет более 0,5 м., но и решать вопрос с необходимым передаточным отношением трансмиссии. Колесные редукторы имеют передаточное отношение 4 для двухосной машины и 4,9 – для трехосной.

а



б

Рисунок 4.6 – Агрегаты и узлы вездехода «Петрович»:
а – колесный редуктор; б – схема трансмиссии;

4.1.4 Вездеход «Леший-21593»

Универсальное транспортное средство полноприводный легковой автомобиль «ЛЕШИЙ 21593» (рисунок 4.7) допущен к эксплуатации на дорогах общего пользования с регистрацией в ГИБДД и водительскими правами категории «В» [4.21].

Автомобиль «ЛЕШИЙ 21593» выполнен по полноприводной схеме 4х4 с использованием узлов и агрегатов серийных автомобилей. Многие серийные агрегаты доработаны конструктивно до требований, предъявляемым к легковым автомобилям. Например, примененные в конструкции балки и полуоси мостов а/м ГАЗ 66 оснащены двойными дисковыми тормозами на переднем мосту и одиночными на заднем, что позволило превысить тормозные параметры, предъявляемые ГОСТом.

а)

б)

Рисунок 4.7 – Легковой полноприводный автомобиль ЛЕШИЙ-21593

С кузова автомобиля снята трансмиссионная нагрузка путем монтажа его на раму оригинальной конструкции, на которой установлена раздаточная коробка; элементы подвески, имеющие по два пружинно-амортизационных блока на каждое колесо; системы рулевого управления с гидроусилителем; реактивные тяги; передние и задние мосты. Наличие на автомобиле блокируемого межосевого дифференциала, дифференциалов повышенного трения в мостах позволяет очень гибко адаптироваться к условиям движения как по асфальту, так и по полному бездорожью.

За счет большого диапазона передаточного отношения трансмиссии (от 5.6 до 100) происходит разгрузка силового агрегата и сцепления автомобиля, что позволяет выбирать оптимальные режимы движения.

Для движении по дорогам общего пользования используются шины К-58 размером 1080х13/18 (применяются на БТР-80).

При эксплуатации по полному бездорожью (болото, снежная целина, открытые водоемы, сильно пересеченная местность) применяются шины сверхнизкого давления с развитыми грунтозацепами размерностью до 1300х700. При использовании данных шин автомобиль обладает положительной плавучестью, что позволят ходить по открытой воде со скорость до 4 км/ч. Возможна установка подвесного мотора.

Автомобиль «ЛЕШИЙ 21593» предназначен для широкого круга использования как в гражданской сфере применения (охота, рыбалка, экстремальный автотуризм, развлечения, трофи и ралли рейды, такси, муниципальный и технологический транспорт и т. д.), так и в специальной (в МЧС в качестве аварийно-спасательного автомобиля, в МВД для работы в труднодоступных районах).

Таблица 4.4 – Техническая характеристика автомобиля 4х4 «Леший 2159»

Рабочий объем турбодизеля, л	1,93 FIAT CMD
Максимально разрешенная скорость автомобиля, км/ч	80
Число мест, включая водителя	5
Масса груза, перевозимого в багажнике (2 чел. в кабине), кг	400

4.1.5 Вездеходы «ТРЭКОЛ»

Аббревиатура «ТРЭКОЛ» означает «Транспорт экологический». Вездеход герметичен, а его плавучесть и движение по воде обеспечивается благодаря шинам. Для установки колес большого диаметра дорабатывается не только кузов, но и подвеска внедорожника, в большей степени это касается передней оси: на стандартном «УАЗе» она сделана независимой, здесь же ради повышения дорожного просвета от комфорта приходится отказаться, и двухрычажную подвеску заменяют рессорами (такими же, как и на задней оси) [86, 87, 98, 127].

Вездеход ТРЭКОЛ-39445 (рисунок 4.8) является логичным продолжением модельного ряда ТРЭКОЛ, таких как 39294, 39295. ТРЭКОЛ-39445 имеет надежное шасси, которое позаимствовано с моделей ТРЭКОЛ-39041 [4.22]. Эта модель унифицирована с моделями ТРЭКОЛ 39041, 39294,39295. и имеет одинаковые передние и задние мосты, раздаточные коробки и коробки передач, механизм рулевого управления.

Базовый трехосный вездеход ТРЭКОЛ-3929 (рисунок 4.9) вмещает в себя 8 человек, включая водителя или 800 кг. груза. Кузов этого внедорожника отличается нетрадиционными техническими решениями в связи с необходимостью жесткой минимизации собственной (снаряженной) массы вездехода. Он представляет собой сложную пространственную конструкцию, изготовленную из дюралюминия. Кузов утепляется пенопластом и рассчитан на долгую эксплуатацию в самых тяжелых условиях. Вездеход комплектуется карбюраторным двигателем ВАЗ-21083 (1,5 л., 70 л.с.) или французским дизелем Peugeot DW8 (1,9 л., 70 л.с.).

Плавающий вездеход-грузовик на шинах сверхнизкого давления ТРЭКОЛ-39293 с двухместной кабиной на основе передней части кузова УАЗ-3151 представлен на рисунке 4.10.

Рисунок 4.8 - Вездеход ТРЭКОЛ-39445

Рисунок 4.9 – Общий вид вездехода ТРЭКОЛ-3929

Рисунок 4.10 – Общий вид вездехода ТРЭКОЛ-39293

4.1.6 Вездеход «Тритон»

Применение колес размерностью 1300х600 мм позволило снизить давление вездехода на полотно пути до 0.05кг/см^2. Большие колеса определяют запас плавучести вездехода и его высокую остойчивость. Движение по воде осуществляется за счет вращения колес. Применение съемных гидродинамических лопастей позволяет поднять скорость движения по воде до 10км/ч [4.23,4.24].

Рисунок 4.11 – Общий вид снегоболотохода «Тритон»

Простота конструкции обеспечивает высокую надежность и простоту обслуживания снегохода. В конструкции вездехода применена среднемоторная компоновка, что позволило снизить массу снегоболотохода и продольный момент инерции. Подвеска зависимая, выполнена на малолистовых рессорах, имеет нелинейную характеристику. Углы установки управляемых колес выбраны из расчета максимальной курсовой устойчивости. Эти конструктивные решения позволили избежать продольной раскачки вездехода (галопирования), так свойственного машинам на колесах сверхнизкого давления, в результате этих решений снегоболотоход имеет максимальную скорость 95км/ч.

В базовой комплектации вездеход оснащен силовым агрегатом ВАЗ 2110 объемом 1.5л, имеющим наилучшие массово-весовые характеристики в своем классе. В результате снегоболотоход «Тритон» при полной нагрузке имеет высокую удельную мощность 45кВт/т. и динамический фактор 0.76. Такие показатели обеспечивают вездеходу высокие подвижность, ускорение и скорость (на снежной целине до 40км/ч). В трансмиссии вездехода применены дифференциалы повышенного трения, которые повышают проходимость машины, при этом не вызывая в трансмиссии циркулируюших моментов, что повышает надежность снегоболотохода.

Таблица 4.5 – Техническая характеристика вездехода Тритон

Длина/ширина/высота, мм	3 600/2200/2300
Дорожный просвет:	580 мм
Снаряженная масса:	1 050 кг
Грузоподъёмность:	350 кг (3 чел. + 100кг груза)
Максимальная скорость:	95 км/ч
По снежной целине:	30 км/ч
На плаву:	3 км/ч (9 км/ч при наличие гидродинамических лопастей)
Силовой агрегат:	4-х тактный, водяного охлаждения, V=1500см3 (ВАЗ-2108)
Шины:	Трэкол 1300х600х533

4.1.7 Вездеход «Кержак»

Кержак – снегоболотоход, предназначенный для перевозки грузов, людей технологического оборудования в условиях бездорожья. Транспортно-технологическое средство на шинах сверхнизкого давления также способное вплавь преодолевать небольшие водные преграды [4.9,4.10,4.25].

Таблица 4.6 – Технические характеристики снегоболотохода КЕРЖАК 4х4:

Параметры	Характеристики			
	ТТС 30071	ТТС 30073	ТТС 30074	ТТС 30075
Колесная формула	4х4			
Число посадочных мест (с водителем)	3	3	6	13
Кузов	С груз. платформой	Цельно-металический	Цельно-металический	Цельно-металический
Снаряженная масса, кг	2300	2500	2500	2500
Грузоподъемность, кг	1000	1000	1000	1000
Габаритная длина/Ширина, мм	6200/2830			
Габаритная высота, мм	2800	3000		
База/колея мм	3450/2130			
Дорожный просвет, мм	700			
Двигатель	ЗМЗ-405			
Коробка передач	мех., 5-ступенч.			
Главные передачи	с самоблокирующимся дифференциалом			
Шины	1300х700			
Максимальная скорость на шоссе/ на воде, км/ч	50 (5)			

Рисунок 4.12 – Снегоболотоход «Кержак» 4х4

4.1.8 Вездеход «Викинг-2992»

ВИКИНГ – специальное транспортное средство, разработанное ООО «Атон-Импульс» и Группой компаний «КОМ», предназначенное для использования в условиях бездорожья и на воде для стабильного круга корпоративных клиентов, государственных структур и частных лиц [4.28].

ВИКИНГ (рисунки 4.13) соединяет в себе возможность эксплуатации на дорогах общего пользования как обычный легковой автомобиль (имеет одобрение типа транспортного средства), способность работы в условиях полного бездорожья, сравнимую с гусеничными машинами и способность преодолевать водные преграды.

Таблица 4.12 – Техническая характеристики автомобиля ВИКИНГ-2992

Колесная формула	4х4
Габариты, мм	5100х2530х2460
База, мм	2980
Просвет, мм	Регулируемый 280-600
Грузоподъемность, кг	840
Снаряженная масса, кг	1460
Двигатель	ВАЗ-2130
Силовой агрегат	ВАЗ с дифференциалом типа «Торсен»
Число передач	5
Расход топлива, л/100 км, город/бездорожье	14/20
Максимальная скорость км/час	80
Скорость на воде, км./час	12
Подвеска колес	Независимая
Размер шин	1300х600х533 модели ТРЭКОЛ

Рисунок 4.13 – Общий вид автомобиля ВИКИНГ-2992

4.1.9 Другие колесные вездеходы с шинами сверхнизкого давления

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 (рисунки 4.14-4.21) [4.4, 4.22, 4.27-4.30].

Рисунок 4.14 – НАМИ 1918 [70]

Рисунок 4.15 – Вектор типа 8х8 [72]

Рисунок 4.16 – Снегоболотоход «Ункор» [133]

Рисунок 4.17 – ТРЭКОЛ-39294 [71]

Рисунок 4.18 – ТТМ-2903 «НИТРА» [134]

Рисунок 4.19 – ВТС 1965

Представленные в данном разделе обзор не может вобрать в себя все многообразие конструкций транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

Здесь были рассмотрены конструкции только наиболее известных отечественных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

На основе данного материала можно сделать следующие выводы.

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

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

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

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

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

Для решения данной проблемы необходима разработка специализированных агрегатов трансмиссии для транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

Поэтому, в рамках дальнейшего исследования будет произведен научно обоснованный выбор параметров двигателя и трансмиссии; разработка, исследование и создание инновационных компонентов трансмиссии: коробки передач, раздаточной коробки и колесного редуктора, которые будут использоваться на экспериментальном образце специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления, а также на других аналогичных транспортных средствах.

4.2 Анализ характеристик пневматических шин.

В качестве объекта испытаний была выбрана шина 1300х600-533 модели «Трэкол» производства «Днепрошина» (ДШЗ), бескамерная, основные технические параметры которой представлены в таблице 4.13.

Таблица 4.13 – Основные технические параметры объектов исследования

Объект испытаний	Наружный диаметр D, мм	Ширина профиля B, мм	Размер обода	Нагрузка на колесо, Н	Допустимая скорость, км/ч
1300х600-533 модели «Трэкол» производства «Днепрошина» (ДШЗ), бескамерная	1300±30	600	490-533	5880	80

4.2.2 Проверка бескамерных ШСНД на герметичность

Перед испытаниями проверяется герметичность бескамерных шин сверхнизкого давления [4.4].

Шина 1300х600-533 ДШЗ смонтирована на стальном ободе размерности 490х533, представляющего собой два усеченных конуса, сходящихся от бортовых колец шины к диску колеса от автомобиля УАЗ-3162. Борта шины прижимаются к посадочным полкам обода двумя прижимными кольцами с помощью пятнадцати болтов с гайками и шайбами. Утечки воздуха обнаружены из-под прижимных колец с наружной и внутренней сторон колеса.

Результаты испытаний приведены в таблице 4.14 [4.4].

Таблица 4.14 – Результаты испытаний герметичности ШСНД

Обозначение шины	pWнач.	pWконеч.	ТВ	VУ	Место утечки
1300х600-533 ДШЗ	0,071	0,067	42,0	0,0952	Прижимное кольцо
pWнач, МПа – начальное внутреннее давление воздуха в шине; pWконеч., МПа – конечное давление внутреннего воздуха в шине; ТВ, час – время выдержки в час.; VУ, 10-3 МПа/час. – скорость утечки воздуха.					

Анализ причин утечки внутреннего воздуха в пневмоколесных движителях показал, что во всех случаях утечка воздуха происходила по трем причинам:

– из-за недостаточно плотной посадки внутренней поверхности бортовых колец на конические полки обода;

– из-за радиальных рисок на бортовых кольцах шин, препятствующих плотному прилеганию колец;

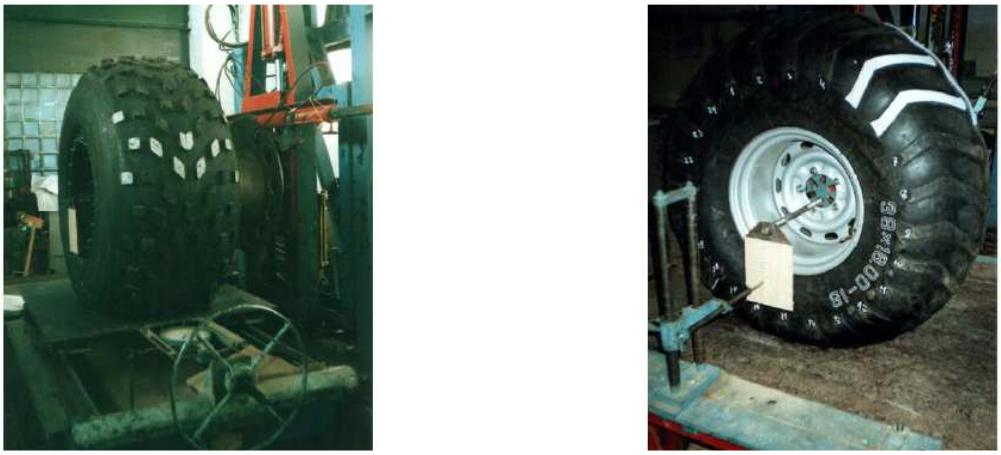
– из-за жестких (без обрезинивания) бортовых колец шин, изготовленных в пресс-формах камерных шин.

Герметизация бескамерных шин при проведении исследований может быть достигнута разборкой пневмоколесных движителей, смазыванием силиконовым герметиком боковых поверхностей бортовых колец шины и прижимных колец, сборкой и выдержкой 48 часов для гарантированного застывания герметика.

4.2.3 Определение радиальной жесткости ШСНД

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.

На рисунке 4.20 показан универсальный функциональный стенд для испытания шин СИБ-1М (НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»).



а) б)

Рисунок 4.20 – Общий вид стенда СИБ-1М с шиной 49х23,5-21LT «АВТОРОС» (а) и момент нагружения радиальной нагрузкой шины 38х18,00-16 «Кайман» (б)

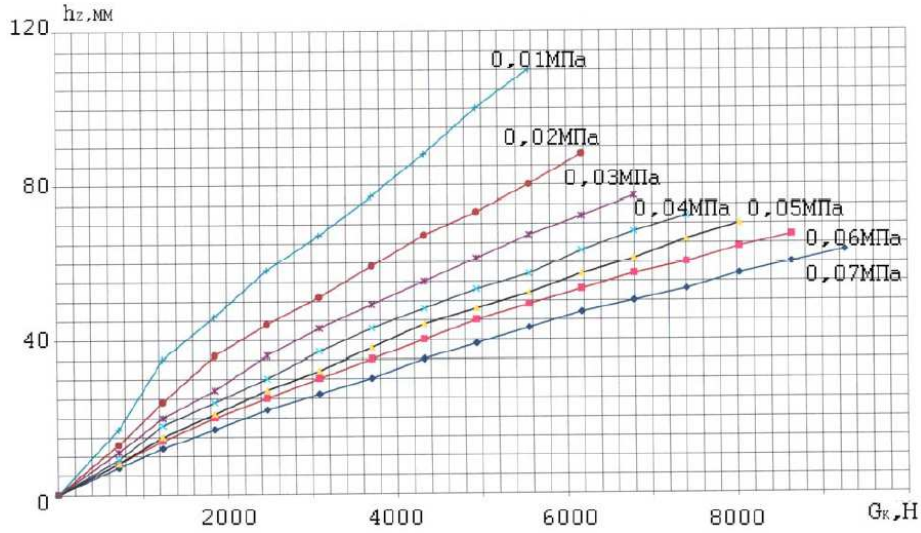


Рисунок 4.21 – Нагрузочная характеристика шины 1300х600-533

Нагрузочные характеристики (зависимость радиальной деформации h_Z от вертикальной нагрузки на колесо G_K) при различных значениях внутреннего давления воздуха в шинах представлены на графиках 4.21- 4.25.

4.2.4 Определение тангенциальной жесткости ШСНД

В работе [4.4] 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 1300х600-533 приведен на рисунке 4.22. В точках резкого возрастания зависимостей отмечена потеря работоспособности шин (скольжение).

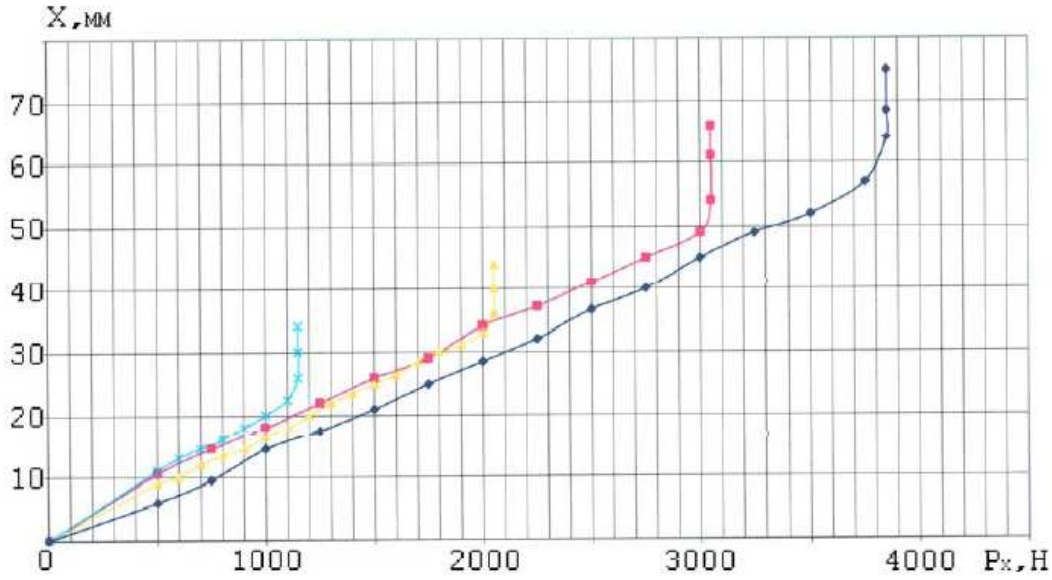


Рисунок 4.22 – Зависимость тангенциальной деформации шины 1300х600-533 от тангенциальной нагрузки

Показанная зависимость с достаточной точностью аппроксимируется выражением:

$$X = \lambda_X \cdot P_X , \tag{4.1}$$

где λ_X – коэффициент тангенциальной эластичности;

P_X – тангенциальная нагрузка;

X – тангенциальная деформация.

Тогда тангенциальную жесткость можно найти по формуле:

$$C_X = \frac{P_X}{X} = \frac{1}{\lambda_X}, \tag{4.2}$$

Коэффициент λ_X следует выбирать по таблицам А.2.4.1 – А.2.4.5. 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 λ_X можно выбирать по таблице 4.16. Погрешность вычислений при этом не превышает 7-9%. В этих же таблицах приведены величины предельных нагрузок $P_{X\text{пред}}$.

Таблица 4.15 – Шина 1300х600-533 ДШЗ

p_w, МПа	G_K=8000Н		G_K=6000Н		G_K=4000Н		G_K=2000Н	
	10 λ_X	$P_{X\text{пред}}$, Н	10 λ_X	$P_{X\text{пред}}$, Н	10 λ_X	$P_{X\text{пред}}$, Н	10 λ_X	$P_{X\text{пред}}$, Н
0,06	0,140	3850	0.176	3050	0,168	2050	0,206	1250
0,05	0,139	3950	0,16	3000	0.185	2050	0.172	1250
0,04	0,149	3850	0.148	2950	0,169	2050	0,165	1050
0,03	0,137	3700	0,139	2950	0,152	2100	0,162	1100
0,02		-	0,145	2800	0,132	1850	0,162	1000
Ср.	0,141	3840	0,154	2950	0,161	2020	0,173	1130

Таблица 4.16

Шина	λ_X	G_K=8000Н	G_K=6000Н	G_K=4000Н	G_K=2000Н
		$P_{X\text{пред}}$, Н	$P_{X\text{пред}}$, Н	$P_{X\text{пред}}$, Н	$P_{X\text{пред}}$, Н
1300х600-533	0,0155	3800	3000	2000	1100

4.2.5 Определение боковой жесткости ШСНД

В работе [4.4] 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 1300х600-533 приведен на рисунке 4.23. В точках резкого возрастания зависимостей также отмечена потеря работоспособности шин (скольжение).

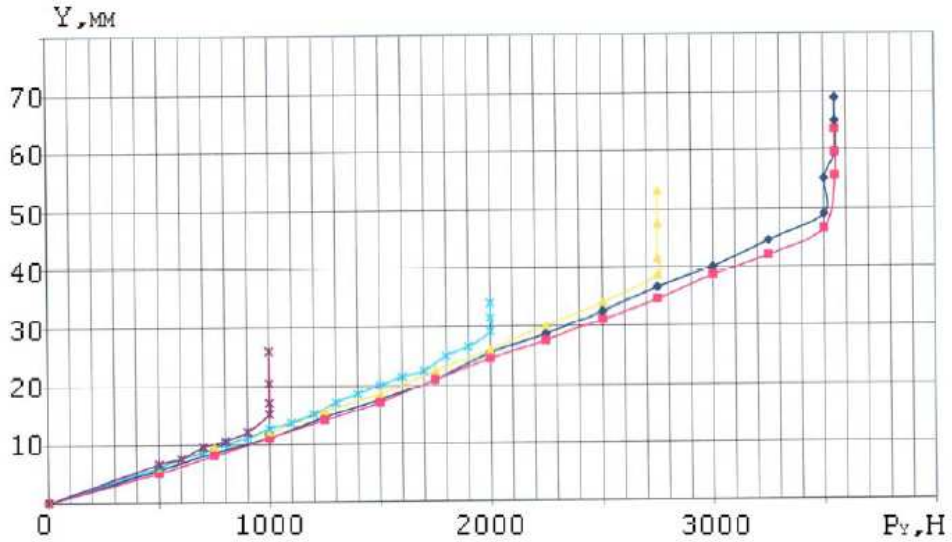


Рисунок 4.23 – Зависимость боковой деформации шины 1300х600-533 от боковой нагрузки

Показанная зависимость с достаточной точностью аппроксимируется выражением:

$$Y = \lambda_Y \cdot P_Y, \tag{4.3}$$

где λ_Y – коэффициент боковой эластичности;

P_Y – боковая нагрузка;

Y – боковая деформация.

Тогда боковую жесткость можно найти по формуле:

$$C_Y = \frac{P_Y}{Y} = \frac{1}{\lambda_Y}, \tag{4.4}$$

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 таблице 4.17 приведены значения λ_Y и $P_{Y\text{пред.}}$.

Таблица 4.17 – Шина 1300х600-533 ДШЗ

pW, МПа	GK=8000Н		GK=6000Н		GK=4000Н		GK=2000Н	
	10 λY	PYпред, Н	10 λY	PYпред, Н	10 λY	PYпред, Н	10 λY	PYпред, Н
0,06	0,126	3500	0,125	2750	0,128	2000	0,125	1000
0,05	0,134	3550	0,143	2750	0.136	1950	0.148	1100
0,04	0,147	3500	0.141	2700	0,151	1850	0,154	1000
0,03	0,189	3400	0,181	2650	0,178	1950	0,190	1050
0,02	-	-	0,227	2650	0,213	1850	0,222	1050
Ср.	0,149	3488	0,162	2700	0,161	1920	0,168	1040

а)

б)

Рисунок 4.24 – Нагружения шины тангенциальной (а) и боковой (б) нагрузками

4.2.6 Определение крутильной жесткости ШСНД

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 1300х600-533 приведен на рисунке 4.25 [4.4]. В точках резкого возрастания зависимостей отмечена потеря работоспособности шин (скольжение).

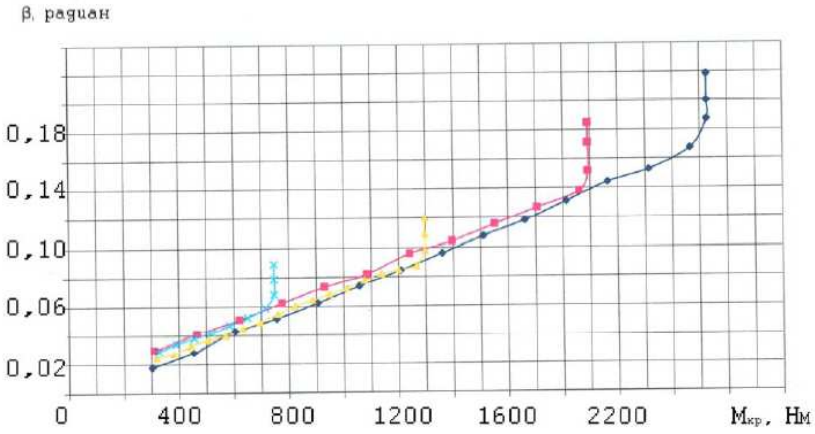


Рисунок 4.25 – Зависимость угла закрутки шины 1300х600-533 от крутящего момента

Показанная зависимость с достаточной точностью аппроксимируется выражением:

$$\beta = \lambda_\beta \cdot M_{кр}, \tag{4.5}$$

где λ_β – коэффициент крутильной эластичности;

$M_{кр}$ – крутящий момент;

β – угол закрутки шины.

Тогда крутильную жесткость можно найти по формуле:

$$C_\beta = \frac{M_{кр}}{\beta} = \frac{1}{\lambda_\beta}, \tag{4.6}$$

В таблице 4.18 приведены значения коэффициента λ_β и предельных моментов $M_{кр}$. исследуемых шин.

Таблица 4.18 – Шина 1300х600-533 ДШЗ

pW, МПа	GK=8000Н		GK=6000Н		GK=4000Н		GK=2000Н	
	104 λβ	Мкр, Нм	104 λβ	Мкр, Нм	104 λβ	Мкр, Нм	104 λβ	Мкр, Нм
0,06	0,68	2320	0,8	1900	0,73	1300	0,84	750
0,05	0,69	2390	0,75	1850	0.81	1300	0.7	750
0,04	0,77	2300	0,72	1800	0,77	1290	0,7	690
0,03	0,77	2150	0,71	1750	0,72	1300	0,72	700
0,02			0,78	1620	0,65	1200	0,74	690
Ср.	0,73	2290	0,75	1784	0,74	1278	0,74	716

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%.

4.3 Выбор трансмиссии на основе сравнительной оценки эффективности возможных направлений исследований

4.3.1 Анализ кинематических схем трансмиссий и возможных компоновочных решений

Транспортное средство Викинг-2992, выбрано в качестве прототипа.

Рассмотрим возможные кинематические схемы, которые могут быть реализованы на базе транспортного средства «Викинг-2992». В таблице 4.19 указаны рассматриваемые случаи. Варианты конструкций различаются составом, типом и характеристиками узлов и агрегатов трансмиссии и двигателя. Особенностью является то, что все семь рассматриваемых вариантов агрегатов компоновки могут устанавливаться на прототип, транспортное средство «Викинг-2992», которое в результате выполнения работы будет модернизировано. Данные решения позволят иметь для анализа четыре кинематических схемы трансмиссии, представленные на рисунках 4.26-4.29.

На рисунке 4.26 приведена кинематическая схема трансмиссии прототипа («Викинг-2992»), в которой используются отечественные серийно выпускаемые агрегаты: двигатель, коробка передач. Наряду с этим существенно доработаны передние и задние ведущие мосты (в них появилась блокировка) и используется колесных редуктор, собственной конструкции. На рисунке 4.27 представлена кинематическая схема трансмиссии по вариантам 1 и 2, где используются оригинальные агрегаты: согласующий редуктор, ступенчатая коробка передач, одноступенчатая раздаточная коробка и колесный редуктор. Данных агрегатов серийном производстве нет, поэтому при выборе вариантов 1 и 2 как наиболее рациональных, необходимо будет в процессе дальнейшей работы выполнить на них эскизные и технические проекты. На рисунке 4.28 представлена кинематическая схема трансмиссии по вариантам 3 и 4. Здесь в качестве коробки передач будет рассматриваться ступенчатая Dymos T032S5 (Корея), которая хорошо себя зарекомендовала на автомобилях УАЗ. Но, для достижения удовлетворительных показателей тягово-скоростных свойств, показателей проходимости и энергоэффективности, необходимо иметь двухступенчатую раздаточную коробку, которую потребуется в дальнейшем разрабатывать самостоятельно. На рисунке 4.29 показана кинематическая схема для вариантов 5, 6, 7. В этих вариантах в качестве коробок передач используются агрегаты концерна Peugeot-Citroen-Nissan, признанных мировых лидеров, причем коробки в указанных вариантах отличаются только передаточными числами. Планируется применение задних ведущих мостов оригинальной разработки, главные пары которых можно будет заимствовать от серийных автомобилей ГАЗ-3302 «ГАЗель».

Таблица 4.19 - Варианты трансмиссий для транспортного средства на шинах сверхнизкого давления

Варианты компоновки	Викинг-2992 (прототип)	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6	Вариант 7
Тип двигателя	бензиновый	дизельный	дизельный	дизельный	дизельный	дизельный	дизельный	дизельный
Марка двигателя	ВАЗ-2130	ЗМЗ-5143.10	Peugeot DV6TED4	ЗМЗ-5143.10	Peugeot DV6TED4	ЗМЗ-5143.10	Peugeot DV6TED4	Peugeot DV6TED4
Коробка передач	ВАЗ, 5 ступенчатая	КОМ, 6 ступенчатая	КОМ, 6 ступенчатая	Dymos T032S5 (Корея), 5 ступенчатая	Dymos T032S5 (Корея), 5 ступенчатая	Peugeot MC6/F	Peugeot ML6C/L	Peugeot MLGU6
Раздаточная коробка	ВАЗ, одноступенчатая	КОМ, одноступенчатая	КОМ, одноступенчатая	КОМ, двухступенчатая	КОМ, двухступенчатая	Peugeot, одноступенчатая	Peugeot, одноступенчатая	Peugeot, одноступенчатая
Главная (центральная) передача	УАЗ	УАЗ	УАЗ	УАЗ	УАЗ	ГАЗ	ГАЗ	ГАЗ
Колесный редуктор	КОМ	КОМ	КОМ	КОМ	КОМ	нет	нет	нет

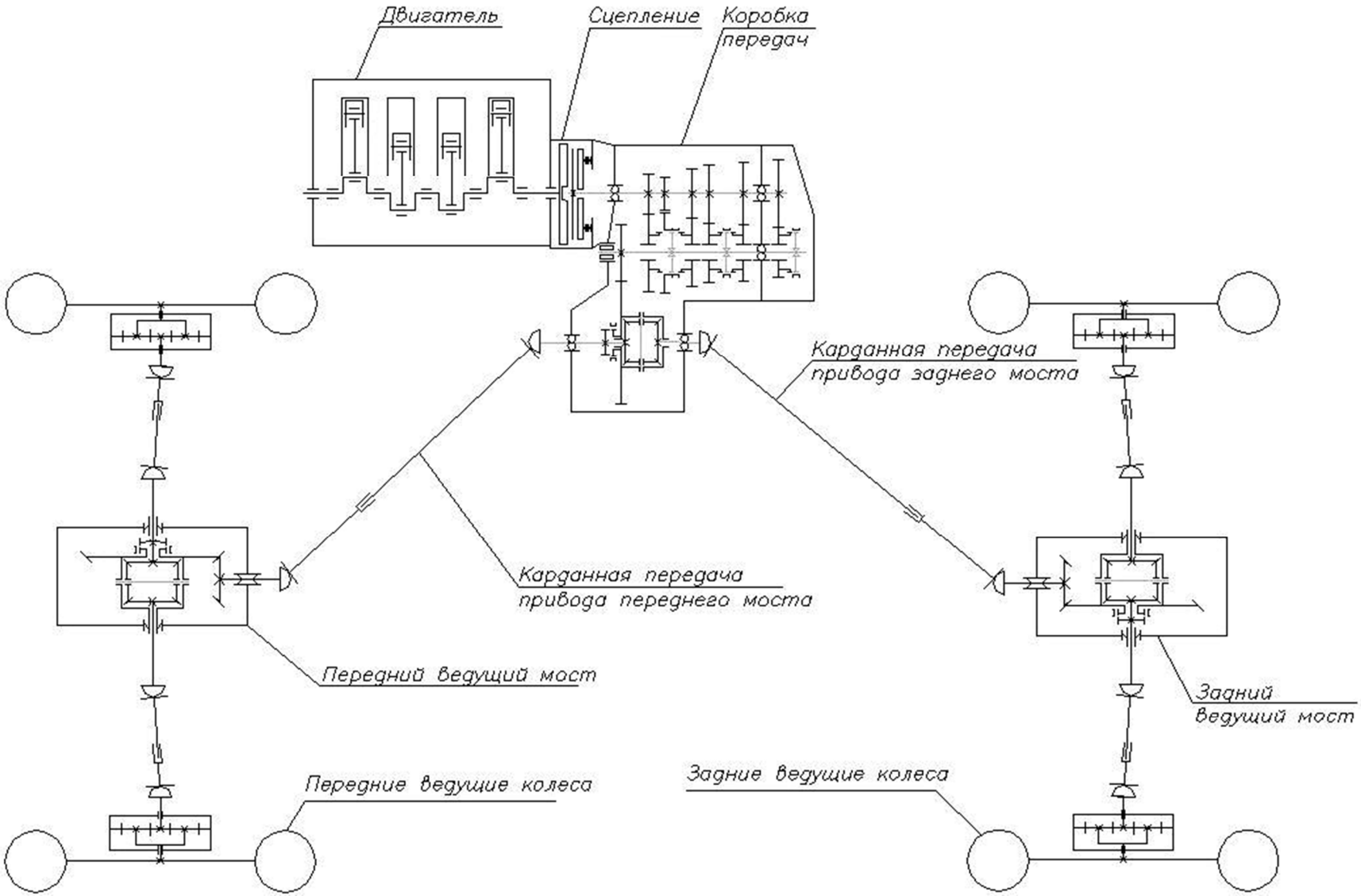


Рисунок 4.26 – Кинематическая схема трансмиссии транспортного средства «Викинг-2992»

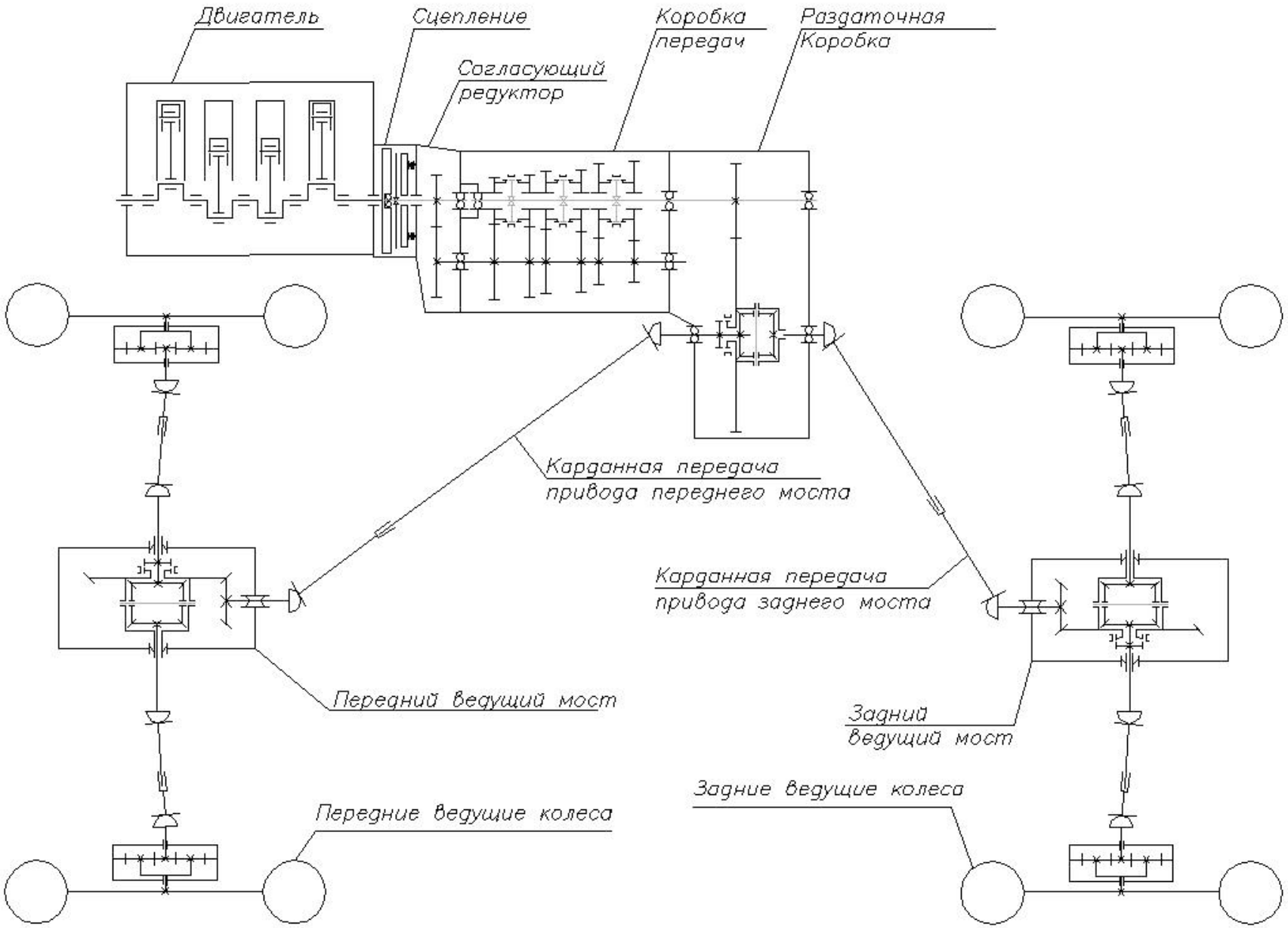


Рисунок 4.27 – Кинематическая схема трансмиссии транспортного средства для вариантов 1 и 2

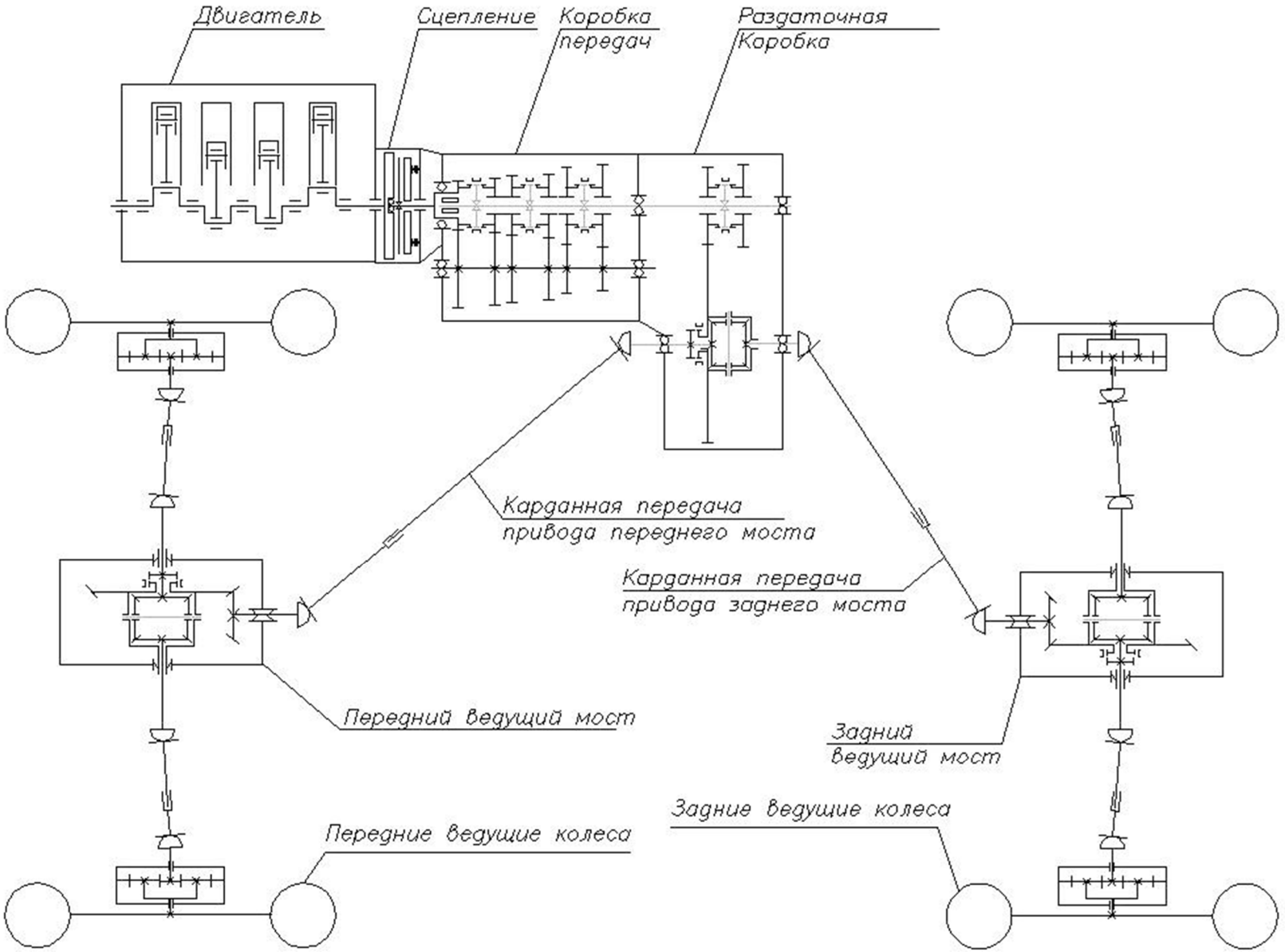


Рисунок 4.28 – Кинематическая схема трансмиссии транспортного средства для вариантов 3 и 4

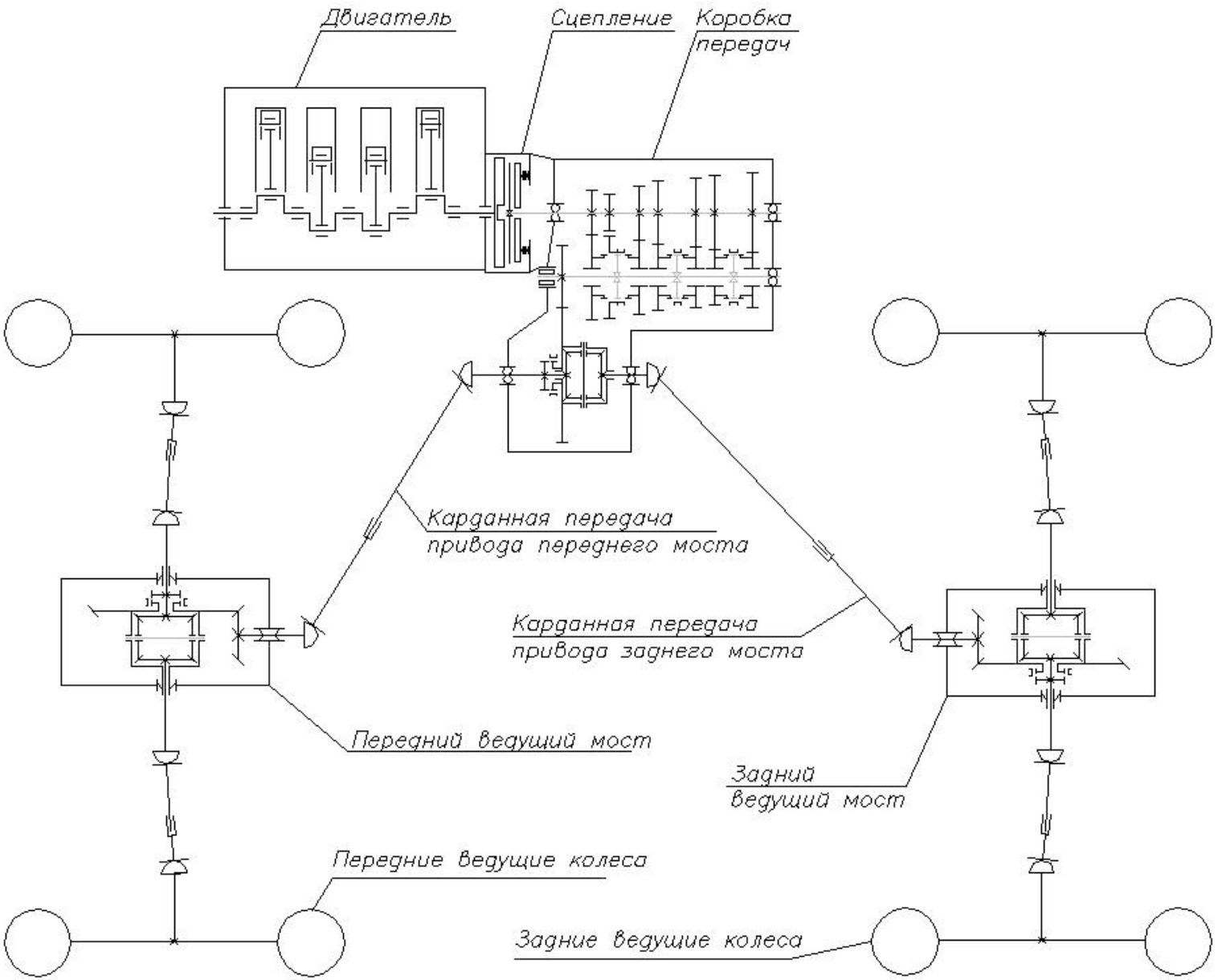
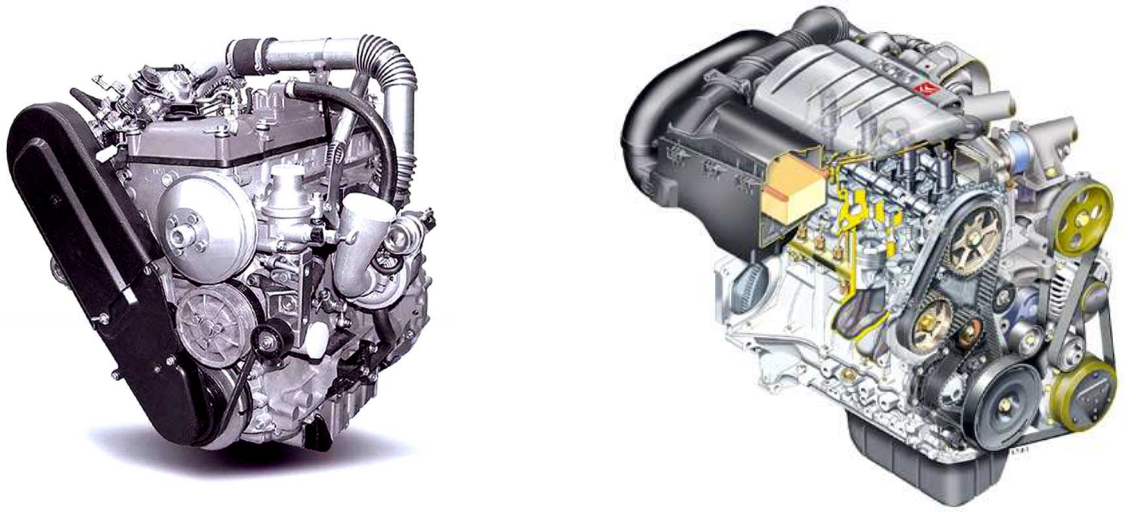


Рисунок 4.29 – Кинематическая схема трансмиссии транспортного средства для вариантов 5,6 и 7

Предварительные расчеты показали, что в вариантах 6, 7 и 8 возможно исключение колесных редукторов из схемы трансмиссии, поэтому они использоваться в этих схемах не будут.

Поскольку транспортное средство предназначено для освоения промышленных регионов Севера и Северо-Востока нашей страны и организации в них всесезонных транспортных перевозок, поскольку там недостаточно развитая транспортная сеть, сложные природно-климатические условия и практически отсутствует бензин, то в работе рассматриваются в качестве двигателей только дизельные.

На основе анализа номенклатуры выпускаемых отечественной и зарубежной промышленностью дизельных двигателей выбраны два варианта: ЗМЗ-5143.10 (Россия, г.Заволжье) и Peugeot DV6TED4 (Франция). Технические характеристики двигателей представлены в таблице 4.20, внешний вид двигателей представлен на рисунке 4.29.



а) б)

Рисунок 4.29 – Внешний вид дизельных двигателей: а) ЗМЗ-5143.10, б) Peugeot DV6TED4

Таблица 4.20 – Технические характеристики двигателей

№	Технические характеристики	ЗМЗ-5143.10	Peugeot DV6TED4
1	Тип двигателя	Дизель	Дизель
2	Количество цилиндров	4	4
3	Рабочий объем, л	2,235	1,560
4	Степень сжатия	19,5	18,0
5	Номинальная мощность брутто при частоте вращения коленчатого вала мин$^{-1}$, кВт (л.с.)	72(98) 4000	80(107) 4000
6	Максимальный крутящий момент брутто при частоте вращения коленчатого вала мин$^{-1}$, Нм (кгс м)	216(22) 2100	240(24.5) 1750
7	Масса, кг	225	107
8	Экологичность	Евро 3	Евро 4

В таблице 4.21 представлены передаточные числа коробок передач и раздаточных коробок, которые планируется устанавливать в рассматриваемых вариантах компоновки на разрабатываемое транспортное средство на шинах сверхнизкого давления.

Таблица 4.21 – Передаточные числа коробок передач и раздаточных коробок

№	Передаточные числа	ВАЗ	М6-300, КОМ	Dymos T032S5	Peugeot MC6/F	Peugeot ML6C/L	Peugeot MLGU6
1	I передача, Uk1	3,636	6,18	4,155	3,54	3,42	3,73
2	II передача, Uk2	1,95	2,92	2,265	1,92	1,78	1,95
3	III передача, Uk3	1,357	1,8	1,428	1,28	1,12	1,29
4	IV передача, Uk4	0,941	1,11	1	0,91	0,8	0,88
5	V передача, Uk5	0,784	0,83	0,88	0,67	0,65	0,67
6	VI передача, Uk6	-	0,7	-	0,53	0,53	0,58
7	Низшей передачи раздаточной коробка, Uрн	3,7	1,24	1,76	3,56	4,18	4,5
8	Высшей передачи раздаточной коробки, Uрв	-	-	1,2	-	-	-

В таблице 4.22 представлены варианты возможных значений передаточных чисел главной передачи (в некоторых вариантах, состоящей из двух ступеней: центральной и колесной) транспортного средства, которые планируется использовать в различных вариантах компоновки.

Таблица 4.23 – Передаточные числа главной передачи

№	Передаточное число главной передачи	Вариант компоновки							
		Прототип	1	2	3	4	5	6	7
1	Центральный редуктор	2,77	2,77	2,77	2,77	2,77	5,125	5,125	4,556
2	Колесный редуктор	2	4,15	4,15	4,15	4,15	-	-	-

Таким образом, следующей важной задачей данного исследования является научно-обоснованный выбор кинематической схемы и агрегатов трансмиссии транспортного средства на шинах сверхнизкого давления из многообразия возможных вариантов, представленных в таблице 4.20.

4.4 Разработка компоновочных решений для специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления

4.4.1 Обоснование выбора применяемых компоновочных решений, обеспечивающих оптимальный вариант направления исследований

Для определения основных параметров двигателя и трансмиссии транспортных средств, обеспечивающих ему требуемые тягово-скоростные свойства, проходимость,

энергоэффективность и подвижность в заданных условиях движения выполняют тяговый расчет.

Определим показатели тягово-скоростных свойств и проходимости для рассматриваемых 7 вариантов и проведем их сравнение с прототипом.

Исходные данные для выполнения расчета показателей тягово-скоростных свойств, представлены в таблице 4.24

Таблица 4.24 - Исходные данные для выполнения расчета

№	Параметр	Обозначение	Прототип	Вариант 1-7
1	Полная масса транспортного средства, кг	ma	2400	2700
2	Снаряженная масса, кг	mн	1800	2100
3	Колесная формула транспортного средства		4x4	4x4
4	Максимальная скорость, км/ч	Vmax	80	90
5	Коэффициент сопротивления качению при малых скоростях	f	0,025	0,025
6	Коэффициент влияния скорости на увеличения силы сопротивления качению	A	0,0006	0,0006
7	Коэффициент лобового сопротивления	Cx	0,6	0,6
8	Радиус качения колеса	rk	0,62	0,62
9	Максимальный коэффициент сопротивления движению	Ψmax	0,55	0,85
10	Коэффициент сопростивления движению при максимальной скорости	ΨV	0,033	0,033
11	КПД трансмиссии	ηтр	0,86	0,86
12	Площадь миделева сечения, м2	Ав	4,66	4,66

Важными исходными данными для расчета являются внешние скоростные характеристики двигателей, представленные на рисунке 4.30.

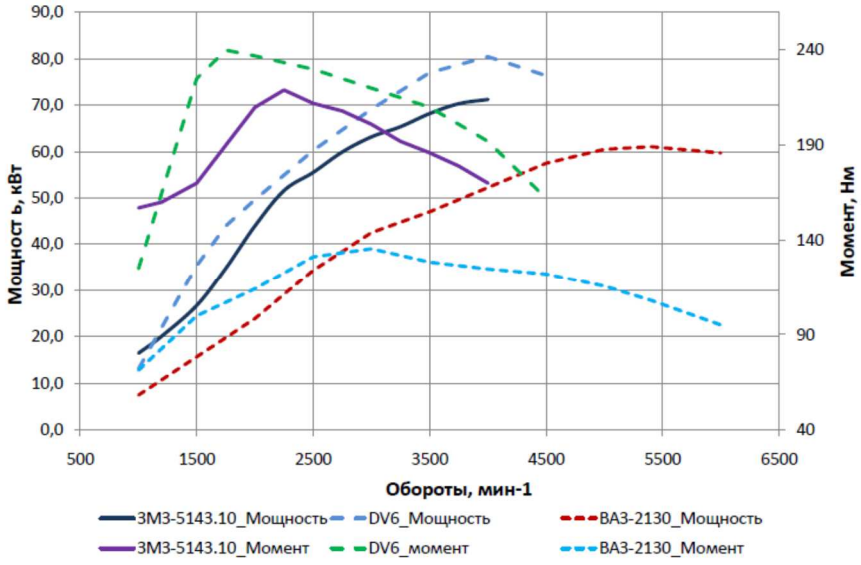


Рисунок 4.30 – Внешние скоростные характеристики двигателей: ЗМЗ-5143.10, Peugeot DV6TED4, ВАЗ-2130

Важнейшим соотношением, на основании которого определяется максимальная скорость движения транспортного средства является мощностной баланс (рисунок 4.31 –

4.33), который показывает зависимость мощности на ведущих колесах и мощности сопротивления движению от скорости:

$$P_T = P_f + P_B \pm P_I + P_a \qquad (4.7)$$

где P_T – мощность на ведущих колёсах;

P_f – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

P_B – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

P_I – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления;

P_a – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону;

$P_T = P_e \eta_{mp}$ – тяговая мощность на ведущих колесах, (кВт);

$P_f = fG_a V$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, (кВт);

где $f = f_0(1 + AV^2)$ – коэффициент сопротивления качению, V – скорость движения, (м/с);

$f_0 = 0{,}025$ – 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:

$$V = 3{,}6\frac{r_k \omega_e}{U_k U_0 U_Д}, \text{ км/ч}, \qquad (4.8)$$

где U_k – передаточное число коробки; U_0 – передаточное число главной передачи; $U_Д$ – передаточное число дополнительных передач, например, в раздаточной коробке.

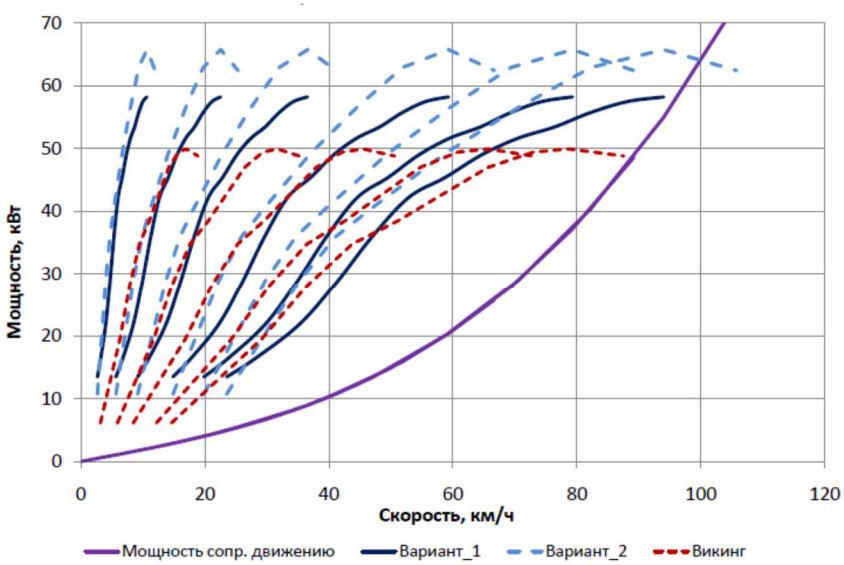


Рисунок 4.31 – Мощностной баланс для вариантов 1,2 и Викинга-2992

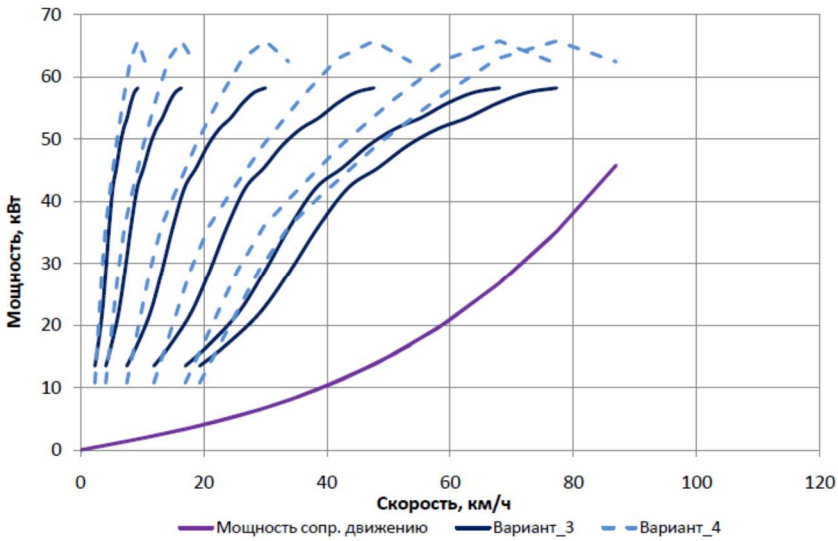


Рисунок 4.32 – Мощностной баланс для вариантов 3 и 4

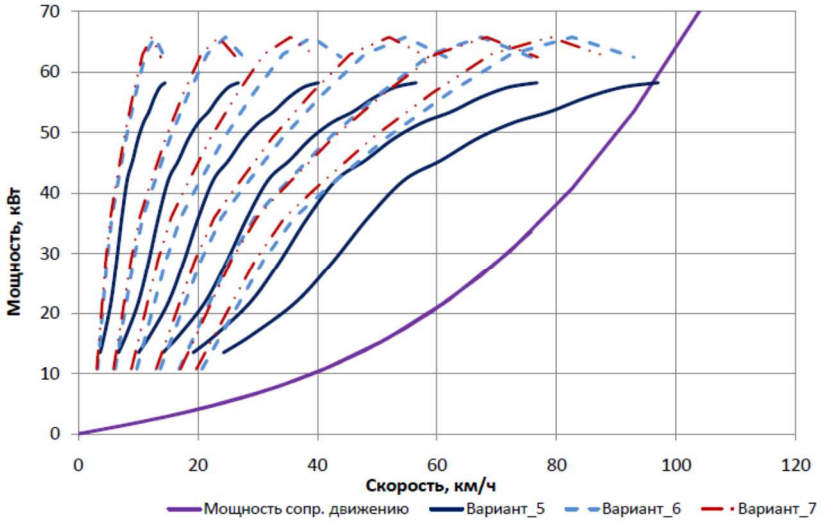


Рисунок 4.33 – Мощностной баланс для вариантов 5, 6 и 7

На основании рисунков 4.31-4.33 можно установить максимальные скорости движения транспортных средств на дорогах с асфальто-бетонным покрытием.

Рассмотрим зависимость полной тяговой силы на ведущих колесах от скорости движения (силовой баланс).

Запишем выражение для полной тяговой силы на ведущих колесах:

$$F_T = F_f + F_B \pm F_I + F_a \tag{4.9}$$

где F_T – тяговая сила на ведущих колёсах; $F_T = \frac{T_e \cdot U_k \cdot U_0 \cdot U_Д}{r_k}$, 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 рисунках 4.32-4.35 представлены силовые балансы транспортных средств по вариантам 1-7 и по Викингу 2992.

Для оценки потенциальных возможностей транспортных средств по преодолению дорожных сопротивлений или сообщение ему ускорения в заданных дорожных условиях используют динамический фактор, который определяется по выражению:

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a} \tag{4.10}$$

Зависимость динамического фактора от скорости называется динамической характеристикой транспортных средств. Для рассматриваемых случаев она представлена на рисунках 4.35 – 4.37.

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. Из полученных данных следует, что транспортное средство Викинг-2992 (прототип) обладает D_{max}= 0,57, что недостаточно для движения по опорным поверхностям с высоким сопротивлением движению, например, при криволинейном движении (круговом) на снегу, который относится к поверхностям с низкой несущей способностью.

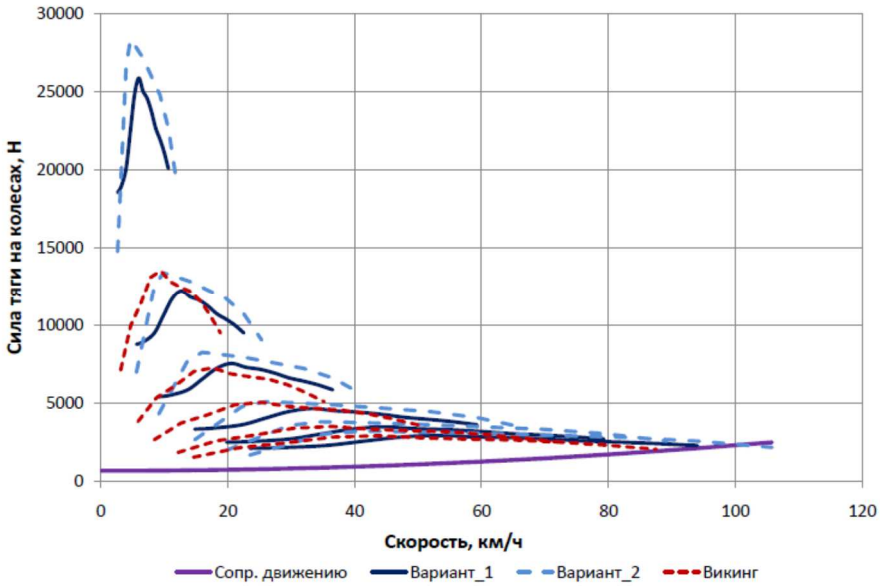


Рисунок 4.32 – Силовой баланс для транспортных средств по вариантам 1, 2 и Викинг-2992

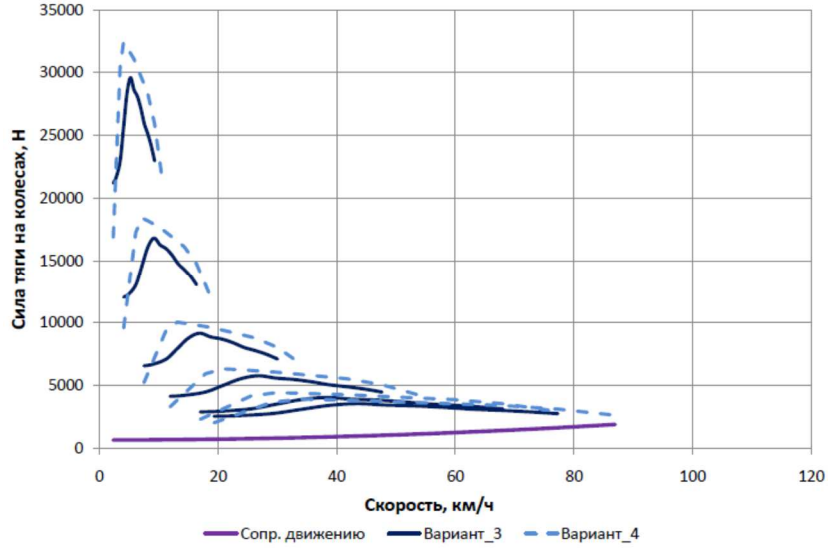


Рисунок 4.33 – Силовой баланс для транспортных средств по вариантам 3 и 4

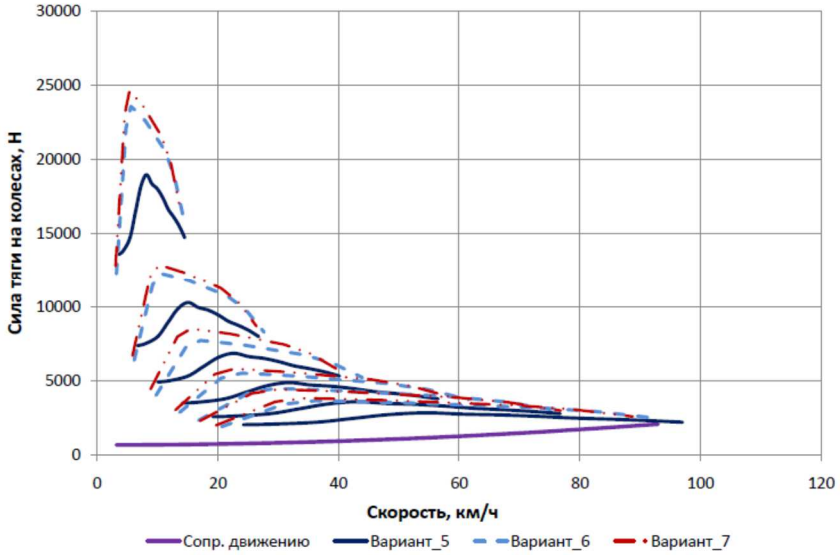


Рисунок 4.34 Силовой баланс для транспортных средств по вариантам 5, 6 и 7

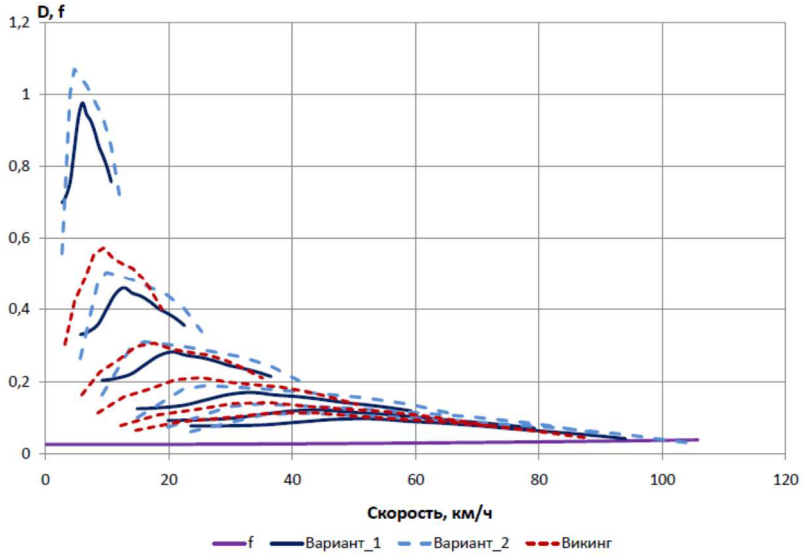


Рисунок 4.35 – Динамическая характеристика для транспортных средств по вариантам 1, 2 и для Викинга -2992

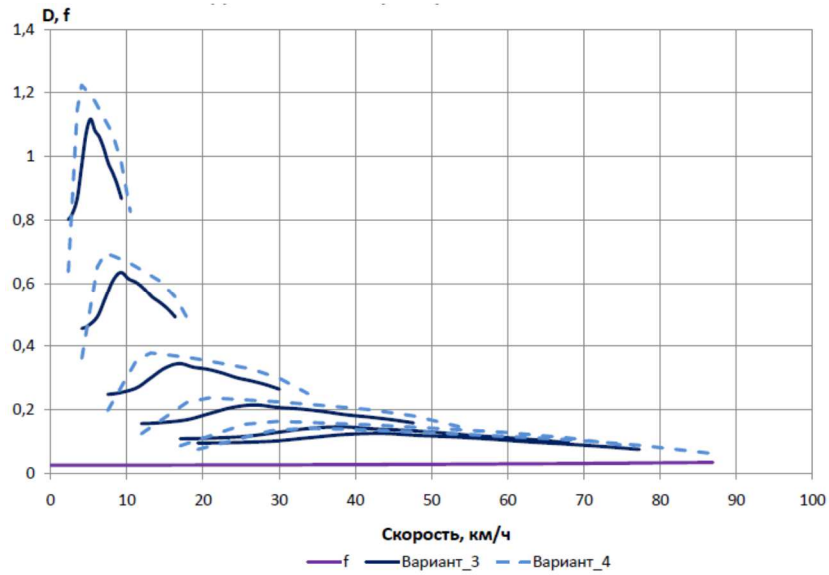


Рисунок 4.36 – Динамическая характеристика для транспортных средств по вариантам 3 и 4

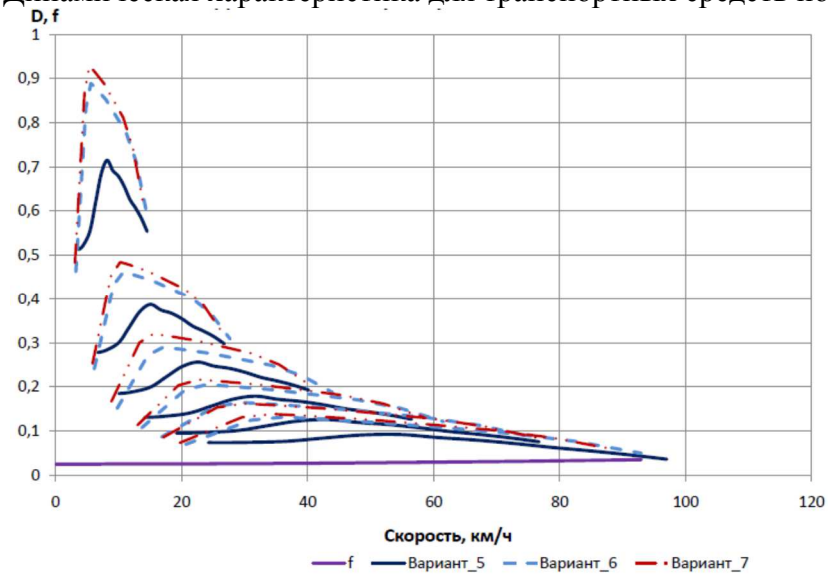


Рисунок 4.37 – Динамическая характеристика для транспортных средств по вариантам 5, 6 и 7

Все рассматриваемые варианты 1-7 имеют величину максимального динамического фактора значительно выше, чем у прототипа. Однако, следует отметить, что при величине D_{max} >1 динамический фактор без специальных приспособлений на движителе реализовать не удастся в силу буксования движителя. Поэтому, наиболее приемлемыми с точки зрения тягово-скоростных свойств и проходимости здесь являются варианты 1, 6, 7, у которых D_{max}=0,9…1,0.

Следующей характеристикой, позволяющей оценить тяговые качества транспортных средств, является их характеристика разгона, представленная на рисунках 4.38 – 4.40.

Ускорение транспортного средства определяется по выражению:

$$a = \frac{(D - f)g}{\delta}, \left(м/с^2\right), \tag{4.11}$$

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 учёта влияния вращающихся масс; где I_e - момент инерции вращающихся частей двигателя, кгм^2.

Полученные результаты по ускорениям разгона показали, что наименьшие значения ускорения, а, следовательно, и наименьшая интенсивность разгона будет у Викинга-2992. Максимальные ускорения разгона Викинга-2992 составляют a_{max}=1,6 м/с^2. Наилучшим вариантом по ускорению разгона является вариант 7, где максимальные ускорения a_{max}=2,39 м/с^2 достигаются на второй передаче.

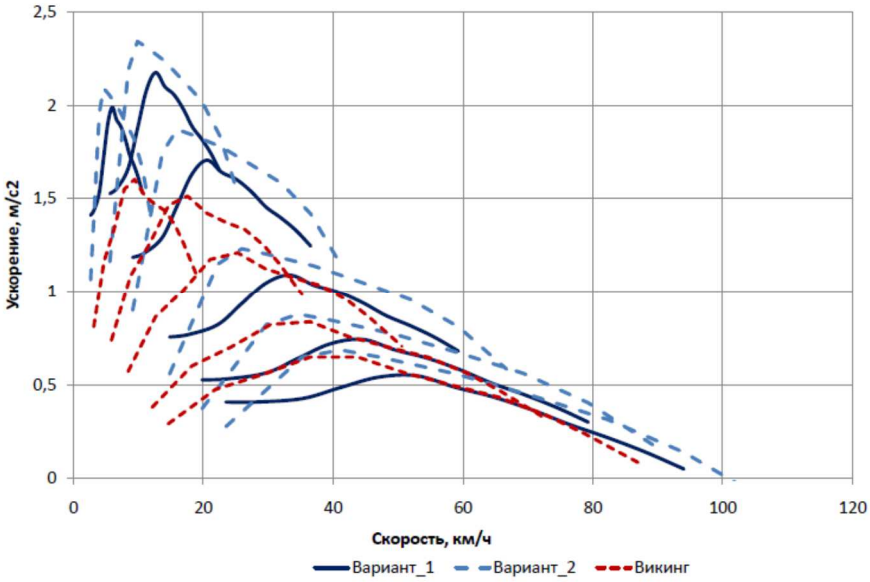


Рисунок 4.38 – Ускорения разгона для транспортных средствпо вариантам 1, 3 и Викинг-2992

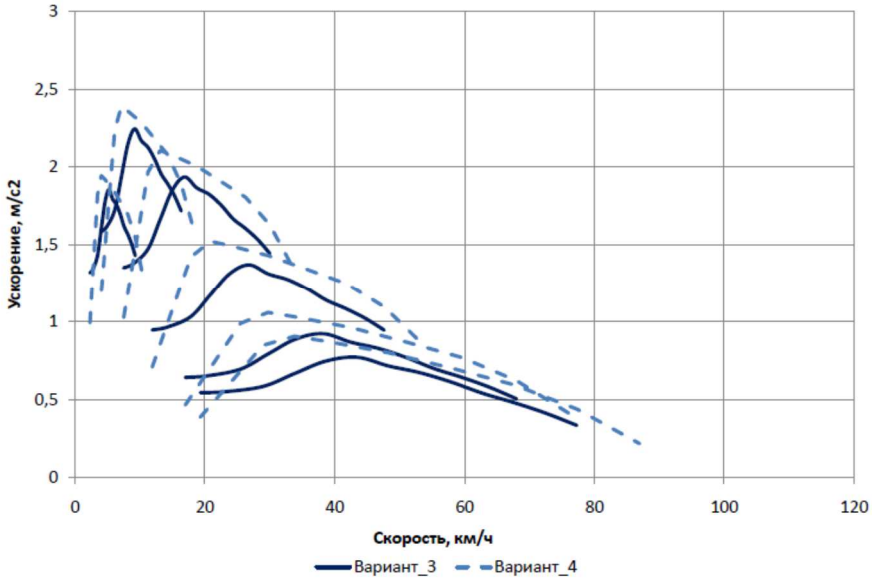


Рисунок 4.39 – Ускорения разгона для транспортных средств по вариантам 3 и 4

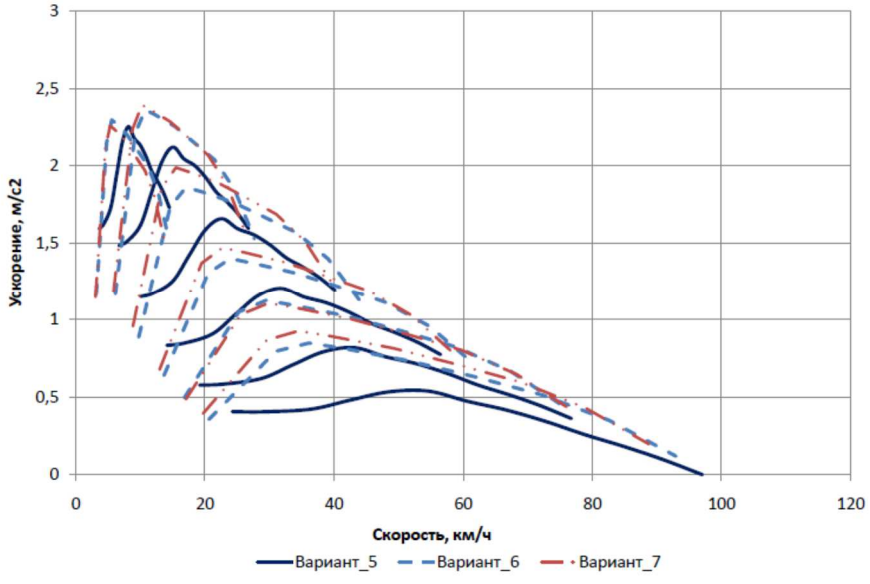


Рисунок 4.40 – Ускорения разгона для транспортных средств по вариантам 5, 6 и 7

Таким образом, на основании анализа показателей тягово-скоростных свойств и проходимости можно сделать следующие выводы:

1) Все семь предложенных вариантов компоновки по показателям тягово-скоростных свойств и проходимости превосходят Викинг-2992, являющийся для них прототипом.
2) По скоростным показателям вариант 3 не является приемлемым, т.к. в этом случае максимальная скорость менее 80 км/ч, заданная потребителями данной техники. Остальные шесть рассматриваемых вариантов являются приемлемыми, а наибольшая максимальная скорость достигается в варианте 2, V_{max}=100 км/ч.
3) По тяговым характеристикам наилучшими являются варианты 1, 6, 7, у которых максимальный динамический фактор находиться в пределах D_{max}=0,9…1,0.
4) По совокупности показателей наилучшими вариантами являются вариант 1 и 7, которые следует отставить для дальнейшей конструктивной проработки (таблица 4.25):

Таблица 4.25 – Наилучшие варианты направлений исследования

Варианты компоновки	Вариант 1	Вариант 7
Тип двигателя	дизельный	дизельный
Марка двигателя	ЗМЗ-5143.10	Peugeot DV6TED4
Коробка передач	КОМ, 6 ступенчатая	Peugeot MLGU6
Раздаточная коробка	КОМ, одноступенчатая	Peugeot, одноступенчатая
Главная (центральная) передача	УАЗ	ГАЗ
Колесный редуктор	КОМ	нет

Варианты 1 и 7 в дальнейшем будут прорабатываться одновременно. Окончательный выбор из них будет произведен с учетом конструктивных, технологических и экономических возможностей НГТУ, ГК «КОМ» и предприятий-поставщиков комплектующих.

4.5 Разработка эскизной технической документации для перспективных агрегатов трансмиссии специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления

Инновационная шестиступенчатая коробка передач, являющаяся наиболее сложным узлом перспективной трансмиссии, имеющей картер совмещенный с картером раздаточной коробкой и картером сцепления, привод водомета и вентилятора двигателя (рисунок 4.41).

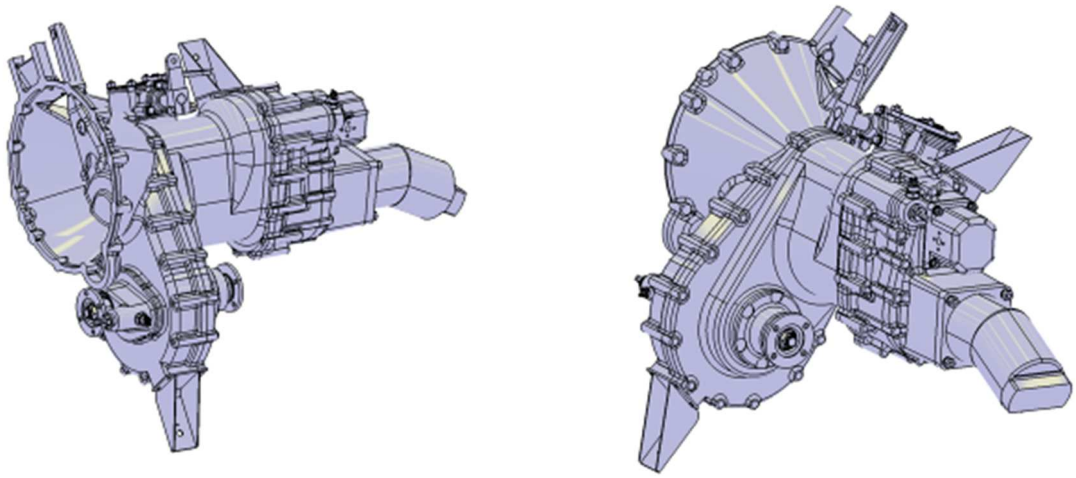


Рисунок 4.41 – Инновационная шестиступенчатая коробка передач с интегрированной раздаточной коробкой

Выполнены геометрические и прочностные расчеты на контактную и изгибную шестерен на всех передачах коробки, расчет на прочность и жесткость валов, расчет на долговечность подшипников деталей коробки передач, которые показывают выполнение заданных показателей прочности и долговечности предложенной конструкции. Эскизная конструкторская документации на коробку передач выполнена в объеме, позволяющем изготовить и собрать шестиступенчатую коробку передач. Разработан эскизный проект раздаточной коробки, основной функцией которой является распределения моментов между ведущими мостами, постоянно реализующей полный привод, дифференциальный или блокировочный, что существенно способствует повышению проходимости, управляемости и устойчивости транспортного средства при движении в сложных природно-климатических условиях, а также на опорных поверхностях с низкой несущей способностью.

Также разработан эскизный проект инновационного планетарного колесного редуктора (рисунок 4.42), являющегося ответственным узлом перспективной трансмиссии. Конструкция колесного узла включает в себя систему поддержания давления воздуха в шинах. Выполнены геометрические и прочностные расчеты на контактную и изгибную выносливость шестерен редуктора, расчет на долговечность подшипников. Проведенные расчеты показывают выполнение заданных показателей прочности и долговечности предложенной конструкции.

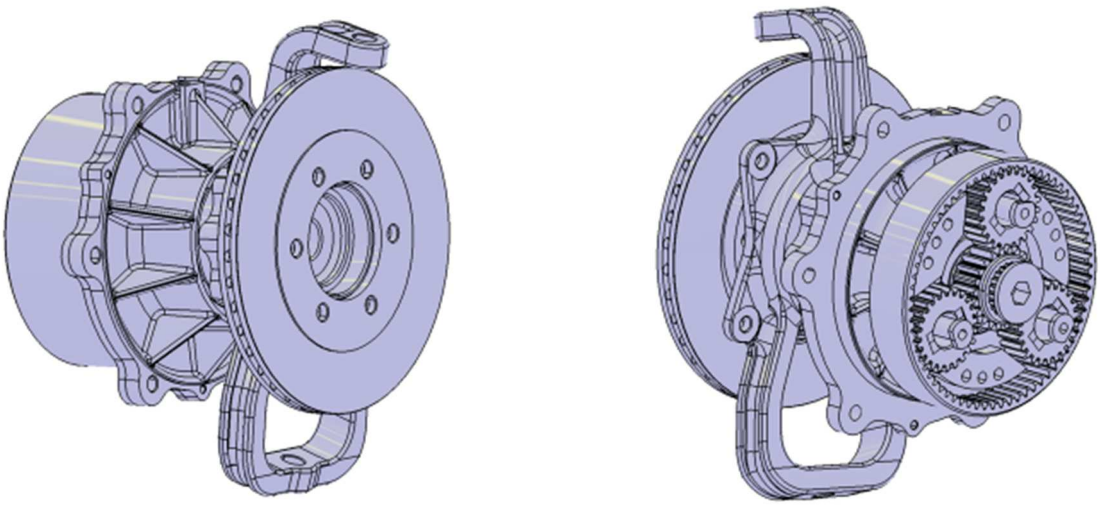


Рисунок 4.42 – 3D модель колесного редуктора планетарного типа

4.5.1 Эскизная конструкторская документация на детали раздаточной коробки

Сборочный чертеж раздаточной коробки, конструктивно выполненный в одном картере с коробкой передач представлен на рисунке 4.40.

На рисунках 4.43-4.49 представлены чертежи основных деталей раздаточной коробки и колесного редуктора, выполненные на основании расчетов.

На основании материала раздела можно сделать следующие заключения:

1 Выполнен эскизный проект раздаточной коробки, основной функцией которой является распределения моментов между ведущими мостами, постоянно реализующей полный привод, что существенно способствует повышению проходимости, управляемости и устойчивости транспортного средства при движении в сложных природно-климатических условиях, а также на опорных поверхностях с низкой несущей способностью.

3 Предложенная конструкция одноступенчатой раздаточной коробки, по сравнению с классическими схемами, позволяет снизить массу до 40%, кроме того, одновременно уменьшить внутренние потери в раздаточной коробке, и тем самым улучшить топливную экономичность транспортного средства.

4. Разработана эскизная конструкторская документации на раздаточную коробку, ее детали и узлы, позволяющая ее изготовить и провести экспериментальные исследования.

5. Выполнен эскизный проект инновационного планетарного колесного редуктора, являющегося ответственным узлом перспективной трансмиссии, к которому предъявляются требования не только по прочностным свойствам, но и по массогабаритным характеристикам. Конструкция колесного узла включает в себя систему поддержания давления воздуха в шинах.

6. Представлена эскизная конструкторская документации на колесный редуктор, достаточная для его изготовления и сборки.

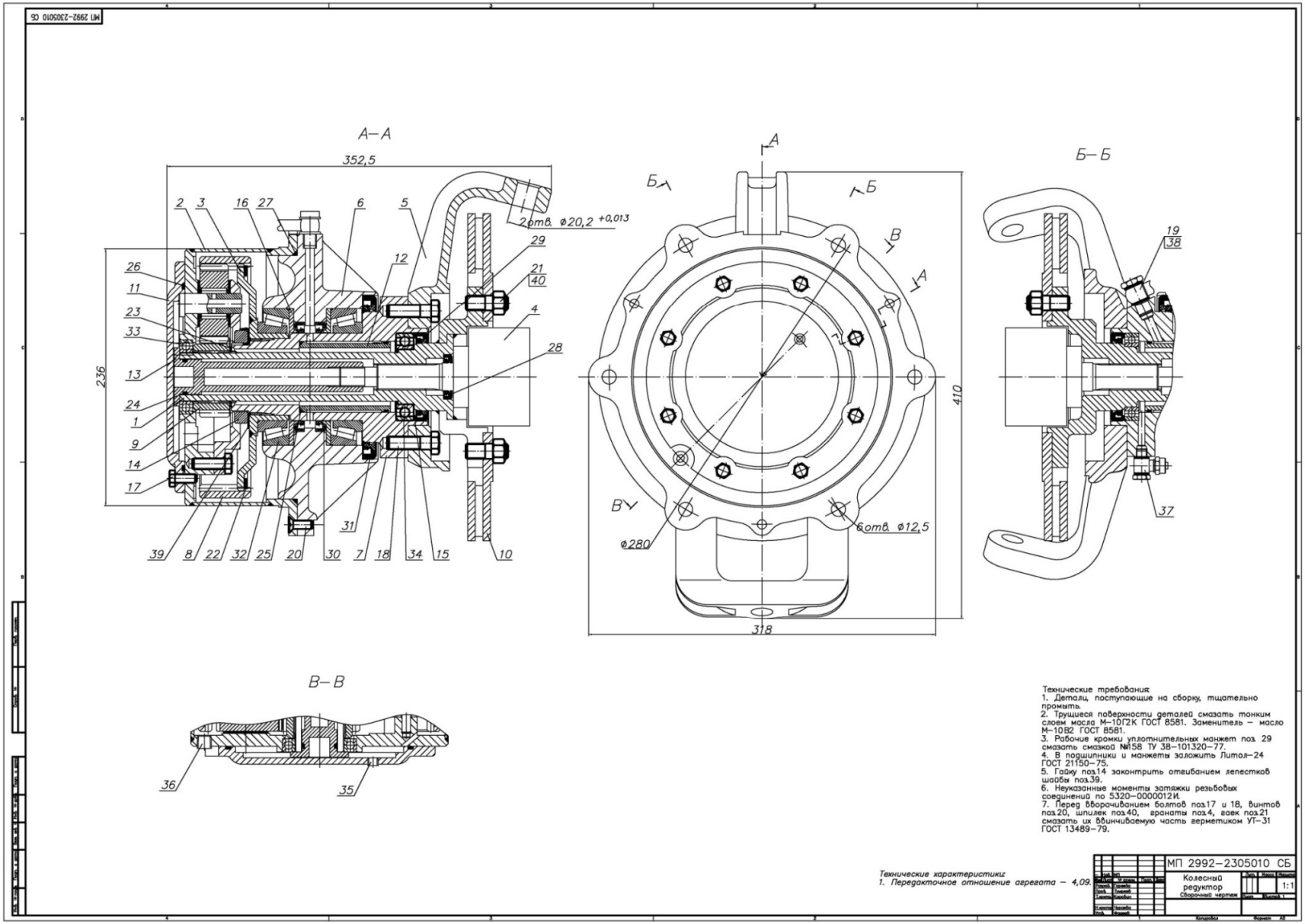
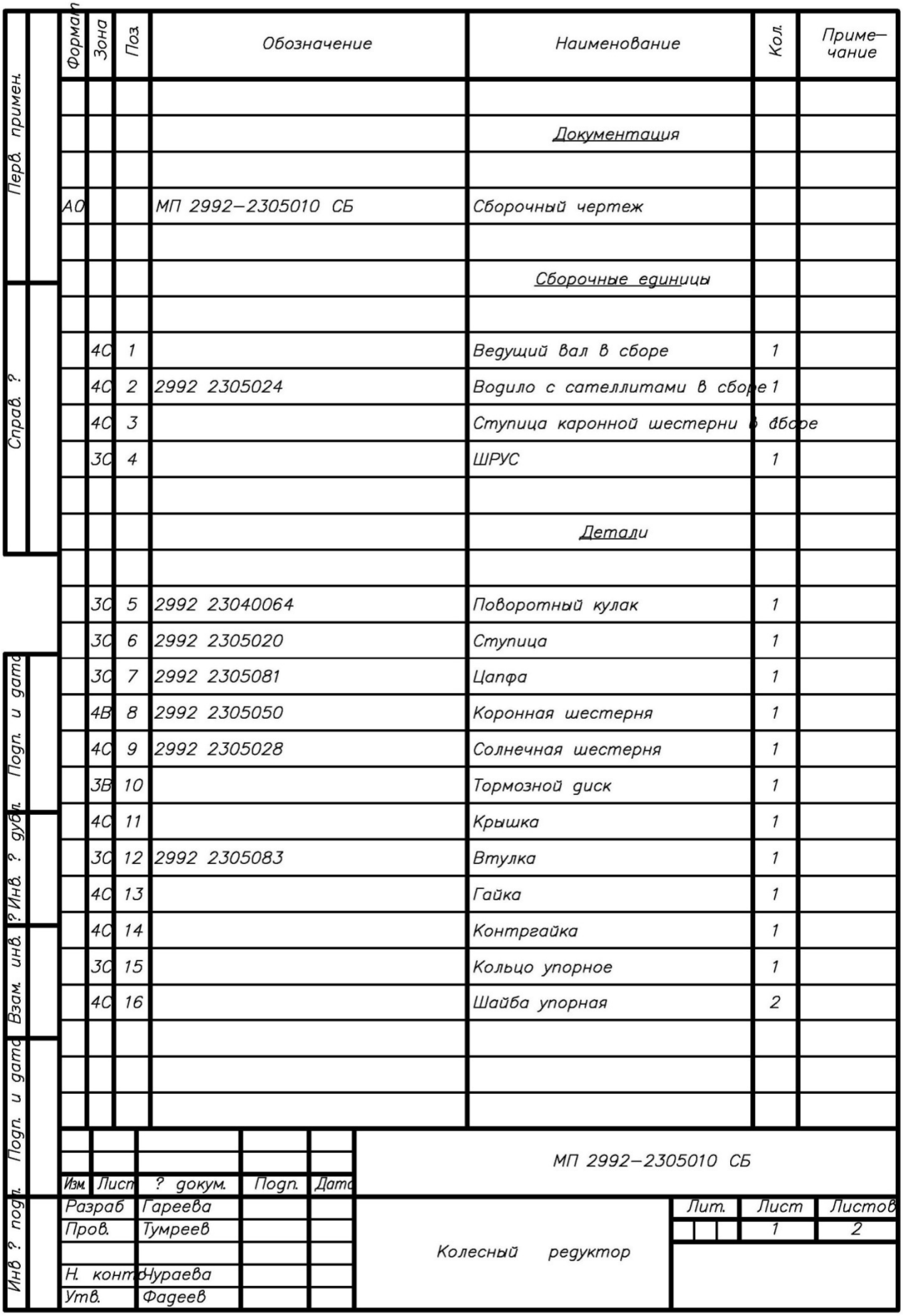


Рисунок 4.43 – Сборочный чертеж колесного редуктора

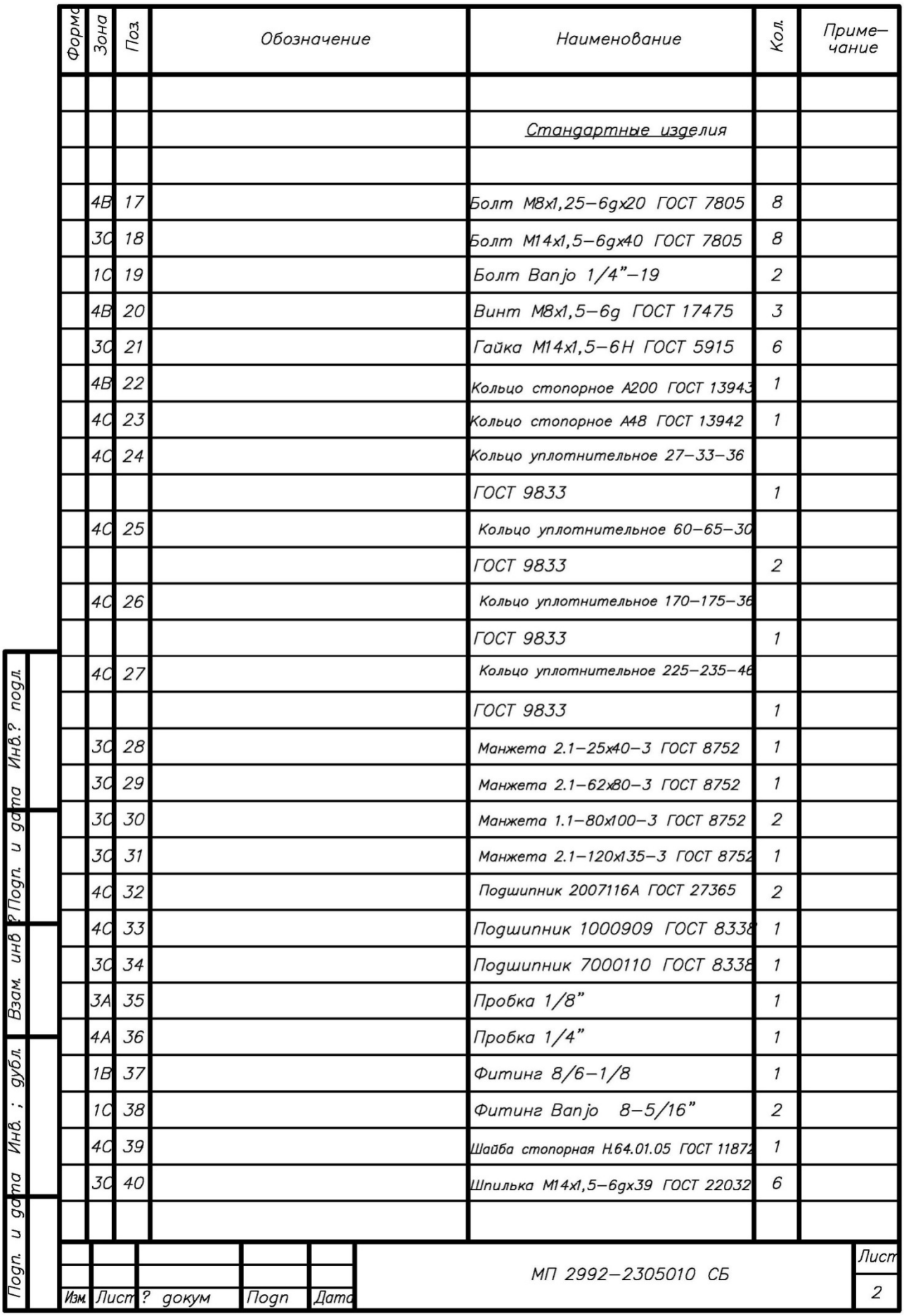


Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
А0			МП 2992–2305010 СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
	4С	1		Ведущий вал в сборе	1	
	4С	2	2992 2305024	Водило с сателлитами в сборе	1	
	4С	3		Ступица каронной шестерни в сборе		
	3С	4		ШРУС	1	
				Детали		
	3С	5	2992 23040064	Поворотный кулак	1	
	3С	6	2992 2305020	Ступица	1	
	3С	7	2992 2305081	Цапфа	1	
	4В	8	2992 2305050	Коронная шестерня	1	
	4С	9	2992 2305028	Солнечная шестерня	1	
	3В	10		Тормозной диск	1	
	4С	11		Крышка	1	
	3С	12	2992 2305083	Втулка	1	
	4С	13		Гайка	1	
	4С	14		Контргайка	1	
	3С	15		Кольцо упорное	1	
	4С	16		Шайба упорная	2	

Перв. примен. | Справ. ? | Подп. и дата | Инв. ? дубл. | Взам. инв. ? | Подп. и дата | Инв. ? подл.

Изм.	Лист	? докум.	Подп.	Дата	МП 2992–2305010 СБ		
Разраб	Гареева				Колесный редуктор	Лит.	Лист 1 / Листов 2
Пров.	Тумреев						
Н. контр.	Нураева						
Утв.	Фадеев						

Рисунок 4.44 – Спецификация сборочного чертежа колесного редуктора



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Стандартные изделия		
	4В	17		Болт М8х1,25–6gх20 ГОСТ 7805	8	
	3С	18		Болт М14х1,5–6gх40 ГОСТ 7805	8	
	1С	19		Болт Banjo 1/4"–19	2	
	4В	20		Винт М8х1,5–6g ГОСТ 17475	3	
	3С	21		Гайка М14х1,5–6Н ГОСТ 5915	6	
	4В	22		Кольцо стопорное А200 ГОСТ 13943	1	
	4С	23		Кольцо стопорное А48 ГОСТ 13942	1	
	4С	24		Кольцо уплотнительное 27–33–36		
				ГОСТ 9833	1	
	4С	25		Кольцо уплотнительное 60–65–30		
				ГОСТ 9833	2	
	4С	26		Кольцо уплотнительное 170–175–36		
				ГОСТ 9833	1	
	4С	27		Кольцо уплотнительное 225–235–46		
				ГОСТ 9833	1	
	3С	28		Манжета 2.1–25х40–3 ГОСТ 8752	1	
	3С	29		Манжета 2.1–62х80–3 ГОСТ 8752	1	
	3С	30		Манжета 1.1–80х100–3 ГОСТ 8752	2	
	3С	31		Манжета 2.1–120х135–3 ГОСТ 8752	1	
	4С	32		Подшипник 2007116А ГОСТ 27365	2	
	4С	33		Подшипник 1000909 ГОСТ 8338	1	
	3С	34		Подшипник 7000110 ГОСТ 8338	1	
	3А	35		Пробка 1/8"	1	
	4А	36		Пробка 1/4"	1	
	1В	37		Фитинг 8/6–1/8	1	
	1С	38		Фитинг Banjo 8–5/16"	2	
	4С	39		Шайба стопорная Н.64.01.05 ГОСТ 11872	1	
	3С	40		Шпилька М14х1,5–6gх39 ГОСТ 22032	6	

Изм. Лист ? докум Подп Дата

МП 2992–2305010 СБ

Лист 2

Подп. и дата | Инв.; дубл. | Взам. инв ? | Подп. и дата | Инв.? подл.

Рисунок 4.45 – Спецификация сборочного чертежа колесного редуктора

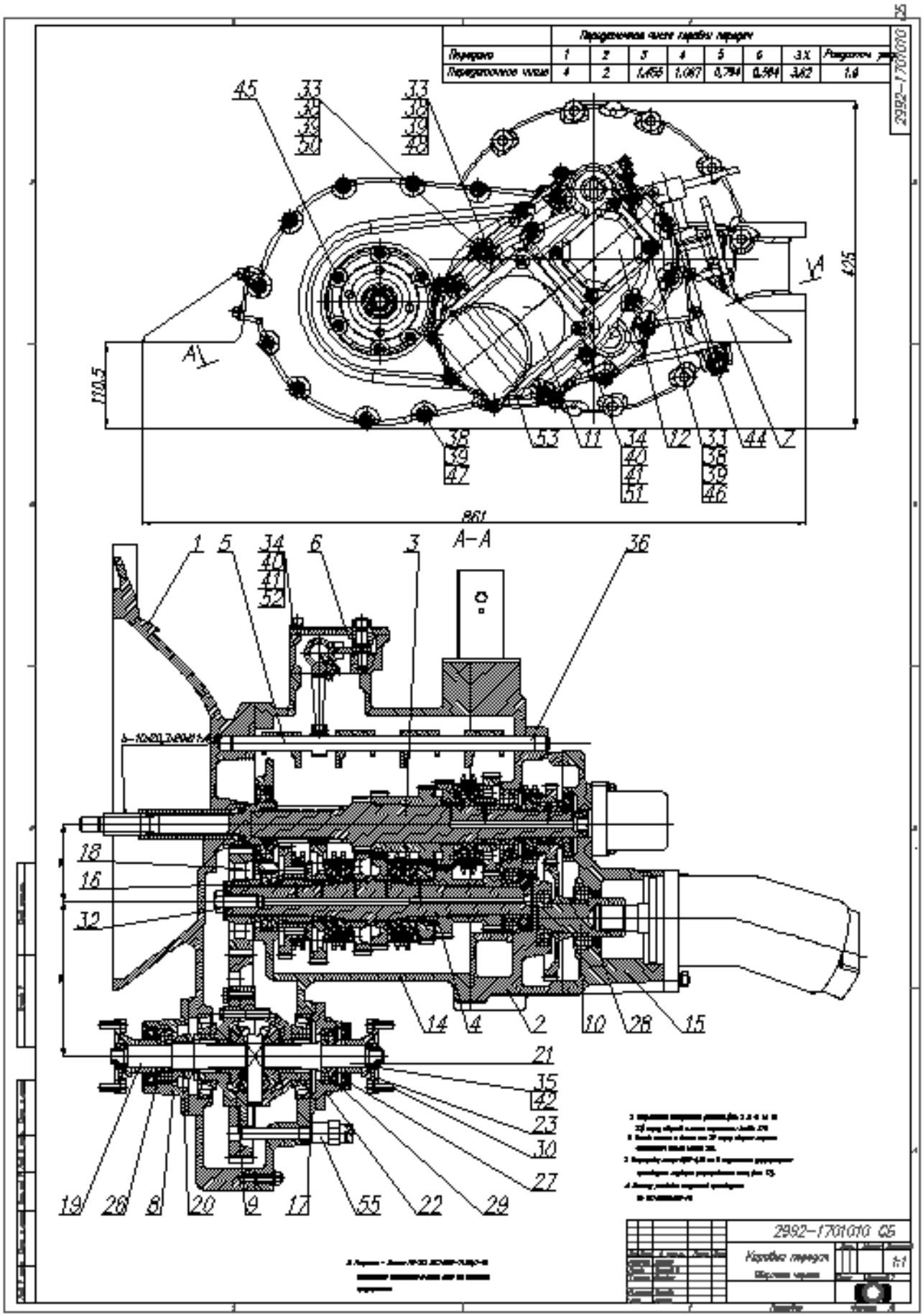
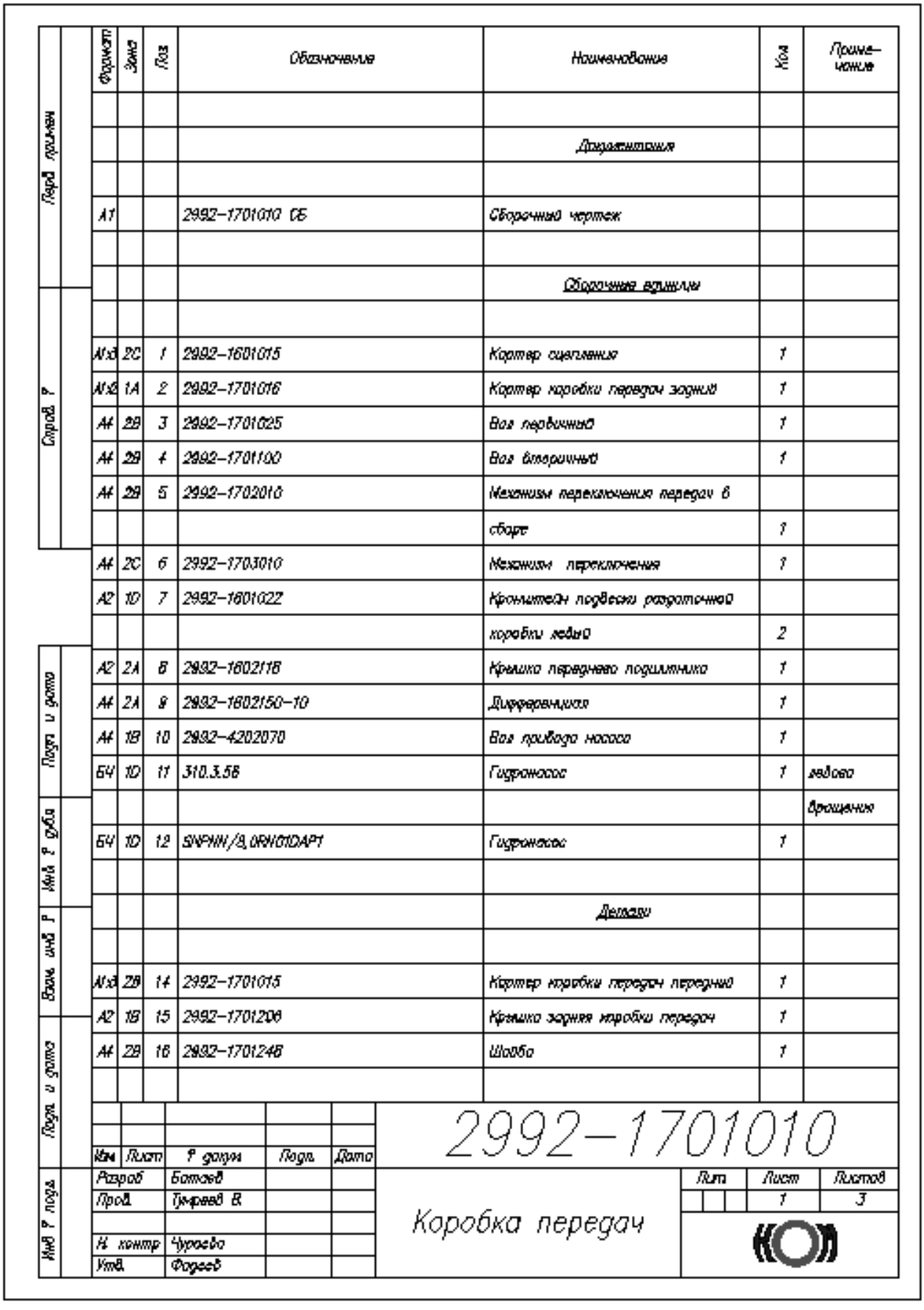


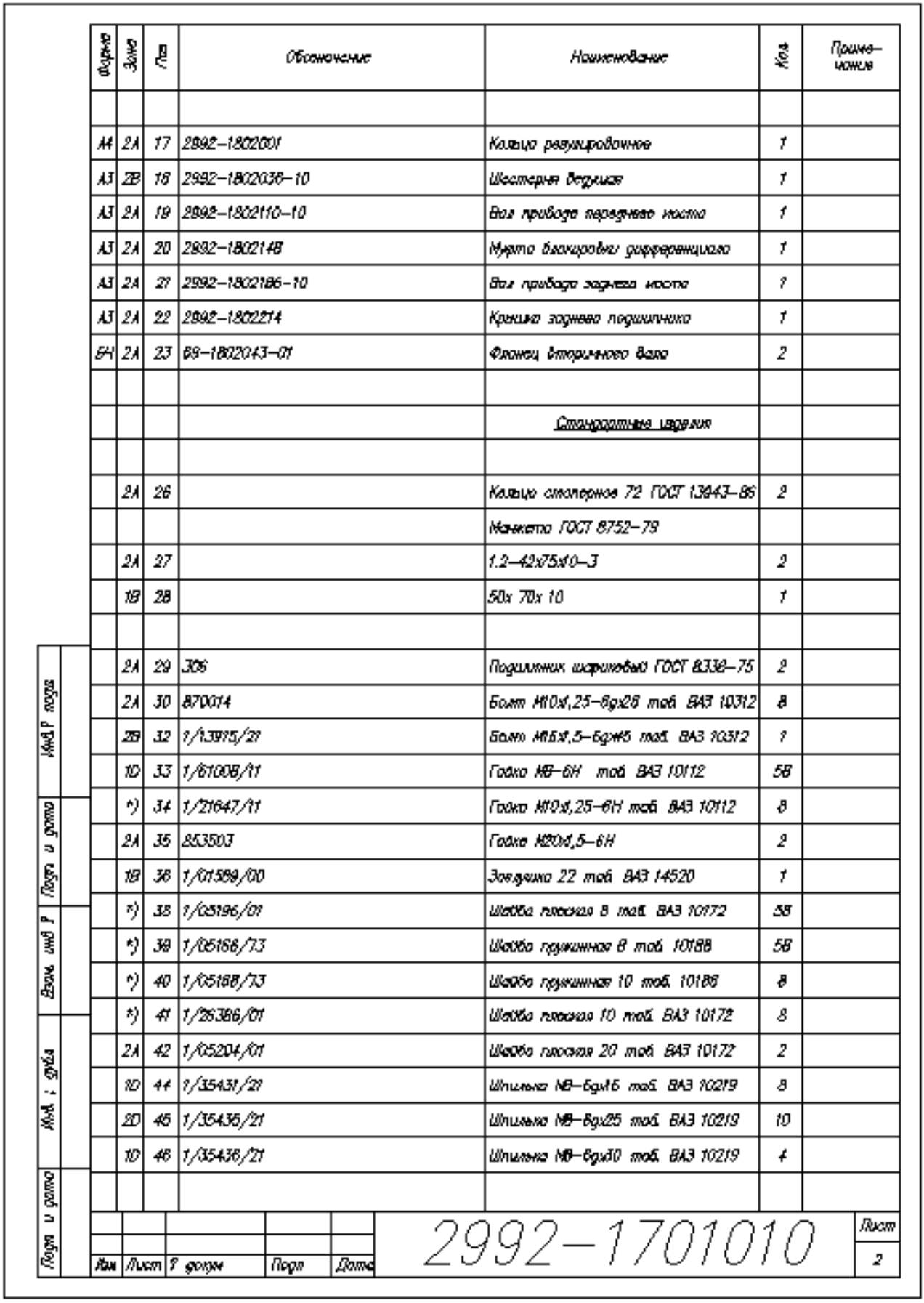
Рисунок 4.46 – Сборочный чертеж коробки передач и раздаточной коробки



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1			2992-1701010 СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
A3x	2C	1	2992-1601015	Картер сцепления	1	
A3x	1A	2	2992-1701016	Картер коробки передач задней	1	
A4	2B	3	2992-1701025	Вал первичный	1	
A4	2B	4	2992-1701100	Вал вторичный	1	
A4	2B	5	2992-1702010	Механизм переключения передач в		
				сборе	1	
A4	2C	6	2992-1703010	Механизм переключения	1	
A2	1D	7	2992-1601022	Кронштейн подвески раздаточной		
				коробки левый	2	
A2	2A	8	2992-1602116	Крышка переднего подшипника	1	
A4	2A	9	2992-1602150-10	Дифференциал	1	
A4	1B	10	2992-4202070	Вал приводного насоса	1	
Б4	1D	11	310.3.56	Гидронасос	1	левого
						вращения
Б4	1D	12	SNPHM/Q.0RN01DAP1	Гидронасос	1	
				Детали		
A3x	2B	14	2992-1701015	Картер коробки передач передний	1	
A2	1B	15	2992-1701200	Крышка задняя коробки передач	1	
A4	2B	16	2992-1701248	Шайба	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	2992-1701010		
Разраб.		Батаев			Коробка передач	Лит.	Лист 1 / Листов 3
Пров.		Тумрев В.					
Н. контр.		Чураева					
Утв.		Федосов					

Рисунок 4.47 – Спецификация на коробку передач (Лист №1)



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
А4	2А	17	2992-1802001	Кольцо разделительное	1	
А3	2В	16	2992-1802036-10	Шестерня ведущая	1	
А3	2А	19	2992-1802110-10	Вал привода переднего моста	1	
А3	2А	20	2992-1802148	Муфта блокировки дифференциала	1	
А3	2А	21	2992-1802186-10	Вал привода заднего моста	1	
А3	2А	22	2992-1802214	Крышка заднего подшипника	1	
БЧ	2А	23	69-1802043-01	Фланец вторичного вала	2	
				Стандартные изделия		
	2А	26		Кольцо стопорное 72 ГОСТ 13943-86	2	
				Манжета ГОСТ 8752-79		
	2А	27		1.2-42х75х10-3	2	
	1В	28		50х 70х 10	1	
	2А	29	306	Подшипник шариковый ГОСТ 8338-75	2	
	2А	30	870014	Болт М10х1,25-6gх26 тех. ВАЗ 10312	8	
	2Б	32	1/13915/21	Болт М16х1,5-6gж5 тех. ВАЗ 10312	1	
	1Б	33	1/67008/11	Гайка М8-6Н тех. ВАЗ 10112	5В	
	*)	34	1/21647/11	Гайка М10х1,25-6Н тех. ВАЗ 10112	8	
	2А	35	853503	Гайка М20х1,5-6Н	2	
	1В	36	1/01589/00	Заглушка 22 тех. ВАЗ 14520	1	
	*)	38	1/05196/01	Шайба плоская 8 тех. ВАЗ 10172	5В	
	*)	39	1/05168/73	Шайба пружинная 8 тех. 10188	5В	
	*)	40	1/05168/73	Шайба пружинная 10 тех. 10186	8	
	*)	41	1/26386/01	Шайба плоская 10 тех. ВАЗ 10172	8	
	2А	42	1/05204/01	Шайба плоская 20 тех. ВАЗ 10172	2	
	1Б	44	1/35431/21	Шпилька М8-6gх16 тех. ВАЗ 10219	8	
	2Б	45	1/35436/21	Шпилька М8-6gх25 тех. ВАЗ 10219	10	
	1Б	46	1/35436/21	Шпилька М8-6gх30 тех. ВАЗ 10219	4	

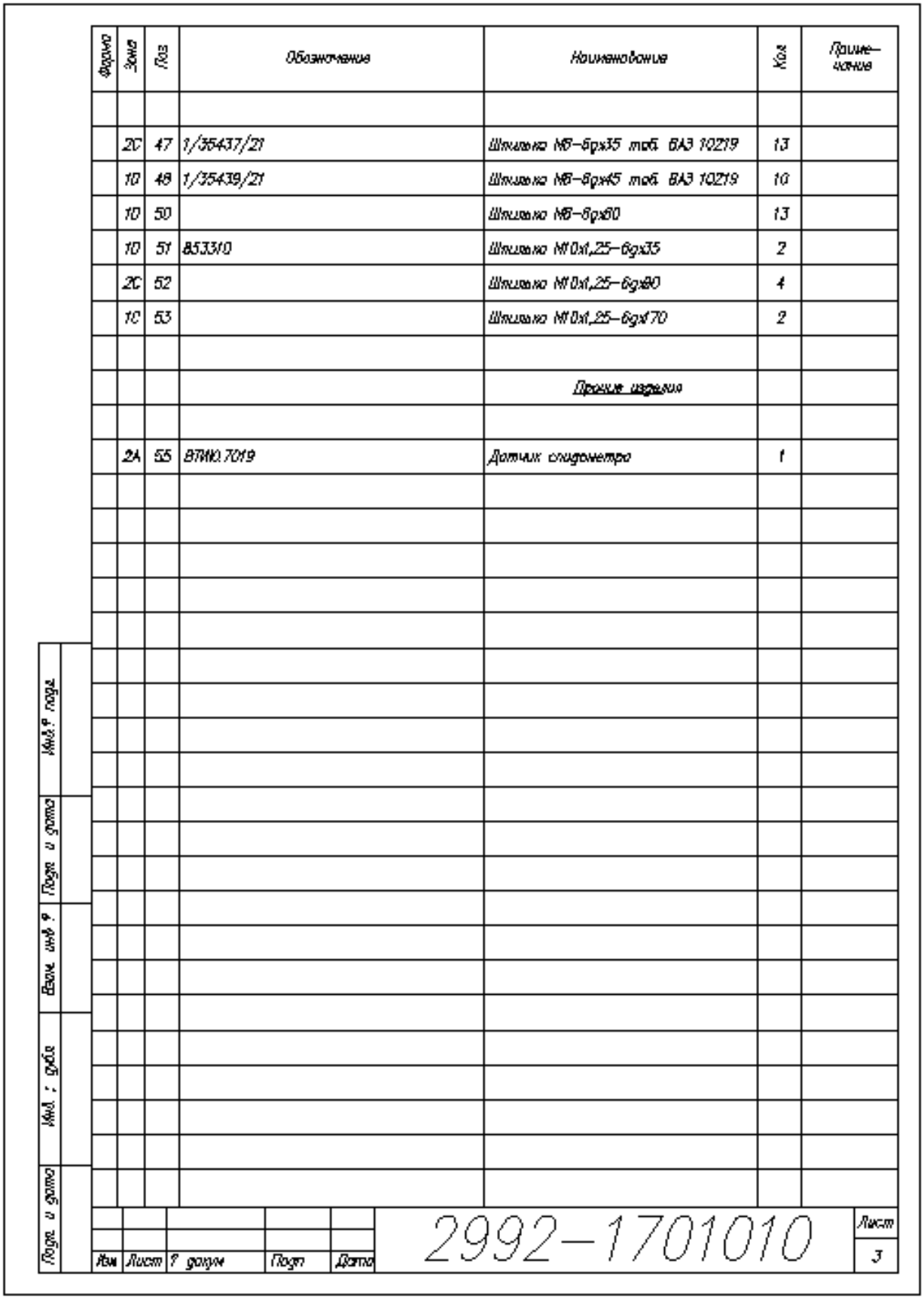
Инв.№ подл. | Подп. и дата | Взам. инв.№ | Инв.№ дубл. | Подп. и дата

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

2992-170101

Лист 2

Рисунок 4.48 – Спецификация на коробку передач (Лист №2)



Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Приме-чание
	2С	47	1/35437/21	Шпилька М6–6gх35 тоб. ВАЗ 10219	13	
	1С	48	1/35439/21	Шпилька М6–6gх45 тоб. ВАЗ 10219	10	
	1С	50		Шпилька М6–6gх60	13	
	1С	51	853310	Шпилька М10х1,25–6gх35	2	
	2С	52		Шпилька М10х1,25–6gх80	4	
	1С	53		Шпилька М10х1,25–6gх170	2	
				Прочие изделия		
	2А	55	ВПИО.7019	Датчик спидометра	1	

Инв.№ подл. | Подп. и дата | Взам. инв.№ | Инв.№ дубл. | Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	2992–1701010	Лист 3

Рисунок 4.49 – Спецификация на коробку передач (Лист №3)

4.6 Математическое моделирование характеристик привода колес машины в случае различных схем 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 блокированной, дифференциальной и дифференциально-блокированной схем трансмиссий. Рассматриваемые варианты в определённой степени охватывают наиболее распространенные конструктивные схемы и являются типичными для транспортных средств рассматриваемого класса.

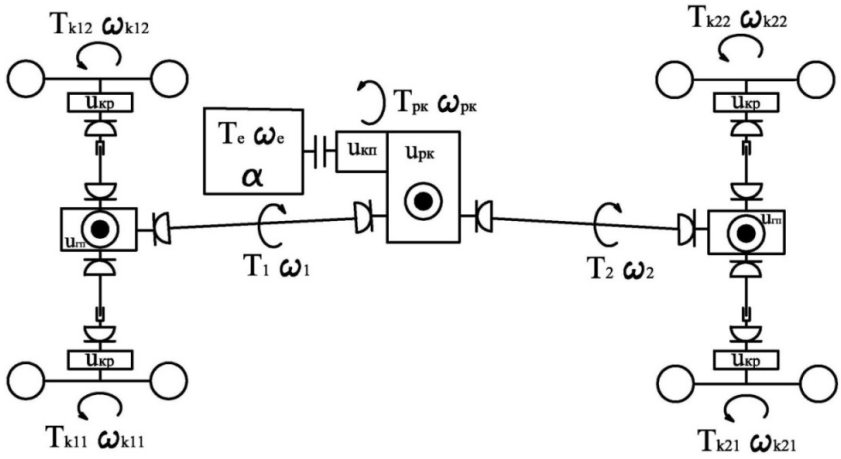


Рисунок 4.50 – Схема блокированной трансмиссии

Блокированный межосевой привод распределяет моменты между осями в требуемом соотношении, в результате чего уменьшается сопротивление качению колес и возрастает запас силы тяги. Упрощенная схема блокированной трансмиссии приведена на рисунке 4.50. Динамика трансмиссии с блокированной межосевой и межколесной связью описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} &\omega_e / (u_{кп} \cdot u_{рк}) = \omega_1 = \omega_2 \\ &\omega_1 / u_0 = \omega_{к11} = \omega_{к12} = \omega_{к21} = \omega_{к22} \\ &T_e \cdot u_{кп} \cdot u_{рк} \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{рк} = T_1 + T_2 \\ &T_1 \cdot u_0 \cdot \eta_0 = T_{к11} + T_{к12} \\ &T_2 \cdot u_0 \cdot \eta_0 = T_{к21} + T_{к22} \end{aligned} \quad , \tag{4.11}$$

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_{pk} – 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_{pk} – 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.

Упрощенная схема дифференциальной трансмиссии приведена на рисунке 4.51.

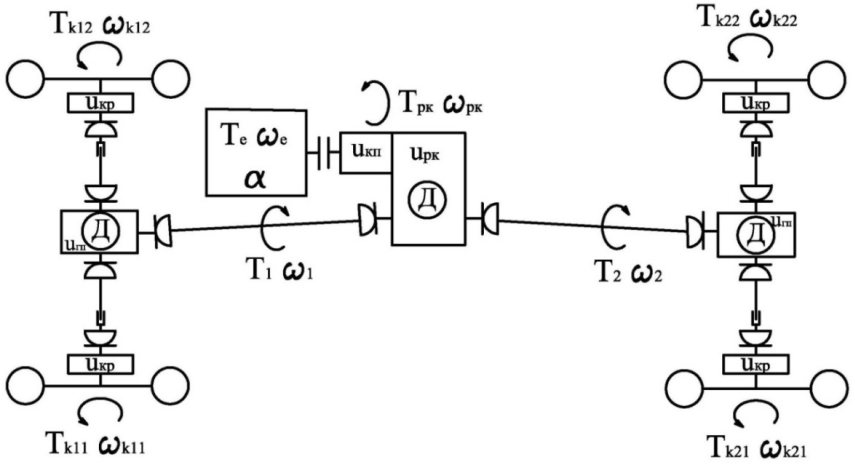


Рисунок 4.51 – Схема дифференциальной трансмиссии

Динамика трансмиссии с дифференциальной межосевой и межколесной связью описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}
&\omega_e/(u_{кп}\cdot u_{рк}) = (\omega_1+\omega_2)/2\\
&\omega_1/u_0 = (\omega_{к11}+\omega_{к12})/2\\
&\omega_2/u_0 = (\omega_{к21}+\omega_{к22})/2\\
&T_e\cdot u_{кп}\cdot u_{рк}\cdot \eta_{кп}\cdot \eta_{рк} = T_1 = T_2\\
&T_1\cdot u_0\cdot \eta_0/2 = T_{к11} = T_{к12} = T_{к21} = T_{к22}
\end{aligned} \qquad (4.12)$$

Упрощенная схема дифференциально-блокированной трансмиссии приведена на рисунке 4.52.

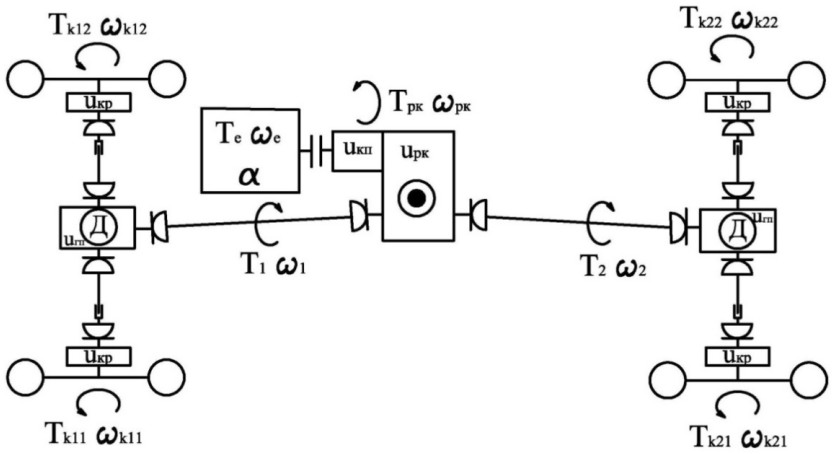


Рисунок 4.52 – Схема дифференциально-блокированной трансмиссии

Динамика дифференциально-блокированной трансмиссии описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}
&\omega_e / u_{кп} \cdot u_{рк} = \omega_1 = \omega_2 \\
&\omega_1 / u_0 = (\omega_{к11} + \omega_{к12})/2 = (\omega_{к21} + \omega_{к22})/2 \\
&T_1 \cdot u_0 \cdot \eta_0 / 2 = T_{к11} = T_{к12} \\
&T_2 \cdot u_0 \cdot \eta_0 / 2 = T_{к21} = T_{к22} \\
&T_e \cdot u_{кп} \cdot u_{рк} \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{рк} = T_1 + T_2
\end{aligned} \qquad (4.13)$$

Системы уравнений (4.11) – (4.13) 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 (4.11) – (4.13) являются достаточными для описания движения полноприводного двухосного транспортного средства по деформируемой опорной поверхности с приемлемой точностью и анализа факторов, влияющих на эффективность колесной машины.

4.6.1 Программная реализация математической модели

Для решения системы дифференциальных уравнений использовался метод визуально-ориентированного блочного имитационного моделирования сложных динамических систем.

При данном подходе уравнения, описывающие процесс движения полноприводного двухосного транспортного средства по деформируемой опорной поверхности, приводятся к виду, удобному для решения. После определения начальных условий дифференциальных уравнений, разрешенных относительно старших производных, следует реализация математической модели средствами MATLAB/Simulink с включением инструментов визуализации результатов. На рисунке 4.53 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 4.53, 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 4.54);
- 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 4.56);
- блок «Вывод результатов» (Results).

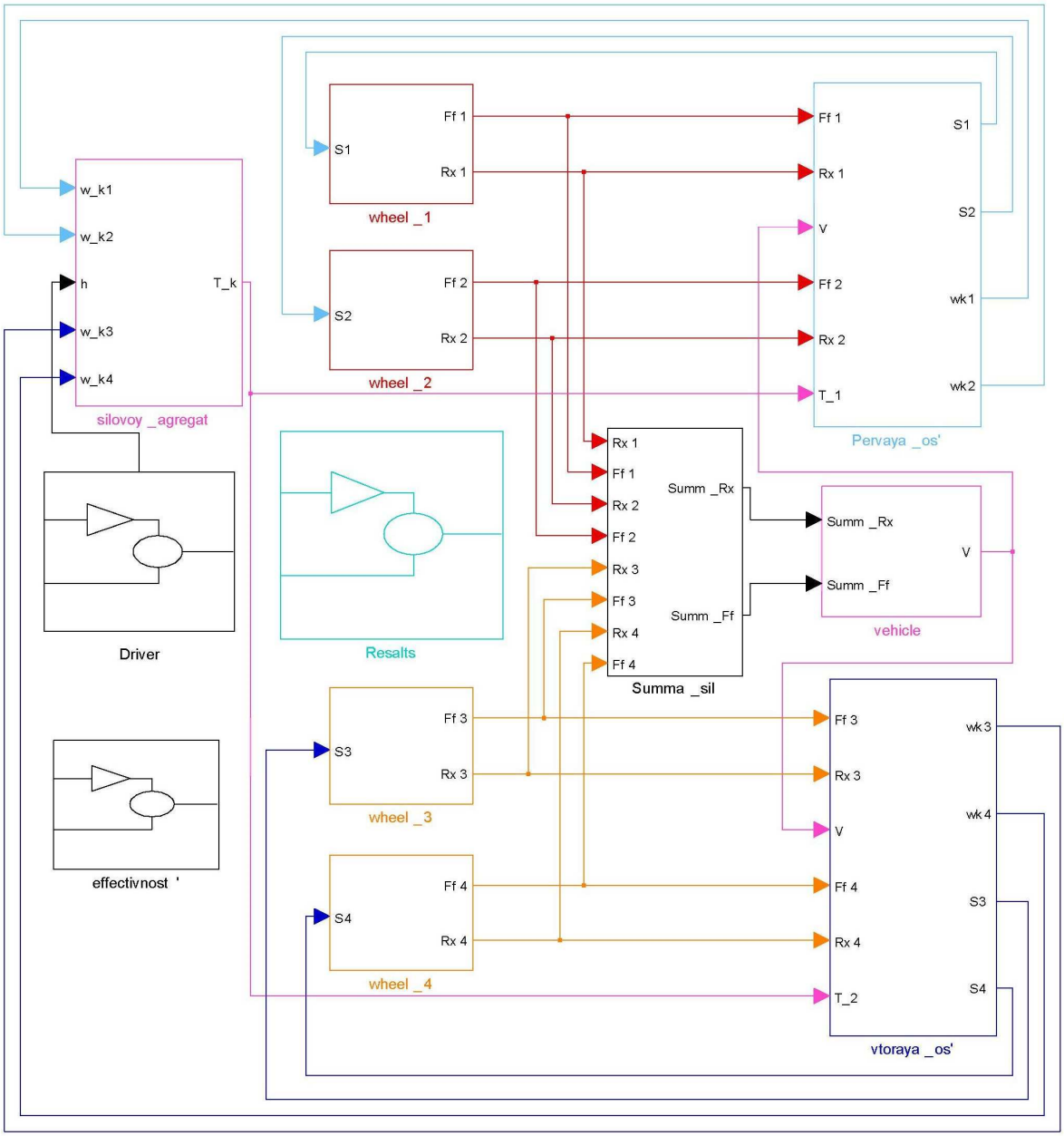


Рисунок 4.53 – Блок-схема модели

На рисунках 4.54 – 4.56 показаны некоторые подсистемы разработанной имитационной модели движения транспортного средства с пневмоколесным движителем по опорной поверхности с низкой несущей способностью.

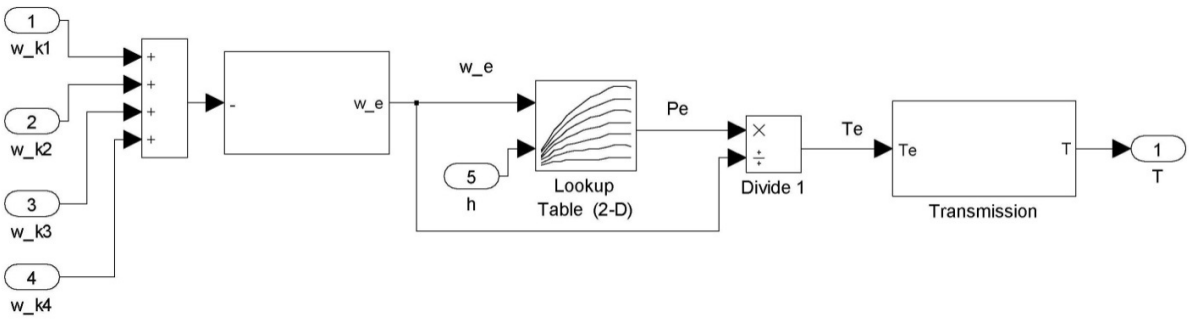


Рисунок 4.54 – Блок «Силовой агрегат»

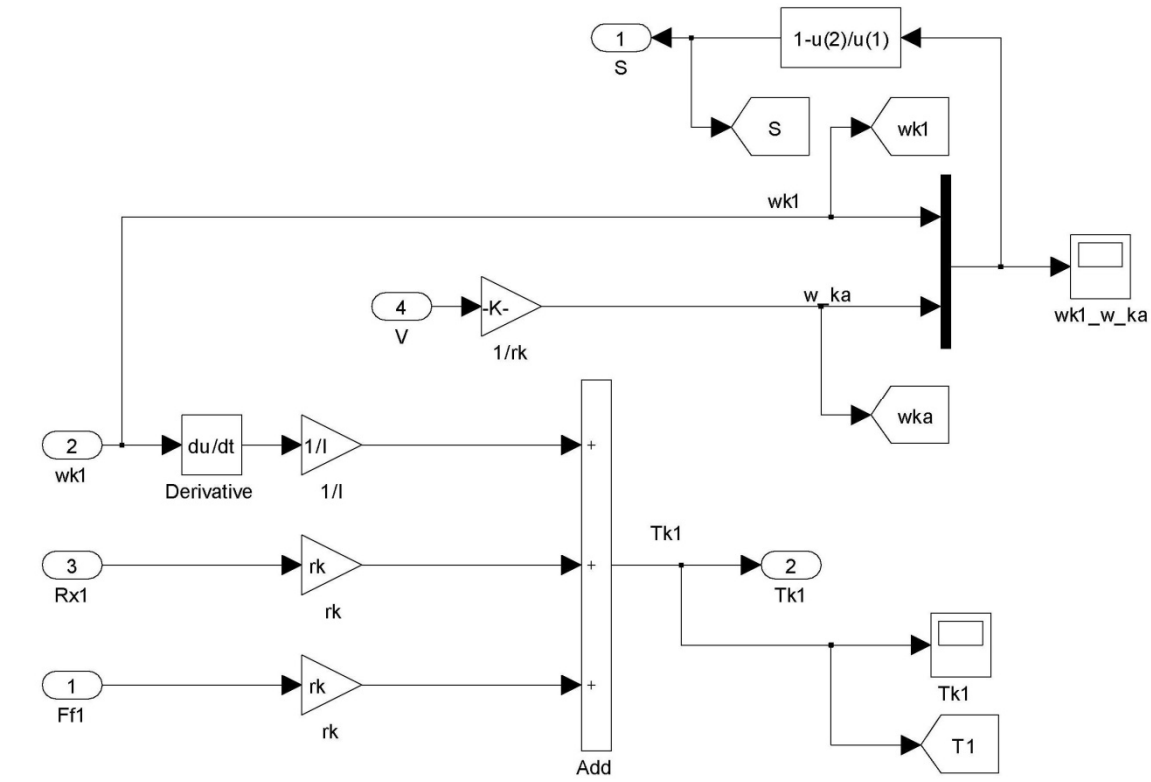


Рисунок 4.55 – Компонент блока «Первая ось» (расчет внешнего скольжения и определение крутящего момента на левом колесе передней оси)

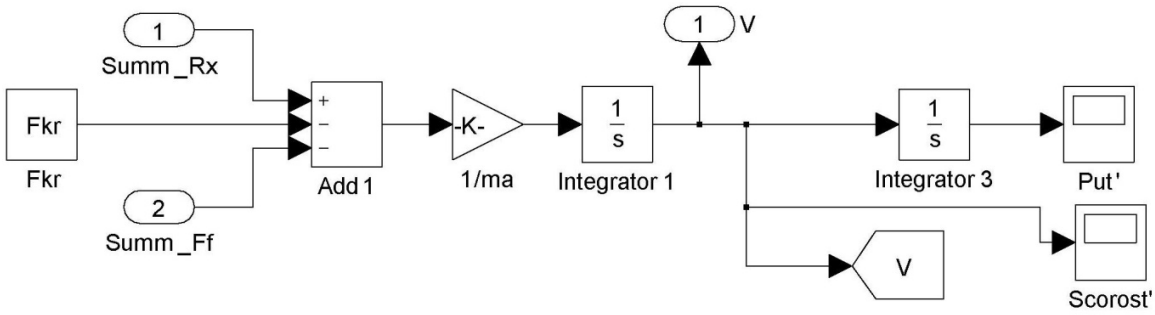


Рисунок 4.56 – Блок «Машина»

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 4.57-4.58) в виде таблицы, представляющей значения функции двух переменных.

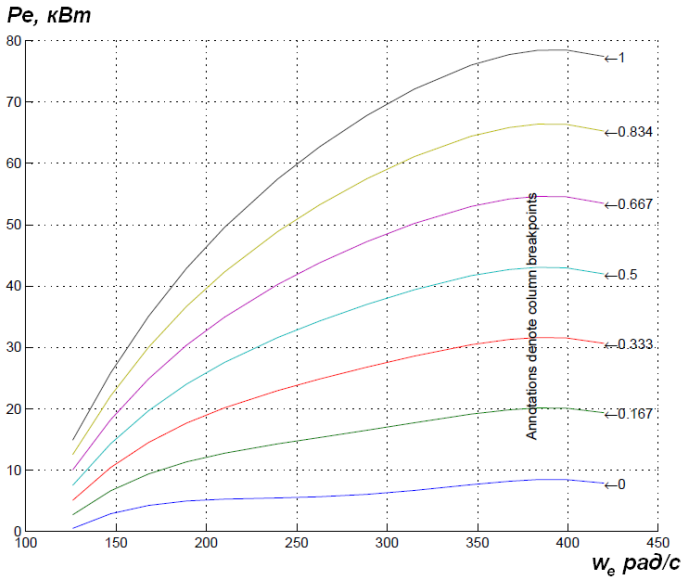


Рисунок 4.57 – Частичные скоростные характеристики дизельного двигателя: зависимость мощности двигателя от угловой скорости вращения вала двигателя при разной нагрузке на двигатель

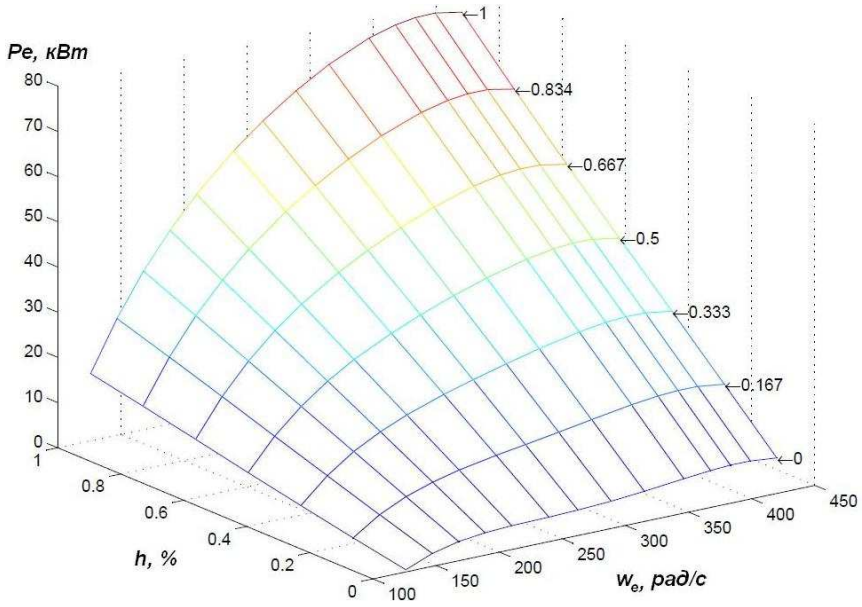


Рисунок 4.58 – Нагрузочная характеристика двигателя: поверхность, характеризующая изменение эффективной мощности двигателя в зависимости от изменения угловой скорости вращения вала двигателя и степени подачи топлива

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 –4.57).

4.6.2 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. Для оценки проходимости наземных транспортных средств снежный покров дифференцирован на 4 типа [21,23] с соответствующими значениями параметров (таблица 4.26).

Таблица 4.26 – Численные значения параметров снега

Тип снега	ρ, г/см3	γ, кПа/м	C0, кПа	tg φ
1	0,15	20	0,5	0,25
2	0,20	30	1,0	0,30
3	0,25	50	2,5	0,33
4	0,30	100	5,0	0,36

Краткая техническая характеристика объекта расчетных исследований представлена в таблице 4.27.

Таблица 4.27 – 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

На рисунках 4.59 – 4.62 представлены результаты моделирования движения машины с блокированным приводом колес (схема на рисунке 4.50) по снегу типа 4 глубиной Н= 0,5 м. Цифрами на графиках обозначена принадлежность к соответствующей оси ТС.

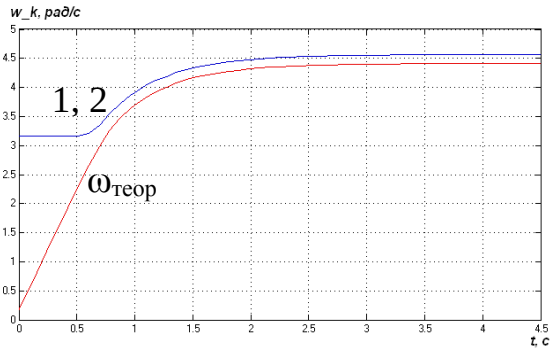


Рисунок 4.59 – Угловые скорости колес

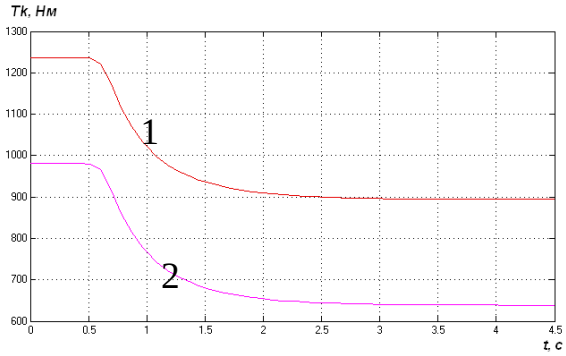


Рисунок 4.60 – Крутящий момент, подводимый к колесам

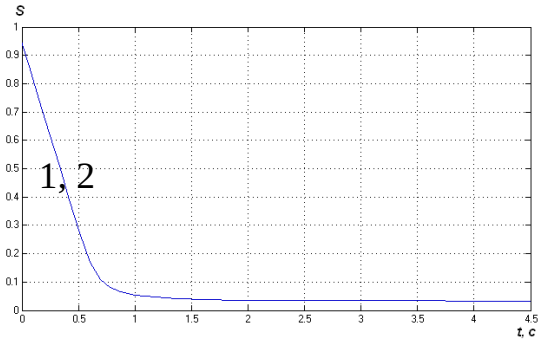


Рисунок 4.61 – Буксование колес

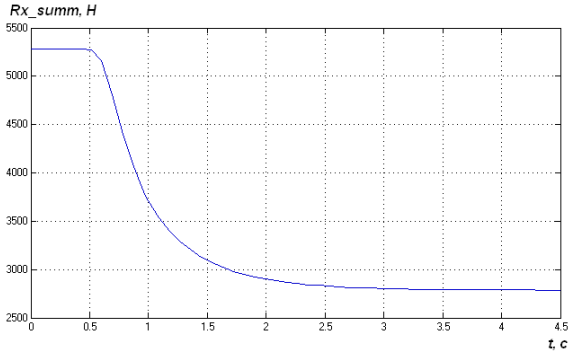


Рисунок 4.62 – Суммарная упорная реакция грунта, реализуемая колесами

Для блокированной трансмиссии характерно равенство угловых скоростей вращения колёс, однако крутящий момент, подводимый к каждому из них, может быть различным, что и подтверждают результаты исследований модели, представленные на рисунках 4.59 и 4.60. При подаче постоянной нагрузки на двигатель, составляющей 30% от максимально возможной, машина разогналась до скорости равной 2,4 м/с.

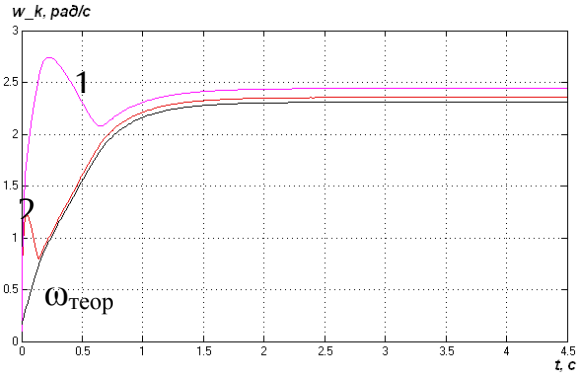


Рисунок 4.63 – Угловые скорости колес

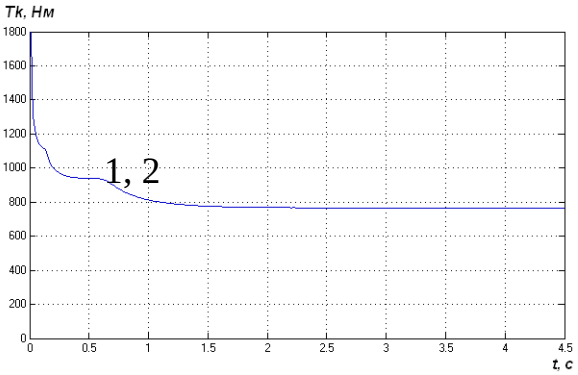


Рисунок 4.64 – Крутящий момент, подводимый к колесам

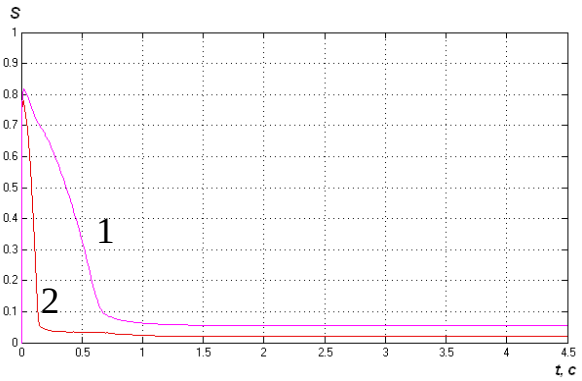


Рисунок 4.65 – Буксование колес

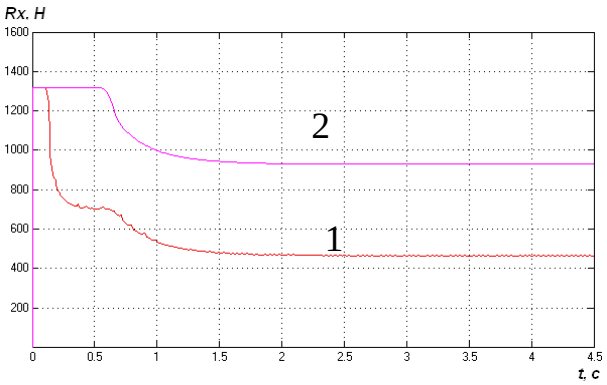


Рисунок 4.66 –Упорные реакции грунта, реализуемые колесами

В отличие от блокированного привода для дифференциальной трансмиссии (схема на рисунке 4.51), исходя, в том числе, и из системы уравнений (7.4), характерно равенство момента на всех колёсах (рисунок 4.64) при их различной скорости вращения (рисунок 4.63). При подаче постоянной нагрузки на двигатель, составляющей 30% от максимально возможной, транспортное средство разогналось до установившейся скорости 1.27 м/с, что значительно ниже, чем в случае блокированного привода колес.

На рисунках 4.67 – 4.70 представлены результаты моделирования движения машины с блокированным приводом колес, а на рисунках 4.71 – 4.74 – с дифференциальным. 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. В отличие от дифференциального привода блокированная схема трансмиссии распределяет моменты между колесами в требуемом соотношении.

Цифрами на графиках обозначена принадлежность к соответствующей оси каждого колеса ТС. Пример числового обозначения «1/2»: 1 – передняя ось, 2 – правое колесо.

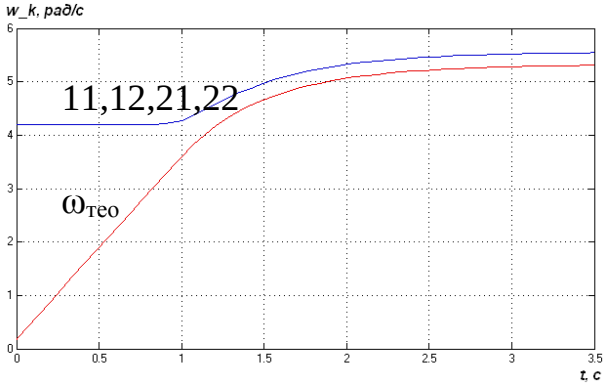


Рисунок 4.67 – Угловые скорости колес

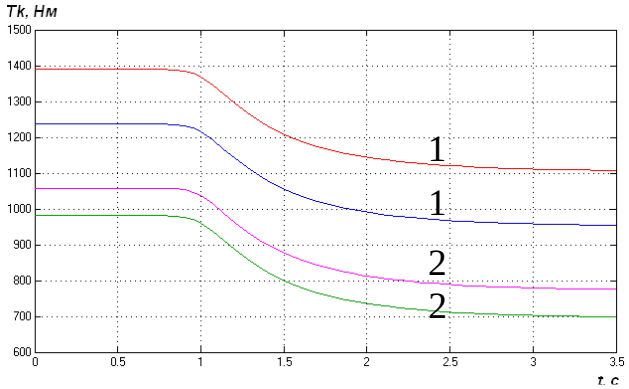


Рисунок 4.68 – Крутящий момент, подводимый к колесам

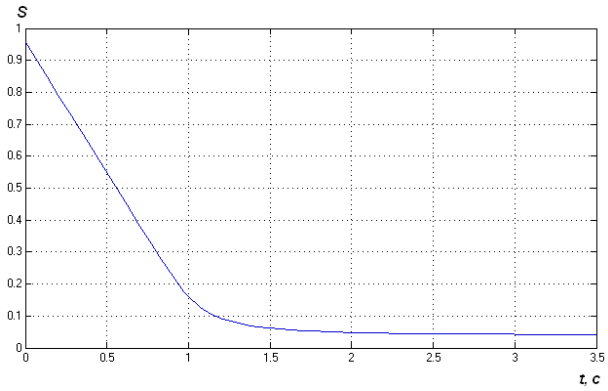


Рисунок 4.69 – Буксование колес

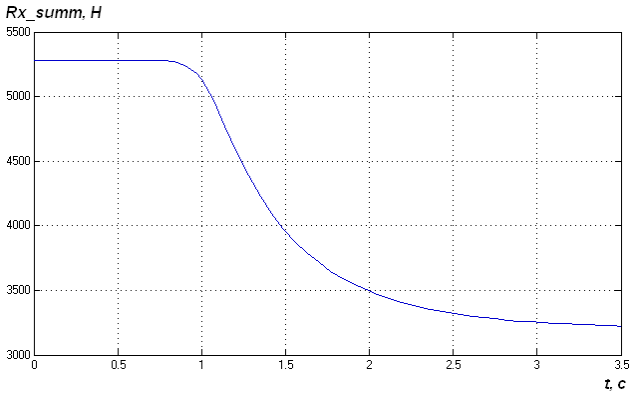


Рисунок 4.70 – Суммарная упорная реакция грунта, реализуемая колесами

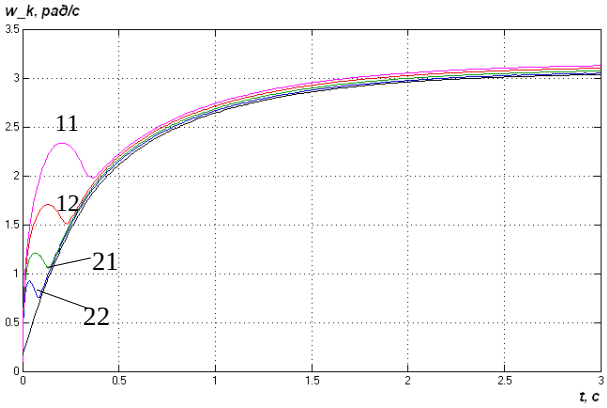


Рисунок 4.71 – Угловые скорости колес

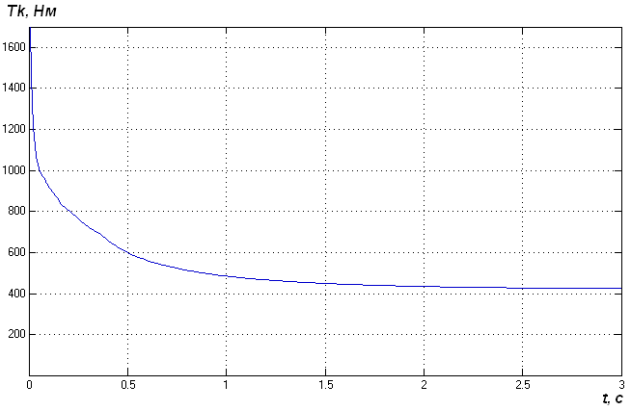


Рисунок 4.72 – Крутящий момент, подводимый к колесам

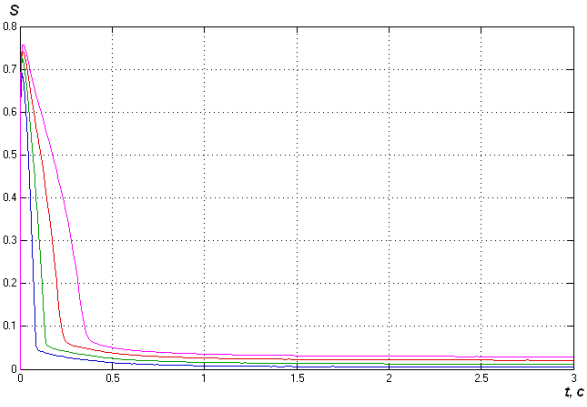


Рисунок 4.73 – Буксование колес

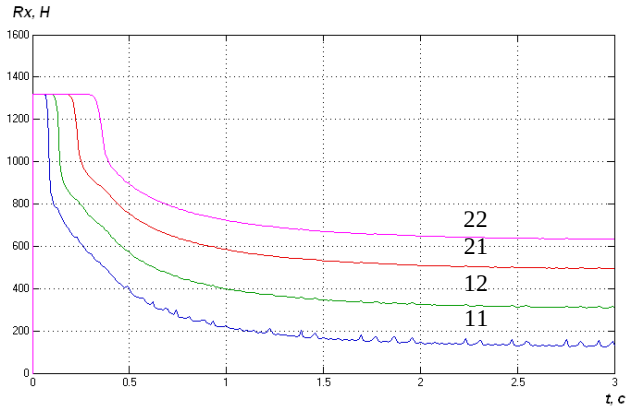


Рисунок 4.74 –Упорные реакции грунта, реализуемые колесами

На основании материалов раздела можно сделать следующие заключения:

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.

Для проверки работоспособности модели проведены расчетные исследования движения вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления по снегу.

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.

Разработанная математическая модель будет служить теоретической основой для дальнейших расчетных исследований.

4.7 Оценка эффективности полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем.

Общие характеристики экспериментального образца специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления, представлены в таблице 4.27

Таблица 4.27 - Общие характеристики экспериментального образца специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления

Колесная формула / ведущие колеса	4x4 / все
Схема компоновки транспортного средства	С центральным расположением моторного отсека
Назначение транспортного средства	Автомобиль высокой проходимости, в том числе по грунтам с низкой несущей способностью
Вместимость салона, чел.	4
Габаритные размеры, мм длина х ширина х высота	 5100x2500x2500
База, мм	2980
Колея передних / задних колес, мм	1890
Масса снаряженного транспортного средства, кг	2400
Полная масса, кг	3200
Грузоподъемность, не менее, кг	800
Двигатель (марка, тип)	Cummins ISF 2,8s 3129T
Топливо	Дизельное
Трансмиссия	Механическая
Сцепление	фрикционное, сухое, однодисковое
Коробка передач	КОМ, шестиступечатая, двухвальная, с неподвижными осями, с ручным управлением
- число передач	6 – вперед; 1 - назад
- передаточные числа коробки передач I II III IV V VI З.Х.	 4,0 2,0 1,455 1,067 0,794 0,564 3,62
Раздаточная коробка (марка, тип)	КОМ, одноступенчатая, постоянного включения, с принудительным механизмом включения блокировки дифференциала
Передаточное число раздаточной коробки	1,9
Карданная передача в приводе ведущих мостов	трехвальная, с шарнирами не равны угловых скоростей,
Главная передача (марка, тип)	КОМ, двойная, разнесенная, включает центральную и колесную передачи
Передаточное число центральной главной передачи	2,77
Передаточное число колесной передачи	4,15
Карданная передача в приводе ведущих	С шарнирами равных угловых скоростей

колес	
Дорожный просвет, мм	540
Шины	широкопрофильные, низкого давления, бескамерные, индекс скорости D(65 км/ч)
Подкачка шин	Автоматизированная централизованная подкачка шин, изменяет давление воздуха с 0,05 до 0,5 атм. в течении 15 минут
Водяной движитель	гидрообъемный привод от коробки передач
Отопитель салона	От системы охлаждения двигателя
Лебедка	Электрическая до 5,5 т.
Электрооборудование	ГАЗ-3302
Система проводки	Двухпроводная, 12В
Аккумуляторная батарея	6СТ-75АЗ или 6СТ-90ЭМ
Освещение внутреннее	Плафон освещения кузова
Освещение наружное	Фары с галогенными лампами типа АКГ12-60+55(Нч). Фонарь заднего хода и фонарь освещения номерного знака
Сигнализация световая	Передние и задние указатели поворота и габаритные огни, стоп сигналы, задний противотуманный фонарь, световозвращатели в задних фонарях, повторители указателей поворота, аварийная сигнализация указателями и повторителями указателей поворота
Звуковой сигнал	Электрический, тональный
Стеклоотчиститель и омыватель ветрового стекла	Двухщеточный с электрическим приводом, работает в трех режимах с совмещенным режимом подачи жидкости
Приборы	На панели прибором смонтированы спидометр с суммарным и суточным счетчиком пройденного пути, указатель уровня жидкости, указатель температуры охлаждающей жидкости, тахометр, контрольные лампы, включатели и переключатели
Радиооборудование	По заказу устанавливается радиоприемник или магнитола, антенна, два громкоговорителя.
Максимальная скорость транспортного средства, км/ч	60
Максимальный преодолеваемый подъем %	не менее 60
Скорость передвижения по воде, км/ч	не менее 8
Условия эксплуатации в температурном диапазоне	-50°С до +40°С
Ресурс до капитального ремонта, км	100 000
Наработка на отказ, км	6000
Другие технические характеристики	высокая ремонтопригодность, надежность, живучесть

На рисунке 4.74 представлены варианты дизайна для опытного образца специального транспортного средства

а)

б)

в)

Рисунок 4.74 – Варианты дизайна опытного образца специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления

Проведем сравнительную оценку конкурентоспособности экспериментального образца вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления относительно лучших мировых аналогов (рисунок 4.75), существующих на рынке автомобилей-амфибий, технические характеристики которых представлены в таблице 4.28. В таблице 4.28

представлены наиболее близкие колесные аналоги, а также для сравнения представлены данные по гусеничным машинам той же грузоподъемности и назначения.

На основе имеющихся данных, приведенных в таблицах 4.27 и 4.28, можно утверждать, что экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления не уступает по техническим характеристикам, т.е. показателям проходимости, энергоэффективности тягово-скоростным свойствам транспортным средствам данного типа.

Немаловажным фактором является стоимостная оценка предлагаемых модификаций. В таблице 4.29 приведен перечень субпоставщиков комплектующих изделий разрабатываемых транспортных средств. В таблице 4.30 указана ориентировочная стоимость базовой и наиболее популярной расширенной комплектации вездеходных транспортных средств. Исходя из представленных данных, цена базовой комплектации экспериментального образца специального транспортного средства (из расчета выпуска 10 шт.) приведенной к базовой комплектации Трэкол-39292 составляет 97,7 %, что говорит о конкурентоспособности экспериментального образца по цене. При этом, у экспериментального образца уже в базовой комплектации предусмотрены такие важные опции, существенно повышающие проходимость и амфибийные свойства, такие как водяной движитель и блокировки дифференциалов и т.д.

Стоимости комплектующих изделий и вездехода в целом сведены в таблицах 4.31 и 4.32, где показана стоимость компонентов при различных годовых объемах производства.

Из сравнения характеристик, видны преимущества экспериментального образца специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления по сравнению с имеющимися аналогами, представленными на рынке:

- при грузоподъемности 800 кг. экспериментальный образец обладает хорошей пасажировместимостью (8 чел.), при чем по грузоподъемности на 33% превосходит транспортные средства Трэкол-39292.

- габаритные размеры экспериментального образца позволяют двигаться по дорогам общего пользования;

- экспериментальный образец транспортного средства может быть сертифицирован как легковой автомобиль повышенной проходимости (для управления достаточно прав категории «В»);

- обладает высокими показателями скорости движения по суше (максимальная скорость 60 км/ч); имеет возможность двигаться в общем потоке с транспортными средствами, предназначенными для движения по дорогам общего пользования;

- подвеска может быть выполнена с регулируемым дорожным просветом, обеспечивающим высокие показатели профильной проходимости при движении в тяжелых дорожных условиях, а также показатели курсовой устойчивости и повышенной комфортности при высоких скоростях на дорогах с усовершенствованным покрытием;

- для улучшения топливной экономичности и приспособляемости транспортного средства к дорожным условиям используется шестиступенчатая коробка передач, оснащенная отборами мощности для привода водомета и вспомогательного оборудования, с интегрированной раздаточной коробкой, превосходящей по функциональным возможностям мировые аналоги;

- имеет колесные редукторы с большим передаточным числом (u_p=4,15), позволяющие существенно снизить нагрузку на детали ведущего моста, карданной передачи, коробки передач с интегрированной раздаточной коробкой, сцепления и двигателя, и тем самым повысить надежность их функционирования и долговечность;

- имеет оригинальную конструкцию рамы-лодки, позволяющую повысить безопасность и остойчивость при движении транспортного средства по воде.

- экспериментальный образец специального транспортного средства характеризуется высокими амфибийными свойствами, поскольку используется водометный движитель, позволяющий развивать скорость до 8 км/ч по воде, что обеспечит устойчивое движение против течения и более высокую производительность по сравнению с представленными аналогами, причем превосходство в скорости передвижения по воде над транспортными средствами Трэкол составляет более чем в 2,6 раза;

- система поддержания оптимального давления воздуха в шине, позволит поддерживать внутреннее давление воздуха в шинах 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 до 0,01 МПа (минимальное давление). При этом установка требуемой величины давления не требует от водителя покидать рабочее место, что особенно важно, при эксплуатации транспортных средств в условиях низких температур, характерных для северных регионов;

Таблица 4.27 – Основные технические характеристики аналогов

Наименование вездехода (тип движителя, колесная формула)	Модель	Двигатель	Кузов *	Грузоподъемность, т.	Габаритная длина/ширина/высота, мм	Пассажировместимость, чел.	Дорожный просвет, мм	Число ступеней коробки передач	Скорость передвижения, км/ч		Стоимость, тыс. руб.
									По суше	По воде	
ТРЭКОЛ (колесный, 6х6)	39292	ВАЗ-21114	ЦМ	0,8	5640/2610/2720	8	470	5	70	3	2360
	39294	ЗМЗ-4021.10/ ЗМЗ-4062	СП	0,7	5670/2540/2715	8	500	4	70	3	2260
	39295		СП	0,7	5900/2540/2680	4	500	4	70	3	1945
КЕРЖАК (колесный, 4х4)	30072	ЗМЗ-405	ГП	1,05	6200/2830/3000	6	700	5	50	5	1410-1610
	30074	ЗМЗ-514	ЦМ	1,05	6200/2830/3000	6	700	5	50	5	1620-1740
	30075	ЗМЗ-405	ЦМ	1,05	6200/2830/3000	13	700	5	50	5	2000
КЕРЖАК (колесный, 6х6)	30079	ЗМЗ-514	ЦМ	2,0	6450/2830/3000	6	700	5	50	5	1760-2060
УНКОР (колесный, 4х4)	39101	ЗМЗ-409	ЦМ	0,85	4440/2500/2350	5	750	4	75	4	1310
ПЕТРОВИЧ (колесный 4х4)	204-50	ВАЗ 2123	ГП	0,8	4820/2490/2694	3	640	5	70	3	1950
ВЕТЛУГА (гусеничный)	34011	ЗМЗ-405	ГП	1,0	5150/2070/2300	5	400	4	60	5	1745
	34011	ЗМЗ-514	ГП	1,0	5150/2070/2300	5	400	4	55	5	1871
	34012	ЗМЗ-514	ЦМ	1,0	4900/2070/2300	9	400	4	55	5	1900
	34015	ММЗ 245.7	ГП	1,0	5650/2070/2300	5	400	4	45	5	2000
БОБР (гусеничный)	3409	Cummins ISF 2,8л.	ЦМ	0,6	4625/2020/2500	5	430	5	65	6	2555

* Используемые сокращения: ЦМ - цельнометаллический кузов; СП - стеклопластиковый кузов; ГП – Грузопассажирский

ТРЭКОЛ-39294 (6х6)

ТРЭКОЛ-39445 (4х4)

ПЕТРОВИЧ

КЕРЖАК 4х4

КЕРЖАК 6х6

УНКОР

БОБР

ВЕТЛУГА

УНКОР

Рисунок 4.75 – Колесные аналоги и гусеничные машины тоже назначения и грузоподъемности

Таблица 4.29 – Перечень отечественных и иностранных субпоставщиков комплектующих изделий

Наименование узла/агрегата	**Наименование субпоставщика**
Двигатель	Cummins (Китай)
Система питания, вкл. 2 топливных бака	Собственное производство
Система выхлопа	Собственное производство
Система охлаждения, вкл. Радиатор с 2 вентиляторами	ШААЗ
Сцепление	ГАЗ, УАЗ
Коробка передач	КОМ
Трансмиссия, вкл. валы карданные, шкифы, муфты	Собственное производство
Мост передний с блокировкой	Собственное производство, УАЗ,
Мост задний с блокировкой	Собственное производство, УАЗ,
Межосевая блокировка	Собственное производство
Колесные редукторы	КОМ, собственное производство
Привод колесного редуктора, м/к	КОМ, собственное производство
Рама-лодка	Собственное производство
Подвеска	Contitech, собственное производство
Рычаги в сборе, м/к	Собственное производство
Колесо в сборе, вкл. Нарезку протектора, диск, м/к	Собственное производство
Рулевое управление в сборе, вкл. ГУР, тяги, сошки	ГАЗ, ZF
Тормоза	ГАЗ
Электрооборудование, панель приборов, жгут проводов	ГАЗ, собственное производство, Cummins (по марке двигателя)
Пневмосистема, приборы, ресиверы м/к	собственное производство, BOSCH, CAMZZY
Коробка отбора мощности	КОМ
Вентиляция и отопление	ВАЗ, ГАЗ, собственное производство, Адверс, Тепловые системы
Водяной движитель	Собственное производство
Электрическая лебедка	Warn, ComeUp
Кузов стеклопластик	Автодизайн, КОМ, собственное производство
Комплектация кузова	Собственное производство
Независимый отопитель	Адверс, Тепловые системы, WEBASTO
Запасной инструмент и принадлежности	Собственное производство

Таблица 4.30 Сравнение технической и ценовой конкурентоспособности экспериментального образца транспортного средства и «ТРЭКОЛ-39292» (из расчета выпуска 10 шт.)

Параметры	**Экспериментальный образец специального транспортного средства**	**«ТРЭКОЛ-39292»**	**Примечания или ценовые поправки**
1	2	3	4
Техническая характеристика			
Колесная формула	4х4	6х6	
Габаритные размеры, мм	5100х2500х2500	5640х2610х2300	
База, мм	2980	3770	
Дорожный просвет, мм	540	470	34 500
Грузоподъемность, кг	800	600	Основной параметр для сравнения
Снаряженная масса, кг	2400	2100	
Полная масса, кг	3200	2800	
Двигатель	Cummins ISF 2,8s 3129T	ВАЗ-21083	183 514
Объем цилиндров, л	2,8	1,5	
Мощность, л.с.	120	70	
Коробка передач	КОМ	ВАЗ – 21083	61 000
Число передач	6	5	
Коробка отбора мощности	За дополнительную плату	Нет	
Колесный редуктор	КОМ	Нет	139 000
Межосевая блокировка	Есть	Нет	
Межколесная блокировка	Есть	Нет	
Расход топлива, литров/100 км			
Город	14	16	
Вне дорог	21	25	
Максимальная скорость, км/ч	60	60	
Наличие водяного движителя	За дополнительную плату	Нет	
Скорость на воде, км/ч	8	3	
Способ удержания на плаву	С помощью рамы-лодки	За счет накачанных шин	
Подвеска колес	Независимая	Зависимая	
Размер шин	1300х700-24	1300х600х533	

Централизованная подкачка шин	За дополнительную плату	Нет	
Радиус поворота, м	9,6	11,2	
Гидроусилитель руля	Есть	Есть	
Отопитель салона	2	2	
Базовая комплектация			
Лебедка электрическая	Есть	Нет	
Компрессор механический	Есть	Нет	17 000
Отопитель салона независимый	Нет	Нет	
Люк на крыше	Есть	Есть	
Боковые пассажирские сидения	Есть	Нет	
Боковые багажные отсеки салона	Есть	Нет	
Дуги безопасности «стандарт»	Есть	Нет	
Топливный бак	Емкость 110 л	Емкость 90 л	
Буксирующая проушина	Есть	Нет	
Фара-искатель	Нет	Есть	
Рейлинги	Есть	Нет	
Запасной инструмент и принадлежности	Есть	Есть	
Цена в базовой комплектации по прейскуранту	2 307 230	2 360 000	Цена в процентах от цены ТРЭКОЛа – 97,7%
Лебедка электрическая до 5,5 т	55 000		
Централизованная подкачка шин	65 000		
Независимый отопитель с предпусковым подогревателем двигателя	84 500		
Водяной движитель, вкл. комплекс плавучести	211 500		
Блокировка переднего моста	35 000		
Блокировка заднего моста	35 000		
Жесткая межосевая блокировка	45 000		
Цена наиболее востребованной комплектации	2 553,73		

- имеет высокий уровень эргономики (высокоэргономичное рабочее место водителя, небольшие усилия на органах управления: рулевом колесе, сцеплением, коробкой передач, тормозными механизмами);

- специально разработанный дизайн интерьера и экстерьера кузова транспортного средства с использованием современных высокопрочных материалов, позволяющих уменьшить материалоемкость конструкции и при сохранении высокого уровня пассивной безопасности;

- имеет наилучшее соотношение цены-качества, поскольку для выполнения стратегии быстрого выхода на рынок вездеходной техники необходимо представлять высококачественную инновационную продукцию, с функциональными свойства превышающими лучшие мировые аналоги, со среднерыночной ценой.

В таблице 4.31 представлены сведения по стоимости транспортного средства в зависимости от объема производства

Таблица 4.31 - Сведения по стоимости транспортного средства в зависимости от объема производства

Количество выпущенных вездеходов-амфибий в год, шт.	10	11-50	51-200	201-350	351-400
Цена продажи, тыс. руб.	2553,73	2 000	2 000	2 000	1 900

Указанные в таблице 3.5 стоимости получены исходя из того, что экспериментальный образец специального транспортного средства представляет собой сложное техническое изделие с большой номенклатурой комплектующих, являющихся основной частью себестоимости. В настоящее время проработана вся компонентная база и сформирован перечень узлов и агрегатов, которые будут производиться самостоятельно, а также перечень закупаемых комплектующих с учетом того, что в дальнейшем на основе данного транспортного средства будет организовано серийное производство специальных транспортных средств северного исполнения на шинах сверхнизкого давления.

Полный перечень комплектующих с указанием стоимости при определенном выпуске специальных транспортных средств северного исполнения (вездеходов-амфибий) приведен в таблице 4.32.

Таблица 4.32 – Перечень комплектующих специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления

Количество комплектов в год	10	11-50	51-200	201-350	351-499	Примеч.
Двигатель Cummins ISF 2,8s 3129T	231 000	207 900	197 505	187 629	178 248	
Система питания	6 500	5 850	4 680	4 306	3 660	
Система выхлопа	17 750	15 975	12 780	11 758	9 994	
Система охлаждения	21 750	19 575	15 660	14 407	12 246	
Сцепление	10 250	9 225	7 380	6 790	5 771	
Коробка передач	120 000	108 000	102 600	94 392	80 233	КОМ
Мост передний с блокировкой	22 250	20 025	18 023	16 581	14 094	КОМ
Мост задний с блокировкой	24 250	21 825	19 643	18 071	15 360	КОМ
Межосевая блокировка	70 000	35 000	33 250	33 250	29 925	КОМ
Колесные редуктора	240 000	228 000	159 600	111 720	94 962	КОМ
Остальные агрегаты трансмиссии	58 750	52 875	46 519	43 109	37 137	
Рама - лодка	561 250	392 875	196 438	186 616	167 954	КОМ
Подвеска	58 000	40 600	36 540	33 617	28 574	КОМ
Рычаги в сборе	29 000	20 300	14 210	13 500	12 825	КОМ
Колесо в сборе	63 750	57 375	51 638	47 507	40 381	
Рулевое управление в сборе	56 250	50 625	45 563	41 918	35 630	
Тормоза	17 600	15 840	14 256	13 116	11 148	Тормозные диски - КОМ
Электрооборудование	29 675	25 224	22 701	20 885	17 752	
Пневмосистема	40 875	34 744	31 269	28 768	24 453	
Коробка отбора мощности	7 200	5 040	4 284	3 941	3 350	КОМ
Вентиляция и отопление	44 500	31 150	28 035	25 792	21 923	
Водяной движитель	16 750	11 725	8 208	5 745	5 458	КОМ
Электрическая лебедка	60 000	57 000	54 150	49 818	42 345	
Кузов стеклопластик	249 400	124 700	99 760	94 772	90 033	КОМ
Комплектация кузова	72 925	69 279	62 351	57 363	48 758	
Независимый отопитель	18 000	17 100	15 390	14 159	12 035	
ЗИП	35 000	24 500	17 150	12 005	10 805	
Полная себестоимость автомобиля, руб.	2182675	1702327	1319583	1191535	1055054	

Полная себестоимость сформирована с учетом всех затрат (в том числе оплата труда с отчислениями, стоимость материалов и другие статьи затрат).

Таким образом, на основании данных представленных можно сделать вывод, что экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на

шинах сверхнизкого давления по своим технически-экономическим характеристикам превосходит лучшие мировые аналоги.

4.8 Проведение технико-экономической оценки рыночного потенциала для специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления.

Проведем анализ внутреннего и внешнего рынка продукции.

В настоящее время рынок вездеходной техники во всем мире развит достаточно слабо и может быть охарактеризован следующим образом:

- основной объем производства вездеходов приходится на Российскую Федерацию, Республику Беларусь, Украину, Канаду и США;

- на рынке отсутствуют крупные игроки – производители серийной вездеходной техники; вместо этого существует ряд мелких и средних предприятий осуществляющих ограниченный выпуск вездеходных транспортных средств, а также индивидуальные разработчики «кулибины» осуществляющие штучное производство «кустарным» способом;

- почти полностью отсутствуют (незначительная доля) специализированные производители узлов и агрегатов специальных трансмиссий к подобным транспортным средствам. Представленные вездеходные транспортные средства производятся из имеющихся узлов и агрегатов легковых и грузовых транспортных средств, что сказывается на конечной стоимости и технических характеристиках готовой продукции;

- отсутствуют специализированные сети сервисных центров для обслуживания и ремонта вездеходов, что снижает возможности дистрибуции.

Одновременно, в России существуют серьезные научно-исследовательские разработки в области вездеходостроения. Данной проблематикой на протяжении более 60 лет активно занимаются МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева. Организаторами существующих предприятий по производству вездеходной техники в большинстве случаев являются выпускники данных учебных заведений.

Основными потребителями вездеходных транспортных средств «РУСАК» на шинах сверхнизкого давления будут являться субъекты следующих сегментов мировой экономики, напрямую зависящие от состояния дорожной инфраструктуры:

- добыча нефти и газа;
- геологоразведка;
- горнодобывающая промышленность;
- системы энерго-, водоснабжения
- лесная промышленность;
- природоохранные организации;

- сельское хозяйство;

- охота, рыбалка, туризм;

- правоохранительные органы, скорая медицинская помощь и МЧС.

Актуальный перечень потенциальных корпоративных потребителей в РФ и их заявленные потребности на транспортные средства на шинах сверхнизкого давления представлены на рисунках 6.1,6.2:

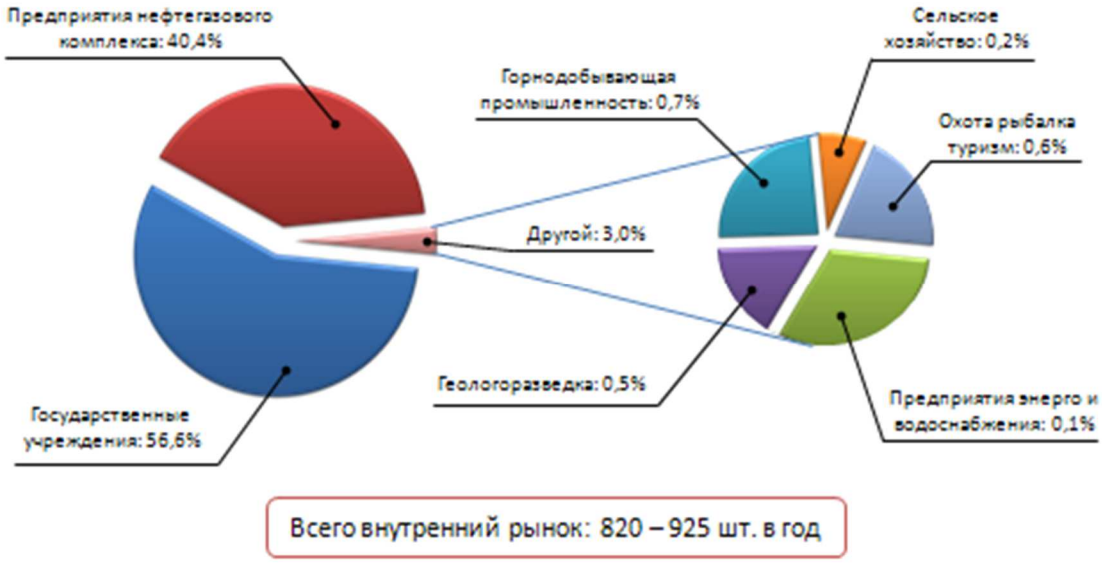


Рисунок 4.76 – Потенциальные потребители вездеходов на шинах сверхнизкого давления

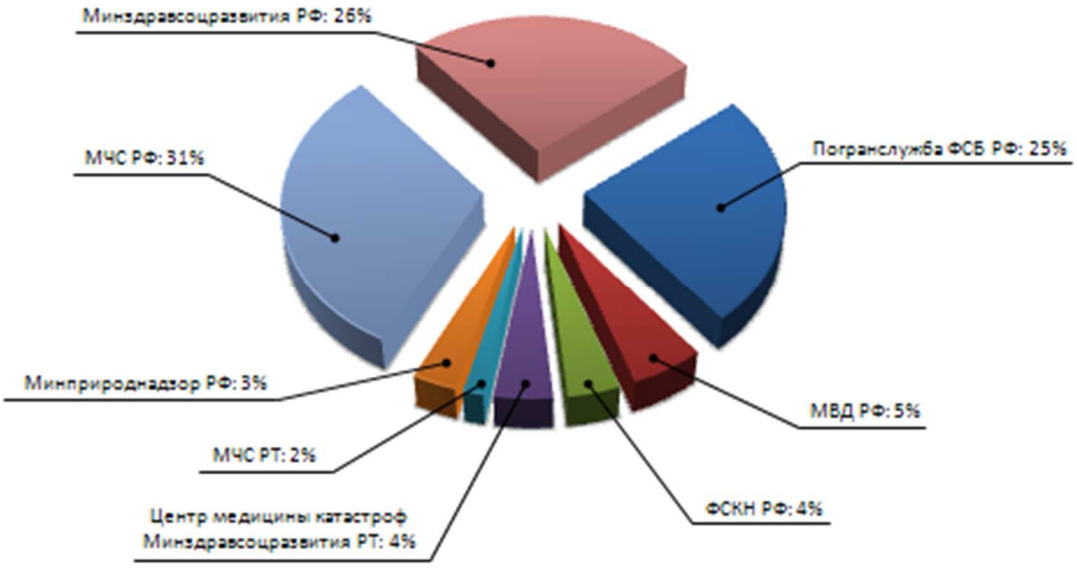


Рисунок 4.77 – Потенциальные потребители транспортных средств на шинах сверхнизкого давления из числа государственных организаций

Внешние рынки продукции развиваются с освоением Арктических территорий и потребностью в спасательных средствах, сочетающих свойства вездеходных транспортных средств и амфибий.

Общая территория суши Арктической зоны занимает около 15 млн. км^2, на которой проживает около 4 млн. человек. В Арктическую зону входят территории 8 стран: России, США (Аляска), Канады, Исландии, Дании (Гренландия и Фарерские острова), Норвегии, Швеции и Финляндии. Приблизительно треть Арктической зоны приходится на огромную часть территории России (4,4 млн. км^2), где проживает около 2 млн. человек. Освоение Арктической зоны с ее суровыми природными и климатическими условиями, добыча нефти, газа и других полезных ископаемых сопряжены с нанесением ущерба окружающей среде. Дальнейшее освоение этих территорий требует новых подходов и новых технологий для решения транспортно-технологических задач при перемещении грузов и людей в условиях, когда полотном пути является заснеженное бездорожье. При этом движение транспортно-технологических машин не только затруднено, но в ряде случае исключается совсем. Поэтому использование специальных машин высокой проходимости, чаще всего, является единственной эффективной и экономически целесообразной возможностью осуществления транспортно-технологических операций.

Ежегодно во всем мире в результате природных явлений, таких как сильные снегопады, таяние льда, сход снежных лавин, сход селевых потоков, наводнений, паводков, пожаров т.д. в заложниках у стихии оказываются люди. Указанные природные катаклизмы происходят все чаще. Так, по данным Колумбийского университета (Columbia University) количество стихийных бедствий в период с 1998 по 2007 г.г. возросло на 42%. В период с начала 2001 года до конца 2010 года на планете было зафиксировано 7653 природных катаклизма, количество погибших в которых составило около 1,5 миллионов человек и пострадало около 2,7 млрд. человек, т.е. более трети населения планеты. До 25% всех природных катастроф пришлось на наводнения. Наводнения повлекли за собой смерть 55049 человек (4,5% от общего числа погибших). По информации Центра исследования природных катастроф (CRED) только за 2010 г. произошло порядка 430 стихийных бедствий, при этом общее количество пострадавших составило 300 млн.чел.; в результате погибло более 330 тыс.чел; ущерб имуществу оценивается в 120 млрд.долл. США. Наиболее трагичными событиями 2011 года, вызванными природными стихиями, являются наводнения в Тайланде, Италии, Южной Америке, США. В таких условиях использование вездеходов–амфибий представляется незаменимым решением.

Указанные внешние рынки продукции находятся в стадии формирования, поэтому выход на них связан с созданием системы продвижения товара, основанной на поиске стратегических партнеров и популяризации бренда.

Таким образом, в настоящее время существуют, и будут существовать в последующие многие десятилетия, техническая, экономическая и социальная потребность в создании и

использовании инновационных энергоэффективных экологичных вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

По расчетам МГТУ им. Н.Э. Баумана, общая потребность только северных регионов России для гражданских целей на ближайшие 10 лет составит не менее 20 тысяч единиц колесных вездеходных транспортных средств, сегментация спроса в соотношении по грузоподъемности следующая: 400-600 кг. – 20%; 800-1200 кг. – 20%; 1500-3000 кг. – 60%.

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

В результате выполнения НИР были получены значимые результаты мирового уровня позволяющие предоставить организация реального сектора экономики новые и эффективные методы и средства для проведения исследований и создания транспортных средств следующих поколений, использующих энергоэффективные, экологически безопасные технологии, способствующие снижению экологической нагрузки на природу.

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты экспериментальных исследований, технические предложения, практические рекомендации повышения проходимости и энергоэффективности колесных машин внедрены в ООО «КОМ» и ООО «КОМ-Проект», организующим создание серийного производства вездеходных транспортных средств 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 данной работе рассмотрены конструкции наиболее известных отечественных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления, позволяющие выявить, что

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

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

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

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

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

Для решения данной проблемы необходима разработка специализированных агрегатов трансмиссии для транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

2) Проведен анализ характеристик пневматических шин сверхнизкого давления и выявлены различные характеристики ШСНД, в том числе радиальная, тангенциальная, крутильная жесткости и прочие характеристики.

3) Выполнен эскизный проект раздаточной коробки, основной функцией которой является распределения моментов между ведущими мостами, постоянно реализующей полный привод, дифференциальный или блокировочный, что существенно способствует повышению проходимости, управляемости и устойчивости транспортного средства при движении в сложных природно-климатических условиях, а также на опорных поверхностях с низкой несущей способностью.

3.1) В отличие от классических схем, предложенная конструкция раздаточной коробки, выполнена в виде одноступенчатого редуктора, не имеющего функции демультипликатора, что позволило исключить из привода механизмы управления диапазонами раздаточной коробки, и тем самым, значительно уменьшает трудоемкость изделия, облегчить и удешевляет ее конструкцию, а также упростить управление транспортным средством.

3.2) Предложенная конструкция одноступенчатой раздаточной коробки, по сравнению с классическими схемами, позволяет снизить массу до 40%, кроме того, одновременно уменьшить внутренние потери в раздаточной коробке, и тем самым улучшить топливную экономичность транспортного средства.

3.3) Разработана эскизная конструкторская документации на раздаточную коробку, ее детали и узлы, позволяющая ее изготовить и провести экспериментальные исследования.

4) 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.

5) Экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления по своим технически-экономическим характеристикам не уступает лучшие мировые аналоги.

6) В настоящее время рынок вездеходной техники во всем мире развит достаточно слабо и может быть охарактеризован следующим образом:

6.1) основной объем производства вездеходов приходится на Российскую Федерацию, Республику Беларусь, Украину, Канаду и США;

6.2) на рынке отсутствуют крупные игроки – производители серийной вездеходной техники; вместо этого существует ряд мелких и средних предприятий осуществляющих ограниченный выпуск вездеходных транспортных средств, а также индивидуальные разработчики «кулибины» осуществляющие штучное производство «кустарным» способом;

6.3) почти полностью отсутствуют (незначительная доля) специализированные производители узлов и агрегатов специальных трансмиссий к подобным транспортным средствам. Представленные вездеходные транспортные средства производятся из имеющихся узлов и агрегатов легковых и грузовых транспортных средств, что сказывается на конечной стоимости и технических характеристиках готовой продукции;

6.4) отсутствуют специализированные сети сервисных центров для обслуживания и ремонта вездеходов, что снижает возможности дистрибуции.

7) Теоретические разработки, методики расчетов, результаты экспериментальных исследований, технические предложения, практические рекомендации повышения проходимости и энергоэффективности колесных машин внедрены в ООО «КОМ» и ООО «КОМ-Проект», организующим создание серийного производства вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

8) 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.

5 Разработка методики поиска оптимальных передаточных чисел трансмиссии многоступенчатых коробок передач автомобилей

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

К наиболее известным комплексным программным средствам для расчета тягово-скоростных и топливно-экономических свойств относится «Cruise Vehicle Simulation», разработанная австрийской фирмой «AVL», «МВК» – программный пакет для комплексных исследований автомобиля, созданный В.В. Московкиным и Д.Е. Вохминовым [5.2], «ST 53» – А.Ю. Адясовым и С.М. Кудрявцевым [5.1] и др.

Эти программы предназначены для определения показателей тягово-скоростных, топливно-экономических и экологических свойств в ездовых циклах и на типовых дорогах.

Разработанный алгоритм поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии в

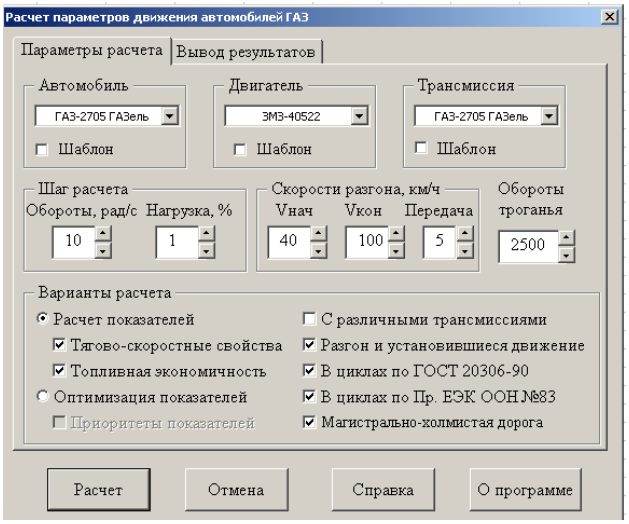


Рисунок 5.1 - Главное окно программы

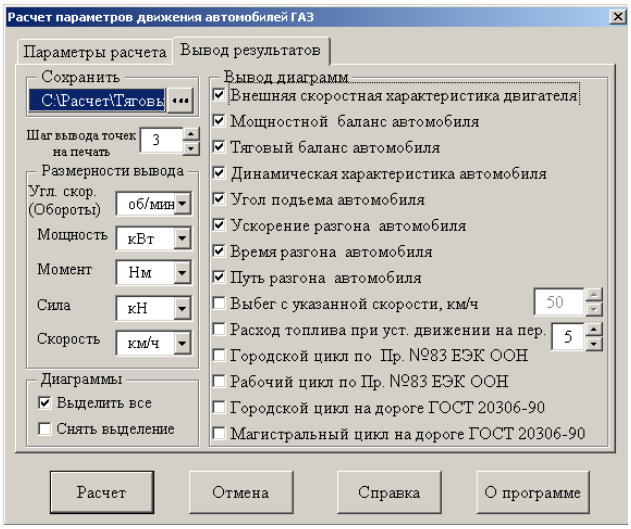


Рисунок 5.2 - Окно вывода результатов

соответствии с оперативно-функциональным назначением автомобиля и законодательными требованиями, предъявляемыми к автотранспортным средствам, был реализован в программном комплексе «Расчет параметров движения автомобилей», разработанной в НГТУ в среде Visual Basic 6.3 for Application Excel.

Программа работает в операционных системах Windows 98, Millennium, NT, XP, Vista, Windows 7,8 и требует наличия программы Excel из пакета Microsoft Office версии 2000 г. или любой другой более поздней.

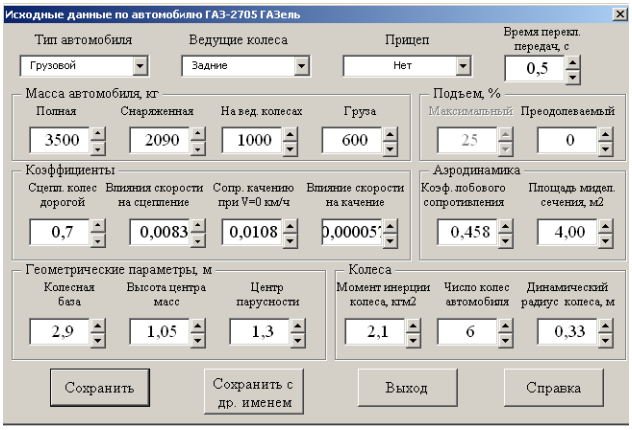


Рисунок 5.3 - Окно для ввода исходных данных по автомобилю

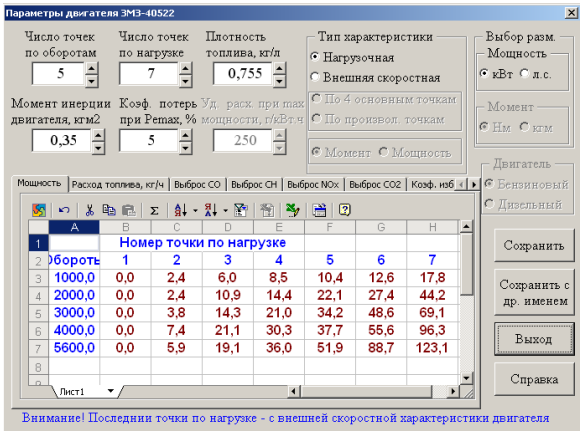


Рисунок 5.4 - Окно для ввода исходных данных по двигателю

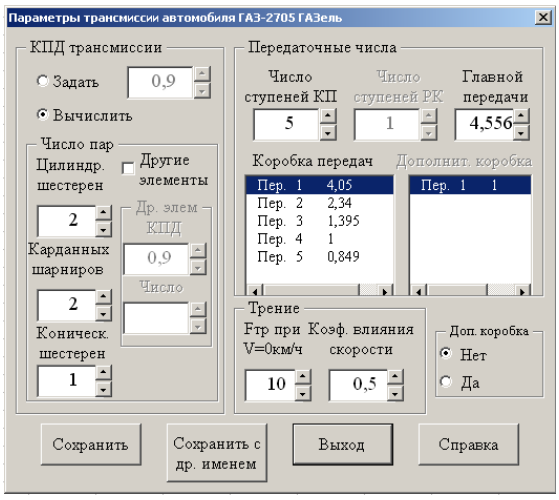


Рисунок 5.5 - Окно для ввода исходных данных по трансмиссии

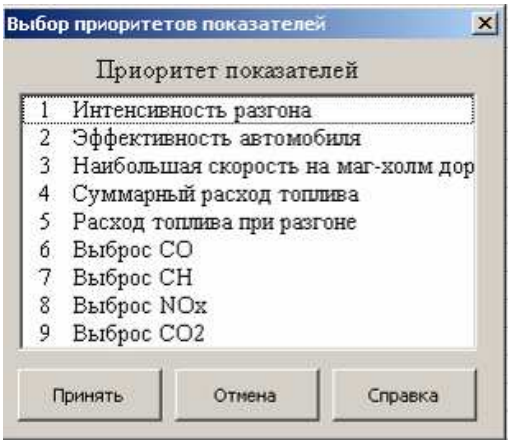


Рисунок 5.6 - Окно выбора приоритета показателей

Интерфейс программы представляет собой набор диалоговых окон для ввода исходной информации и вывода сообщений пользователю, основные из которых представлены на рис.5.1-5.6. Результаты расчета выводятся в книгу Microsoft Excel, в соответствии с указанным местом сохранения в окне вывода результатов расчета (рис. 5.2).

Данная программа предназначена для инженеров-конструкторов, занимающихся анализом тягово-скоростных и топливно-экономических и экологических свойств автомобилей и автобусов. Поэтому, исходные данные к методике уточнялись совместно с инженерами предприятий ОАО «ГАЗ», ОАО «Павловский автобус», ООО «Русак» (г. Набережные Челны) и преподавателями кафедры «Автомобили и тракторы» НГТУ для того, чтобы сделать программу им более доступной.

5.2 Разработка методики выбора передаточных чисел

В разработанной методике можно выделить семь этапов [5.2].

1) *Первый этап методики* – подготовка исходных данных к расчету. Исходные данные для реализации методики зависят от заложенных в нее теоретических предпосылок, которые могут уточняться на основании новых исследований в той или иной степени. В данной работе в качестве уравнений движения автомобиля принимаются выражения путевого расхода топлива, выбросов отработавших газов. Поэтому, в качестве исходных данных принимаются:

1.1. Данные по конструкции автомобиля:

1.1.1. Массовые характеристики: полная масса автомобиля, снаряженная, масса на ведущих колесах, масса груза.

1.1.2. Геометрические характеристики: колесная база, высота центра масс, центр парусности.

1.1.3. Аэродинамические характеристики: коэффициент лобового сопротивления, площадь «миделева» сечения.

1.1.4. Геометрические размеры колес и характеристики их шин: свободный радиус колеса, радиус качения колеса в свободном режиме качения (когда продольная реакция равна нулю), минимальный радиус качения колеса (в режиме максимальной продольной реакции), максимальная вертикальная деформация шины, продольная жесткость шины, нормальная жесткость шины, силовой коэффициент упругости, момент инерции колеса.

1.2. Данные по двигателю:

1.2.1. Нагрузочные характеристики для функций мощности двигателя, часового расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, выбросов токсичных компонентов: CO, CH, CO_2, NO_X.

Рисунок 5.7 - Исходные данные по транспортному средству и дороге

1.2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя.

1.2.3. Зависимость коэффициента стендовых потерь от угловой скорости.

1.2.4. Зависимость мощности механических потерь от угловой скорости.

1.2.5. Момент инерции вращающихся масс двигателя.

1.3. Данные по трансмиссии:

1.3.1. Первоначальные значения передаточных чисел коробки передач, дополнительной передачи, главной передачи, от которых определяются оптимальные передаточные числа.

1.3.2. Число пар цилиндрических шестерен, конических или гипоидных шестерен, карданных шарниров или других элементов в трансмиссии

1.3.3. КПД элементов трансмиссии: цилиндрических конических или гипоидных шестерен, карданных шарниров или других элементов в трансмиссии.

1.3.4. Сила трения в трансмиссии (момент трения), приведенная к колесу.

1.3.5. Жесткость трансмиссии.

1.3.6. Приведенный к первичному валу коробки передач суммарный момент инерции деталей трансмиссии.

1.3.7. Время переключения передач.

1.4. Данные по дороге:

1.4.1. Коэффициент сцепления колес с дорогой.

1.4.2. Коэффициент сопротивления качению.

1.4.3. Уклон дороги (для моделировании движения на ровной прямолинейной дороге).

1.4.4. Основной и максимальный преодолеваемый подъем.

1.4.5. Закон распределения уклонов (для магистрально-холмистой дороги).

1.4.6. Предельные значения уклонов дороги (для магистрально-холмистой дороги).

1.4.7. Эмпирическая зависимость для определения ограничений скорости движения автомобилей на спусках.

1.5. По оперативно-функциональному назначению:

1.5.1. Тип автомобиля: легковой, грузовой, автобус или категория, к которой он относится в соответствии со Сводной резолюцией о конструкции транспортных средств, принятой в рамках Женевского соглашения 1958 г. (или по ГОСТ 22895-77).

1.5.2. Значимость комплексных показателей в данной группе.

2) *На втором этапе* происходит аппроксимация внешней скоростной и нагрузочных характеристик двигателя полиномиальными зависимостями вида:

$$\Phi_e(\omega_e,\alpha_н)=A_{00}+A_{10}\cdot\omega_{eотн}+A_{01}\cdot\alpha_н+A_{20}\cdot\omega_{eотн}^2+A_{11}\cdot\alpha_н\cdot\omega_{eотн}+A_{02}\cdot\alpha_н^2+\ldots+A_{n0}\cdot\omega_{eотн}^n+$$
$$+A_{(n-1)1}\cdot\omega_{eотн}^{(n-1)}\cdot\alpha_н+A_{(n-2)2}\cdot\omega_{eотн}^{(n-2)}\cdot\alpha_н^2+\ldots+A_{1(n-1)}\cdot\omega_{eотн}\cdot\alpha_н^{(n-1)}+A_{0n}\cdot\alpha_н^n, \quad (5.1)$$

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 показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и токсичности отработавших газов путем моделирования движения автомобиля в циклах по Правилам ЕЭК ООН №83, ГОСТ 20306-90, на магистрально-холмистой дороге, при разгоне и установившихся режимах движения с постоянной скоростью.

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 [5.3, 5.7, 5.4]:

1. Наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге

$$V_{магхолм} = \sum_{i=1}^{s} p_i V_{\max i}\ , \tag{5.2}$$

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.

$$d = T_p(1-V_{ср}/V_к) = T_p(1-S_p/(T_pV_к)), \tag{5.3}$$

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

$$\eta_{эф} = \sqrt[3]{\eta_{эфгор} \cdot \eta_{эфмаг} \cdot \eta_{эфевр}}\ , \tag{5.4}$$

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

$$\eta_{эфi} = \frac{Cm_г V_{cpi}^2}{\rho_m Q_{si}}, \tag{5.5}$$

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.

$$Q_{sp} = 100 \cdot Q/S_p, \tag{5.6}$$

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

$$Q_s\Sigma = K_1 \cdot Q_{smаг\text{-}холм} + K_2 \cdot Qs_{V1} + K_3 \cdot Qs_{V2}, \quad (5.7)$$

где K_1, K_2, K_3 – коэффициенты значимости показателей, $K_1 + K_2 + K_3 = 1$; $Q_{smаг\text{-}холм}$ – 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.

6. Выбросы отработавших газов CO, CH, NO_x, CO_2 в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, поскольку в нем они нормируются.

Для определения выбранных комплексных показателей и выбросов отработавших газов разработаны алгоритмы и на ЭВМ моделируются следующие режимы движения: в городском цикле на дороге по ГОСТ 20306-90; в магистральном цикле на дороге по ГОСТ 203060-90; в европейском рабочем цикле на стенде по Правилам №83 ЕЭК ООН; на магистрально-холмистой дороге с твердым покрытием и с распределением уклонов ±6 % по закону Коши [5.4], характерных для холмистого рельефа местности: $p_i = \frac{D}{1+\pi^2 D^2 (100 \cdot i - m)^2} + D_1$, где D, D_1 – постоянные коэффициенты, зависящие от категории рельефа; m – среднее значение распределения; разгон с полной подачей топлива и движение с постоянной скоростью при условии малого отклонения от прямолинейного движения на ровной дороге с усовершенствованным покрытием.

В работе осуществляется вывод уравнений движения автомобиля на основе уравнения Даламбера – Лагранжа [5.5]:

$$\sum_{j=1}^{n}\left[\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} - Q_j - \sum_{i=1}^{m}\left(\frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_i}\frac{\partial y_j}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_{1i}}\frac{\partial \eta_{1j}}{\partial q_j} - \frac{\partial \Pi_k}{\partial \psi_i}\frac{\partial \psi_j}{\partial q_j}\right)\right]\delta q_j = 0, \quad (5.8)$$

где T – кинетическая энергия автомобиля; Q_j – обобщенные силы, действующие на автомобиль; Π_k – потенциальная энергия деформации шины; η_i – величина бокового смещения точки контакта колеса с дорогой; η_{1i} – угол скручивания шины при повороте обода колеса вокруг вертикальной оси; ψ - угол наклона колеса относительно вертикального положения; n – число обобщенных координат без учета деформации колес; m – число колес.

Уравнения движения определяются для автомобиля с колесной формулой 4х2 и приводом на задние колеса 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. В соответствии с целями данной работы полученные уравнения движения

автомобиля преобразуются к движению по плоской поверхности и при разгоне принимают следующий вид:

$$
\left.
\begin{aligned}
&\ddot{\varphi}_e = (M_e - M_m)/I_e \\
&\ddot{\varphi}_a = (M_m - c_{mp}\varphi_{mp})/I_{mp} \\
&M_m = \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_a)F_m(t) \\
&\ddot{X} = (c_{2X}\xi_{02} - c_{1X}\xi_{01} - F_в - F_{mp} - G_a \sin\gamma)/m_a \\
&\dot{\varphi}_{mp} = \dot{\varphi}_a - U_k U_0 \cdot \dot{\varphi}_{k2} \\
&\ddot{\varphi}_{k1} = (-\nu_1 \cdot R_{z1} \cdot \xi_{01} - M_{f1} + c_{1X}\xi_{01} r_\partial)/\sum_{p=1}^{l} I_p \\
&\ddot{\varphi}_{k2} = (U_k U_0 c_{mp}\varphi_{mp} - \nu_2 \cdot R_{z2} \cdot \xi_{02} - M_{f2} - c_{2X}\xi_{02} r_\partial)/\sum_{p=1}^{m} I_p \\
&\dot{\xi}_{02} = r_0\dot{\varphi}_{k2} - \dot{X}(1 + \lambda_1^0\xi_{02} - \lambda_2^0(z - r_\partial)) \\
&\dot{\xi}_{01} = r_0\dot{\varphi}_{k1} - \dot{X}(1 + \lambda_1^0\xi_{01} + \lambda_2^0(z - r_\partial)) \\
&F_m(t) = M_{m\max}(1 - e^{-2t/Tm}) \\
&c_{2X}\xi_{02} \le (\varphi_X + f)K_\varphi G_a m_R + \ddot{X} \cdot \sum_{p=1}^{m} I_p / r_k^2
\end{aligned}
\right\} \qquad (5.9)
$$

где M_e – крутящий момент двигателя; M_m – момент трения в сцеплении; M_{fi} –момент сопротивления качению колес i-й оси, связанный с сухим внутренним трением элементов деформируемых колес (i =1,2); I_e , I_{mp} I_p – соответственно момент инерции вращающихся масс двигателя, суммарный приведенный момент инерции деталей трансмиссии, момент инерции одного колеса; φ_e, φ_a, φ_{ki} – угол поворота коленчатого вала двигателя, ведомой части сцепления и i-й оси колес (i =1,2); $F_m(t)$ – функция, характеризующая закон изменения передаваемого через муфту сцепления момента трения; M_{mmax} – максимальное значение момента трения муфты сцепления; T_m – параметр, характеризующий быстроту включения сцепления; $F_в$ – сила сопротивления воздуха; F_{mp} – сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам; m_a и G_a – соответственно масса и вес автомобиля; c_{iX} – коэффициент тангенциальной жесткости шин i-й оси (i=1,2); ξ_{0i} – продольная деформация шин i-й оси колес в контакте их с дорогой (i=1,2); U_k – передаточное число k – й передачи коробки; U_0 – передаточное число главной передачи; c_{mp} – жесткость трансмиссии, приведенная к первичному валу коробки; $\nu_{1,2}$ – силовой коэффициент упругости колес; R_{z2} – нормальная реакция на ведущих колесах; r_d – динамический радиус колеса; γ– угол продольного уклона

дороги; φ_x – коэффициент сцепления колес с дорогой; r_k – радиус качения колес; f – коэффициент сопротивления качению; K_φ - коэффициент сцепного веса; m_r – коэффициент перераспределения нормальных реакций; r_0 – радиус колеса в свободном стационарном режиме качения; z - дополнительная деформация шин, возникающая из-за перераспределения нормальных реакций на колесах; λ_1^0 и λ_2^0 соответственно продольный и радиальный коэффициенты крипа (псевдоскольжения), определяемые по формулам, предложенным автором совместно с А.В. Князевым [5.2]:

$$\lambda_1^0 = \left(1 - \frac{r_k^m}{r_{k0}^m}\right) \frac{c_x}{c_z \cdot \varphi_{\max} \cdot h_{\max}};\ \lambda_2^0 = \frac{1}{h_{\max}} \left(\frac{r_{св}}{r_{k0}^m} - 1\right), \tag{5.10}$$

где $r_{св}$ – свободный радиус колеса; h_{max} – максимальная вертикальная деформация шины; r_{k0}^m - минимальный радиус качения колеса в свободном стационарном режиме; φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления шины с дорогой; ξ_{0max} – максимальная продольная деформация в точке контакта.

При установившемся движении с постоянной скоростью уравнения (5.9) сводятся к выражению

$$\frac{U_k U_0 M_e}{r_д} - F_f - F_в - F_{mp} - G_a \sin\gamma = 0, \tag{5.11}$$

где F_f – суммарная сила сопротивлению качения всех колес автомобиля, $F_f = F_{f1} + F_{f2}$, здесь F_{f1}, F_{f2} – соответственно силы сопротивлению качению передних и задних колес; $F_{f1} = \frac{\nu_1 \cdot \xi_{01} \cdot R_{z1}}{r_д} + \frac{M_{f1}}{r_д}$, $F_{f2} = \frac{\nu_2 \cdot \xi_{02} \cdot R_{z2}}{r_д} + \frac{M_{f2}}{r_д}$.

Путевой расход топлива автомобиля определяется следующим образом [5.2]:

$$\left.\begin{aligned} Q_s &= \frac{100 \cdot G_t(\omega_e, \alpha_н)}{36 \cdot V \cdot \rho_m} \\ \omega_{ei} &= \frac{V \cdot U_k \cdot U_0}{r_k} \\ r_k &= r_0 - r_{k0}^m \cdot (\lambda_1^0 \cdot \xi_0 + \lambda_2^0 \cdot h) \\ P_e(\omega_e, \alpha_н) &= (P_f \pm P_i + P_в + P_a + P_{mp}) \cdot r_d / (r_k \cdot K_c) \end{aligned}\right\}, \tag{5.12}$$

где Q_s – путевой расход топлива; $G_t(\omega_e, \alpha_н)$ – часовой расход топлива двигателя на данном режиме; $\omega_e, \alpha_н$ – параметры нагрузочного режима работы двигателя по угловой скорости вращения ω_e и по нагрузке $\alpha_н$; ρ_m – плотность топлива; P_f, P_i, $P_в$, P_a, P_{mp} – соответственно мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, преодоление подъема, сопротивления воздуха, сопротивление разгону и сопротивления трансмиссии; K_c –

коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; h – радиальная деформация шины.

На основе исследований И.Я. Райкова, И.Л. Варшавского и других установлено, что количество выделяющихся токсичных компонентов $G_{т.к.}$ (кг), в качестве которых выступают выбросы CO, CH, NO_x, CO_2, можно определять при помощи следующей приближенной зависимости:

$$G_{т.к.} = c_{т.к.} \cdot G_t(\omega_e, \alpha_н) \cdot \left(1 + 14.7 \cdot AL(\omega_e, \alpha_н) - 9H_m\right) \cdot \frac{\mu_{т.к.}}{\mu_b} \cdot \Delta\tau, \qquad (5.13)$$

где $c_{т.к.}$ – объемная доля токсичного компонента, взятая по анализу; $\Delta\tau$ - время работы двигателя на данном режиме; $\mu_{т.к.}$, μ_b – молекулярная масса соответственно токсичного компонента и отработавших газов (среднее значение); $AL(\omega_e,\alpha_н)$ – коэффициент избытка воздуха в горючей смеси на данном режиме; H_m – доля водорода в топливе.

Таким образом, определяются все необходимые оценочные и комплексные показатели и выбросы отработавших газов в циклах при заданных передаточных числах трансмиссии.

4) *На четвертом этапе методики* определяются регрессионные зависимости комплексных показателей и выбросов отработавших газов от передаточных чисел трансмиссии.

В качестве факторов принимаются передаточные числа коробки передач $U_{к1}$, $U_{к2}$, $U_{к3}$, $U_{к5}$ и главной передачи U_0 (четвертая передача конструктивно принимается прямой ($U_{к4}=1$) и из анализа исключается).

В работе рассматриваются три типа регрессионных моделей: линейная, линейная, с учетом парных взаимодействий и квадратичная.

В качестве плана вычислительного эксперимента для первых двух моделей используется трехуровневый полный факторный эксперимент. Для третьей модели – центральный композиционный ортогональный план второго порядка, построенный на основе двухуровнего полного факторного эксперимента.

Математическое уравнение модели (уравнение регрессии) второго порядка имеет вид:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i x_i + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} b_{ijk} x_i x_j x_k + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=2}^{n}\sum_{k=3}^{n}\sum_{l=1}^{n} b_{ijkl} x_i x_j x_k x_l +$$
$$+ \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n}\sum_{l=1}^{n}\sum_{m=1}^{n} b_{ijklm} x_i x_j x_k x_l x_m + \sum_{ii=1}^{n} b_{ii} x_{ii}^2, \ (i \neq j \neq k \neq l \neq m), \qquad (5.14)$$

где y – комплексный показатель оптимизации или выбросов отработавших газов; n – число факторов, n = 5; x_1 – соответствует натуральному передаточному числу коробки

U_{k1}; $x_2 - U_{k2}$; $x_3 - U_{k3}$; $x_4 - U_0$; $x_5 - U_{k5}$; b_i, b_{ij}, b_{ijk}, b_{ijkl}, b_{ijklm}, b_{ii} – коэффициенты регрессии, учитывающие соответствующие взаимодействия факторов и квадратичные члены модели.

Математические уравнения моделей первого порядка с учетом парных взаимодействий и без их учета получаются из уравнения (5.14) при условии, что коэффициенты регрессии при других взаимодействиях и квадратичных эффектах будут равны нулю.

Коэффициенты регрессии определяются по следующим формулам:

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{ij}}{\sum_{j=1}^{N} x_{ij}^2}; b_{lm} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j (x_l x_m)_j}{\sum_{j=1}^{N} (x_l x_m)_j^2} \; (l \neq m); b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j (x_i')_j}{\sum_{j=1}^{N} (x_i')_j^2}; b_0 = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j - \sum_{i=1}^{k} b_{ii}\bar{x}_i^2 \quad (5.15)$$

где $x_i' = x_i^2 - \bar{x}_i^2$ – нормализованный фактор, характеризующей влияние квадратичного члена модели; $\bar{x}_i^2$ - среднее значение, N- число опытов в плане.

Коэффициент регрессии считается значимым, если его абсолютная величина получалась больше доверительного интервала, принимаемого равным ±1% размаха комплексного параметра оптимизации: $\Delta b_j = 2 \cdot 10^{-2}(y_{\max} - y_{\min})$.

Пределы варьирования передаточных чисел выбирались 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. Поэтому для анализа принят 10% диапазон варьирования передаточных чисел коробки и 20% диапазон варьирования главной передачи, в котором можно использовать линейные и квадратичные зависимости. В качестве первоначальных значений передаточных чисел, от которых отсчитывается интервал варьирования, принимаются существующие заводские значения.

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 [ ]

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^{m} 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^{m} [2\{i2^{-l}\}][2\{r_j^{(l)} 2^{k-1-l}\}] \right\}, \text{ где } m = 1 + [\ln i / \ln 2] \quad (5.16)$$

6) *На шестом этапе методики* определяется множество оптимальных по Парето передаточных чисел трансмиссии в результате решения следующей задачи оптимизации:

$$\left.\begin{aligned} &\Phi(X^*) = \min \Phi(X), X \in D \\ &\Phi(X) = \{\Phi_1(X), \Phi_2(X), \ldots \Phi_m(X)\} \end{aligned}\right\} \quad (5.17)$$

$$D = \left\{ X : g_j \le 0,\ j = 1, l; \Phi_к^- \le \Phi(K) \le \Phi_к^+, к = 1, m; a_i \le X_i \le b_i, i = 1, n \right\}$$

где $\Phi_к(X)$ – целевая функция; $\Phi_к^-$ и $\Phi_к^+$ нижнее и верхнее допустимое значение $к$-й целевой функции; a_i, b_i – нижняя и верхняя границы изменения i-го фактора; n – число факторов; m – число целевых функций; l – число функциональных ограничений; D – область допустимых значений; g_j – функциональные ограничения.

В работе из рассматриваемой категории N_1 выделены группы транспортных средств по оперативно-функциональному назначению, образующие семейства динамичных, экономичных и экологичных автомобилей путем модификации трансмиссии. Каждая группа характеризуется одними и теми же комплексными показателями, но значимость показателей в них разная. Отсюда возникают целевые функции и функциональные ограничения, заданные в форме уравнений регрессии (5.14). В качестве последних для всех групп транспортных средств выступают максимальный преодолеваемый подъем дороги, основной уклон дороги и отсутствие буксования ведущих колес с дорогой при трогании автомобиля. В экономичном и динамичном вариантах к функциональным ограничениям также относятся выбросы отработавших газов, а в экологичном варианте наоборот – все функции комплексных показателей, кроме выбросов отработавших газов.

7) *На седьмом этапе методики* определяются рациональные передаточные числа трансмиссии в соответствии с назначением автомобиля по следующему алгоритму.

Во множестве эффективных точек Парето определяется пробная точка, соответствующая наилучшему значению наиболее значимого показателя для данной группы транспортных средств. Затем делается предположение, что это значение показателя может быть ухудшено на 1…3% и в полученном множестве, определяется эффективная точка Парето, соответствующая наилучшему значению второму по значимости показателю. Затем опять делается предположение, что это значение может быть ухудшено на 1…3%, и в полученном множестве определяется эффективная точка Парето, соответствующая наилучшему значению третьему по значимости показателю и т.д.

Таким образом, после перебора всех показателей в соответствии с их значимостью определяются рациональные передаточные числа трансмиссии.

5.3 Особенности выбора передаточных чисел трансмиссии в случае полноприводного автомобиля

Раздаточные коробки применяют в трансмиссиях полноприводных автомобилей. Если в трансмиссии полноприводного автомобиля используют агрегаты базового полноприводного автомобиля, то раздаточную коробку оснащают дополнительной передачей (демультипликатором) с низшей и высшей передачами.

Передаточное число низшей передачи раздаточной коробки определяют из условия преодолевания максимального сопротивления дороги с коэффициентом ψ'_{max}= 0,6…0,8. Полученное значение проверяют по условию отсутствия буксования ведущих колес [5.9]

$$u_{д.н\varphi} = \frac{\varphi_{max} m_a g r_д}{T_{e\,max} u_{kI} u_0 \eta_{mp}}, \tag{5.18}$$

где m_a – полная масса автомобиля.

Также рекомендуют проверить выбранное значение передаточного числа низшей передачи по условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения, равной 0,5…0,7 м/с:

$$u_{д.нV} = \frac{\omega_{e\,min} r_k}{u_{kI} u_0 V_{min}}, \tag{5.19}$$

Передаточное число высшей передачи раздаточной коробки выбирают из условия получения максимальной скорости движения.

Рассчитанные передаточные числа агрегатов трансмиссии являются предварительными. Их корректируют с учетом статистических данных по передаточным числам агрегатов трансмиссий других однотипных автомобилей, опыта и интуиции конструктора, других теоретических более точных методов расчета. Окончательные передаточные числа агрегатов трансмиссии определяют при выборе параметров зубчатых зацеплений в процессе их проектирования.

5.4 Разработка методики выбора передаточных чисел многоступенчатых коробок передач

Создание КП для механической трансмиссии большой мощности, удовлетворяющей требованиям по сроку службы, легкости управления, по шумовым качествам и т.д., связано с рядом трудностей. В результате исследований появились конструкции, в которых при сохранении принципиальной схемы трехвальной КП применено внутреннее разделение потока мощности путем установки двух или трех промежуточных валов вместо одного. Разветвляясь в приводе промежуточных валов на две или три параллельные ветви, поток мощности в таких КП затем объединяется на выходных шестернях каждой передачи. На рисунке 5.8 *б, в* показаны схемы КП с двумя и тремя промежуточными валами. При высоких значениях входного крутящего момента КП с внутренним разделением потока мощности имеют детали относительно малых размеров с малыми моментами инерции и окружными скоростями, не вызывающими затруднений при переключениях и появления больших динамических нагрузок и шума; одновременно обеспечивается большой срок службы. Естественно, что отмеченные качества достигаются усложнением конструкции: увеличивается количество деталей, принимаются специальные меры по выравниванию нагрузок в параллельных ветвях потока и обеспечению условий сборки [5.8].

При выборе числа ступеней КП исходными являются величины диапазона $Д_{кп}$ и шага $q_{ср}$ передаточных чисел. Последнее больше всего связано с требованиями тягово-скоростных и экономических показателей автомобиля. Некоторое влияние на величину шага оказывает также требование быстроты и легкости переключения передач.

Чтобы эффективнее использовать автомобили на дальних перевозках, создаются тяжелые автопоезда, удельная мощность которых по отношению к удельной мощности одиночных автомобилей значительно меньшая. Ее снижение в некоторой степени компенсируется уменьшением шага передаточных чисел до значений $q_{ср}$=1.3-1.4, увеличением числа передач и небольшим увеличением диапазона трансмиссии. Сначала для этого устанавливалась дополнительная коробка в виде самостоятельного агрегата. В настоящее время применяется более рациональное решение – основная КП и дополнительная выполняются в одном агрегате, получившем название многоступенчатой КП. В большинстве случаев многоступенчатая КП образуется на базе основной четырех-, пяти- или шестиступенчатой КП, имеющей классическую трехвальную схему, путем установки к последней дополнительного редуктора.

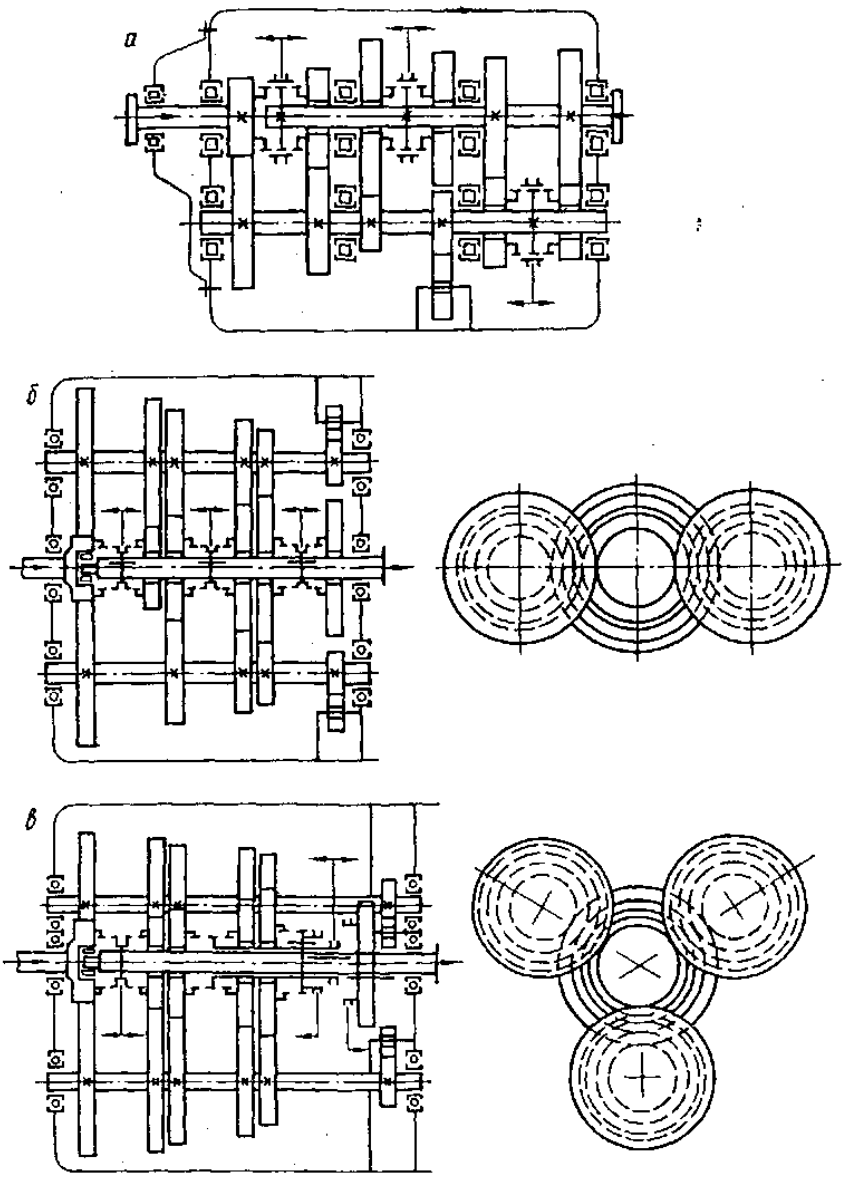


Рисунок 5.8 – Кинематические схемы КП с многоопорными валами и с разветвленным силовым потоком: *а)* IFA W50L КП с многоопорными валами; *б)* «Фуллер» (США), КП с двумя промежуточными валами; *в)* «МАК» (США), КП с тремя промежуточными валами

Чаще всего этот редуктор выполняется двухступенчатым и обеспечивает получение удвоенного числа передач. Таким образом, на базе основной четырехступенчатой КП получается восьмиступенчатая, на базе пятиступенчатой КП-десятиступенчатая, на базе шестиступенчатой КП – двенадцатиступенчатая.

Применение дополнительно трехступенчатого редуктора позволяет утроить число передач по отношению к числу передач основной КП. Многоступенчатая КП, построенная указанным образом, имеет три степени свободы. Для получения определенной передачи в ней необходимо включить два элемента управления: одну зубчатую муфту в основной части КП и одну в дополнительном редукторе. Общий диапазон многоступенчатой КП с тремя степенями свободы равен произведению диапазонов основной КП и дополнительного редуктора: $Д_{кп}=Д_{окп}Д_{др}$**.** На рисунке 5.9, *а-г* показаны принципиальные схемы различных

вариантов многоступенчатых коробок передач: на рисунке 5.9, *а-в* – с тремя, а на рисунке 5.9, *г* – с четырьмя степенями свободы. В настоящее время многие многоступенчатые КП строятся по схемам, представленным на рисунке 5.9 *а, б*. В первой из них дополнительный редуктор имеет малый диапазон и устанавливается впереди основной КП, во второй дополнительный редуктор имеет относительно большой диапазон и устанавливается сзади основной КП. Кинематические схемы ряда выполненных многоступенчатых КП показаны на рисунке 5.10 [5.8].

Напряженность элементов основной четырех-, пяти- или шестиступенчатой КП, входящей в состав соответствующе многоступенчатой, определяется не столько схемой основной КП,

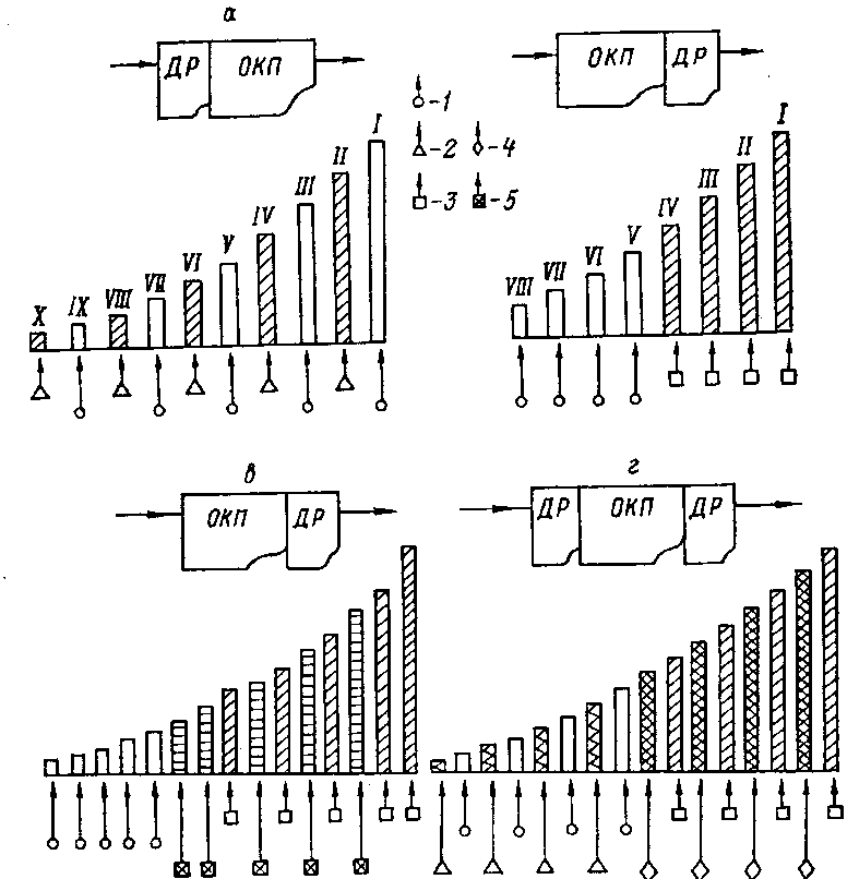


Рисунок 5.9 – Варианты построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок передач: а) КП 2х5 с передним редуктором-делителем; б) КП 4х2 с задним двухступенчатым редуктором; в) КП 5х3 с задним трехступенчатым редуктором; г) КП 2х4х2 с передним и задним редукторами (1– передаточные числа основной КП; 2, 3, 4, 5 – передаточные числа многоступенчатой КП при включении непрямой ступени переднего ДР; низшей ступени заднего ДР; непрямых ступеней в переднем и заднем ДР; средней ступени трехступенчатого заднего ДР соответственно; ОКП – основная коробка передач; ДР – дополнительный редуктор)

сколько схемой расположения дополнительного редуктора. Наименее напряженной основная часть многоступенчатой коробки получается при установке заднего понижающего

редуктора с относительно большим диапазоном. Это обусловлено малым диапазоном основной части КП и плотным рядом ее передаточных чисел.

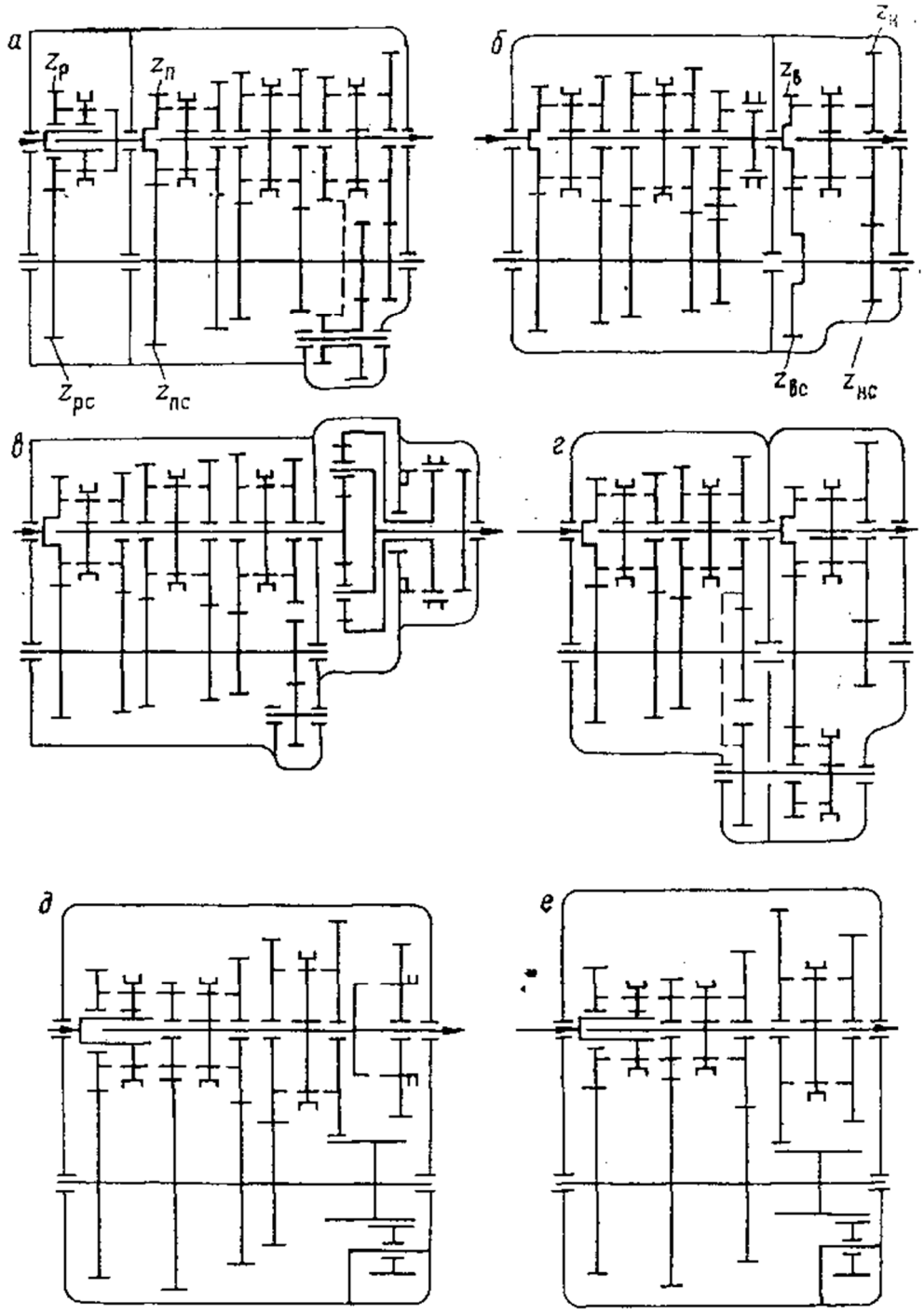


Рисунок 5.12 – Кинематические схемы соосных многоступенчатых коробок передач с тремя степенями свободы: *а)* КП автопоезда КамАЗ, десять передач (2х5); *б)* КП автомобиля МАЗ-514, восемь передач (4Х2); *в)* КП фирмы ZF (ФРГ), мод. 5S110GP, девять передач (/5х2/-1); *г)* КП фирмы «Вольво» (Швеция), мод. R61, восемь передач (4х2); *д)* КП фирмы ZF, мод. S8-45/2, восемь передач (2х4); *е)* КП КЗ (ВНР), шесть передач (2х3)

Чтобы избежать перегрузки основной части КП при установке переднего редуктора, последний выполняется с небольшим диапазоном, основная часть КП при этом неизбежно

имеет относительно большой диапазон и соответственно большие значения крутящего момента на выходе, поэтому при прочих равных условиях основная часть такой многоступенчатой КП напряжена сильнее. Передние дополнительные редукторы имеют рациональную конструкцию при их диапазоне $Д_{др} \approx \sqrt{q_{ср.0}}$, где $q_{ср.0}$ – шаг передаточных чисел основной коробки; таким образом, по отношению к основной коробке они обеспечивают расширение общего диапазона коробки в $\sqrt{q_{ср.0}}$ раз и дают ряд, заполняющий промежутки между передачами основной коробки (см. рисунок 5.9, *а*). Этот вид редуктора называют делителем. Чаще всего общий диапазон многоступенчатой коробки передач с передним редуктором-делителем ограничивается величиной $Д_{кп}$=10. Дальнейшее увеличение диапазона возможно, однако для этого требуется увеличение межосевого расстояния.

Задние дополнительные редукторы могут обеспечить или такой же диапазон и тип ряда, как и передние, или несколько расширенный диапазон и такой тип ряда, в котором передачи основной коробки образуют плотный ряд высших передач, а за ним следует плотный ряд пониженных передач, получаемый в положении низшей ступени редуктора (см. рисунок 5.10, *б*). Диапазон заднего дополнительного редуктора при таком построении ряда передаточных чисел принимается равным $Д_{др} \approx q_{ср}^{k}$, где k – число передач прямого хода в основной части КП. В некоторых случаях многоступенчатые КП с двухступенчатым задним редуктором, образуемые на базе пятиступенчатой основной КП, выполняются не десяти-, а девятиступенчатыми. Достигается это уменьшением диапазона заднего редуктора, который принимается равным $Д_{др} \approx q_{ср}^{k-1}$ вместо $Д_{др} \approx q_{ср}^{k}$ и блокировкой I передачи основной КП при включении высшей ступени в заднем редукторе. Уменьшение диапазона редуктора облегчает условия работы его синхронизаторов, а указанная блокировка устраняет накладку в ряду передаточных чисел, вызванную уменьшением диапазона дополнительного редуктора. При установке в КП синхронизаторов указанное решение позволяет не ставить его для I передачи основной КП, так как эта передача блокировкой исключается из числа промежуточных, включаемых на ходу. Так выполнена девятиступенчатая КП, схема которой показана на рисунке 5.10, *в*.

Общий диапазон многоступенчатой КП с задним двухступенчатым редуктором, имеющим синхронизированное переключение, ограничивается обычно величиной $Д_{кп}$=13-17. Дальнейшее повышение диапазона ведет к повышению напряженности основных элементов КП и усложнению управления [5.8].

Определим передаточное число пары шестерен с максимальной несущей контактной способностью для случаев без учета числа циклов и учетом числа циклов

Величина несущей контактной способности с учетом числа циклов выражается зависимостью:

$$H_k = \frac{A^2 \cdot b \cdot i \cdot \sqrt[3]{i}}{M \cdot (1+i)^3} \qquad (5.4.1)$$

где A – межосевой расстояние; b – расчетная ширина пары шестерен, i – передаточное число пары, M – крутящий момент на входе в коробку передач.

Следует отметить, что член уравнения $\sqrt[3]{i}$ существует при $i < 1$.

Берем производную от функции $\frac{dH_k}{di}$ и приравниваем ее к нулю.

Тогда, после простейших преобразований будем иметь:

$$(1+i)^3 \cdot \frac{4}{3} \cdot i^{\frac{1}{3}} - 3 \cdot (1+i)^2 \cdot i \cdot i^{\frac{1}{3}} = 0$$

$$\frac{4}{3} \cdot (1+i) = 3 \cdot i .$$

Откуда:

$$i = \frac{4}{5} = 0{,}8$$

Таким образом, получаем, что наиболее рациональное передаточное число с точки зрения наибольшей контактной несущей способности i=0,8.

5.5 Выбор передаточных чисел легкого коммерческого автомобиля для достижения наилучшей динамики разгона

В соответствии с вышеуказанной методикой разработан алгоритм поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля (рис. 5.8) для достижения наилучшей динамики разгона.

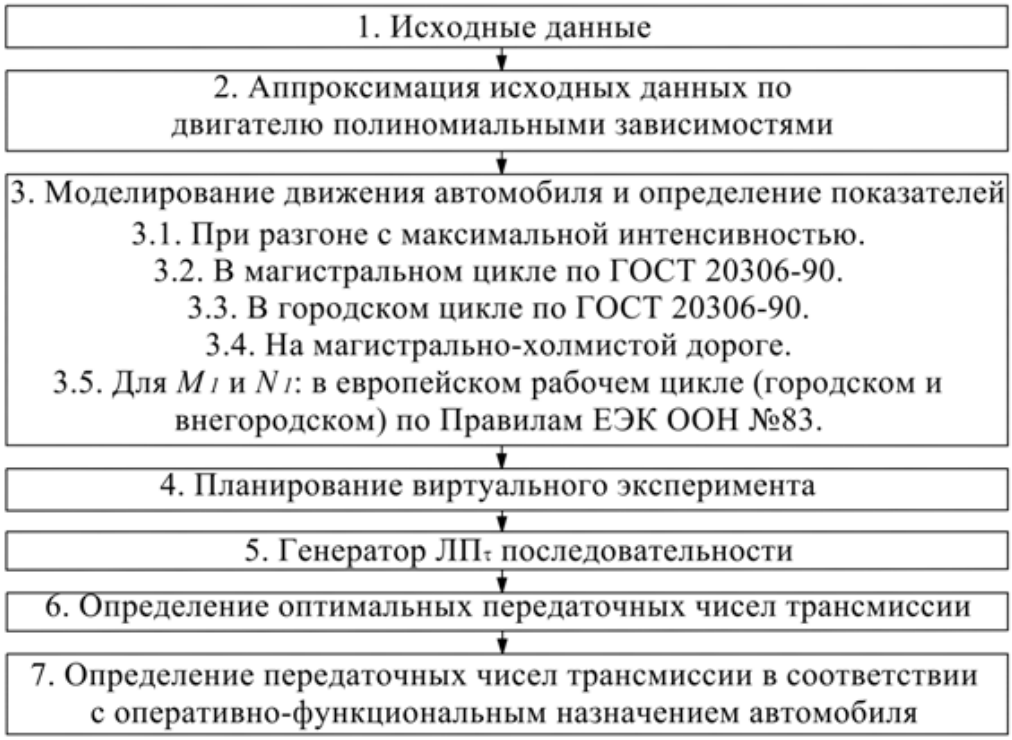


Рисунок 5.8 - Структурная схема методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобилей

В качестве объекта исследования выбран автомобиль ГАЗ-2705, имеющий двигатель 4053. Данные по автомобилю и трансмиссии представлены в таблице 5.1. Характеристики двигателя представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.1 Исходные данные по автомобилю ГАЗ-2705 «ГАЗель»

Параметр	Единица измерения	Величина
Полная масса автомобиля	кг	3500
Снаряженная масса	кг	2090
На ведущих колесах	кг	2300
Масса груза	кг	600
Коэффициент лобового сопротивления		0,458
Площадь миделева сечения	$м^2$	4,0

Параметр	Единица измерения	Величина
Коэффициент сцепления колес с дорогой		0,7
Коэффициент, учитывающий влияние скорости (км/ч) на коэффициент сцепления	с/м	0,0083
Коэффициент сопротивления качению при малых скоростях		0,0108
Коэффициент, учитывающий влияние скорости (км/ч) на коэффициент сопротивления качению	$с^2/м^2$	0,000057
Время переключения передач	с	1,0
Колесная база	м	2,9
Высота центра масс	м	1,2
Центр парусности	м	1,5
Момент инерции одного колеса	$кг·м^2$	2,1
Число колес		6
Радиус статический	м	0,33
Шины	175R16 К-135	
Миним. радиус качения в стационарном режиме при F=0	м	0,3432
Минимальный радиус качения при $\xi_{0\max}$ и h_{max}	м	0,3
Жесткость шины тангенциальная	Нм/рад	23500
Жесткость шины нормальная	кН/м	300
Передаточное число главной передачи		4,556
Передаточное число раздаточной коробки		1
Передаточные числа коробки передач I; II; III; IV; V	4,05; 2,34; 1,395; 1; 0,849	
Суммарный момент инерции деталей (10^3·кг·м^2) трансмиссии, приведенный к первичному валу коробки I; II; III; IV; V	5,72; 10,8; 24,6; 44,9; 61,0	
Жесткость трансмиссии (Нм/рад), приведенная к первичному валу коробки I; II; III; IV; V	58; 167; 456; 885;1200	
Число цилиндрических пар в трансмиссии		2
Число конических (гипоидных) пар		1
Число карданных шарниров		2
Сила трения в трансмиссии при малых скоростях	Н	10
Коэф., учитывающий влияние скорости на силу трения	Н·с/м	0,5

Таблица 5.2 Краткая техническая характеристика двигателя

Параметр	ЗМЗ-4053
Тип двигателя	бензиновый
Число цилиндров	4
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Степень сжатия	9,3
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	92х94
Рабочий объем, л	2,7
Ном. мощность брутто, кВт (л.с.) при частоте вращения кол. вала, мин$^{-1}$	107,3 (144) при 5200
Макс. крутящий момент брутто Нм (кгс) при частоте вращения кол. вала, мин$^{-1}$	215,8 (22) при 4000

Данные по аэродинамическому сопротивлению и сопротивления качению взяты из работы Ю.В. Кудрявцева и В.А. Петрушова.

Поскольку в работе рассматривается только один автомобиль ГАЗ-2705 «ГАЗель», то в дальнейшем, там где это не вызывает сомнения, он будет упоминаться либо как автомобиль «ГАЗель», либо просто как автомобиль.

Рассматривается движение по ровной дороге с асфальто-бетонным или цементо-бетонным покрытием.

По функциональному назначению автомобиль относится к динамическому типу, для которого выбрана следующая значимость показателей.

Проводим аппроксимацию исходных данных по двигателю полиномиальными зависимостями. Характеристики двигателя указаны на Рис. 5.9 – 5.13.

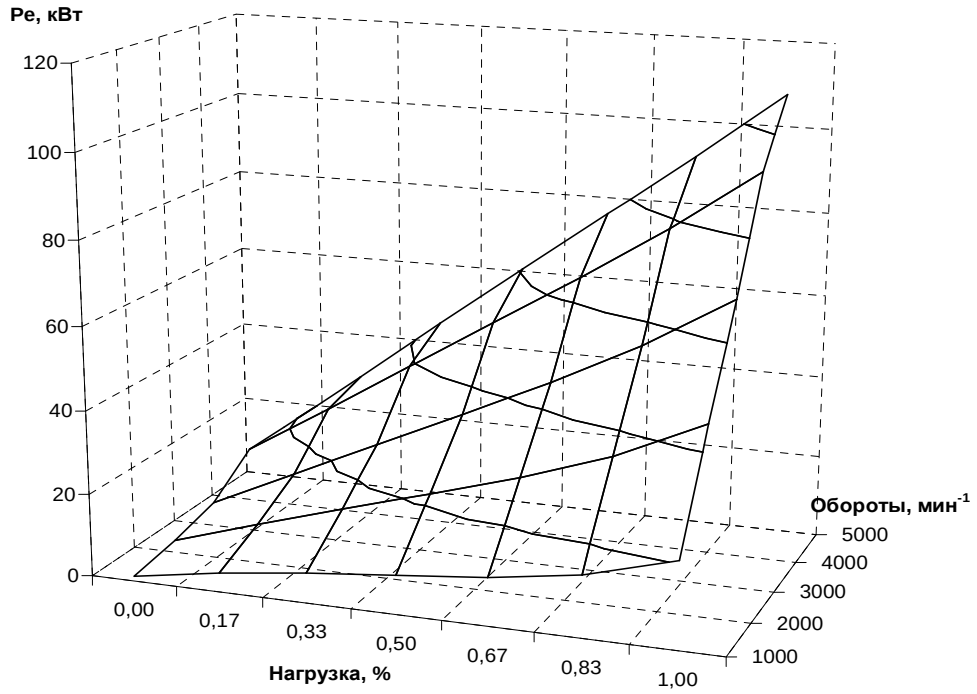


Рисунок 5.9 - Мощность (кВт) двигателя ЗМЗ-4053

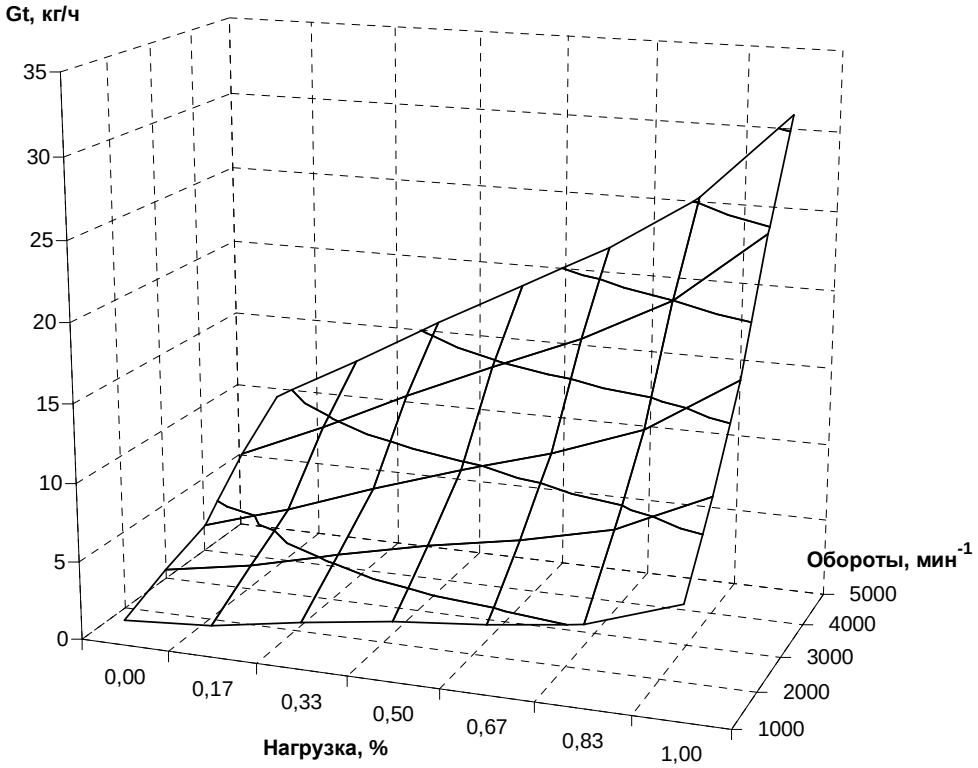


Рисунок 5.10 - Часовой расход топлива (кг/ч) двигателя ЗМЗ-4053

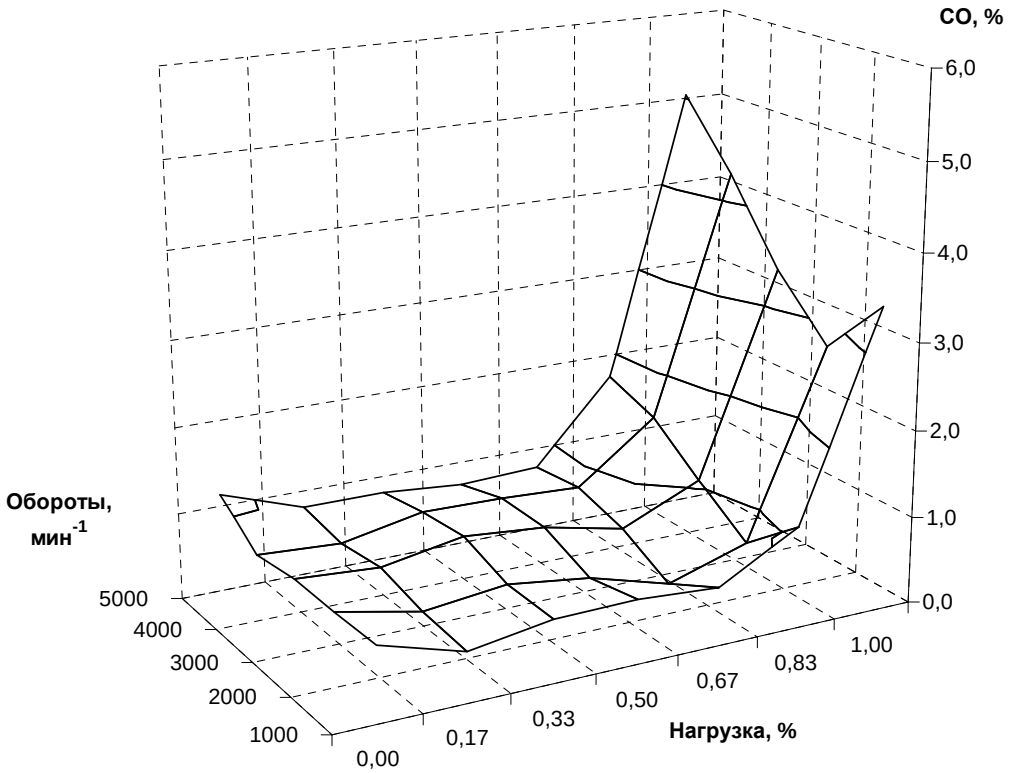


Рисунок 5.11 - Выброс *CO* (%) двигателя ЗМЗ-4053

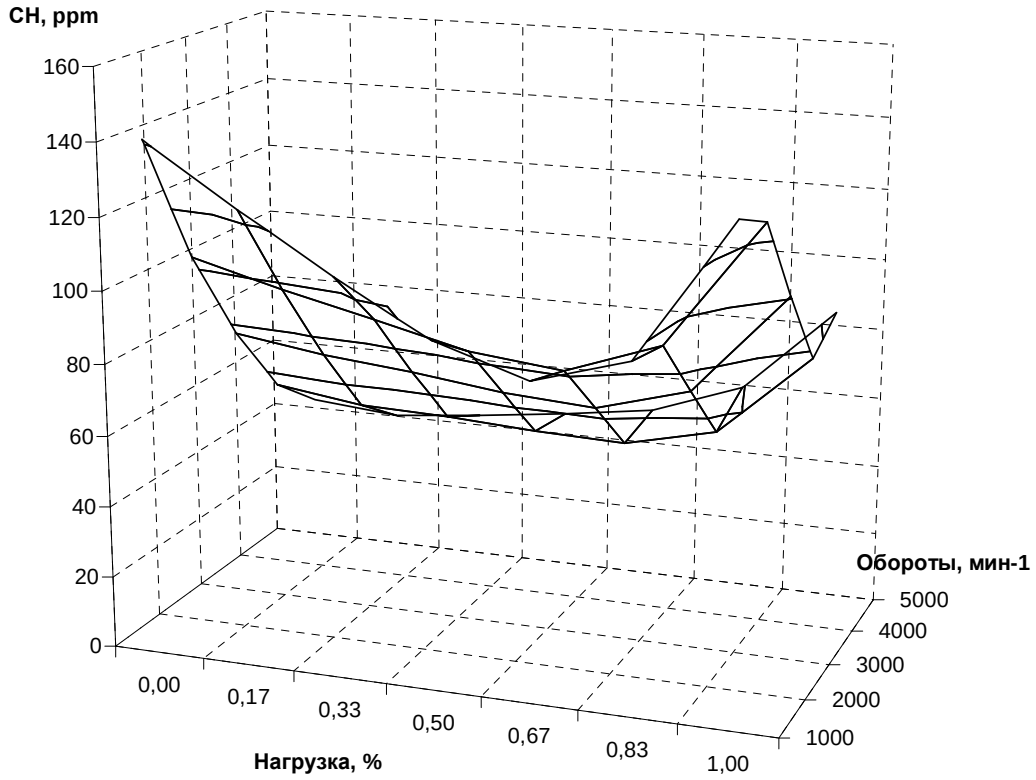


Рисунок 5.12 - Выброс *CH* (ppm) двигателя ЗМЗ-4053

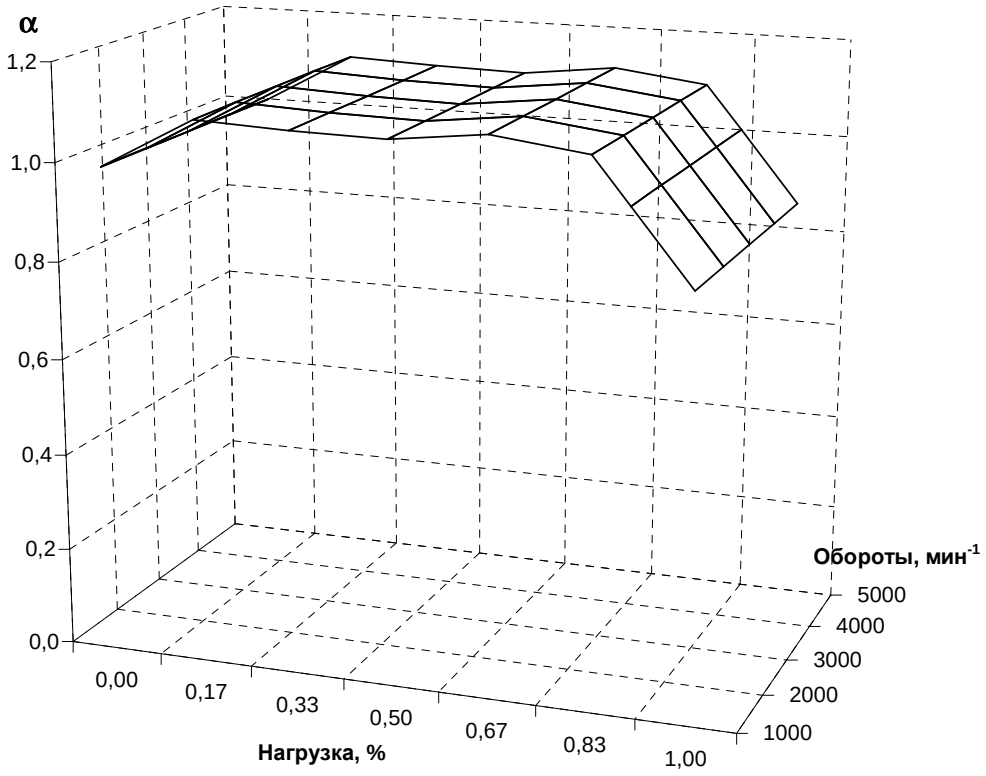


Рисунок 5.13 - Коэффициент избытка воздуха двигателя ЗМЗ-4053

Разгон с максимальной интенсивностью, блок-схема которого представлена на рис. 5.14.

$$
\left.
\begin{aligned}
&\ddot{\varphi}_e = (M_\partial - M_m)/I_\partial \\
&\ddot{\varphi}_a = (M_m - c_{mp}\varphi_{mp})/I_{mp} \\
&M_m = \pm(\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_a)F_m(t) \\
&\dot{V} = (C_{2X}\xi_{02} - C_{1X}\xi_{01} - F_в - F_{mp} - G_a \sin\gamma\ )/m_a \\
&\dot{\varphi}_{mp} = \dot{\varphi}_a - U_k U_0 \cdot \dot{\varphi}_{k2} \\
&\ddot{\varphi}_{k1} = (-\nu_1 \cdot R_{z1} \cdot \xi_{01} - M_{f1} + C_{1X}\xi_{01} r_\partial)/\sum_{k=1}^{l} I_k \\
&\ddot{\varphi}_{k2} = (U_k U_0 c_{mp}\varphi_{mp} - \nu_2 \cdot R_{z2} \cdot \xi_{02} - M_{f2} - C_{2X}\xi_{02} r_\partial)/\sum_{k=1}^{m} I_k \\
&\dot{\xi}_{02} = r_0\dot{\varphi}_{k2} - V(1 + \lambda_1^0\xi_{02} - \lambda_2^0(r_\partial - z^*)) \\
&\dot{\xi}_{01} = r_0\dot{\varphi}_{k1} - V(1 + \lambda_1^0\xi_{01} - \lambda_2^0(r_\partial + z^*)) \\
&C_{2X}\xi_{02} \le (\varphi_X + f)K_\varphi G_a m_R + \frac{\sum_{k=1}^{m} I_k}{r_k^2}\cdot\dot{V}\ .
\end{aligned}
\right\} \qquad (5.20)
$$

После этого определяются оценочные показатели при разгоне по ГОСТ 22576-90, а также комплексный показатель разгона по выражению (5.34) и расход топлива при разгоне по (5.35).

$$d = T_p(1-V_{cp}/V_к) = T_p(1-S_p/(T_pV_к)), \qquad (5.34)$$

$$Q_{sp} = 100 \cdot Q/S_p, \qquad (5.35)$$

Ездовые циклы на дороге по ГОСТ 20306-90. Этот нормативный документ регламентирует городские и магистральные циклы движения в зависимости от полной массы автомобиля и его назначения. Блок-схема ездового цикла представлена на рисунке 5.14. Оценочные и комплексные показатели в цикле определяются следующим образом. Весь цикл разбивается на множество элементарных участков ΔS=1 м, в каждом из которых определяются составляющие полного сопротивления движению и скорость автомобиля. По этим данным определяются параметры нагрузочного режима: передаточное число трансмиссии, угловая скорость коленчатого вала двигателя, нагрузка на двигатель. По ним – на основании выражений (5.36)-(5.40) нагрузочных характеристик двигателя – часовой расход топлива двигателя, коэффициент избытка воздуха двигателя, выбросы токсичных компонентов *CO*, *CH*, CO_2, NO_X двигателем.

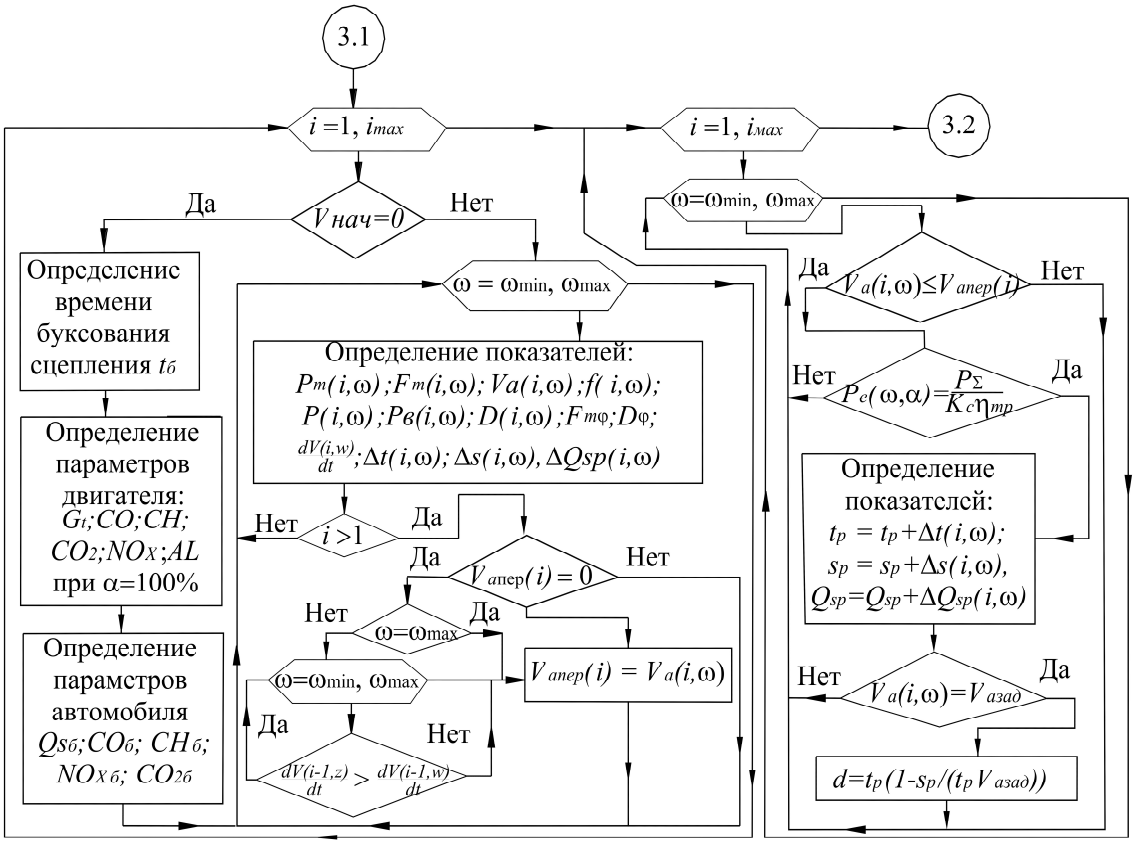


Рисунок 5.14 - Блок разгона автомобиля

$$CO(\omega_e,\alpha_н) = A_{00} + A_{10}\cdot \omega_{eотн} + A_{01}\cdot\alpha_н + A_{20}\cdot \omega_{eотн}^2 + A_{11}\cdot\alpha_н\cdot \omega_{eотн} + A_{02}\cdot\alpha_н^2 + \ldots$$
$$+ A_{40}\cdot \omega_{eотн}^4 + A_{31}\cdot \omega_{eотн}^3\cdot\alpha_н + A_{22}\cdot \omega_{eотн}^2\cdot\alpha_н^2 + + A_{13}\cdot\omega_{eотн}\cdot\alpha_н^3 + A_{04}\cdot\alpha_н^4. \quad (5.36)$$

$$CO = \frac{CO(\omega_e,\alpha_н)}{100}\cdot\frac{G_t(\omega_e,\alpha_н)}{3{,}6}\cdot\left(1+14.7\cdot AL(\omega_e,\alpha_н)-9H_m\right)\cdot\frac{\mu_{co}}{\mu_b}\cdot\Delta\tau, \quad (5.37)$$

$$C_nH_m = \frac{C_nH_m(\omega_e,\alpha_н)}{10^6}\cdot\frac{G_t(\omega_e,\alpha_н)}{3{,}6}\cdot\left(1+14.7\cdot AL(\omega_e,\alpha_н)-9H_m\right)\cdot\frac{\mu_{CH}}{\mu_b}\cdot\Delta\tau, \quad (5.38)$$

$$NO_X = \frac{NO_X(\omega_e,\alpha_н)}{10^6}\cdot\frac{G_t(\omega_e,\alpha_н)}{3{,}6}\cdot(1+14.7\cdot AL(\omega_e,\alpha_н)-9H_m)\cdot\frac{\mu_{NO}}{\mu_Ц}\cdot\Delta\tau, \quad (5.39)$$

$$CO_2 = \frac{CO_2(\omega_e,\alpha_н)}{100}\cdot\frac{G_t(\omega_e,\alpha_н)}{3{,}6}\cdot(1+14.7\cdot AL(\omega_e,\alpha_н)-9H_m)\cdot\frac{\mu_{CO2}}{\mu_Ц}\cdot\Delta\tau, \quad (5.40)$$

Общий расход топлива и общие выбросы отработавших газов в ездовом цикле представляют собой соответственно сумму элементарных расходов топлива и выбросов отработавших газов на отдельных элементарных участках пути. Также определяется средняя скорость движения автомобиля в ездовом цикле и коэффициент эффективности работы автомобиля в данном цикле. Дополнительно для последующего анализа определяются значения расхода топлива автомобилем и выбросов отработавших газов автомобилем на отдельных фазах ездового цикла.

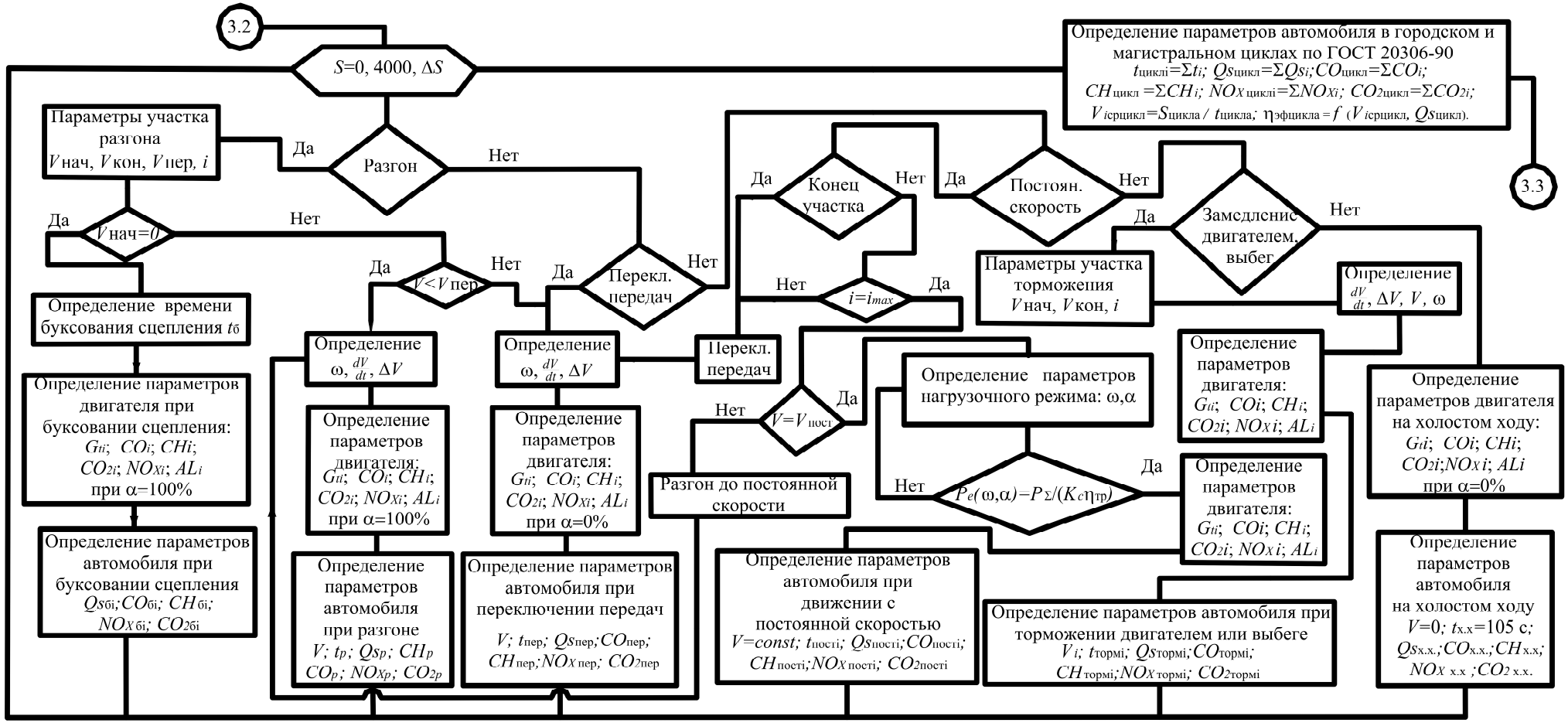


Рисунок 5.15 - Блок ездовых циклов по ГОСТ 20306-90

Следует отметить, что в связи с наличием в большинстве современных автомобилей экономайзеров принудительного холостого хода или электронных систем управлением подачей топлива в цилиндры двигателя, при оборотах двигателя больше 1200 мин$^{-1}$, расход топлива и выбросы отработавших газов в фазах торможения двигателем принимаются равными нулю.

При переключении передач учитывается снижение скорости автомобиля и, компенсирующее это снижение, дополнительное увеличение до постоянной скорости, заданной в цикле.

На магистрально-холмистой дороге с распределением уклонов по Коши (5.41) в пределах ±6%, что характерно для холмистой категории рельефа дорог.

$$p_i = \frac{D}{1+\pi^2 D^2 (100 \cdot i - m)^2} + D_1, \tag{5.41}$$

Блок-схема определения оценочных показателей на магистрально-холмистой дороге представлена на рисунке 5.15. Задается цикл по уклонам дороги и определяется вероятность появления конкретного уклона. Затем определяется максимальная скорость при движении на этом уклоне. Если значение уклона меньше нуля, то ее значение ограничивается на основе эмпирических формул, приводимых в работе Г.Б. Безбородовой и В.Г. Галушко [5.7]. При движении на спусках определяются обороты двигателя, передаточное число трансмиссии и нагрузка на двигатель, т.е. параметры нагрузочного режима, по которым определяется сначала на основе нагрузочных характеристик часовой расход топлива двигателем, а затем и расход топлива автомобилем на данном уклоне.

Движение на подъемах происходит с полной подачей топлива, поэтому нагрузка на двигатель принимается равной 100%. Поэтому, максимальная скорость на подъемах определяется исходя из мощностного баланса автомобиля.

Наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге и расход топлива на магистрально-холмистой дороге соответственно определяются как сумма произведений вероятности появления данного уклона на максимальную скорость на данном уклоне (5.42) или расхода топлива на данном уклоне (5.43).

$$V_{магхолм} = \sum_{i=1}^{n} p_i V_{\max i}\ , \tag{5.42}$$

$$Q_{S\text{мма–холм}} = \sum_{i=1}^{n} p_i Q_{si}\ , \tag{5.43}$$

Установившиеся движение автомобиля с регламентированными скоростями V_1 и V_2, блок-схема которого приведена на рисунке 5.17. В этом режиме задается регламентированная ГОСТ 20306-90 скорость автомобиля V_1 и определяется по возможности

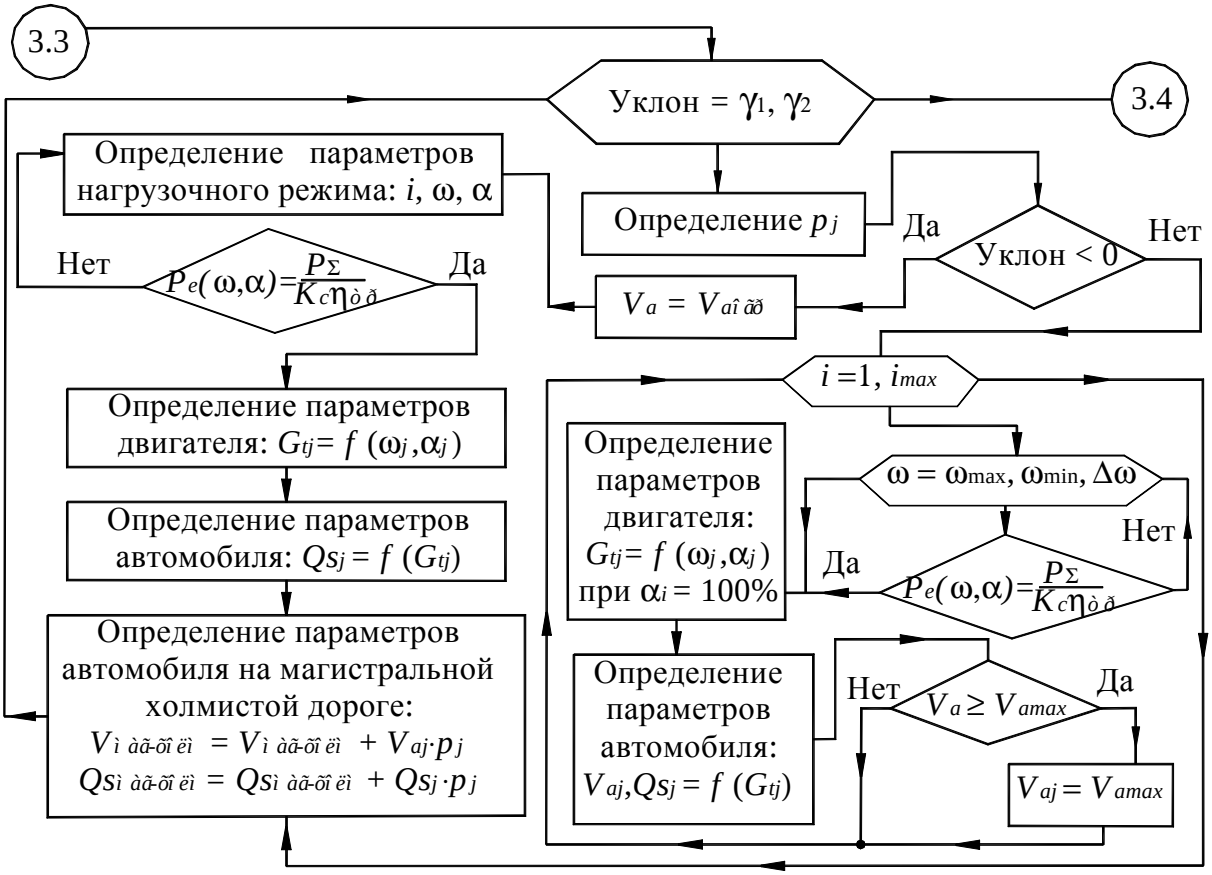


Рисунок 5.16 - Блок магистрально-холмистой дороги

высшая передача в коробке, соответствующая этой скорости движения. По этим данным определяются обороты двигателя, а затем на основе баланса мощностей – нагрузка на двигатель (по нагрузочным характеристикам и оборотам двигателя). Далее несложно определить часовой расход топлива двигателя и по выражению (5.44) – путевой расход топлива автомобиля. При скорости V_2 расход топлива определяется аналогично.

$$\left.\begin{aligned} Q_s &= \frac{100 \cdot G_t(\omega_{ei}, \alpha_i)}{36 \cdot V \cdot \rho_t} \\ \omega_{ei} &= \frac{V \cdot U_{mp}}{r_k} \\ P_e(\omega_{ei}, \alpha_i) &= (P_f \pm P_i + P\text{в} + P_{mp}) \cdot r_d / (r_k K_c). \end{aligned}\right\} \tag{5.44}$$

Если транспортное средство относится к категориям M_1 или N_1, то для этих транспортных средств дополнительно определяются показатели в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83. Этот ездовой цикл в себя включает европейский городской цикл и внегородской.

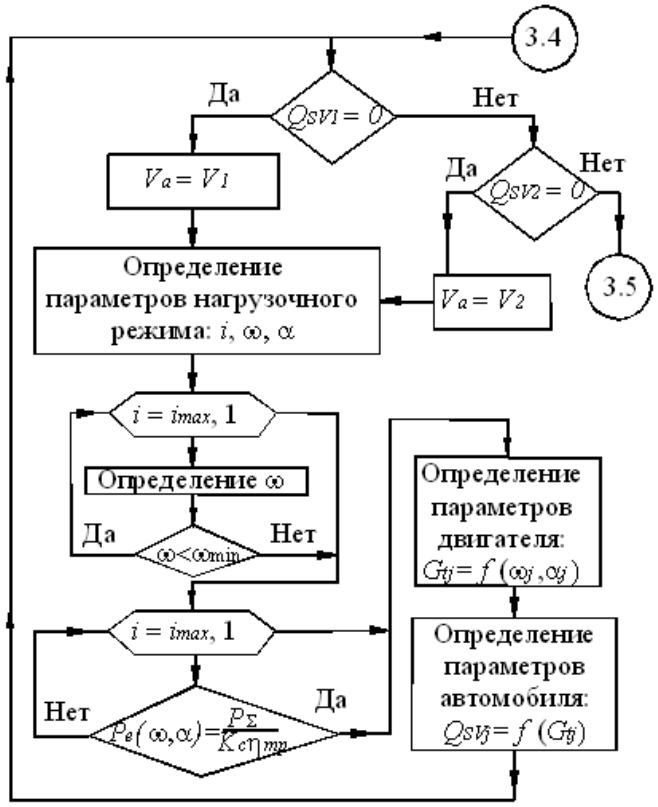


Рисунок 5.17 - Блок установившегося движения

В отличии от ездовых циклов по ГОСТ 20306-90 европейские циклы выполняются на стендах с беговыми барабанами. Эти циклы регламентируют значение скорости движения автомобиля от времени, а не от пройденного пути как ГОСТ 20306-90. Разгоны и торможения двигателем в европейских циклах выполняются с заданными ускорениями, а по ГОСТ 20306-90 – с максимальной интенсивностью.

Но, не смотря на эти различия, принципиальных отличий при моделировании движения в данном ездовом цикле и в циклах по ГОСТ 20306-90 нет. Весь цикл разбивается на множество элементарных участков в зависимости от времени ($\Delta\tau$=1 с.). На каждом элементарном участке определяются параметры нагрузочного режима: угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, передаточное число трансмиссии, нагрузка на двигатель.

По ним – часовой расход топлива двигателя и выбросы отработавших газов двигателя, а затем расход топлива автомобилем и выбросы отработавших газов автомобилем. Расход топлива в цикле и выбросы отработавших газов в цикле определяются на основе суммирования их всех элементарных значений. Затем по формуле (5.45) – коэффициент эффективности работы автомобиля в данном цикле.

$$\eta_{эф} = \sqrt[3]{\eta_{эфгор} \cdot \eta_{эфмаг} \cdot \eta_{эфевр}} \qquad (5.45)$$

Определение коэффициентов регрессии

Сложность автомобиля как объекта исследования, наличие не только линейных, но и сложных взаимодействий между факторами обуславливают нелинейное влияние конструктивных факторов на выходные параметры системы. Вследствие этого, эффекты

взаимодействий и квадратичные эффекты факторов могут быть не только значимы, но даже и определяющими. Поэтому 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.

Поэтому в данной работе рассматривалась квадратичная модель регрессии, в качестве плана эксперимента у которой использовался центральный композиционный ортогональный план (ЦКОП) второго порядка, построенный на основе двухуровнего пятифакторного полного факторного эксперимента с числом опытов N_2= 43, определяющихся по формуле:

$$N_2 = N_{2ц} + n_0 + 2k\,, \tag{5.48}$$

где $N_{2ц} = 2^k$ – число опытов ядра плана; k – число факторов (k=5); n_0 – число опытов в центре плана; $2k$ – число «звездных» точек, добавленные на расстоянии «звездного» плеча $\alpha_{зв}$ от центра плана, где

$$\alpha_{зв}^2 = 0{,}5 \cdot \left(\sqrt{N_{2ц}(N_{2ц} + 2k + n_0)} - N_{2ц}\right). \tag{5.49}$$

Математическое уравнение модели (уравнение регрессии) второго порядка в этом случае имеет вид:

$$\begin{aligned} y = {} & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{15}x_1x_5 + b_{23}x_2x_3 + \\ & + b_{24}x_2x_4 + b_{25}x_2x_5 + b_{34}x_3x_4 + b_{35}x_3x_5 + b_{45}x_4x_5 + b_{123}x_1x_2x_3 + b_{124}x_1x_2x_4 + b_{125}x_1x_2x_5 + \\ & + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{135}x_1x_3x_5 + b_{145}x_1x_4x_5 + b_{234}x_2x_3x_4 + b_{235}x_2x_3x_5 + b_{245}x_2x_4x_5 + b_{345}x_3x_4x_5 + \\ & + b_{1234}x_1x_2x_3x_4 + b_{1235}x_1x_2x_3x_5 + b_{1245}x_1x_2x_4x_5 + b_{1345}x_1x_3x_4x_5 + b_{2345}x_2x_3x_4x_5 + \\ & + b_{12345}x_1x_2x_3x_4x_5 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 + b_{55}x_5^2 \quad , \end{aligned} \tag{5.50}$$

где y – комплексный показатель оптимизации или выбросов отработавших газов; x_1 – соответствует передаточному числу коробки U_{k1}; $x_2 – U_{k2}$; $x_3 – U_{k3}$; $x_4 – U_0$; $x_5 – U_{k5}$.

В (5.49) и последующих приводимых в работе уравнениях регрессии (коэффициентах регрессии), в отличие от уравнения (5.50), в качестве x_j используются передаточные числа в натуральных значениях.

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + .b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + ... + b_{45}x_4x_5\,. \tag{5.50}$$

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. 5.3.

Таблица 5.3.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

Для линейных планов коэффициенты регрессии определялись в соответствии с формулами (5.51) полного факторного эксперимента, а для ЦКОП второго порядка:

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{ij}}{\sum_{j=1}^{N} x_{ij}^2}\ ;\ b_{lm} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{jl} x_{jm}}{\sum_{j=1}^{N} (x_{jl} x_{jm})^2} \quad (l \neq m);\ b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x'_{ii}}{\sum_{j=1}^{N} (x'_{ii})^2}\ ;\ b_0 = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j - \sum_{i=1}^{k} a_{ii}\overline{x}_i^2\ , \quad (5.51)$$

где $x'_i = x_i^2 - \overline{x}_i^2$ – нормализованный фактор, характеризующей влияние квадратичного члена модели; $\overline{x}_i^2$ - среднее значение.

Таким образом, были получены уравнения регрессии для комплексных показателей и выбросов отработавших газов (табл. 5.6) с двигателем ЗМЗ-4053 (табл. 5.2). В табл. 5.6 соответственно представлены коэффициенты регрессии линейной модели, линейной модели с парными взаимодействиями и квадратичной модели в натуральных величинах для автомобиля с двигателем ЗМЗ-4053.

Пустые значения в *i*-й ячейке таблицы 5.6, а также в таблицах приложения П2 соответствуют нулевым значениям b_i коэффициента регрессии.

Таблица 5.6. Коэффициенты регрессии модели второго порядка 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	129,489	9,2644	16,5929	48,3209	1,9309	1,8488	0,1079	3,0833	0,1351	2,8629	0,0797
b_1		-0,0819		-0,0232	0,0073	0,0029	-0,0001	-0,0068	-0,0006	-0,0161	0,0000
b_2		0,2385		-0,9658	-0,0094	0,0232	0,0000	0,0680	-0,0001	-0,0478	0,0001
b_3	-1,4378	-0,1424	-0,1378	1,2822	-0,0071	0,0191	-0,0003	0,0232	-0,0003	0,0320	-0,0003
b_4	-0,3175	-0,2095	0,9480	2,3179	-0,0714	0,0955	-0,0048	0,1964	-0,0030	0,2361	-0,0030
b_5	-1,1237		0,4380		-0,0202	-0,0197	-0,0014	0,0029	-0,0003	0,0846	-0,0014
b_{12}		-0,0407		0,1375	-0,0002	0,0000				0,0035	
b_{13}				-0,0055	0,0000	0,0000				0,0000	
b_{14}		0,0844		0,1201	-0,0078	0,0063	0,0002	0,0384	0,0004	0,0169	-0,0001
b_{15}					0,0000	0,0000				0,0000	
b_{23}		-0,1067		0,4358	-0,0004			0,0000		0,0123	-0,0001
b_{24}		-0,0521		0,6870	-0,0078	0,0116	0,0004	0,0469	-0,0003	0,0175	0,0000
b_{25}					0,0003	0,0000		0,0000		-0,0002	
b_{34}	1,8551	0,0892	0,1760	-1,6989	-0,0002	0,0087	0,0000	0,0491	-0,0003	-0,0329	0,0001
b_{35}			0,0012		0,0001	0,0000		0,0000		-0,0001	0,0000
b_{45}	-1,5387		0,2621		-0,0129	-0,0307	-0,0003	0,0130	-0,0005	0,0344	
b_{123}				0,0109						0,0000	
b_{124}		0,0174		-0,0477	0,0003					-0,0035	
b_{125}											
b_{134}				0,0055	0,0000					0,0000	
b_{135}											
b_{145}					0,0001					0,0000	
b_{234}		0,0327		-0,1637	0,0004					-0,0052	0,0001
b_{235}										0,0001	
b_{245}					0,0002	0,0000		0,0000		0,0002	
b_{345}			-0,0012		0,0002	0,0000		0,0001		-0,0008	0,0000
b_{1234}				-0,0109						0,0000	
b_{1235}											
b_{1245}											
b_{1345}											
b_{2345}					0,0000					-0,0001	
b_{12345}											
b_{11}		0,0825		0,0385	-0,0004	-0,0032	0,0001	-0,0043	-0,0001	-0,0128	0,0000
b_{22}		0,0836		-0,0186	-0,0011	-0,0032	0,0002	0,0078	-0,0001	-0,0113	0,0001
b_{33}	-1,3244	0,1527	-0,1228	-2,6676	0,0020	-0,0037	0,0000	0,0029	-0,0002	-0,0215	0,0003
b_{44}	-3,9205	0,2003	-0,0145	-1,8249	-0,0240	0,0233	0,0008	0,1324	-0,0010	0,0630	0,0004
b_{55}	-1,4213		-0,0398		-0,0003	-0,0291	0,0000	-0,0018	-0,0001	-0,0268	0,0000

Одним из важных вопросов при планировании вычислительного эксперимента является оценка значимости коэффициентов регрессии, осуществляемая обычно по *t*-критерию Стьюдента или по доверительным интервалам (5.52).

$$\sigma_y^2 = \frac{1}{N(m-1)} \sum_{u=1}^{N} \sum_{j=1}^{m} (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \tag{5.52}$$

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:

$$\Delta b_j = \pm (y_{\max} - y_{\min}) \cdot 10^{-2} = 2(y_{\max} - y_{\min}) \cdot 10^{-2} \tag{5.53}$$

Коэффициент b_j значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала. Доверительные интервалы, подсчитанные по этой формуле сведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7. Доверительные интервалы для показателей автомобиля с ЗМЗ-4053

	Линейный план			План с взаимодействиями			План второго порядка		
	Max значение	Min значение	Довер. интервал	Max значение	Min значение	Довер. интервал	Max значение	Min значение	Довер. интервал
$V_{маг}$	126,9	122,3	0,0927	126,01	121,91	0,08215	130,6	123,06	0,19
d	10,35	9,72	0,0125	10,39	9,76	0,01250	10,43	9,50	0,02
$Q_{s\Sigma}$	17,43	16,18	0,0251	17,35	16,10	0,02511	17,69	15,98	0,03
Q_{sp}	46,75	42,49	0,0851	46,17	41,71	0,08927	49,36	41,51	0,16
$\eta_{эф}$	1,99	1,87	0,0024	1,992	1,870	0,00244	2,010	1,832	0,004
$CO_{евр}$	1,99	1,83	0,0033	1,996	1,832	0,00327	2,027	1,770	0,005
$CH_{евр}$	0,132	0,118	0,0003	0,13272	0,11803	0,00029	0,1347	0,1135	0,0004
$CO_{гор}$	2,929	2,554	0,0075	2,940	2,565	0,00751	3,041	2,478	0,011
$CH_{гор}$	0,169	0,155	0,0003	0,16909	0,15570	0,00027	0,1708	0,1509	0,0004
$CO_{маг}$	2,756	2,540	0,0043	2,745	2,530	0,00431	2,78	2,55	0,0046
$CH_{маг}$	0,099	0,094	0,0001	0,09918	0,09400	0,00010	0,10098	0,09243	0,00017

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. 5.3).

Расчеты с использованием полученных коэффициентов регрессии показали, что линейный план и план с парными взаимодействиями не являются адекватными для оценки комплексных показателей и выбросов отработавших газов, однако в большинстве случае они правильно отображают тенденции изменения показателей от передаточных чисел, поэтому в первом приближении их можно использовать при расчетах.

Поскольку наиболее достоверную информацию о степени влияния факторов несут планы второго порядка, то на их основе и проведен дальнейший анализ.

Таким образом, определены все необходимые оценочные и комплексные показатели для решения задач оптимизации (5.54) или (5.55) [5.6].

$$\Phi(X^*) = \min \Phi(X), X \in D$$

$$\Phi(X) = \{\Phi_1(X), \Phi_2(X), ...\Phi_m(X)\} \qquad (5.54)$$

$$D = \left\{X : g_j \le 0,\ j = 1, l; \Phi_\kappa^- \le \Phi(K) \le \Phi_\kappa^+, \kappa = 1, m; a_i \le X_i \le b_i, i = 1, n\right\}$$

$$\left.\begin{aligned}
&F_{vмаг\text{-}холм} = f_1(u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \to \max \\
&F_d = f_2(u_1, u_2, u_3, u_0) \to \min \\
&F_\eta = f_3(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \to \max \\
&F_{Qv} = f_4(u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \to \min \\
&F_{Qp} = f_5(u_1, u_2, u_3, u_0) \to \min \\
&CO = f_6(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \le [CO] \\
&CH = f_7(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \le [CH] \\
&CO_2 = f_8(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \le [C0_2] \\
&NO_X = f_9(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \le [NO_X] \\
&u_{1\psi} = f_{10}(u_1, u_0) \ge [u_{1\psi}] \\
&u_{1\varphi} = f_{11}(u_1, u_0) \le [u_{1\varphi}] \\
&u_{5Dv} = f_{12}(u_5, u_0) \ge [u_{5Dv}],
\end{aligned}\right\} \qquad (5.55)$$

где $F_{vмаг\text{-}холм}$ – 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; [CO], [CH], [NO_x], [CO_2] – соответствую допускаемые значения CO, CH, NO_x, CO_2, регламентируемые Правилами ЕЭК ООН №83 официальное утверждение B или другими нормативными документами; u_n – передаточное число коробки передач на высшей передаче.

Решение задач (5.54) и (5.55) позволит определить рациональные передаточные числа трансмиссии. Для этого используется просмотр многомерных областей передаточных чисел пробными точками ЛП$_\tau$-последовательности

Затем для каждого j = 1, 2, …, n уравнения регрессии системы (5.55) вычисляются соответствующие координаты точек q_i с номером i $ЛП_\tau$- последовательности по формуле

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^{m} 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^{m} [2\{i2^{-l}\}][2\{r_j^{(l)} 2^{k-1-l}\}] \right\}, \qquad (5.56)$$

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.

$$m = 1 + [\ln i / \ln 2] \ , \qquad (5.57)$$

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. 5.18 представлены полученные множества для автомобиля с двигателем ЗМЗ-4053. При определении эффективных точек Парето (рисунок 5.18) были наложены следующие ограничения:

1. На выбросы отработавших газов в европейском рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83:

1.1. для бензиновых двигателей (нормы по Правилам ЕЭК ООН №83-05):

[CO] = 2,27 г/км; [CH] = 0,16 г/км; [NO_X] = 0,11 г/км.

1.2. для дизельных двигателей (нормы по Правилам ЕЭК ООН №83-04):

[CO] = 1,5 г/км; [$CH + NO_X$] = 1,2 г/км.

2. Продольные уклоны:

2.1. основной уклон – 5%;

2.2. максимальный уклон – 35%.

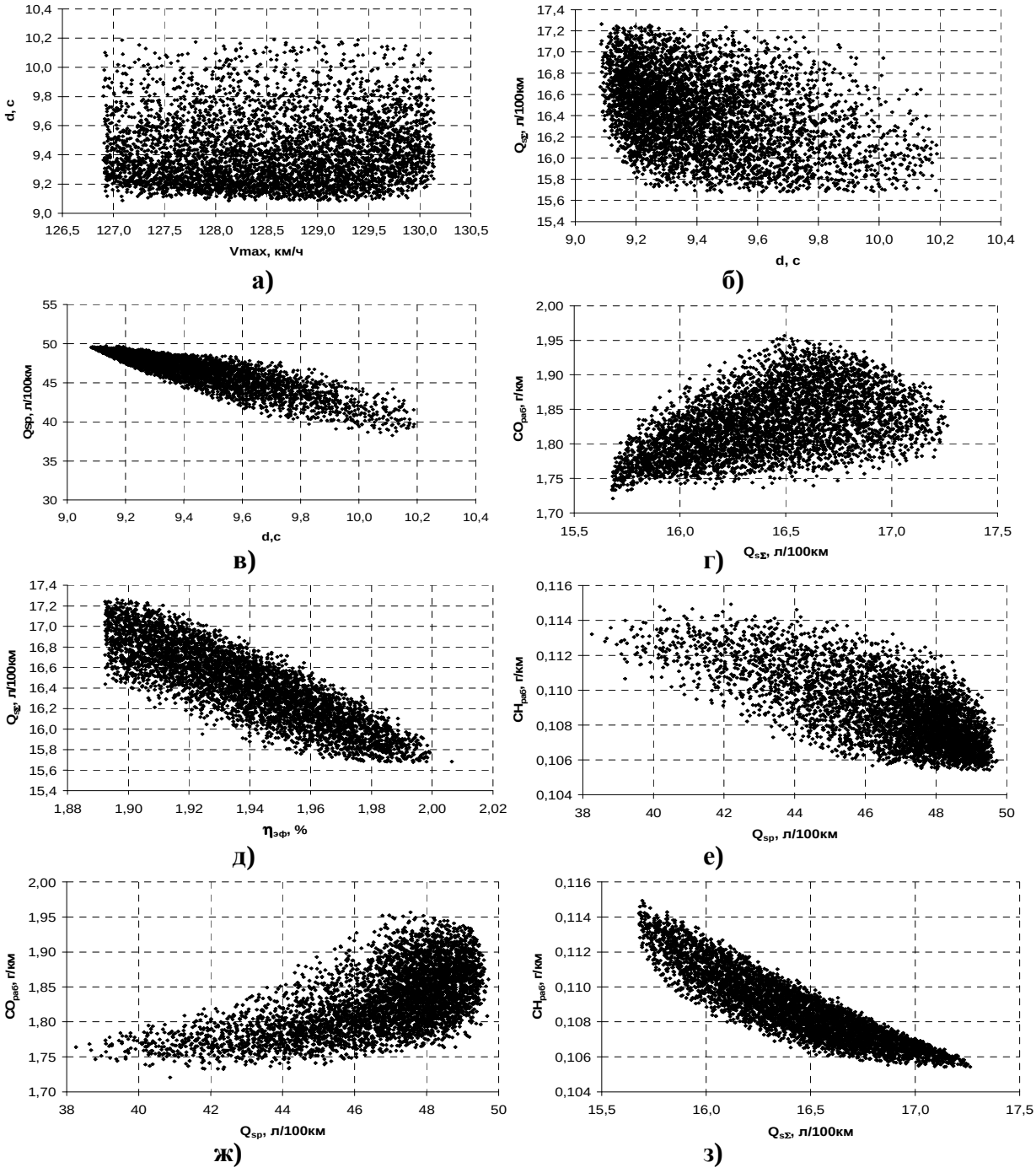


Рисунок 5.18 - Множество эффективных точек Парето в плоскостях параметров оптимизации для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053: а) суммарный расход топлива – коэффициент эффективности; б) расход топлива при разгоне – суммарный расход топлива; в) суммарный расход топлива – показатель разгона; г) суммарный расход топлива – наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге; д) выброс *CO* в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83 – суммарный расход топлива; е) выброс *CH* в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83 – выброс *CO* в этом же цикле.

Наилучшие точки $ЛП_\tau$-последовательности в соответствии с оперативно-функциональным назначением автомобиля выбираются из эффективных точек Парето. В таблице 5.8 представлены полученные наилучшие точки Парето и соответствующие им передаточные числа трансмиссии при разных вариантах приоритетов комплексных показателей.

Таким образом, с учетом конструктивных особенностей коробки передач и главной передачи, а также с учетом заводских значений передаточных чисел (таблица 5.1) из полученных оптимальных точек Парето в соответствии с оперативно-функциональным назначением (таблице 5.11) были выбраны точки приведенные в таблице 5.9

Таблица 5.9 – Точки $ЛП_\tau$-последовательности и оптимальные по Парето передаточные числа для автомобиля «ГАЗель»

Вариант	ЗМЗ-4053
Динамичный	**№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

Как известно, передаточное число в зубчатых передачах определяется отношением чисел зубьев ведомого колеса к числу зубьев ведущей шестерни. По этому, чтобы реализовать указанные в таблице 5.10 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. В таблице 5.10 приведены заводские значения чисел зубьев коробки передач и главной передачи и их суммарные значения.

Таблица 5.10 - Заводские значения чисел зубьев шестерен коробки передач и главной передачи

	Коробка передач					Главная передача
	Привод пром. вала	1 передача	2 передача	3 передача	5 передача	
Z_1	25	16	24	32	39	9
Z_2	36	45	39	31	23	41
Z_Σ	61	61	63	63	62	50

С учетом табл. 5.9-5.10 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. 5.11 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 (табл. 5.10).

Таблица 5.11 - Рекомендуемые значения передаточных чисел для автомобиля «ГАЗель» с различным оперативно-функциональным назначением

Вариант	**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)

Разработана и апробирована методика выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на динамичной модификации 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 на основе регрессионных моделей второго порядка и критерия Парето.

5.6 Выбор передаточных чисел легкого коммерческого автомобиля для достижения наилучшей топливной экономичности

По аналогии с пунктом 5.5 данного отчета по НИР на основе разработанной методики выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля «ГАЗель» получены передаточные числа для экономичной модификации (таблица 5.12)

Таблица 5.12 – Передаточные числа трансмиссии автомобиля ГАЗель , обеспечивающие получение экономичной модификации.

Вариант	**ЗМЗ-4053**
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)

5.7 Выбор передаточных чисел легкого коммерческого автомобиля для обеспечения минимальных выбросов отработавших газов

По аналогии с пунктом 5.5 данного отчета на основе разработанной методики выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля «ГАЗель» определяются рациональные передаточные числа для создания экологичный модификации транспортного средства. Однако в отличии от динамичного и экономичного вариантов трансмиссии, в данной случае решается следующая задача оптимизации: .

$$
\left.\begin{aligned}
&CO = g_1(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5,.., u_n, u_0) \rightarrow \min\\
&CH = g_2(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5,\ldots, u_n, u_0) \rightarrow \min\\
&CO_2 = g_3(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5,\ldots, u_n, u_0) \rightarrow \min\\
&NO_X = g_4(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5,\ldots, u_n, u_0) \rightarrow \min\\
&F_{умаг\text{-}холм} = g_5(u_3, u_4, u_5,\ldots, u_n, u_0) \geq [F_{умаг\text{-}холм}]\\
&F_d = g_6(u_1, u_2, u_3, u_0) \leq [F_d]\\
&F_\eta = g_7(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5,\ldots, u_n, u_0) \geq [F_\eta]\\
&F_{Qv} = g_8(u_3, u_4, u_5, \ldots, u_n, u_0) \leq [F_{Qv}]\\
&F_{Qp} = g_9(u_1, u_2, u_3, u_0) \leq [F_{Qp}]\\
&u_{1\psi} = g_{10}(u_1, u_0) \geq [u_{1\psi}]\\
&u_{1\varphi} = g_{11}(u_1, u_0) \leq [u_{1\varphi}]\\
&u_{5Dv} = g_{12}(u_5, u_0) \geq [u_{5Dv}],
\end{aligned}\right\} \qquad (5.58)
$$

где $[F_{v.маг\text{-}холм}]$, $[F_d]$, $[F_\eta]$, $[F_{Qv}]$ и $[F_{Qp}]$ – соответственно допускаемые значения наибольшей скорости на магистрально-холмистой дороге, комплексного показателя разгона, коэффициента эффективности работы автомобиля в циклах, суммарного расхода топлива на магистрально-холмистой дороге и при установившихся режимах движения и расхода топлива при разгоне.

Решение задачи (5.58) позволило определить оптимальные передаточные числа автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053 (таблица 5.13):

Таблица 5.13 – Оптимальные передаточные числа трансмиссии в случае экологичного варианта

Вариант	**ЗМЗ-4053**
Экологичный	U_{k1}= 4,23 (Z_1=16, Z_2=47) U_{k2}=2,131 (Z_1=25, Z_2=37) U_{k3}=1,221 (Z_1=33, Z_2=28) U_{k4}=1,0 U_{k5}=0,792 (Z_1=40, Z_2=22) U_0=3,9 (Z_1=10, Z_2=39)

5.8 Выбор передаточных чисел тяжелого грузового автомобиля с 16-ти ступенчатой коробкой передач, имеющей делитель и демультипликатор

Для примера рассмотрим выбор передаточных чисел 16-ти ступенчатой коробки передач автопоезда полной массой 40 т. в случае динамичного варианта трансмиссии. Примем, что коробка передач имеет базовый 4-х ступенчатый редуктор, и 2-х ступенчатый делитель и демультипликатор.

В таблице 5.14 представлены исходные данные по двигателю, необходимые для выбора передаточных чисел трансмиссии

Таблица 5.14 – Основные исходные данные по двигателю

№	Параметр	Значение
1	Марка двигателя	ЯМЗ-7511
2	Тип двигателя	Дизельный
3	Число цилиндров	8
4	Расположение цилиндров	V-образное, угол развала 90°
5	Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	130 х 140
6	Рабочий объем, л	14,86
7	Степень сжатия	16,5
8	Номинальная мощность, кВт (л.с.)	294 (400)
9	Частота вращения при номинальной мощности, мин$^{-1}$	1900
10	Максимальный крутящий момент, Нм (кгс м)	1715 (175)
11	Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин$^{-1}$	1100…1300

В таблице 5.15 представлены основные характеристики автопоезда и дороги.

Таблица 5.15 – Основные технические характеристики автопоезда и дороги

№	Параметр	Значение
1	Полная масса автопоезда, кг	48 000
2	Радиус качения колес, м	0,55
3	КПД трансмиссии	0,75
4	Максимальная скорость автопоезда, км/ч	100
5	Максимальный коэффициент сопротивления дороги	0,2
6	Максимальный коэффициент сцепления на дороге	0,7

На основании выражений раздела 5.4 определим передаточные числа 16-ступенчатой коробки и передач автопоезда.

Исходя из обеспечения максимальной скорости движения на прямой передаче определяем передаточной число главной пары:

I_0=3,43

Исходя из условия преодоления максимального сопротивления движению получаем значения передаточного числа первой передачи коробки:

I_{k1} = 14,07

Исходя из обеспечения наибольшей контактной способности (раздел 5.4) выбираем передаточное число ускоряющей (16 передаче).

I_{k16} = 0,8.

На основании полученных значений передач определяем остальные промежуточные значения (таблица 5.16).

Таблица 5.16 – Передаточные числа 16-ступенчатой коробки передач

№	Передаточное число	Значение
1	I_{k1}	14,07
2	I_{k2}	11,65
3	I_{k3}	9,64
4	I_{k4}	7,98
5	I_{k5}	6,61
6	I_{k6}	5,47
7	I_{k7}	4,53
8	I_{k8}	3,75
9	I_{k9}	3,10
10	I_{k10}	2,57

11	I_{k11}	2,12
12	I_{k12}	1,76
13	I_{k13}	1,45
14	I_{k14}	1,21
15	I_{k15}	1
16	I_{k16}	0,83

При этом демультипликатор имеет 2 передачи: низшую с передаточным числом $I_{дем_н}$=4,53 и высшую с $I_{дем_н}$=1.

Делитель тоже имеет 2 передачи: низшую и высшую с соответствующими передаточными числами: $I_{дел_н}$=1 и $I_{дем_в}$=0,83.

Таким образом, определены все передаточные числа многоступенчатой коробки передач, имеющей двухступенчатые делитель и демультипликатор и четырех ступенчатую основную коробку передач.

5.9 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-Проект» Группа КОМ, ООО «ОИЦ» Группа ГАЗ) новые и эффективные методы и средства для выбора передаточных чисел с учетом назначения автомобиля, который может быть динамичным, экономичным или экологичным.

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 «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

5. 10 Обобщение и оценка результатов исследований

1. В работе проведен обзор программных средств, реализующих расчеты показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности, а также программ предназначенных для выбора оптимальных передаточных чисел трансмиссии.
2. .Разработана методика выбора передаточных чисел трансмиссии с учетом оперативно-функционального назначения автомобиля, позволяющая иметь динамичные, экономичные и экологичные модификации транспортных средств, использующая методы регрессионного анализа и поиск оптимальных передаточных чисел по Парето.
3. Рассмотрены особенности выбора передаточных чисел полноприводных модификаций автомобилей.
4. Представлена методика выбора передаточных чисел в случае многоступенчатых коробок передач, имеющих базовый редуктор, делитель и демультипликатор.
5. На основании изложенной методики выбора передаточных чисел коробки передач определены оптимальные передаточные числа для автомобиля ГАЗель с двигателем ЗМЗ-4053 в случае динамичного, экономичного и экологичного вариантов трансмиссии.
6. На основании разработанной методики расчета определены рациональные передаточные числа 16-ти ступенчатой коробки передач, включая передаточные числа базовой коробки, делителя и демультипликатора.
7. В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «КОМ-Проект», ООО «ОИЦ») новые и эффективные методы и средства для проектирования многоступенчатых коробок передач, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем.
8. 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 «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

6 Концепция создания электромобиля на шасси «ГАЗель»

6.1 Анализ нормативно-технических документов по охране окружающей среды от вредного воздействия автомобильного транспорта

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., поэтому проблема 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 6.2).

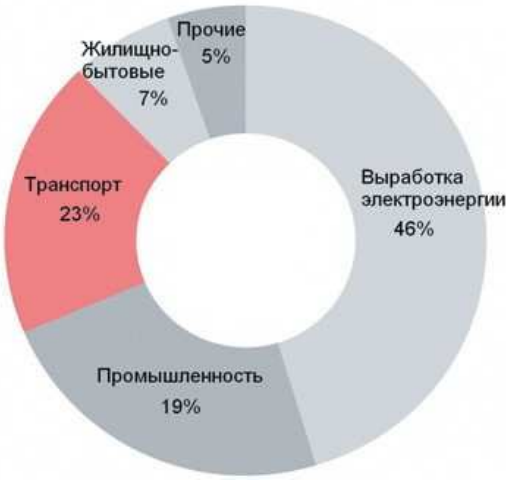


Рисунок 6.1 – Мировой выброс CO_2 по секторам

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» (Постановление Правительства РФ от 10 сентября 2009 г. № 720). Технический регламент устанавливает обязательные требования к выбросам в зависимости от экологического класса автомобильной техники. Выполнение указанных требований должно обеспечиваться на стадии производства. Оценка соответствия установленным требованиям осуществляется на стадии выпуска в обращение транспортных средств, то есть до начала их эксплуатации на территории Российской Федерации.

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 CO2, 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 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» 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 годы законодательные меры позволят ожидать существенное снижение выбросов CO_2 автомобилями в ближайшем будущем (рисунок 6.3).

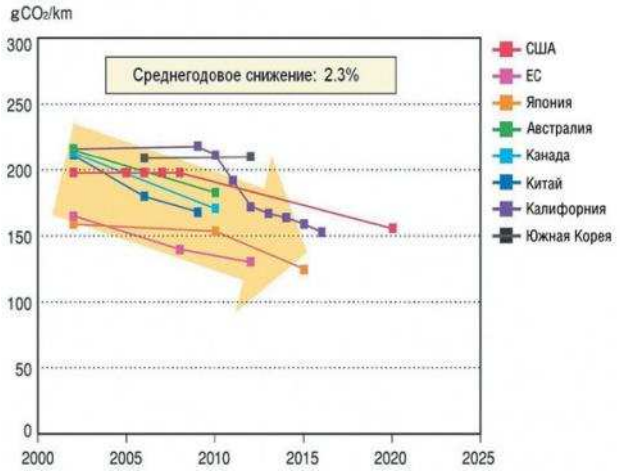


Рисунок 6.3 – Ожидаемые выбросы CO_2 для новых легковых автомобилей в отдельных странах / регионах

В соответствии данными Международного энергетического агентства, для достижение поставленных целей по снижению выброса диоксида углерода предполагается следующая структура методов снижения выбросов CO_2 от транспорта, представленная на рисунке 6.4. Как видно из представленного рисунка, основная роль в снижении выбросов CO_2 отводится повышению топливной экономичности автомобилей.

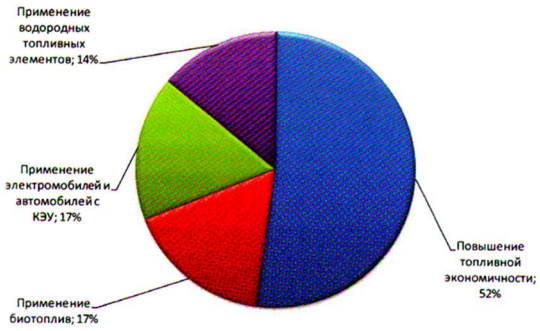


Рисунок 6.4 – Перспективные методы снижения CO_2 от транспорта

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) постоянно улучшаются, что в совокупности с совершенствованием конструкции, технологии и структуры применяемых материалов самих автомобилей обеспечивает непрерывное повышение топливной экономичности последних.

Однако возможности для улучшения топливной экономичности традиционных транспортных средств не бесконечны, что определяет неизбежность внедрения в средне- и дальнесрочной перспективе автомобилей следующего поколения. Различные типы их находятся в разработке, в том числе «чистый дизель», называемый так благодаря крайне низким величинам вредных выбросов.

На рисунке 6.5 представлены выбросы CO2 г на 1 км пробега с учетом увеличения выбросов CO2 на ТЭС за счет выработки дополнительной электрической энергии для нужд электротранспорта и процесса производства самого электромобиля.

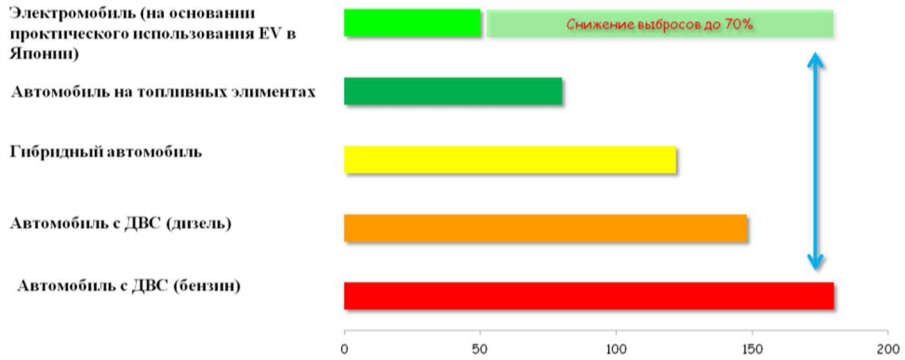


Рисунок 6.5 – Выбросы CO2 г на 1 км пробега с учетом увеличения выбросов CO2 на ТЭС за счет выработки дополнительной электрической энергии для нужд электротранспорта и процесса производства самого электромобиля (по данным ОАО «МОЭСК», 2012 г.)

Как следует из рисунка 6.5 широкомасштабное использование электротранспорта позволит существенно снизить выбросы CO2 и 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 6.6).

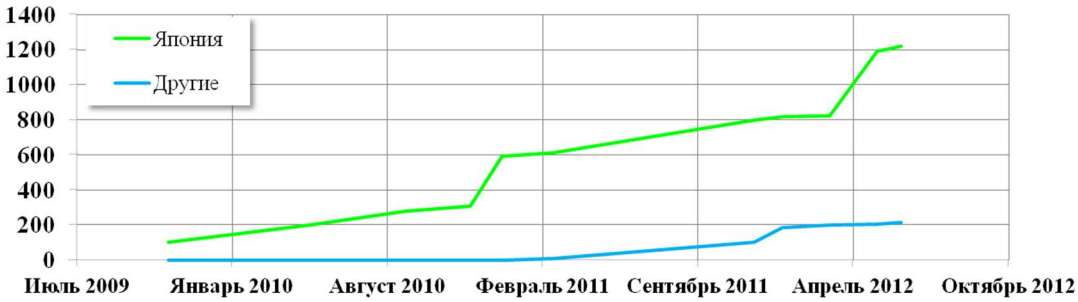


Рисунок 6.6 – Рост количества зарядных станций

6.2 Обзор конструкций коммерческих электромобилей. Разработка требований к узлам и агрегатам

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.

а) Ford Transit Connect Electric

б) Edison

в) Newton

г) eStar

д) Fiat Fiorino Electric

е) Peugeot eBoxer

Рисунок 6.7 - Серийные грузовые электромобили

Таблица 6.2– Технические характеристики серийно выпускаемых электромобилей

	Newton	Ford Transit Connect Electric	Edison Panel Van, Edison Chassi Cab	eStar	Fiat Fiorino Electric	Peugeot eBoxer (electric van)
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	120 (160)	55 (280)	90 (120,6)	70 (102).	–	60 (80) пиковая 30(40) номинальн.
Масса: Полная масса, т Грузоподъемность, т	7,5; 10; 3,36; 5,86;	3,0…3,5 0,5-0,7	3,5 0,7…0,85 (Van); 1,1 (Cab)	5,5 2,3	1,7; 0,5/0,6	3,5 0,895
Максимальная скорость, км/ч	80	120	80	80	115	100
Тип аккумуляторных батарей	Lithium Ion Iron Phosphate (Li Fe PH_4)	Литий-ионные	Lithium Ion Iron Phosphate (Li Fe PH_4)	Литий-ионные	Литий-ионные	Lithium Ion, 268 V, 210 шт.
Емкость аккумуляторных батарей, кВтч	85 кВтЧ (7,5…10 т.);	28 кВтч	40 (Van); 36 или 50 (Cab)	80	17/22	56
Трансмиссия	шести ступенчатая, автомат.	Бесступенчатая				
Пробег на одной зарядке, км	160	130	160	160	до 140	150

Рассмотрим более подробно компоновку электромобиля Ford Transit Connect Electric.

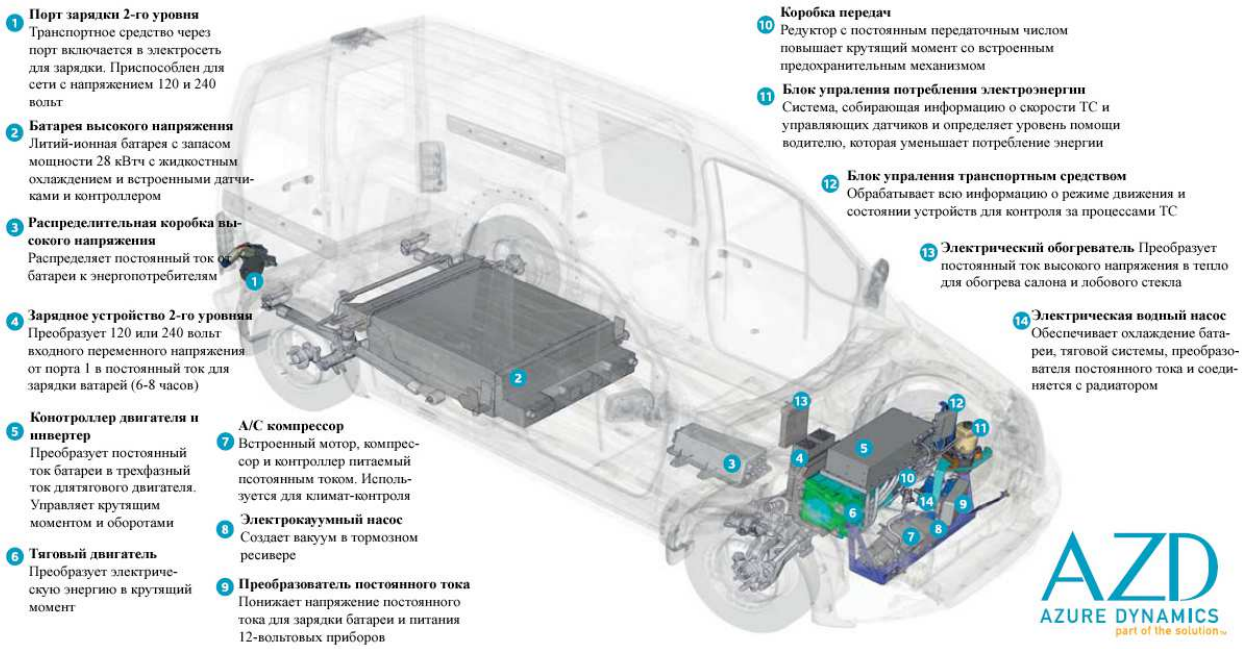


Рисунок 6.8 – Размещение и назначение узлов в Ford Transit Connect Electric.

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.

Установка тяговой батареи на транспортном средстве исключает любую потенциальную опасность образования газовых пузырей;

Аккумуляторные контейнеры, содержащие аккумуляторные блоки, из которых может произойти утечка опасных газов, надлежащим образом проветриваются;

Тяговая батарея и электропривод защищаются соответствующими по всем параметрам предохранителями и выключателями. Предприятие-изготовитель предоставляет лаборатории данные, позволяющие убедиться в том, что их калибровка при необходимости, обеспечивает размыкание.

Масса тягового электропривода не должна превышать 5 – 6 % от полной массы электромобиля.

Узлы и агрегаты тягового электропривода должны выполняться в виде конструктивно законченных модулей, легко заменяемых в условиях эксплуатации.

Агрегаты тягового электропривода должны иметь защиту от проникновения посторонних тел и воды, соответствующую месту их установки;

Должна быть предусмотрена защита от попадания потенциала на кузов электромобиля, защита электрических цепей от недопустимых перегрузок и коротких замыканий, а при

движении электромобиля – от нарушений и сбоев при кратковременных перерывах в питании;

Должна быть предусмотрена защита от недопустимых последствий ошибочных действий водителя, например типа блокировки при нарушении предписанной последовательности операций управления.

Карданная передача

Карданная передача должна передавать крутящий момент между соединяемыми агрегатами равномерно (синхронно);

Иметь высокий КПД;

Быть долговечной;

Вибрационные нагрузки и шум при работе карданной передачи должны быть минимальными.

Ведущий мост и дополнительная коробка передач

Должна обеспечивать оптимальные тягово-динамические и топливно-экономические характеристики автомобиля при соответствующем выборе передаточных чисел;

Иметь высокий КПД;

Обеспечивать требуемый дорожный просвет;

Работать плавно и бесшумно;

Иметь высокую жесткость корпуса, опор и валов.

Рулевое управление

Легкость управления, должна быть обеспечена усилием на рулевом колесе, которое регламентируется Правилами №79 ЕЭК ООН при движении по круговой траектории;

Качение управляемых колес должно происходить с минимальными боковым уводом и скольжением при повороте автомобиля. Несоблюдение этого требования приводит к ускорению изнашивания шин и снижению устойчивости автомобиля при движении;

Должна быть обеспечена стабилизация повернутых управляемых колес, обеспечивающая их возвращение в положение, соответствующее прямолинейному движению, при отпущенном рулевом колесе;

Должно обеспечиваться предотвращение передачи ударов на рулевое колесо при наезде управляемых колес на препятствия;

Минимальные зазоры в соединениях должны быть оценены углом свободного поворота рулевого колеса автомобиля, стоящего на сухой, твердой и ровной поверхности в положении, соответствующем прямолинейному **движе**нию.

Должно обеспечиваться отсутствие автоколебаний управляемых колес при работе автомобиля в любых условиях и на любых режимах движения.

Тормозное управление

Должна обеспечиваться требуемая эффективность торможения каждой из систем; сохраняться устойчивость движения автомобиля при торможении; сохранять стабильные тормозные свойства; высокую эксплуатационную надежность; удобство и легкость управления, определяемые усилием, прикладываемым к органу управления, и его ходом.

Механизмы автомобилей должны обеспечивать эффективность действия, т. е. создание большого тормозного момента; стабильность эффективности торможения при изменении скорости автомобиля, количества торможений, температуры трущихся элементов и т. д.; долговечность трущихся пар; высокий и стабильный механический КПД; плавность действия, отсутствие при торможении вибраций; автоматическое восстановление номинального зазора между трущимися парами.

Привод рабочей тормозной системы с целью повышения надежности действия должен иметь не менее двух независимых контуров.

Кузов автомобиля

Должен обеспечить необходимую прочность и жесткость конструкции, и удовлетворять требованиям пассивной безопасности регламентированным Правилами №29 ЕЭК ООН.

Подвеска автомобиля

Конструкция подвески должна обеспечивать требуемую плавность хода; иметь кинематические характеристики, отвечающие требованиям устойчивости и управляемости автомобиля.

6.3 Обзор и выбор перспективных источников энергии

Аккумулирование энергии в автомобиле является важной проблемой. Ни одно из существующих устройств накопителей электрической энергии не может в полной мере удовлетворить всем требованиям электротранспорта (массогабаритные показатели, мощность, удельная энергоемкость, стоимость). Все они обладают значительными недостатками, которые ограничивают их применение. Наиболее оптимальными для данной задачи характеристиками обладают литий ионные аккумуляторы (ЛИА). Причем максимальное количество работ посвящено усовершенствованию активного материала положительного электрода. На основании этих работ описаны основные пути модификации кобальтита лития, а также альтернативные катодные материалы.

Плотность энергии и масса батарей позволяют использовать их в полностью электрическом транспортном средстве.

Альтернатива аккумуляторным батареям – суперконденсаторы (уступают аккумуляторам по удельным энергетическим и массогабаритным показателям) могут быть использованы лишь для коротких поездок из-за низкой плотности энергии. Суперконденсаторы целесообразно использовать совместно с аккумуляторными батареями в тех режимах, когда требуется высокая мощность, либо в качестве буферного элемента на входе главного электропривода транспортного средства. Усредненные показатели аккумуляторов и суперконденсаторов приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Усредненные характеристики основных типов аккумуляторов

Тип элемента	Максимальное напряжение, В	Минимальное напряжение, В	Плотность энергии, Втч/кг	Запасаемая энергия, Втч/дм^3
Свинцово-кислотный	2,1	2,0	37	70
Никель-кадмиевый	1,35	1,2	33	60
Железо-никелевый	1,5	1,2	29	65
Серебряно-цинковый	1,85	1,5	100	170
Литий-железо-фосфатные	4	2,8	60	130
Суперконденсатор (Энергия)	-	-	20	50

Литий-ионная технология – наиболее актуальная и передовая аккумуляторная технология в современном мире, на ее развитие тратится больше средств, чем на все остальные, вместе взятые.

Объем средств, инвестированных в мире в научную работу по усовершенствование литий-ионной технологии, исчисляется миллиардами долларов. В результате этого ЛИА стали самыми мощными, энергоёмкими и долгоживущими вторичными источниками тока. Наряду с этим себестоимость их производства постоянно падает, а проблемы с безопасностью применения успешно решаются. Так, предложены новые безопасные катодные материалы (композиты на основе модифицированной шпинели, оливина), негорючие малотоксичные электролиты, анодные материалы высокой емкости.

Современные нанотехнологии открывают новые перспективы – уменьшение размера частиц активного материала электродов до сотен и даже десятков атомных слоёв, позволяет существенно улучшить их транспортные характеристики и добиться практически моментального (за несколько минут) заряда или разряда.

Учитывая мировые тенденции и перспективы по снижению цены и росту характеристик литий-ионных ячеек можно ожидать дальнейшее расширение на всё новые области применения химических источников тока (ХИТ).

Работы по ЛИА в большинстве случаев носят прикладной характер и в конечном счёте направлены на улучшение характеристик уже коммерциализированного продукта. На рисунке 6.9 приводится относительное количество работ по различным компонентам ЛИА. Более 60% публикаций посвящено разработке активных электродных материалов. Большая часть этих работ носит материаловедческий характер.

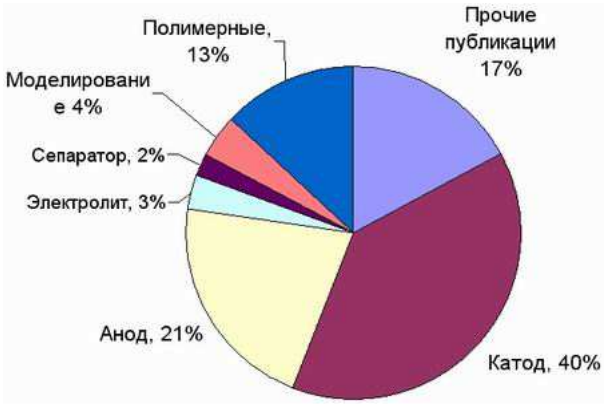


Рисунок 6.9 – Процентное соотношение тем публикаций в области ЛИА

В таблице 6.4 представлены основные производители литий-ионных аккумуляторных батарей.

Таблица 6.4 – Ведущие мировые производители аккумуляторных батарей

№	Фирма	Страна	Сайт
1	A123	США	www.a123systems.com
2	Altairnanto	США	www.altairnano.com
3	Cobasys LLC – SB LiMotive	США	info@cobasys.com
4	Compact Power – LG Chem	США	www.johnsoncontrols.com
5	Electorovaya	США	www.electrovaya.com
6	EnerDel	США	www.enerdel.com
7	E-One Moli Energy Corp	США	www.molicel.com
8	Firefly Energy	США	www.fireflyenergy.com
9	Gold Peak Industries	США	www.gpina.com
10	Hitachi	Япония	www.hitachi.com
11	Imara	США	www.imaracorp.com
12	Johnson Controls Saft	США	www.johnsoncontrols.com
13	K2 Energy Solutions	США	www.K2battery.com
14	Kokam America, Inc.	США	www.kokamamerica.com
15	Lithium Energy Japan	Япония	www.lithiumenergy.jp
16	Magna Steyr	Канада	www.magna.com
17	Nilar	США	www.nilar.com
18	Panasonic	Япония	www.panasonic.com
19	PowerGenix	США	www.powergenix.com
20	Quallion LLC	США	www.quallion.com
21	Winston Battery (thunder-sky)	Китай	www.winstonbattery.com
22	Valence Technology Inc.	США	www.valence.com
23	Zebra /	Германия, Франция, Мексика, США	www.cebi.com

С 2011 г. в г. Новосибирск (Россия) открылся завод по производству современных высокоемких литий-ионных аккумуляторов для электротранспорта и энергетики (компания «ЛиоТех»), изготовляемых по технологиям компании Winston Battery (Китай). Современные литий-железо-фосфатные аккумуляторы, выпускаемые Winston Battery и заводом «ЛиоТех» имеют энергоемкость до 100 Вт*ч/кг и числом циклов разряда-заряда до 6000, что значительно превосходят возможности тяговых свинцовых аккумуляторных батарей.

Но тем не менее на данный момент наиболее широко представлена продукция трех основных мировых производителей аккумуляторных батарей Winston Battery (Китай), A123 systems (США) и Zebra (Швейцария).

Компания A123Systems из Ватертауна (штат Массачуссетс, США) объявила о разработке более энергоемких, безопасных и мощных батарей (рисунок 6.10).

Рисунок 6.10 – Аккумулятор A123

Аккумуляторы A123, в отличие от любых Li-Pol аккумуляторов более безопасны в эксплуатации. Нет риска воспламенения или взрыва аккумуляторов A123, даже при быстрой зарядке за 15 минут 10A (4,3C). Длительный срок эксплуатации, измеряемый в количестве циклов зарядки-разрядки (обычно не менее 500 циклов при 8C). Большой срок хранения - за 3 года хранения потеря емкости 3%. Банки A123 можно самостоятельно собирать в сборки, соединяя их последовательно или параллельно (как и любые другие аккумуляторы). Для зарядки аккумуляторов A123 необходимо использовать только специализированные зарядные устройства, имеющих функцию зарядки аккумуляторов A123: HYPERION EOS1210i 12В (HP-EOS1210i-A), HYPERION EOS5i-DP 12В (HP-EOS5iDP-A), HYPERION EOS5i-DP-AD 12/220В (HP-EOS5iDPAD).

Типоразмер: M1 Габариты: диаметр - 25,85 мм, высота 65,15 мм Вес: 70 гр Номинальная емкость: 2300 мА/час. Номинальное напряжение: 3,3 В. Рекомендуемый метод зарядки: 3А, 3,6В (45 мин). Быстрый способ зарядки: 10А, 3,6В (15 мин). Максимальный

продолжительный ток разряда: 70А. Кратковременный ток разряда (10 сек): 120А. Рекомендуется разряжать (отсечка) не ниже: 2В. Срок службы (при разряде током 8С): более 500 циклов. Рабочая температура: -30 до +60 градусов по Цельсию.

Основной недостаток аккумуляторов A123 – неудобство монтажа аккумуляторов большой ёмкости из элементов цилиндрической формы и высокая стоимость батарей и малое число циклов работы.

Аккумуляторы ZEBRA производятся швейцарской компанией MES DEA (рисунок 6.11). Основным разработчиком натрий никель-хлоридных аккумуляторов является Beta Research & Development Ltd. в Великобритании. Аккумуляторы ZEBRA потенциально могут превзойти основные, используемые в данный момент, батареи для электромобилей по всем показателям.

Рисунок 6.11 – Аккумуляторные батареи марки ZEBRA

Основными преимущества аккумуляторных батарей марки ZEBRA**:** высокая удельная емкость, сравнимая с литий-ионными аккумуляторами; низкая стоимость и широкая доступность основных материалов аккумулятора; большой вольтаж (278,6В или 557В для Z5C ZEBRA батареи); высокая безопасность; удобство управления, благодаря интеллектуальной системе управления батареи; отсутствие надобности в дополнительном обогревателе в зимних условиях; высокая экологическая безопасность – основные компоненты натрий никель-хлоридных аккумуляторов экологически мало опасны.

Недостатки аккумуляторных батарей марки ZEBRA: низкая плотность мощности (но это не очень большой недостаток, так как из-за большого количества элементов Z5C ZEBRA может выдавать до 37КВт мощности); необходимость поддержания высокой рабочей температуры внутри батареи диктует высокий расход энергии (около 100Вт для Z5C ZEBRA); для разогрева холодной батареи и приведения ее в рабочее состояние необходимо не менее суток; аккумуляторы ZEBRA выдерживают не более 50 циклов нагрева/охлаждения

Указанные недостатки не позволяют использовать данные аккумуляторы на разрабатываемом электрмообиле.

Фирма **Winston Battery** (Китай) относится к лидерам продаж литий ионных аккумуляторов с широким диапазоном емкостей (до 800 Ач) и средним рабочим напряжением 3,2 В (рисунок 6.12).

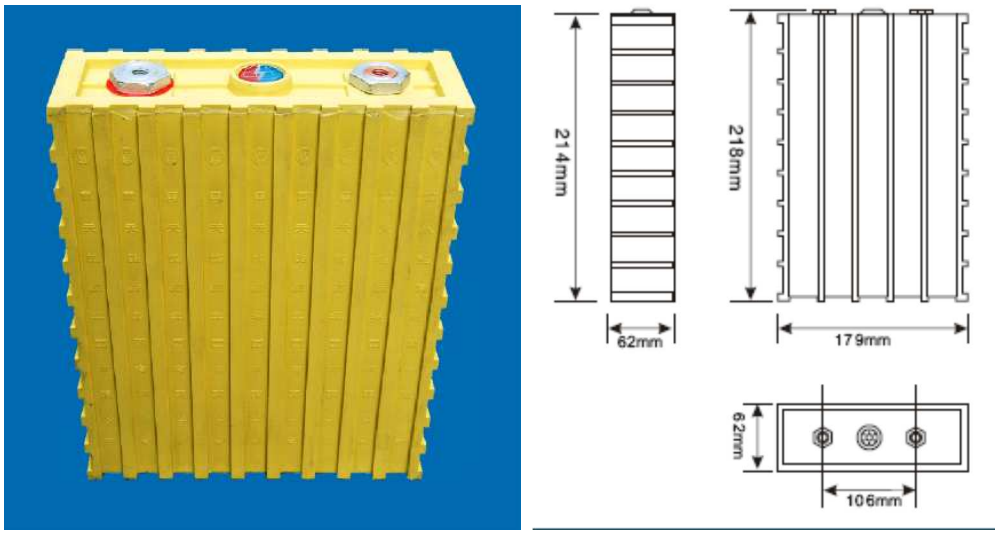


Рисунок 6.12 – Литиево-ионный аккумулятор WB-LYP100AHA

Расчетным параметрам удовлетворяют батареи литий-железо-фосфатных аккумуляторов. С точки зрения унификации элементов трех вариантов модельного ряда электромобилей выбран аккумулятор ёмкостью 100 Ач. Разрядные характеристики аккумуляторов фирмы WB-LYP100AHA емкостью 100 Ач приведены на рисунках 6.13 – 6.15.

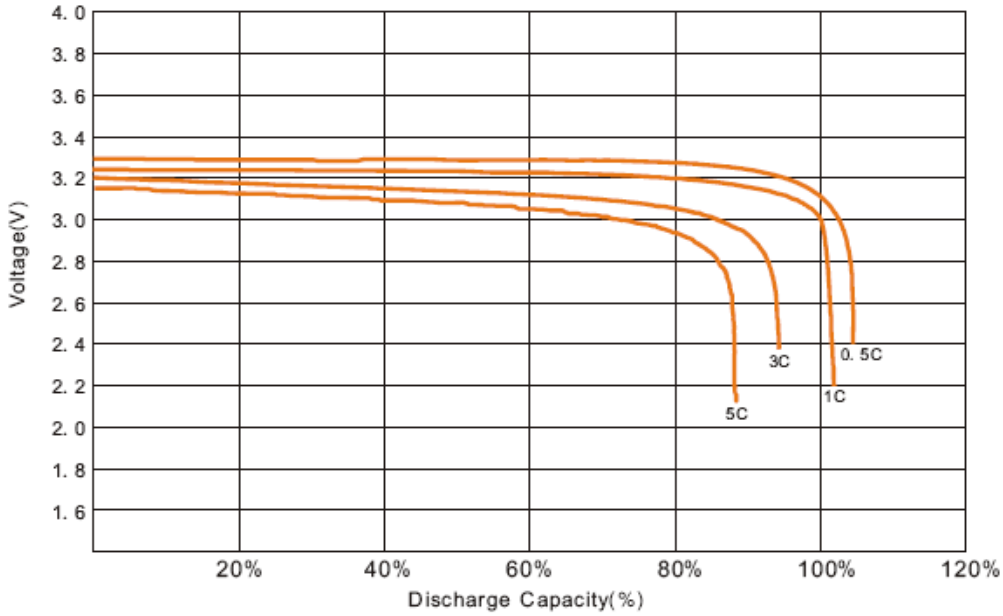


Рисунок 6.13 – Разрядные характеристики при нормальной температуре

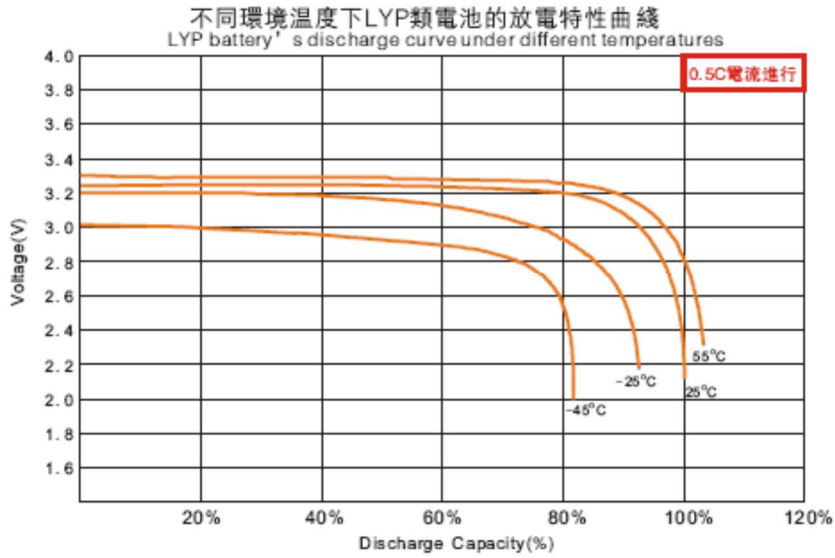


Рисунок 6.14 – Разрядные характеристики при повышенных и пониженных температурах

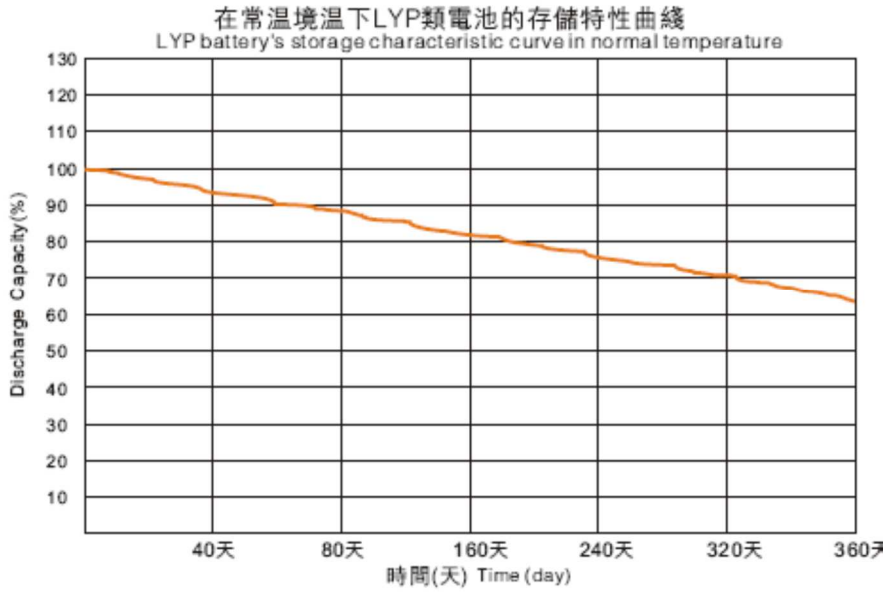


Рисунок 6.15 – Характеристика саморазряда аккумулятора

6.4 Разработка кинематической схемы трансмиссии электромобиля

Прототипом создаваемого электромобиля является транспортное средство «ГАЗель-Электро», с которым нужно иметь максимальную унификацию. Следует отметить, что «ГАЗель-Электро» в свою очередь имеет высокую степень унификации с бензиновым прототипом. Предпочтительным является сохранение заднеприводной компоновки с сохранением базового заднего моста, ввиду дороговизны технологической подготовки производства новой гипоидной пары главной передачи.

Наиболее перспективными для дальнейшей проработки являются три различных схемы, показанные на рисунках 6.16 - 6.18.

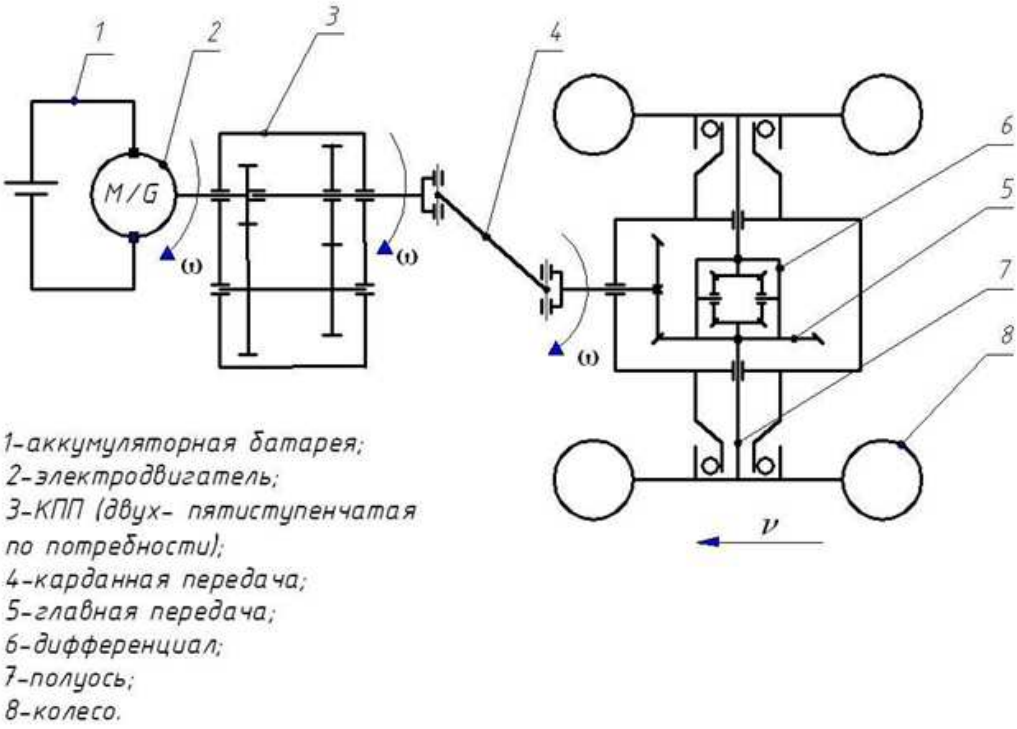


Рисунок 6.16 – Схема 1 трансмиссии с коробкой передач (две ступени)

Показанная на рисунке 6.16 схема 1, используется на автомобиле «ГАЗель-Электро» практически повторяет схему бензинового прототипа, с сохранением КПП с серийным картером, при возможном изменении количества передач (2-5 ступеней), карданный вал и задний мост остаются серийными.

При этом достигаются следующие преимущества:

–высокая степень унификации с серийными прототипами, т.е максимальное количество серийных деталей;

–удобство компоновки электродвигателя;

–обеспечение работы двигателя в районе оборотов наилучших по значению КПД

однако данная схема предопределяет следующие недостатки:

- сложность компоновки блоков АКБ в следствии наличия длинных карданных валов между КПП и ведущим мостом;

- наибольшая масса трансмиссии;

- необходимость механизма переключения передач, желательно автоматизированного, что потребует разработки системы управления КПП.

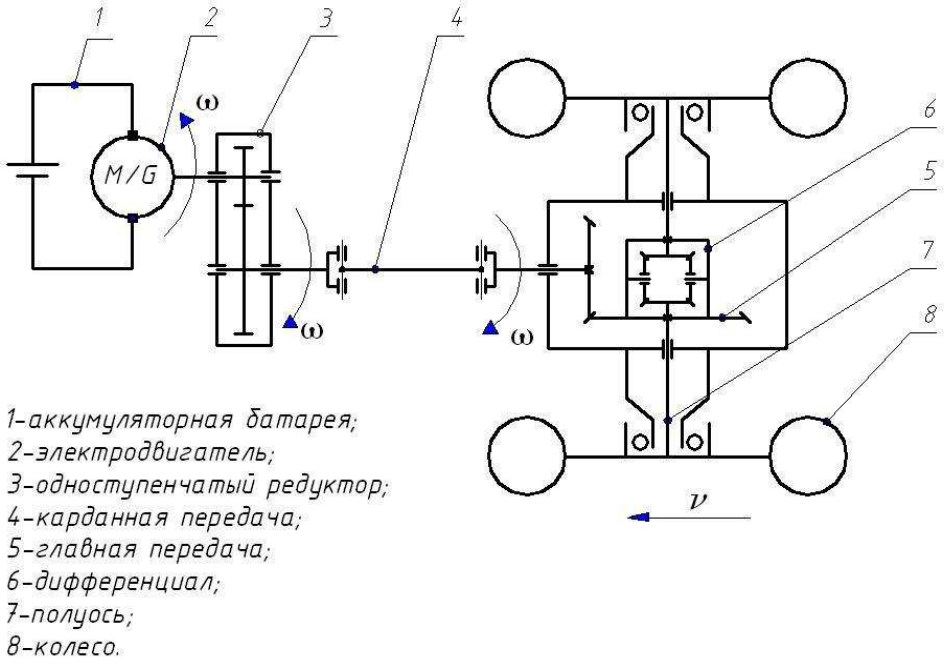


Рисунок 6.17 – Схема 2 трансмиссии с одноступенчатым редуктором

Схема 2, представленная на рисунке 6.17, имеет следующие положительные особенности:

– возможность установки электродвигателя выходным валом против движения, что позволит спроектировать компактный вариант трансмиссии;

– возможность установки двигателя ближе к одному из бортов автомобиля, что позволит силовую часть электрооборудования максимального близко друг к другу;

– сохранение серийной главной пары за счет подбора необходимого передаточного отношения в редукторе;

– при компоновке двигателя по одному из бортов возможна установка блоков АКБ по другому борту.

Данный вариант также не обходится без недостатков:

– нестандартный редуктор, который требуется изготовить;

– требует детальной проверки параметров развесовки автомобиля.

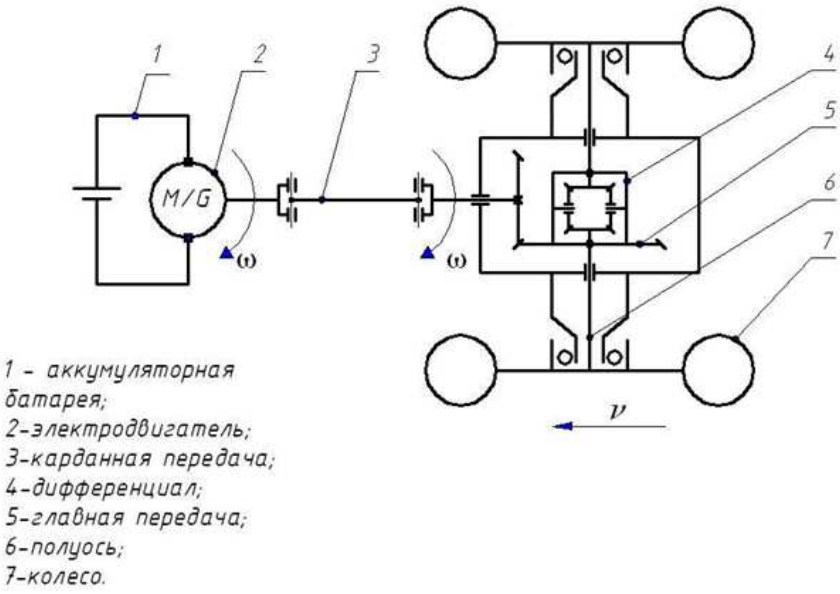


Рисунок 6.18 – Схема 3 трансмиссии без редуктора

Схема 3, представленная на рисунке 6.18 обладает следующими преимуществами:

– отсутствие редуктора, т.е. уменьшение количество кинематических пар в которых потери энергии;

– наиболее простой вариант трансмиссии.

Недостатки данной схемы:

– требует двигателя с повышенными значениями крутящего момента, а значит и обладающего большой массой;

– трудность сохранения параметров серийной главной пары ведущего моста;

– сложность компоновки блоков АКБ.

Учитывая преимущества и недостатки схем отдельных кинематических схем, были сделаны следующие заключения:

1. При реализации схемы 2 возможно получение наименьшей снаряженной массы транспортного средства, следовательно, при прочих равных условиях повыситься грузоподъемность или при равной грузоподъемности можно иметь большое количество накопителей энергии и больший пробег без подзарядки.

2. Схема 2 имеет большие компоновочные возможности по взаимному расположению агрегатов, с хорошим распределением нагрузки по всем колесам при создании как заднеприводных, так и полноприводных модификаций, что расширяет модельный ряд семейства транспортных средств с электроприводом.

3. Схема 3 несмотря на кажущуюся простоту компоновки по своим массовым показателям проигрывает схеме 2. Это связано с тем, что для выполнения нормативных требований показателей эксплуатационных свойств электромобиля он должен обеспечить высокие показатели скоростных и тяговых свойств, которые являются в определенной мере противоречивыми. В конечном итоге, это приводит к выбору электродвигателя с довольно значительной массой.

4. Несмотря на то, что в схеме 1 используется большое количество деталей, по стоимостным показателям эта схема является наиболее дешевым вариантом (прототип: автомобиль ГАЗель-Электро (Группа ГАЗ). Однако, реализации данной схемы не позволит создать модификации грузовых транспортных средств с цельнометаллическим кузовом или микроавтобусов. Следовательно, при выборе данной кинематической схемы невозможно реализовать широкий модельный ряд электромобилей. Эти обстоятельство является ключевым моментом, на основании которого от схемы 1 трансмиссии было принято решение отказаться.

В дальнейшем более подробно будет рассмотрена схема 2, в которой используется асинхронный привод, редуктор, карданная передача и ведущий мост.

6.5 Разработка математической модели движения 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.

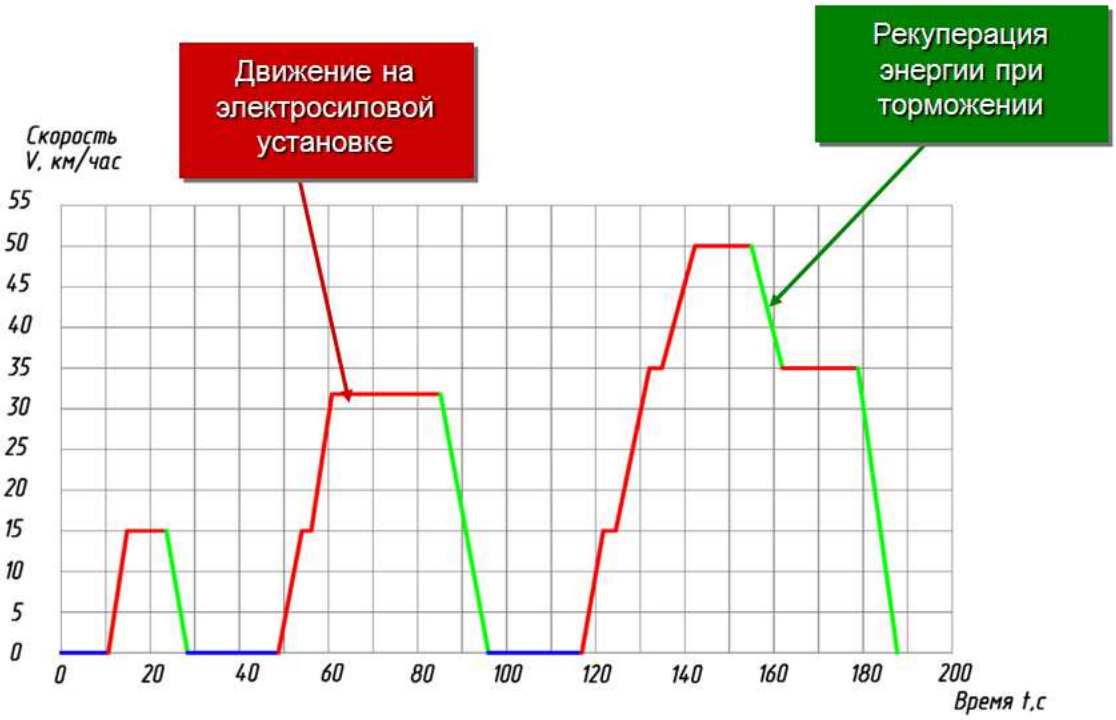


Рисунок 6.19 – График простого европейского городского цикла

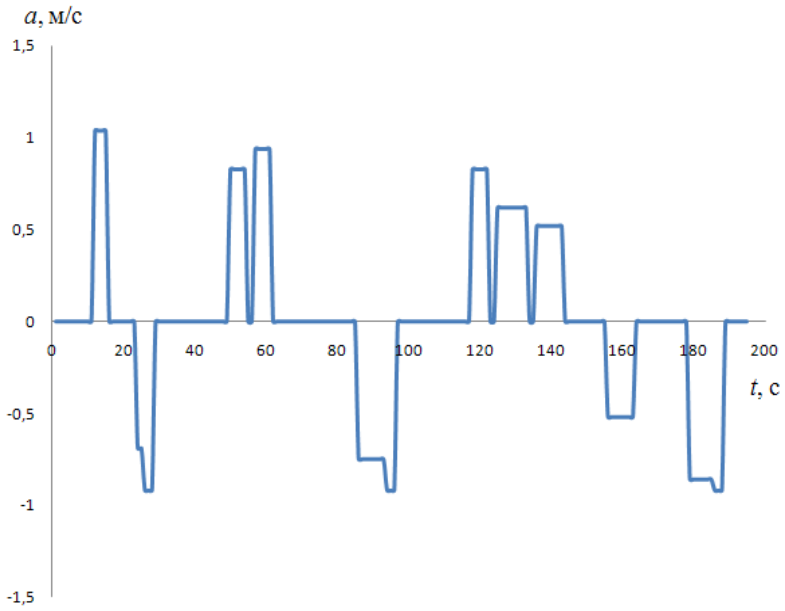


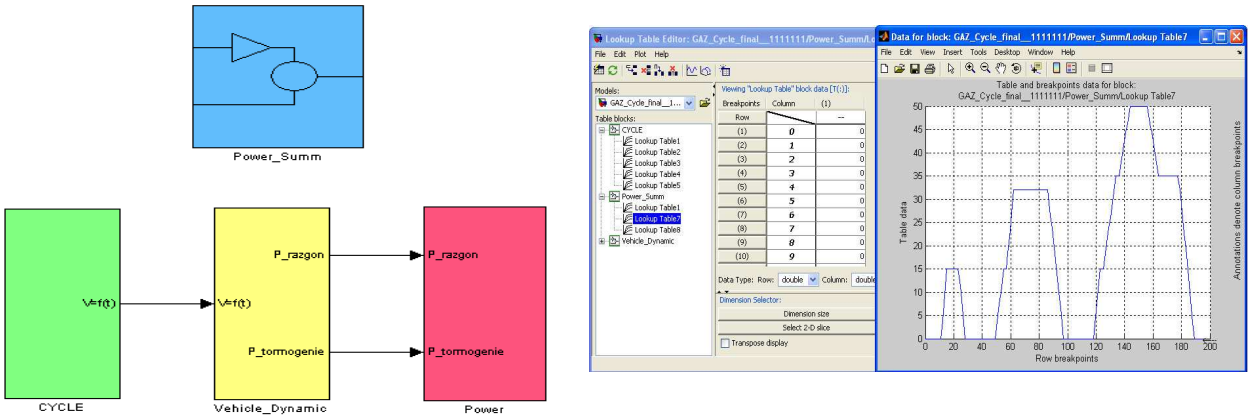
Рисунок 6.20 – Интенсивность разгона в простом городском цикле

В рамках данного исследования разработана математическая модель движения автомобиля с электроприводом, которая позволяет оценить необходимые затраты энергии при движении в городском цикле. Кроме уравнений динамики, базовая модель включает модели компонентов электропривода, которые представлены статическими характеристиками КПД (для батарей и электромашины).

Для реализации математической модели использовался метод визуально-ориентированного блочного имитационного моделирования сложных динамических систем.

При данном подходе уравнения движения, описывающие процесс движения одиночного транспортного средства, приводятся к виду, удобному для решения. После определения начальных условий дифференциальных уравнений, разрешенных относительно старших производных, следует реализация математической модели средствами *MATLAB/Simulink* с включением инструментов визуализации результатов. На рисунке 6.21 приведена блок-схема разработанной модели, представляющая собой совокупность подсистем.

Она включает в себя источники сигналов с практически любыми временными зависимостями, масштабирующие, линейные и нелинейные преобразователи с разнообразными формами передаточных характеристик, интегрирующие и дифференцирующие блоки.



а) б)

Рисунок 6.21 – Simulink-модель движения автомобиля с электроприводом:
а) блок-схема модели;
б) Задание условий городского цикла ECE-15с помощью блока Look-Up Table.

Основная подсистема Simulink-модели показана на рисунке 6.22.

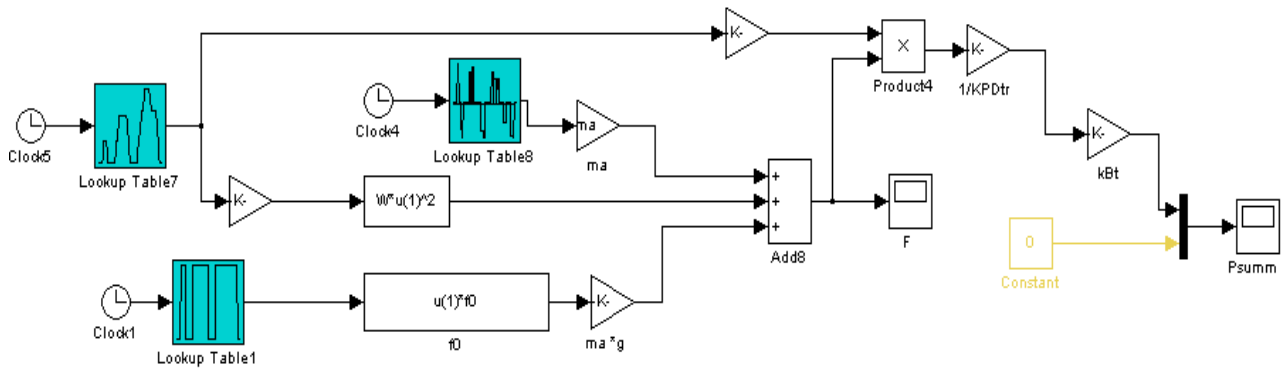


Рисунок 6.22 – Подсистема расчета параметров динамики электромобиля в условиях городского цикла

На рисунках 6.23-6.24 показаны основные результаты имитационного моделирования движения автомобиля с электроприводом в условиях городского цикла.

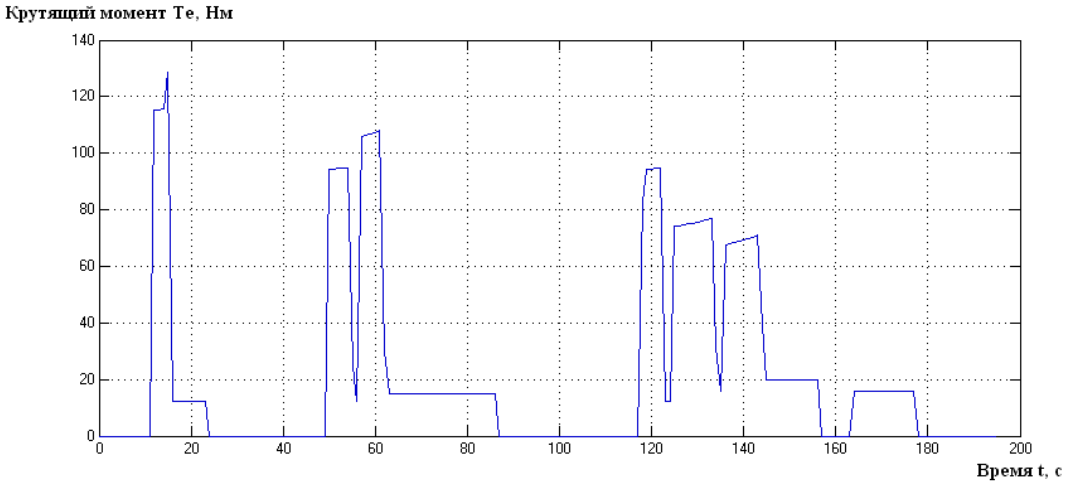


Рисунок 6.23 – График зависимости крутящего момента двигателя от времени при работе в режиме городского цикла

Потери энергии в тяговой системе за расчетный европейский ездовой цикл отличатся для разных типов тяговых систем и являются таким образом, характеристикой энергетического качества тяговой системы. Очевидно, что для уменьшения удельного расхода энергии на движение необходимо тщательное изучение всех компонентов конструкции электромобиля, в том числе определяющих аэродинамическое сопротивление, сопротивление качению и т.д. Однако для выявления путей совершенствования тяговых систем целесообразно остановиться на вопросах возможности электрического рекуперативного торможения, а также сравнительной роли отдельных агрегатов тяговой системы в общем расходе энергии.

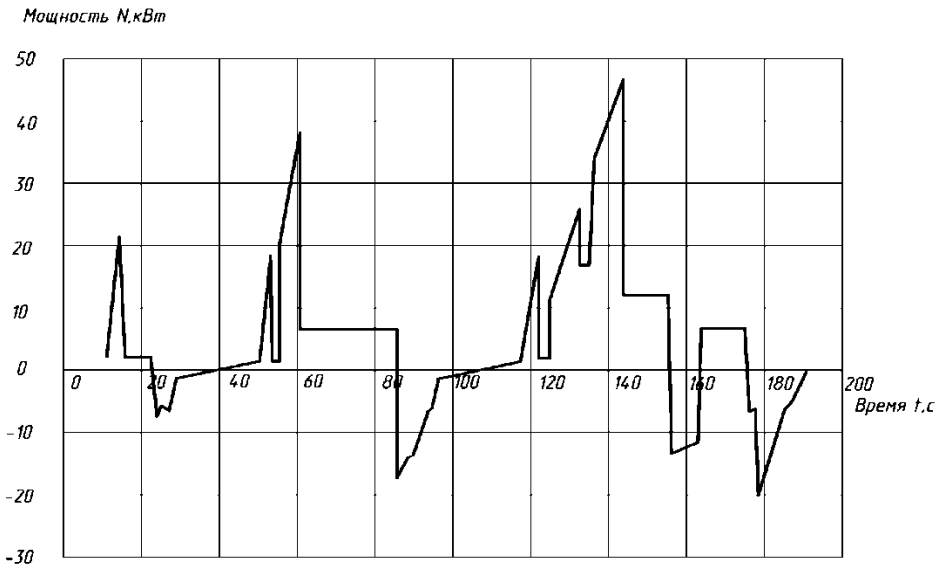


Рисунок 6.24 – Зависимость мощности на валу электродвигателя, необходимой для движения в городском цикле

Для этого, по графику на рисунке 6.24 определим составляющие расхода энергии.

Расход энергии в простом городском цикле составил $W_Б$ = 740 кВт с, а энергия которая могла бы возвратиться (энергия рекуперации) равна $W_Н$ =239 кВт с. Учитывая, степень использования аккумуляторной батареи SOC = 75%, можно ожидать возврат энергии $W_Н$ =179 кВт с.

Учитывая параметры всего европейского городского цикла, получаем расход энергии за 1 цикл 0,83 кВтч, а ее возврат $W_Н$ = 0,2 кВтч, т.е. суммарный расход энергии в городском цикле $W_Б$ =0,63 кВтч, а за один час работы в городском цикле $W_Б$ =2,9 кВтч, а в расчете на пройденный путь 0,158 кВтч/км.

С учетом полученных затрат энергии пробег электромобиля в городском режиме движения составит L=199,5 км.

Следует отметить, что проведенный расчет не учитывает дополнительных потребителей энергии, связанных с отоплением салона, системой кондиционирования, освещения и т.д. На данном этапе исследований эти затраты заданы общим коэффициентом увеличения энергии на 25%, т.е. K=1,25.

С учетом данных затрат энергии ожидаемый пробег электромобиля на одной зарядке в городском цикле составит L=160 км.

Таким образом, на основании вышеизложенного материала сделаны следующие заключения:

1) Разработана математическая модель движения автомобиля с электроприводом, которая позволяет оценить необходимые затраты энергии при движении в городском цикле.

2) Установлено, что ожидаемый пробег электромобиля на одной зарядке в городском цикле составит L=160 км.

6.6 Выбор электродвигателя и агрегатов трансмиссии для перспективного электромобиля

Одной из важных задач, решаемых в проекте, является выбор электродвигателя, в зависимости от которого строились концепции создания электромобиля.

На рисунке 6.25 представлена классификация современных электродвигателей.

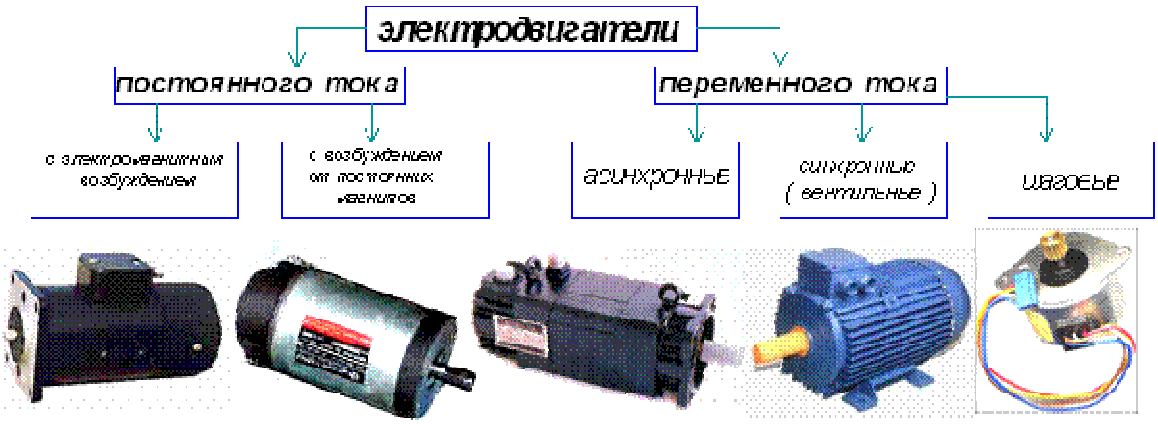


Рисунок 6.25 – Классификация электродвигателей

Последнее десятилетие ознаменовалось значительными успехами силовой электроники – было освоено производство биполярных транзисторов с изолированным затвором (IGBT), силовых модулей на их основе (стойки и целые инверторы), а также силовых интеллектуальных модулей (IPM) со встроенными средствами защиты ключей и интерфейсами для непосредственного подключения к микропроцессорным системам управления.

Рост степени интеграции в микропроцессорной технике и переход от микропроцессоров к микроконтроллерам со встроенным набором специализированных периферийных устройств сделали необратимой тенденцию замены аналоговых систем управления приводами на системы прямого цифрового управления. Основой для выбора электропривода и расчета его мощности являются нагрузочные диаграммы и диаграммы скорости (тахограммы), которые используются совместно с нагрузочными диаграммами рабочих органов машин и механизмов.

Мощность электродвигателей рассчитывается исходя из трех условий:

1) Нагрев двигателя во время работы не должен превосходить допустимого нагрева для данного класса изоляции, поскольку приводит к ускоренному старению изоляции и преждевременному выходу его из строя

2) перегрузочная способность двигателя должна быть достаточной, чтобы обеспечить кратковременно максимальные значения момента, определяемые динамическими режимами пуска и торможения.

3) в случае привода машин и механизмов с большим моментом инерции или для машин и механизмов, имеющих большое число включений в час, пусковые потери в двигателе не должны приводить к его перегреву.

Анализ продукции ведущих мировых производителей систем привода и материалов опубликованных научных исследований в этой области позволяет отметить следующие ярко выраженные тенденции развития электропривода Неуклонно снижается доля систем привода с двигателями постоянного тока и увеличивается доля систем привода с двигателями переменного тока. Это связано с низкой надежностью механического коллектора и более высокой стоимостью коллекторных двигателей постоянного тока по сравнению с двигателями переменного тока. По прогнозам специалистов в ближайшее время доля приводов постоянного тока сократится до 10 % от общего числа приводов.

Преимущественное применение имеют приводы с короткозамкнутыми асинхронными двигателями. Большинство таких приводов (около 80 %) – нерегулируемые. В связи с резким удешевлением статических преобразователей частоты доля частотно - регулируемых асинхронных электроприводов быстро увеличивается.

Естественной альтернативой коллекторным приводам постоянного тока являются привода с вентильными, т. е. электронно - коммутируемыми двигателями. В качестве исполнительных бесколлекторных двигателей постоянного тока (БДПТ) преимущественное применение получили синхронные двигатели с возбуждением от постоянных магнитов или с электромагнитным возбуждением (для больших мощностей). Этот тип привода наиболее перспективен для электромобилей, однако, является самым дорогостоящим. Некоторого снижения стоимости можно добиться при использовании синхронного реактивного двигателя в качестве исполнительного.

Большие надежды возлагаются на привод на основе вентильно - индукторного двигателя (ВИД). Двигатели этого типа просты в изготовлении, технологичны и дешевы. Они имеют пассивный ферромагнитный ротор без каких - либо обмоток или магнитов. Вместе с тем, высокие потребительские свойства привода могут быть обеспечены только при применении мощной микропроцессорной системы управления в сочетании с современной силовой электроникой. Усилия многих разработчиков в мире сконцентрированы в этой области. Для типовых применений перспективны индукторные двигатели с самовозбуждением, а для тяговых приводов – индукторные двигатели с независимым возбуждением со стороны статора. В последнем случае появляется возможность двухзонного регулирования скорости по аналогии с обычными приводами постоянного тока.

Для большинства массовых применений приводов (насосы, вентиляторы, конвейеры, компрессоры и т. д.) требуется относительно небольшой диапазон регулирования скорости (до 1:10, 1:20) и относительно низкое быстродействие. При этом целесообразно использовать классические структуры скалярного управления.

Переход к широкодиапазонным (до 1:10000), быстродействующим приводам станков, роботов и транспортных средств, требует применения более сложных структур векторного управления. Доля таких приводов составляет сейчас около 5 % от общего числа и постоянно растет.

В последнее время на базе систем векторного управления разработан ряд приводов с прямым цифровым управлением моментом. Отличительной особенностью этих решений является предельно высокое быстродействие контуров тока, реализованных, как правило, на базе цифровых релейных регуляторов или регуляторов, работающих на принципах нечеткой логики (фаззи - логики). Системы прямого цифрового управления моментом ориентированы в первую очередь на транспорт, на использование в кранах, лифтах, робототехнике.

Усложнение структур управления приводами потребовало резкого увеличения производительности центрального процессора и перехода к специализированным процессорам с объектно-ориентированной системой команд, адаптированной к решению задач цифрового регулирования в реальном времени.

При разработке электропривода транспортного средства по видимости основными критериями будут являться:

- массо-габаритные показатели двигателя;
- механическая характеристика, имеющая высокий постоянный момент в широком диапазоне рабочих скоростей, особенно при трогании;
- высокий коэффициент полезного действия;
- высокая надежность;
- низкие затраты на обслуживание;
- относительно невысокая стоимость.

Учитывая выше изложенное было принято решение использовать в качестве электродвигателя индукторный Siemens 5135-4ws24 (рисунок 6.26).

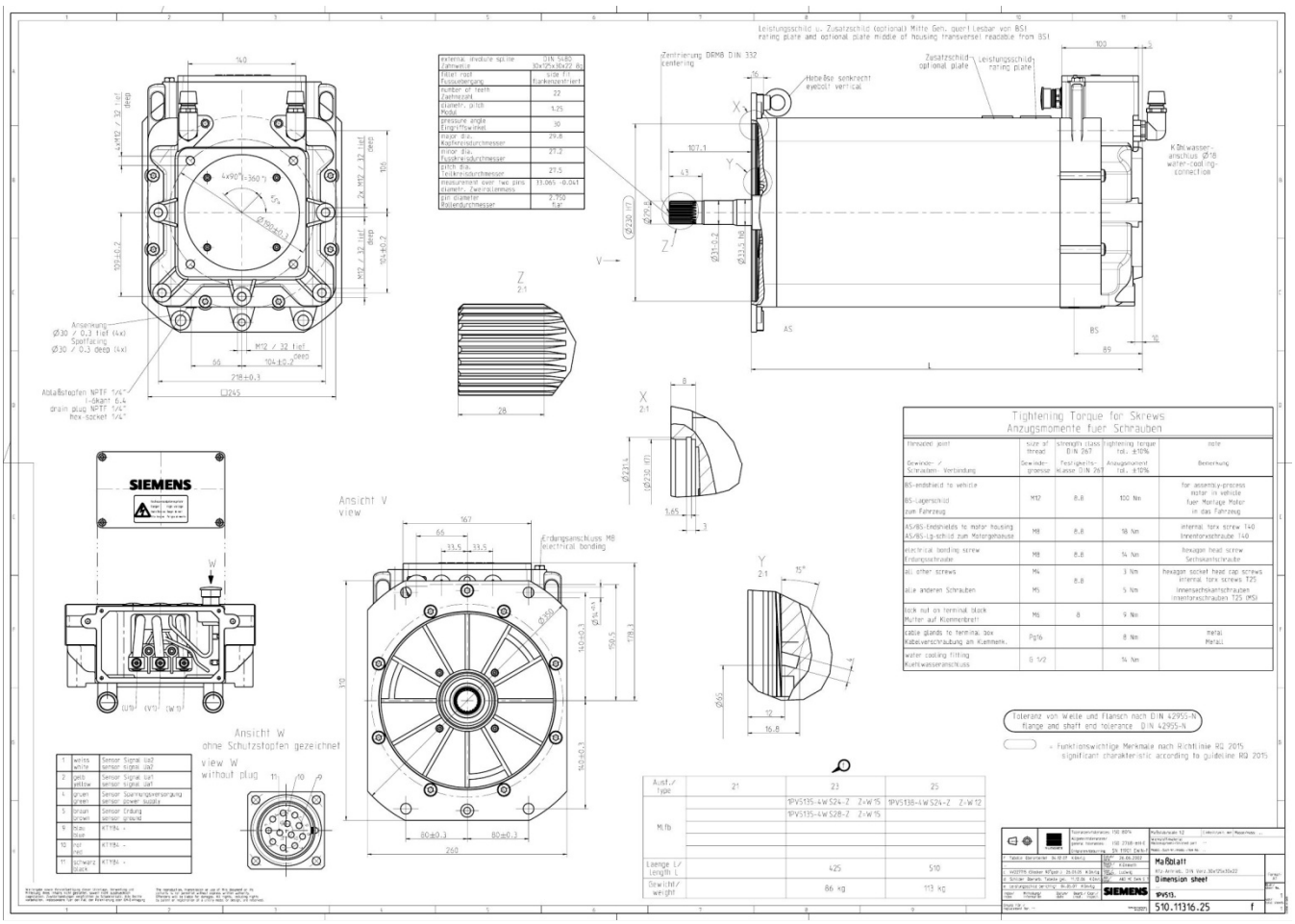


Рисунок 6.26 – Конструкция двигателя электропривода ТС

Одним из важнейших узлов и агрегатов трансмиссии является ведущий мост. В соответствии с выбранной схемой трансмиссии (рисунок 6.17) он может быть унифицирован с серийным агрегатом, устанавливаемым на автомобиль «ГАЗель». В настоящее время Группа ГАЗ предлагает ведущий мосты нескольких модификаций, отличающихся передаточными числами главной передачи (U_0=4,556 или U_0=5,125) и исполнением картера (типа «Спайсер» или типа «Банжо»).

Предполагается использовать тип картера «Банжо», U_0=5,125. Общий вид данного ведущего моста представлен на рисунке 6.27.

Другим важным узлом трансмиссии является карданная передача, карданные шарниры которой, а также карданные трубы будут унифицированы с серийными образцами.

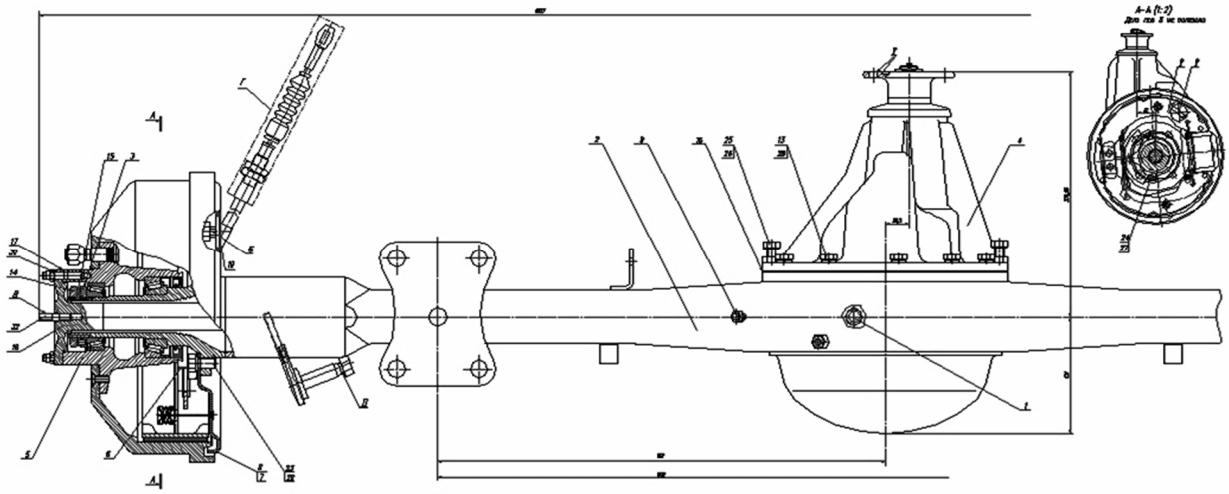


Рисунок 6.27 – Общий вид заднего ведущего моста автомобиля «ГАЗель» с электроприводом

В соответствии с кинематической схемой (рисунок 6.17) ведущие колеса электромобиля – задние, поэтому для передачи крутящего момента к ведущим колесам используется двухопорный карданный вал. Анализ серийно выпускаемых карданных валов показал, что наилучшим образом подходит карданный вал с автомобиля УАЗ 3153 с удлиненной базой, каталожный номер детали 3153-2201010.

Рисунок 6.28 – Карданный вал автомобиля УАЗ-3153

Таблица 6.5 – Характеристики карданного вала

Каталожный номер	Наименование товара	Длинна		Д, мм	S, мм	Масса, кг	М*Н,М.	М*1Н,М.	Присоединительные размеры фланца
		1	2						
3153-2201010	Вал карданный на УАЗ 3153	1360	1306	71	1,6	10,16	1260	2100	60

6.7 Анализ возможных вариантов создания конструкций рулевого и тормозного управления электромобиля

На электромобиле предполагается установка рулевого управления без гидравлического усилителя. При этом принцип работы рулевого механизма остается штатным.Схема рулевого управления представлена на рисунке 6.29.

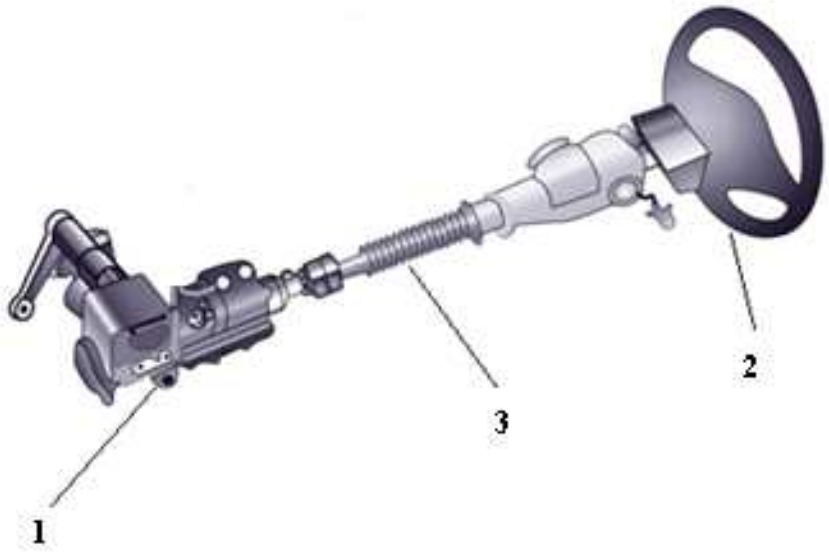


Рисунок 6.29 – Схема рулевого управления
1 - механизм рулевого управления; 2 – рулевое колесо; 3 – рулевой вал;

В связи с тем, что новый силовой агрегат имеет иной принцип работы и не создает разрежение воздуха, которое использовалось для осуществления работы вакуумного усилителя системы тормозного управления, предполагается установка вакуумного насоса, который будет создавать пониженное давление воздуха и тем самым позволит обеспечить все условия для работы вакуумного усилителя (рисунок 6.30).

Рисунок 6.30 – Вакуумный насос системы тормозного управления фирмы MES DEA

Тормозная система разрабатываемого транспортного средства работает на принципе вакуума, поэтому она должна быть оснащена резервуарами (аккумуляторами энергии), отвечающими, с точки зрения вместимости. Тем не менее, никакие правила в отношении вместимости резервуаров не предписываются, если тормозная система устроена таким образом, что в случае отсутствия всякого запаса энергии можно достигнуть эффективности торможения, по меньшей мере, равной эффективности, предписанной для аварийного тормоза. При этом резервуары (аккумуляторы энергии) транспортного средства должны быть сконструированы таким образом, чтобы можно было обеспечить эффективность, предписанную для аварийного тормоза, т.е. после восьмикратного нажатия до отказа на орган управления системой рабочего тормоза, т.к. источником энергии является вакуумный насос.

Согласно ГОСТ Р 41.13-99 (Правила ЕЭК ООН N 13) должны быть соблюдены следующие условия:

- начальный уровень давления в резервуаре или резервуарах должен быть равен значению, указанному предприятием-изготовителем, а именно 20-30 кПа. Это значение должно обеспечивать эффективность, предписанную для рабочего тормоза, и соответствовать вакууму, не превышающему 90 % предельного вакуума, обеспечиваемого источником энергии,

- подпитка резервуара или резервуаров не допускается. Во время испытания вспомогательный рабочий резервуар или резервуары должны быть изолированы,

- для механических транспортных средств, которым разрешается буксировать прицеп, питающий трубопровод, если таковой предусмотрен, должен быть перекрыт, а к приводному трубопроводу должна быть подведена емкость вместимостью 0,5л. После испытания, уровень вакуума, создаваемого в приводном трубопроводе, не должен опускаться ниже половины значения, достигнутого во время первого резкого включения тормоза.

Общая схема тормозного управления представлена на рисунке .

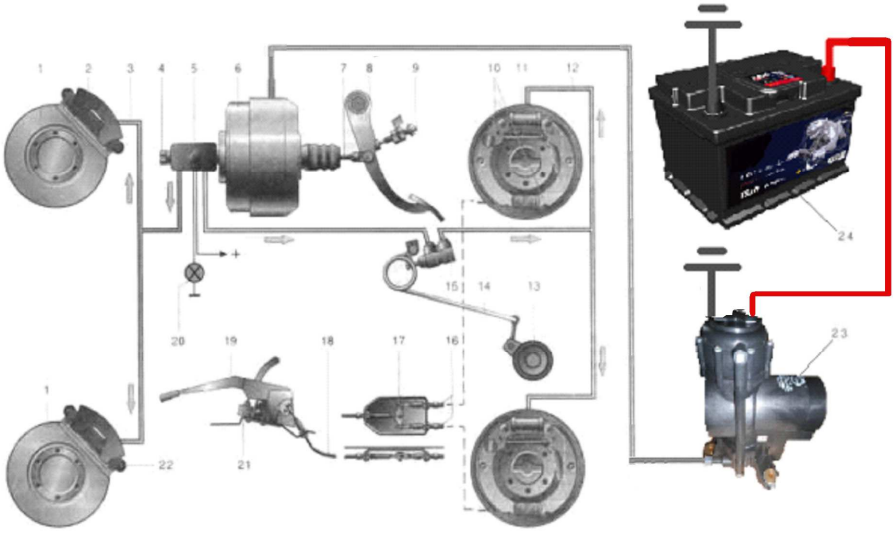


Рисунок 6.31 – Общая схема тормозного управления (без АБС)
1 - тормозной диск; 2 - скоба тормозного механизма передних колес; 3 - передний контур; 4 - главный тормозной цилиндр; 5 - бачок с датчиком аварийного падения уровня тормозной жидкости; 6 - вакуумный усилитель; 7 - толкатель; 8 - педаль тормоза; 9 - выключатель сигнала торможения; 10 - тормозные колодки задних колес; 11 - тормозной цилиндр задних колес; 12 - задний контур; 13 - кожух полуоси заднего моста; 14 - нагрузочная пружина; 15 - регулятор давления; 16 - задние тросы; 17 - уравнитель; 18 - передний (центральный) трос; 19 - рычаг стояночного тормоза; 20 - сигнализатор аварийного падения уровня тормозной жидкости; 21 - выключатель сигнализатора стояночного тормоза; 22 - тормозная колодка передних колес; 23 - электровакуумный насос; 24 – аккумуляторная батарея (12В).

6.8 Разработка схемы соединения комплекта электрооборудования электромобиля

Для достижения номинальных значений мощности и момента на валу двигателя в условиях разряда аккумуляторных батарей при движении транспортного средства можно определить два варианта построения структурной схемы силовых цепей преобразования:

– непосредственного питания входных цепей инвертора электропривода от аккумуляторных батарей;

– питание входных цепей инвертора электропривода от емкостного накопителя, напряжение на котором поддерживается постоянным за счет DC/DC преобразователя.

Первый из вариантов при условии обеспечения максимального момента на валу двигателя при низком значении напряжения на зажимах аккумуляторной батареи (разряд в процессе движения) оказывается неприемлем, или же требует сильно завышенного начального напряжения аккумуляторной батареи за счет увеличения числа аккумуляторов.

Второй вариант требует дополнительного устройства преобразования с учетом его конструктивного расположения на шасси транспортного средства и охлаждения, но при этом следует иметь в виду, что установка преобразователя не приводит к увеличению общей массы силового электрооборудования за счет более рационального использования аккумуляторов и оптимизации режима их подзаряда при торможении транспортного средства или движении его под уклон.

С точки зрения унификации и оптимизации параметров второй вариант выглядит предпочтительнее первого.

В этом случае структурная схема силовой части электропривода шасси электромобиля, включая аккумулирующие элементы будет выглядеть как на рисунке 6.32.

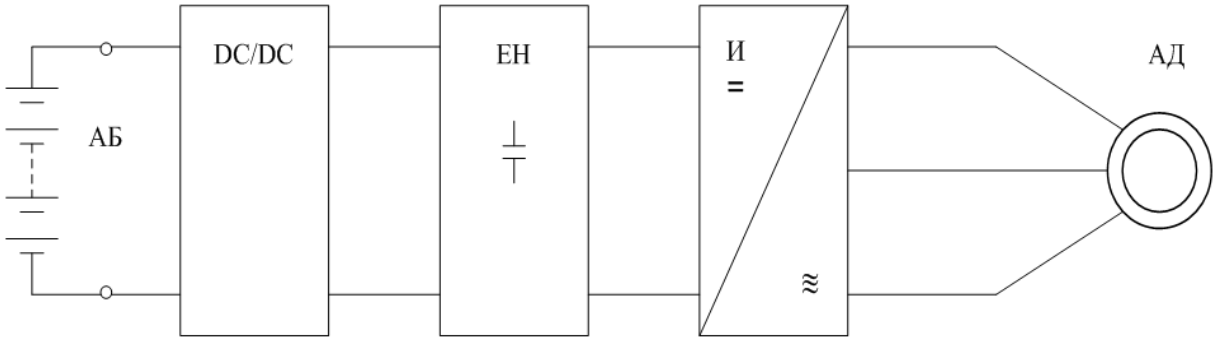


Рисунок 6.32 - Структурная схема силовой части электропривода шасси электромобиля

Параметры устройства сопряжения емкостных накопителей и параметры инвертора напряжения приведены в таблицах 6.6 и 6.7. Габаритные размеры инвертора напряжения приведены на рисунке 6.33.

Таблица 6.6 – Параметры устройства сопряжения емкостных накопителей

Марка электропреобразовательного агрегата	устройство разрабатывается
Тип устройства сопряжения емкостных накопителей	DC/DC
Диапазон входных напряжений, В	308 – 500
Максимальный средний входной ток, А	500
Выходное напряжение, В	500…550
Максимальный средний выходной ток, А	250
Вес (ориентировочно), кг	60

Таблица 6.7 – Параметры инвертора напряжения

Марка преобразователя частотного управления электродвигателем	TI – 9030
Тип инвертора напряжения	DC/AC
Максимальное входное напряжение, В	900
Максимальный выходной ток трехфазной цепи, А	350
Максимальная частота выходной цепи, Гц	400
Вес, кг	20

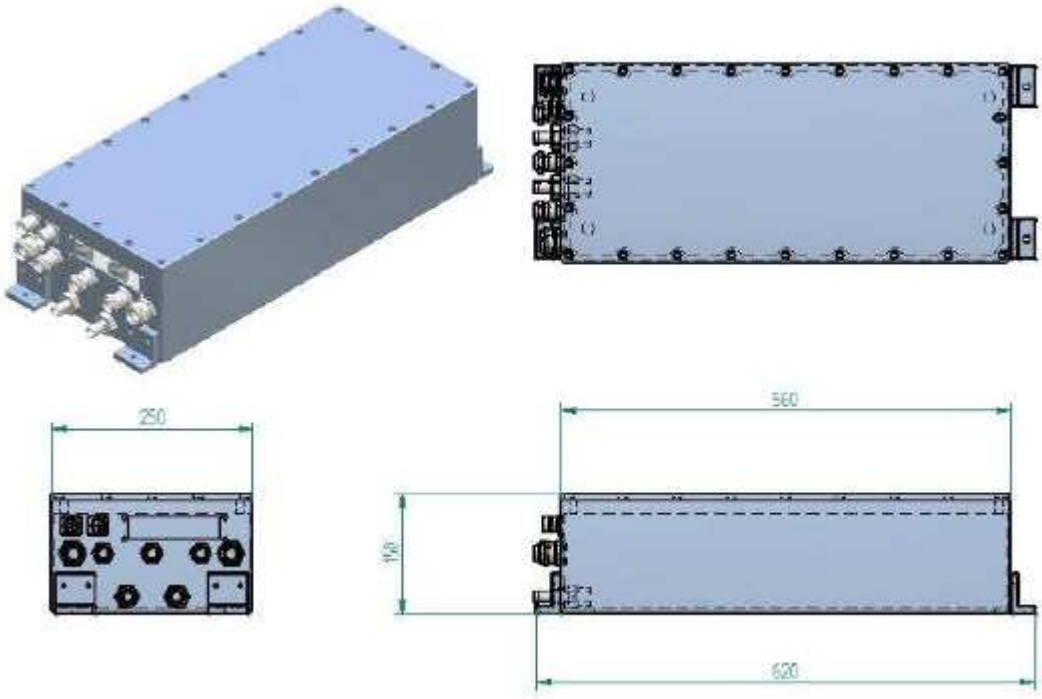


Рисунок 6.33 – Внешний вид габаритные размеры преобразователя частотного управления электродвигателем

6.9 Разработка элементов крепления контейнеров аккумуляторных батарей к раме электромобиля

Для установки контейнеров батарей на автомобиле предполагается использовать подрамные держатели, для установки которых предполагается использовать поперечины рамы как места крепления, причем таким образом, чтобы был осуществим демонтаж контейнеров на подъемнике.

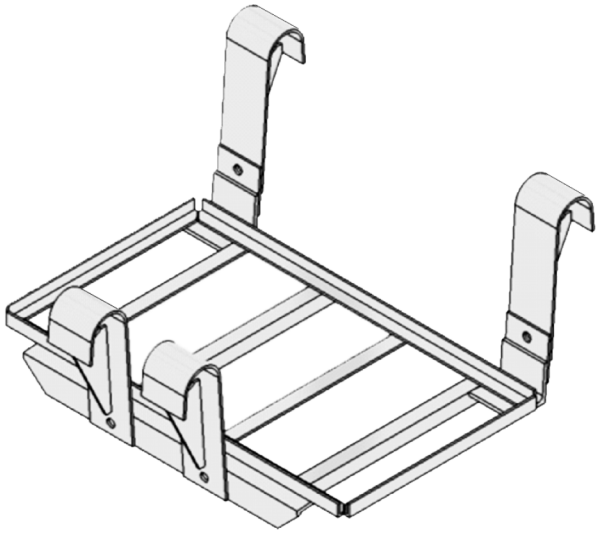


Рисунок 6.34– Подвес для АКБ задней части

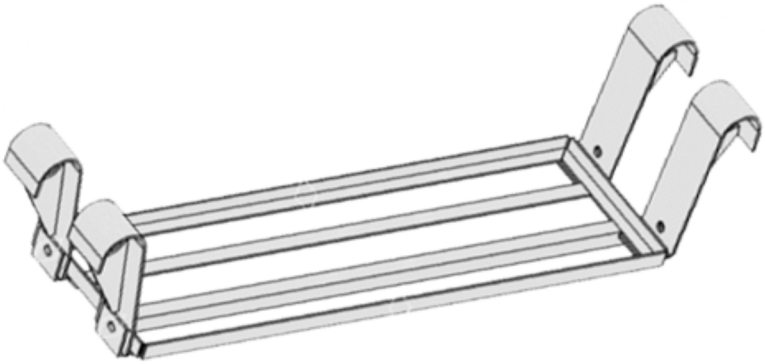


Рисунок 6.35– Подвес для АКБ внутрибазовый

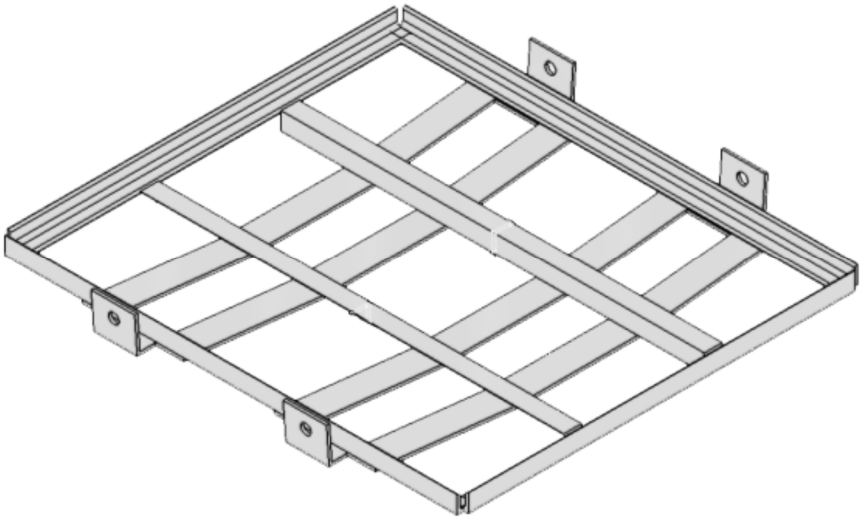


Рисунок 6.36– Подвес для АКБ в передней части

6.10 Эскизный проект шасси электромобиля

Основными критериями при разработке компоновки шасси электромобиля были: оптимальная развесовка по осям, минимальная масса, возможность создания гаммы модификаций грузовых автомобилей с различными кузовами (цельнометаллические, бортовые) и микроавтобусов, максимальный запас энергии, унификация с базовым автомобилем.

Для выполнения указанных требований было предложено в шасси транспортного средства с электродвигателем (рисунок 6.37), включающем обратимую электрическую машину 1, выходной вал которой соединен с преобразователем момента (одноступенчатым редуктором) 2, а его выходной вал – с задним ведущим мостом 5 с помощью карданной передачи 6, накопители электрической энергии с блоками контроля и датчиками состояния, зарядным устройством 3. Инвертер 8 и конвертер 9, обратимая электрическая машина, преобразователь момента, расположенные в базе шасси, основные накопители электрической

энергии с блоком контроля и датчиками состояния, находятся за пределами базы шасси, дополнительные накопители энергии расположены в базе шасси и могут отсутствовать в некоторых модификациях электромобиля. Накопители электрической энергии расположенные в базе шасси и в заднем свесе шасси установлены ниже или на уровне верхней полки лонжерона рамы 7. Особенностью предлагаемой компоновки является расположение тягового электродвигателя (обратимой электрической машины) выходным валом, направленным по ходу движения транспортного средства, что позволяет расположить электродвигатель в базе шасси, получить карданный вал необходимой длины. Расположение обратимой электрической машины, преобразователя момента и преобразователя напряжения в базе шасси позволяет высвободить место в передней части шасси для установки накопителей энергии, улучшает развесовку автомобиля и в целом обеспечивает более рациональную компоновку привода.

В данной компоновке шасси предусмотрена возможность создания полноприводной модификации при которой преобразователь момента имеет второй выходной вал и выполняет так же функцию делителя мощности.

Установка основных накопителей электрической энергии с блоками контроля и датчиками состояния за пределами базы шасси между лонжеронами обеспечивает легкий доступ к блокам накопителей, улучшает развесовку автомобиля.

Компоновка выходного вала электрической машины и преобразователя момента обеспечивает более рациональную компоновку привода.

Предлагаемое шасси транспортного средства с электродвигателем приведено на рисунках 6.37 и 6.38.

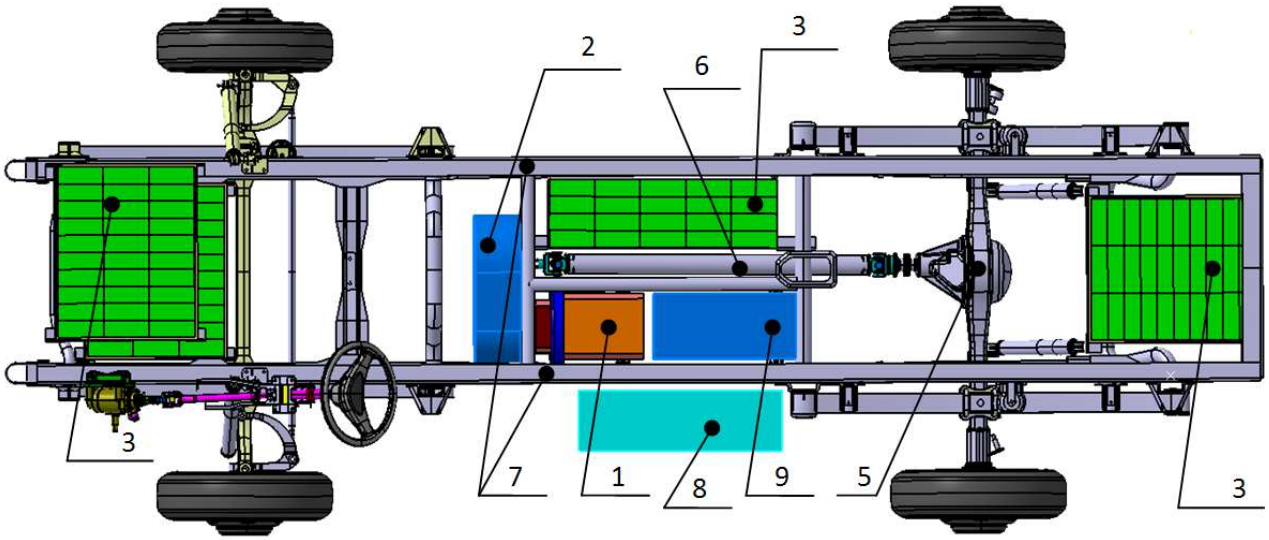


Рисунок 6.37 – Шасси электромобиля вид сверху (заднеприводной вариант)

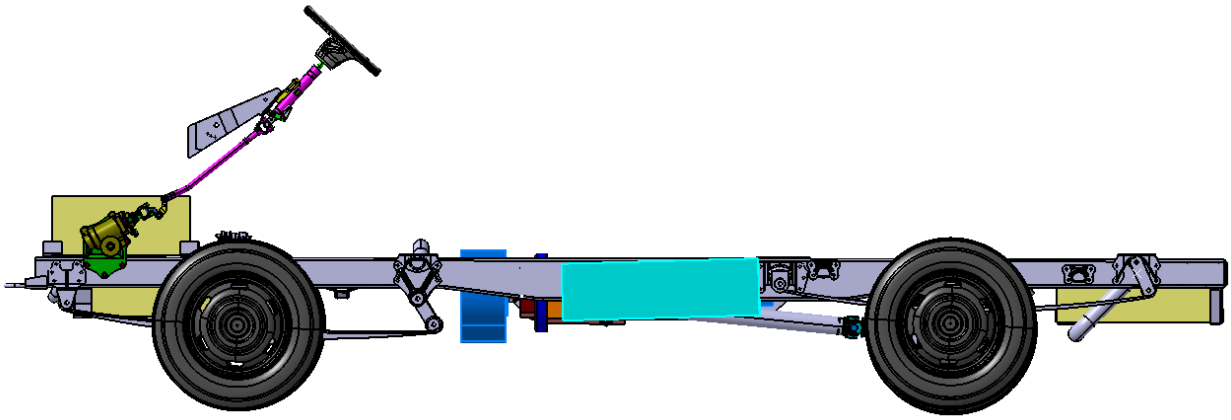
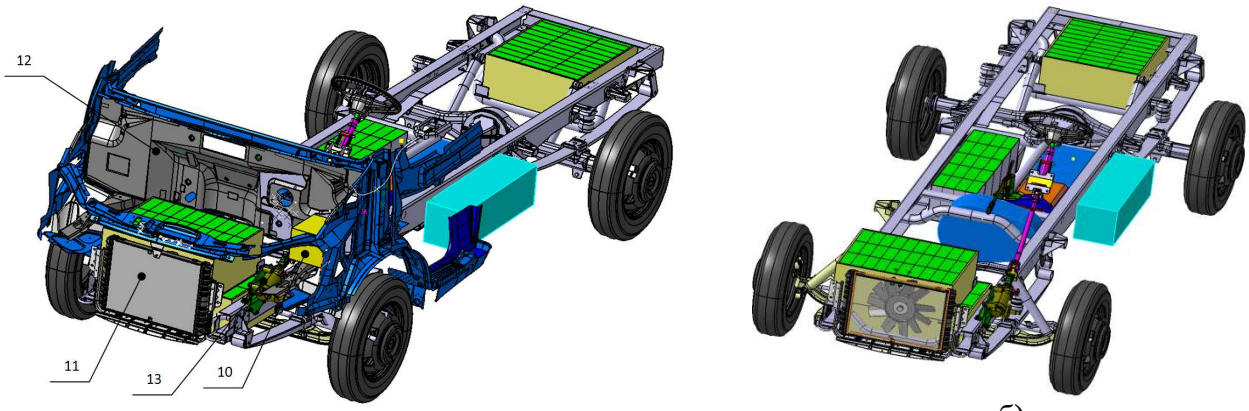


Рисунок 6.38 – Шасси электромобиля вид сбоку

На рисунках 6.39 – 6.40 видно, что блоки батарей расположенные в подкапотном пространстве расположены со смещением, верхний блок смещен вперед и вправо относительно нижнего блока. Это позволяет использовать стандартный моторный щит 12 и рулевое управление 13 (рисунок 6.39, б). Предложенная компоновка позволила сохранить стояночную тормозную систему базового автомобиля .

На рисунке 6.40 показано, что нижняя точка автомобиля принадлежит картеру заднего моста, поэтому все электрические компоненты находятся значительно выше, что снижает вероятность повреждения данных деталей при эксплуатации. Для работы вакуумного усилителя тормозов предусмотрен ресивер 10. На штатном месте расположен радиатор 11 от автомобиля с бензиновым двигателем, так как выбранный электродвигатель, конвертер и инвертер имеют жидкостное охлаждение.



а) б)

Рисунок 6.39 – Шасси электромобиля с элементами кабины

Компактное расположение блоков аккумуляторных батарей в подкапотном пространстве позволило там же расположить запасное колесо, так как штатное место в заднем свесе занятно блоком аккумуляторных батарей (рисунок 6.42).

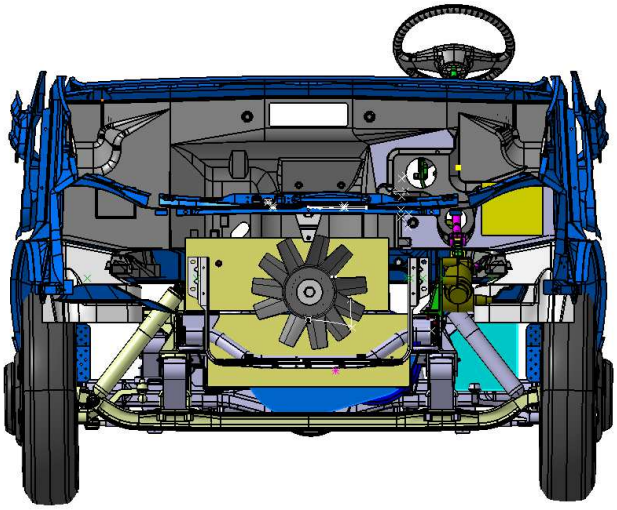


Рисунок 6.40 – Шасси электромобиля с элементами кабины вид спереди

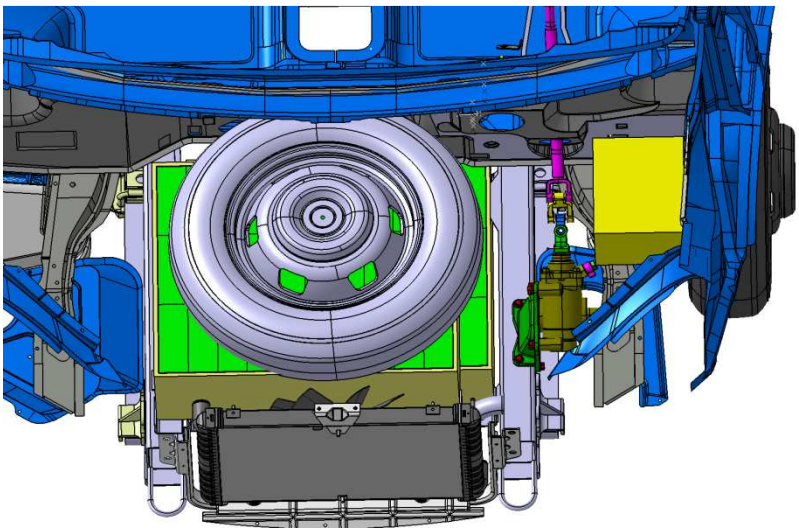


Рисунок 6.41 – Компоновка подкапотного пространства

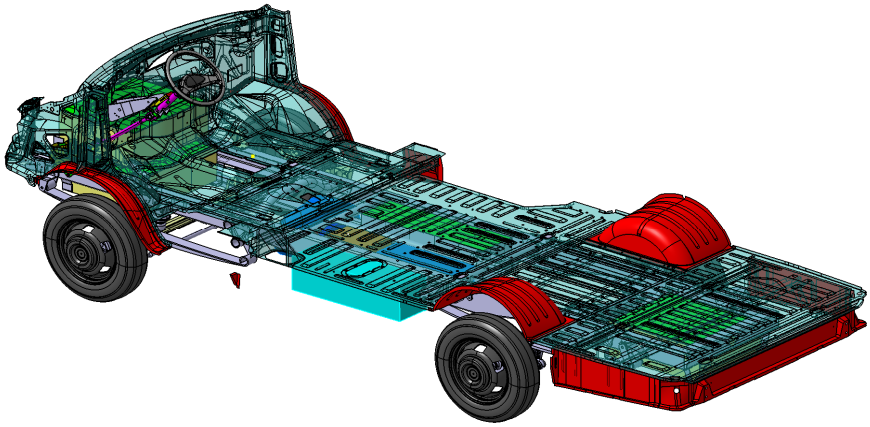


Рисунок 6.42 – Шасси электромобиля с панелями пола цельнометаллического фургона

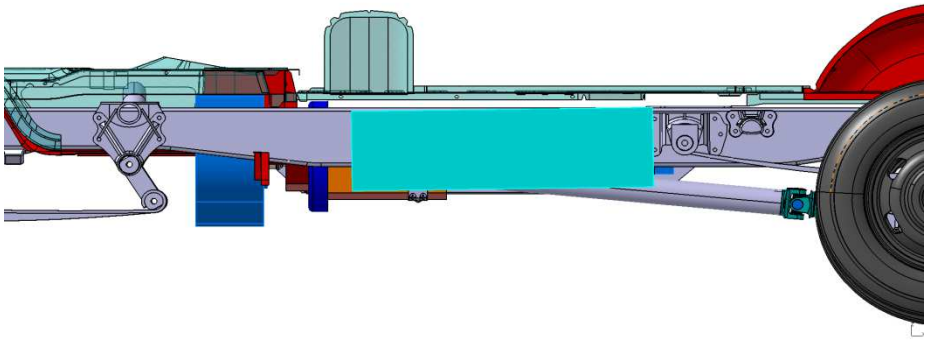


Рисунок 6.43 – Фрагмент показывающий расположение компонентов электропривода относительно панелей пола цельнометаллического фургона

На рисунках 6.42 и 6.43 показано расположение компонентов электропривода относительно панелей пола цельнометаллического фургона. Из рисунков видно, что между панелями пола и верхними точками существует достаточный зазор (30-50 мм). Величина зазора позволяет разместить в нем коммутирующую проводку. Общий вид электромобиля представлен на рисунке 6.44.

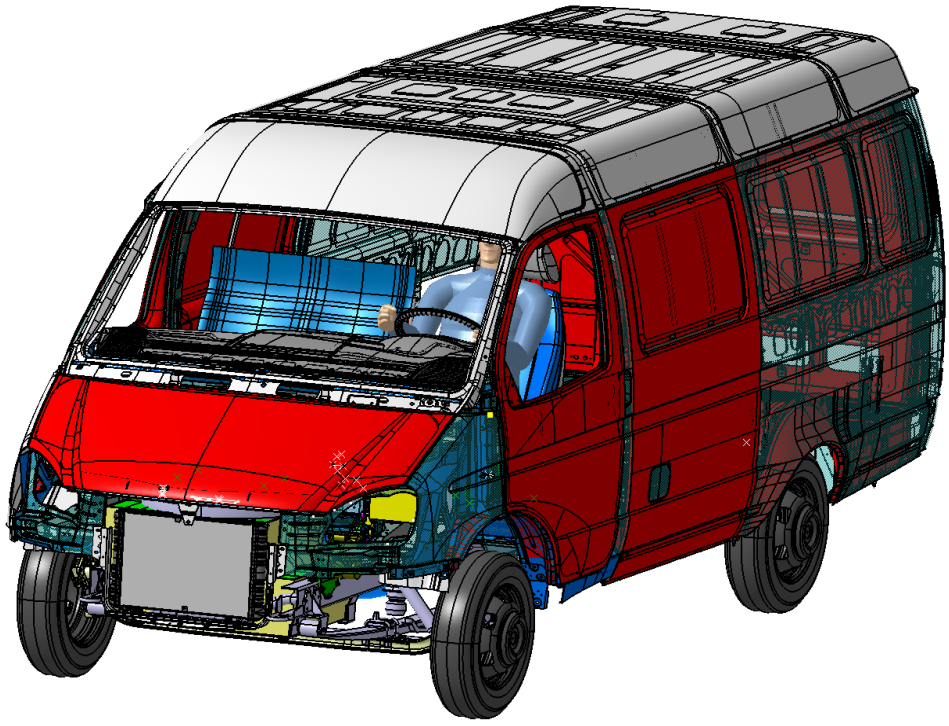


Рисунок 6.44 – Общий вид электромобиля с цельнометаллическим кузовом

В заключении представим основные технические параметры создаваемого экологически безопасного городского транспортного средства с перспективными источниками и накопителями энергии в таблице 6.8

Таблица 6.8 – Основные технические параметры разрабатываемого электромобиля

Полная масса, кг	3500
Грузоподъемность, не менее, кг	1000
Масса снаряженного автомобиля, не более	2500
Двигатель	Siemens Drive Motor 1PV5135-4WS24
Максимальная мощность, кВт/об/мин	150/4000 – 5000
Максимальный крутящий момент, Нм/об/мин	370/0—3500
Максимальная частота вращения, об/мин	10000
Номинальное рабочее напряжение, В	520
Минимальное рабочее напряжение, В	400
Аккумуляторная батарея	Whinston Battery, литийжелезофосфатные, 40 кВт.ч
Редуктор	Одноступенчатый Передаточное число - 2,4
Карданная передача	Одновальная с шарнирами неравных угловых скоростей
Ведущий мост	Задний с неразъемным картером «типа Банжо»с гипоидной главной передачей. Передаточное число -5,125
Рама	Штампованная клепанная, с лонжеронами швеллерного сечения и трубчатыми поперечинами.
Передняя подвеска	зависимая, из двух продольных полуэллиптических рессор с креплением в резинометаллических шарнирах, с гидравлическими телескопическими амортизаторами
Задняя подвеска	зависимая, из двух продольных полуэллиптических рессор с креплением в резинометаллических шарнирах, с дополнительными рессорами, с гидравлическими телескопическими амортизаторами
Передняя ось	Штампованная балка двутаврового сечения
Шины	Радиальные бескамерные 225/75R16 110R
Рулевое управление	Рулевой механизм типа «винт-шариковая гайка» или червяк с «трехгребневым роликом». Рулевая колонка безопасного типа с двушарнирным рулевым валом, с механизмом регулировки положения рулевого колеса.
Рабочая тормозная система	
Передние тормозные механизмы	Дисковые
Задние тормозные механизмы	Барабанные
Привод тормозных механизмов	Ножной, гидравлический, двухконтурный с регулятором давления в заднем контуре.
Усилитель	Вакуумный с электрическим вакуумным насосом и рессивером, действует на главный тормозной цилиндр
Запасная тормозная система	Каждый контур рабочей тормозной системы

Продолжение таблицы 6.8

Усилитель	Вакуумный с электрическим вакуумным насосом и рессивером, действует на главный тормозной цилиндр
Запасная тормозная система	Каждый контур рабочей тормозной системы
Стояночная тормозная система	С тросовым приводом на тормозные механизмы задних колес и сигнализатором включения тормоза
Максимальная скорость движения, км/ч	95
Время разгона автомобиля с, не более	
до 60 км/ч (номинальный режим двигателя)	18,5
до 80 км/ч (номинальный режим двигателя)	32
Максимальный преодолеваемый подъем, %, не менее (номинальный режим двигателя)	15
Пробег без подзарядки в городском цикле движения, км	160

6.11 Концепция иновационной конструкции семейства коммерческих электромобилей

Выпускается широкая гамма различных моделей автомобилей семейства ГАЗель, включающая шасси/бортовую модификацию с обычной трех местной кабиной, шасси с удлиненной пятиместной кабиной, грузовые и грузопассажирские модификации цельнометаллического фургона, а так же микроавтобус (рисунки 6.45-6.53). Автомобили «ГАЗель» удобны и исключительно маневренны, идеально приспособленные для непростых условий эксплуатации в России.

ГАЗ 3302 «ГАЗель» - серия бортовых автомобилей и шасси с кабиной 1,5-тонного класса грузоподъёмности. Погрузочная высота бортового грузовика составляет 1000 мм за счёт применения низкопрофильных шин. Площадь кузова до 6 м^2. На шасси устанавливают различные кузова автолавки, изотермические фургоны и другие (рисунок 6.45)

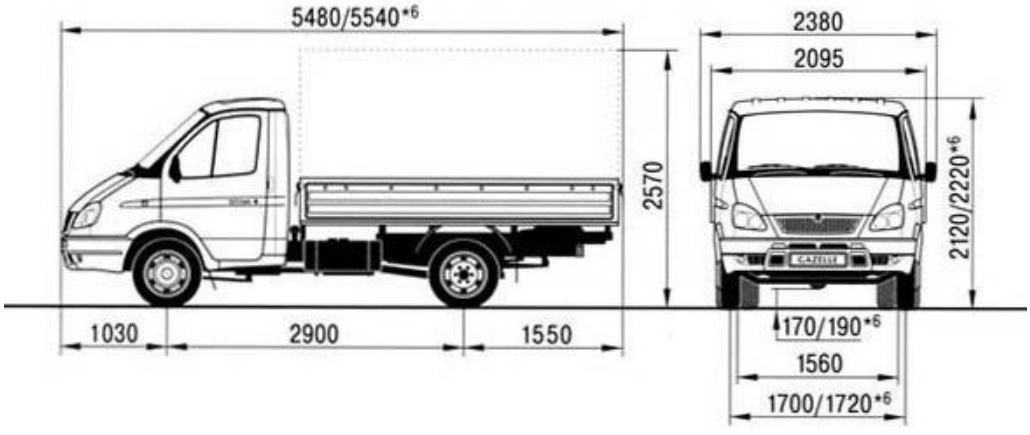


Рисунок 6.45 – автомобиль ГАЗ 3302

В производственной линейке имеется модификация шасси с удлиненной колесной базой 3500 мм. (ГАЗ 330202) (рисунок 6.46)

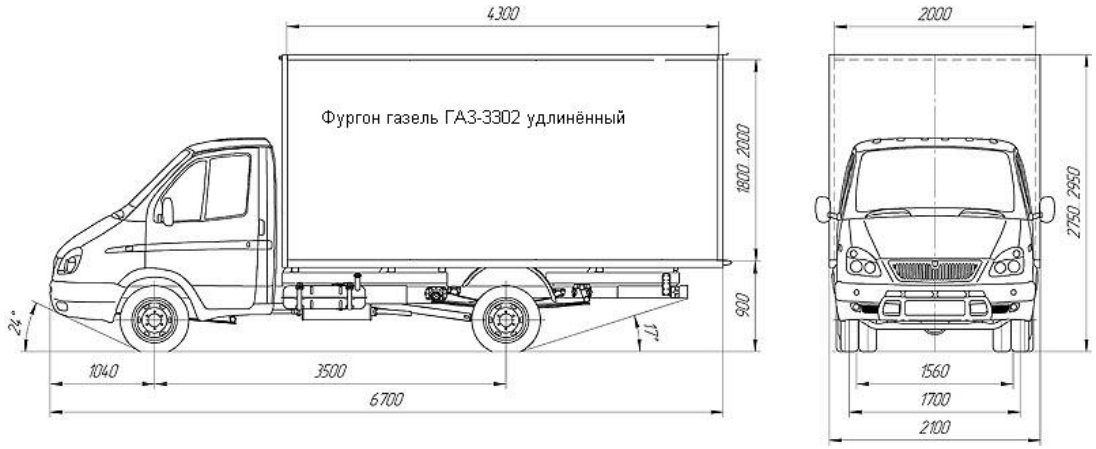


Рисунок 6.46 – Фургон на базе удлиненного шасси ГАЗ 330202

ГАЗ-33023 «ГАЗель-фермер» - грузопассажирский автомобиль для перевозки пяти пассажиров и до 1000 кг груза. Габаритные размеры «ГАЗель-фермер» указаны на рисунке 6.47. Эта модель используется как в условиях города, так и в сельской местности. Она нашла широкое применение в малом бизнесе и в качестве автомобиля для перевозки ремонтных бригад с оборудованием. Площадь кузова «фермера» 4,5 м^2 , переднее одноместное пассажирское сиденье сдвигается и обеспечивает доступ к заднему ряду сидений.

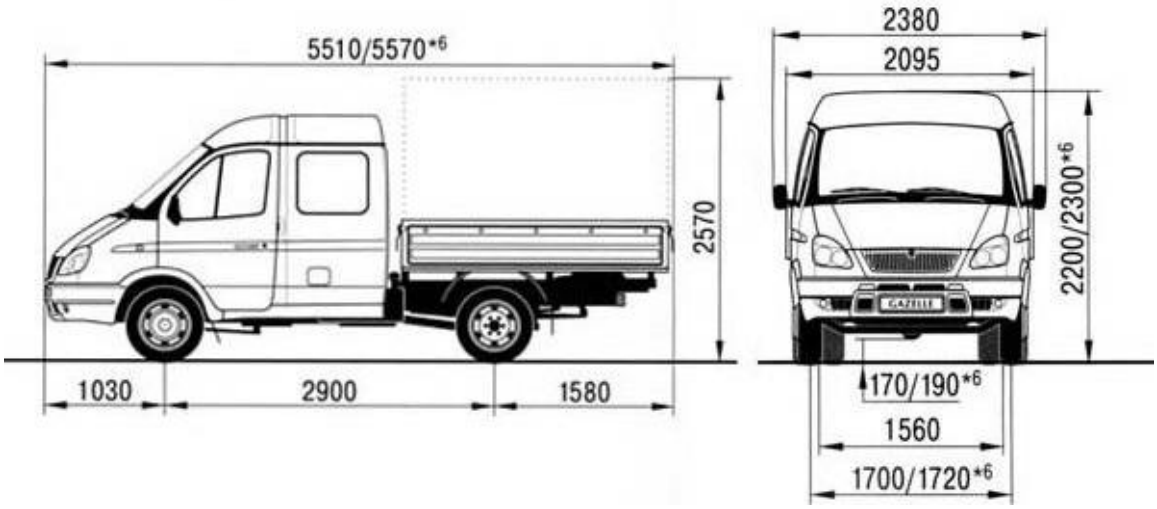


Рисунок 6.47- автомобиль ГАЗ-33023 «ГАЗель-фермер»

ГАЗ-2705 – серия грузовых и грузопассажирских автомобилей-фургонов с цельнометаллическим кузовом и рамным шасси (рисунок 6.48, 6.49, 6.52) Грузоподъемность фургона ГАЗ-2705 до 1350 кг при двух пассажирских местах, Комби — 6 пассажирских мест и 1 т груза. Автомобиль оснащен двумя грузовыми дверьми — боковой сдвижной и задней двухстворчатой распашной. Грузопассажирский вариант «Комби» оснащён дополнительным сиденьем для четверых пассажиров и сплошной перегородкой, отделяющей кабину от грузового отсека. С 2002 года под заказ производятся модификации 2705-90 и 27057-90 с

надставной пластиковой крышей, увеличивающей внутреннюю высоту грузового отсека со 1515 до 1850 мм и полезный объём с 9 м³ до 11 м³. На базе фургонов 2705 сторонними фирмами выпускается ряд специализированных и специальных автомобилей, например, кареты скорой помощи, реанимобили.

Микроавтобус ГАЗ-3221 – серия восьмиместных микроавтобусов на базе фургона 2705. ГАЗ-32213 – микроавтобус на 13 пассажирских мест, отличается от базовой версии планировкой салона с высокими мягкими сиденьями. ГАЗ-322132— городское маршрутное такси со сдвижной дверью на базе микроавтобуса ГАЗ-32213; отличается от базовой модели планировкой салона, дополнительными усилителями в салоне (рисунок 6.52)

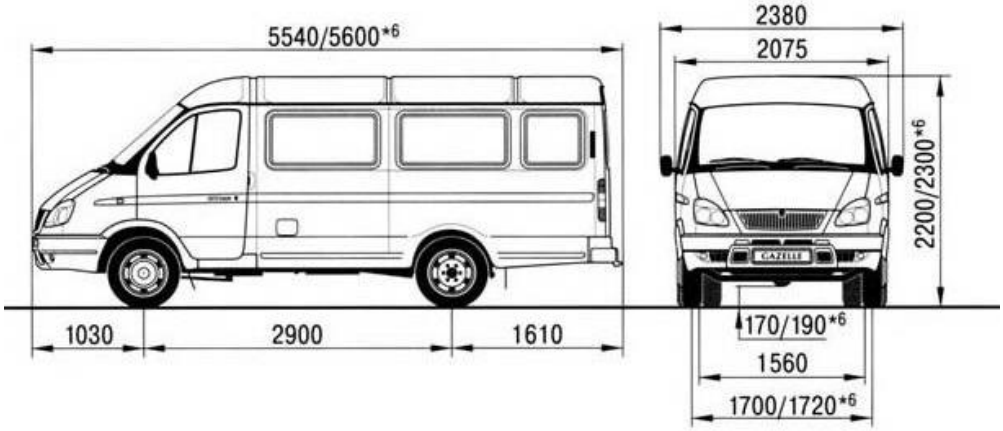


Рисунок 6.48 - Автомобиль «Газель» с цельнометаллическим кузовом

Все модификации имеют полноприводный вариант. Специальный автомобиль на базе полнопоприводной модификации для нужд МЧС представлен на рисунке 6.49.

Рисунок 6.49 – Полноприводная модификация автомобиля «Газель»

В настоящее время, специализированными компаниями производятся малыми сериями автомобили с увеличенной колесной базой 4000 мм и более (рисунок 6.50).

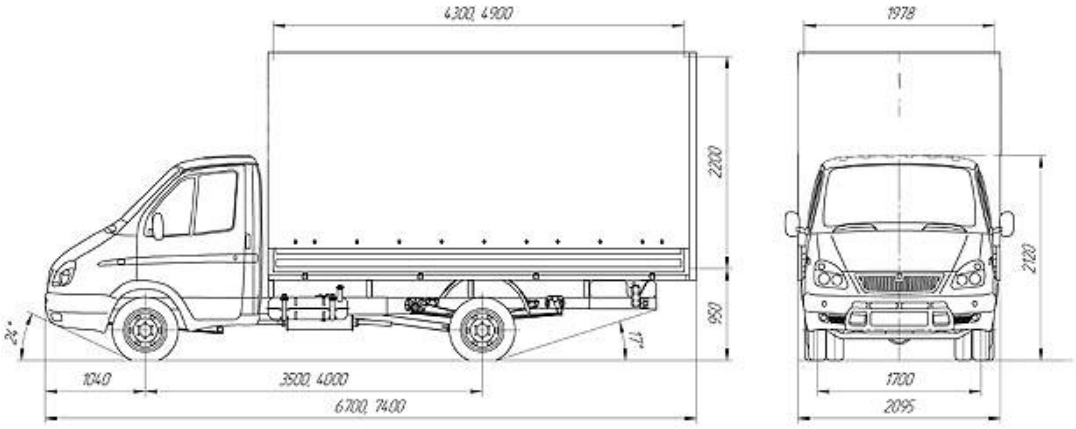


Рисунок 6.50 – Автомобиль «Газель» с удлиненной базой производства АЗ «Чайка-сервис»

а) б)

в) г)

д) е)

Рисунок 6.51 – Семейство грузовых моделей «ГАЗель»:
а) ГАЗ 3302; б) ГАЗ 330202; в) ГАЗ 33023 «ГАЗель-фермер»; г) ГАЗ 2705; д) ГАЗ 27057;
е) промтоварный фургон на базе ГАЗ 3302

а)

б)

в)

Рисунок 6.52 – Семейство микроавтобусов «ГАЗель»:
а) ГАЗ 3221; б) ГАЗ 32213; в) ГАЗ 322132

В связи с повышенной маневренностью, отличными ходовыми качествами и хорошей управляемостью, существуют также модели специального назначения: скорая помощь, пожарная машина, машины МЧС, инкассатор, лабораторные станции, муниципальные перевозки школьников, инвалидов и пенсионеров (рисунок 6.53).

Автомобили «ГАЗель» имеют задний или полный привод, что очень важно для эксплуатации в условиях бездорожья и суровых русских зим.

Поскольку автомобиль «ГАЗель» является базовой моделью при создании электромобиля, то суммируя все вышесказанное и учитывая особенности проектирования и эксплуатации электромобиля, представляется возможным классифицировать по назначению и сформировать типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем по уровню технических параметров.

Предусматриваются следующие варианты: коммерческие автомобили, специальные автомобили для служб экстренного реагирования и специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения.

а)

б)

в)

г)

Рисунок 6.53 – Специальные модели «ГАЗель»:
а) скорая помощь; б) передвижная лаборатория; в) автомобиль МЧС; г) пожарная машина.

К коммерческим автомобилям относятся все модели, установленные на шасси 3302, а именно ГАЗ 3302, ГАЗ 33023, ГАЗ 330202 и др., цельнометаллические фургоны ГАЗ 2705, выполняющие транспортировку грузов.

Под специальными автомобилями для служб экстренного реагирования понимаются: скорая помощь, различные лаборатории, автомобили МЧС, инкассаторы. Здесь предусмотрены различные варианты модификаций автомобилей «ГАЗель». Для данной категории транспортных средств должны обеспечиваться улучшенные эксплуатационные характеристики.

К определенным слоям населения относятся школьники, инвалиды и пенсионеры. Это отдельная категория людей заслуживающих особого внимания и как следствие создания специальных автомобилей для их перевозки, как правило на базе моделей ГАЗ 3221. В данном случае не требуется высоких показателей эксплуатационных свойств, поэтому допускается использование менее мощных силовых установок.

Вышеперечисленное позволило создать типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем представленный на рисунке 6.54.

а)

б)

в)

Рисунок 6.54 – Типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем:
а) коммерческие; б) специальные автомобили для служб экстренного реагирования;
в) специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения.

Технические параметры типоразмерного ряда автомобилей с электродвигателем представлены в таблице 6.8.

Таблица 6.8 – Параметры типоразмерного ряда автомобилей с электродвигателем

№	Параметр	Вариант 1. – Коммерческий	Вариант 2. – специальные автомобили для служб экстренного реагирования (скорая помощь)	Вариант 3. – специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения (детский)
1	Максимальная скорость, Vmax, км/ч	95	120	60
2	Пробег на одной зарядке, км	160	200	120
3	Грузоподъемность, кг	1000-1100	750-850	1150-1250
4	Мощность для движения с максимальной скоростью на электродвигателе (на колесах), кВт	60 (52,5)	100 (88)	18 (15,5)
5	Обороты электродвигателя (колес), при которых может быть достигнута соответствующая максимальная скорость, об/мин	9 500 (770)	9 500 (976)	9000 (488)
6	Максимально преодолеваемый угол подъема (не менее)	25%	25%	25%
7	Перегрузка двигателя при преодолении указанного значения угла подъема от номинальных	50%	88%	39%

Продолжение таблицы 6.8

8	Момент двигателя при преодолении максимального подъема (не менее), Нм	270	345	180
9	Скорость на максимальном подъеме (не более), км/ч	10	10	10
10	Время движения на максимальном подъеме с максимальной для данных условий возможной скоростью (не менее), мин	15	15	15

Таким образом, на основании базового автомобиля ГАЗель можно создать унифицированное семейство городских экологически безопасных электромобилей с перспективными источниками и накопителями энергии.

6.12 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.

6.13 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. 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.

3. Проведен анализ перспективных источников и накопителей энергии. Определен базовый унифицированный элемент аккумуляторной батареи WB-LYP100AHA. Определены массогабаритные параметры аккумуляторной батареи модельного ряда электромобилей.

4. Разработана кинематическая схема трансмиссии для создаваемого экологически безопасного электромобиля, которая включает асинхронный привод, редуктор, карданную передачу и ведущий мост. Схема позволяет реализовать широкий спектр компоновочных решений, обеспечивающих минимальную снаряженную массу транспортного средства, равномерное распределение нагрузки по всем колесам, а также создавать заднеприводные и полноприводные модификации, что расширяет модельный ряд семейства транспортных средств с электроприводом.

5. Выбраны конструктивные варианты исполнения агрегатов шасси электромобиля.

6. Разработаны математические модели, позволяющие оценить показатели тягово-скоростных и энергетических затрат при движении электромобилей, в том числе в европейском городском цикле.

7. Определены рабочие и регулировочные характеристики электродвигателей для модельного ряда трех вариантов электромобилей. Анализ выпускаемых асинхронных двигателей, обеспечивающих требуемые механические характеристики, позволил сделать вывод о применимости оборудования фирмы Siemens.

8. Выбраны конструктивные варианты исполнения агрегатов шасси электромобиля. Предложенные компоновочные решения позволяют максимально сохранить основные несущие элементы рамы базового автомобиля.

9. Разработаны изменённые и оригинальные детали и узлы электромобиля в трансмиссии, рулевом, тормозном управлении.

10. Сформирована структурная схема электропривода шасси транспортного средства. Согласованы электрические параметры входных и выходных цепей структурных элементов (электродвигателя, преобразователя частотного управления электродвигателем, устройства сопряжения емкостных накопителей, аккумуляторных батарей).

11. Разработаны элементы крепления контейнеров для хранения аккумуляторных батарей к раме.

12. Разработана эскизная компоновка шасси электромобиля LCV сегмента, которая удовлетворяет требованиям, предъявляемым к модельному ряду транспортных средств. Предложенная компоновка выгодно отличается от компоновки прототипа возможностью создания широкой гаммы модификаций микроавтобусов и грузовых автомобилей с различными кузовами (цельнометаллические, бортовые) и колесной формулой.

13. Разработанная эскизная компоновка шасси с расположением тягового электродвигателя в базе транспортного средства и с выходным валом направленным по ходу движения, позволяет скомпоновать трансмиссию с карданным валом достаточной длины по условию работоспособности карданных шарниров, и одновременно обеспечить компактное расположение агрегатов электропривода в базе шасси.

14. В предложенной компоновке шасси электромобиля достигнута высокая степень унификации с автомобилями семейства «ГАЗель». В разработанном варианте шасси используются стандартное рулевое управление, передний и задний мост, основные компоненты тормозного управления, элементы передней и задней подвески, рамы, стандартная кабина или цельнометаллический кузов.

15. Получено внедрение результатов работы в образовательный процесс кафедры «Автомобили и тракторы» НГТУ для бакалавров и магистров по направлению 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и специалистов по специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» всех форм обучения.

7 Разработка технического облика универсального многофункционального спасательного средства

7.1 Анализ природно-климатических условий, 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 [7.1-7.5]. На рисунке 7.1 представлено распределение айсбергов на акватории Баренцева моря за период с 2003 по 2010 гг. по данным экспедиционных исследований [7.5].

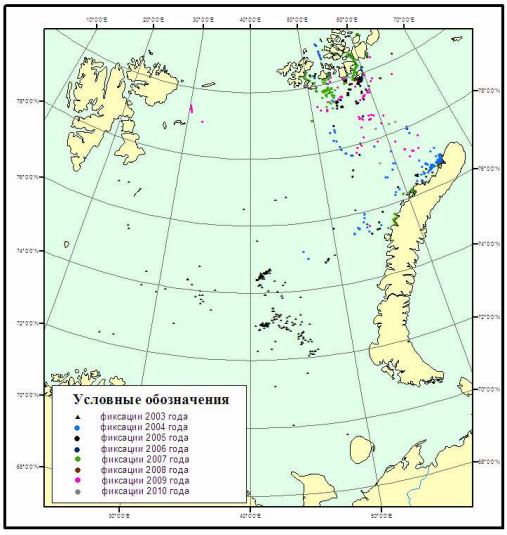


Рисунок 7.1 – Айсберги, зафиксированные в 2003–2010 гг.

Распределение айсбергов по формам показано на рисунке 7.2. 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 [7.5].

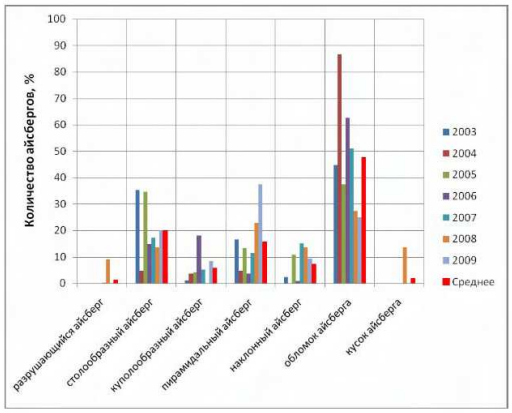


Рисунок 7.2 – Распределение форм айсбергов, зафиксированных в 2003–2009 гг.

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 7.1 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 7.1 – 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 7.2 [7.5].

Таблица 7.2 – 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.

7.2 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о применяемых автопилотах на транспортных средствах

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.

Автопилот для современных ТС должен обеспечивать выполнение следующих функций:

– ввод физических параметров ТС, включая текущий уровень загрузки;

– автоматическую идентификацию параметров ТС и изменяющихся внешних условий движения;

– ввод коэффициентов законов управления и асимптотических «наблюдателей» для восстановления информации о неизмеряемых координатах;

– адаптивный синтез на борту ТС законов (алгоритмов) автоматического или полуавтоматического управления;

– автоматическое маневрирование по курсу или боковому смещению с оптимизацией по быстродействию или по расходу топлива при заданных ограничениях в условиях движения с различными скоростями;

– полуавтоматическое маневрирование с оптимизацией по быстродействию с использованием алгоритмов управления, включающих прогнозирующие модели;

– стабилизацию заданного курса и удержание на траектории с регулируемой интенсивностью нагрузки приводов;

– стабилизацию заданного курса или удержание на траектории в режиме «экономичный» с минимизацией нагрузки приводов ограничении на регулируемые координаты и (или) при заданном фиксированном количестве перекладок рулей в единицу времени;

– следящее управление от штурвала или руля установленного на пульте управления;

– простое дистанционное управление с помощью кнопок или джойстика на пульте управления;

– интегрированное отображение информации о динамических параметрах ТС.

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.

Наибольшее развитие получили автопилоты для летательных аппаратов (ЛА). Современные автопилоты (АП) представляют собой комплекс совместно работающих устройств, обеспечивающих стабилизацию ЛА на траектории, стабилизацию высоты полета, управление маневрами ЛА и приведение его в горизонтальный полет.

В основу схемы автопилотов при работе в режиме стабилизации положен принцип регулирования по углу, угловой скорости (автопилоты типа АП-6Е, АП-28, АП-31, АП-40 и др.), а у некоторых автопилотов и по угловому ускорению (автопилоты типа АП-15). Система «Самолет-автопилот» представляет единую замкнутую систему автоматического регулирования и управления. Автопилот состоит обычно из трех автоматических систем регулирования с внутренними перекрестными связями. Все три системы, как правило, выполняются по одинаковым схемам.

В состав каждого канала входят измерительные устройства (ИУ), суммирующие устройства (СУ), усилительные (У) и исполнительные устройства (РМ). Измерительные устройства автопилотов (например, датчики углов крена, тангажа, курса и т.п.) измеряют значения отклонений угла и угловой скорости (например, угла тангажа, угловой скорости тангажа) и преобразуют эти отклонения в величины напряжений. После алгебраического суммирования в суммирующем устройстве сумма напряжений усиливается усилителем и подается на рулевую машину автопилота. Последняя отклоняет руль, в результате чего появившееся отклонение угла тангажа ликвидируется.

На суммирующее устройство с выхода рулевой машины подается сигнал обратной связи. Отрицательная обратная связь обеспечивает устойчивость и быстрое затухание колебаний системы «ЛА–автопилот». Для задания определенного значения угла тангажа в схеме автопилота предусматривается специальный задатчик этой величины. Аналогичные функциональные схемы имеют каналы управления креном и курсом. Для устранения автоколебаний в системе «ЛА–автопилот» в автопилотах применяется жесткая обратная связь. Жесткая обратная связь применяется для получения в установившемся состоянии пропорциональности между отклонением руля и отклонением ЛА.

Для плавной стабилизации ЛА необходимо учитывать не только углы, но и скорости изменения этих углов. Это означает, что более резким отклонениям ЛА будут соответствовать также и более резкие отклонения рулей. Если кроме угловых скоростей учитывать также и угловые ускорения, то качество регулирования улучшится. При этом отказываются от жесткой обратной связи, так как отклонение руля вызовет немедленное отрицательное ускорение самолета, парирующее возмущающее отклонение ЛА. При учете суммарного сигнала по времени, например по курсу, автопилот стабилизирует ЛА

на траектории, т.е. возвращает его на прежнюю траекторию. Такое регулирование называется астатическим. Автопилоты ЛА обычно имеют три режима работы: согласования (подготовки), стабилизации и управления.

В качестве чувствительных элементов, реагирующих на угловые отклонения ЛА относительно центра тяжести, применяются:

– по курсу – гирополукомпасы, дистанционные магнитные компасы, курсовые системы;

– по крену и тангажу – центральные гировертикали, гиродатчики дистанционных авиагоризонтов;

– по курсу, крену и тангажу – курсовертикали;

– по угловой скорости – демпфирующие гироскопы;

– по угловому ускорению – специальные устройства, вырабатывающие сигналы, пропорциональные угловому ускорению ЛА, путем дифференцирования сигналов датчиков угловой скорости.

Электрические сигналы отклонений ЛА по углу, угловой скорости и угловому ускорению, полученные с датчиков, усиливаются электронными или электромашинными усилителями, подаются на рулевые машины, которые перемещают соответствующие рули самолета или изменяют режимы работы (тягу) авиадвигателей. Автопилоты имеют электрические связи с курсовыми системами, централями скорости и высоты, демпферами колебаний, автоматами дополнительных усилий, навигационными вычислительными устройствами.

Аналогично устроены автопилоты подводных аппаратов, автопилоты морских судов.

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.

В настоящей работе рассматривается амфибийное СТС, имеющее специфические особенности, существенные для разработки системы автоматизированного управления и устройства-автопилота.

Как известно из литературы [7.6], автомобили-амфибии или вездеходы конструируются часто на колесных шасси грузовых автомобилей или военных вездеходов с традиционными автомобильными двигателями (преимущественно дизельными). Образцы подобной техники конструируются с подвеской, с трансмиссией и только с ручным автомобильным рулевым управлением, причем возможности и требуемые характеристики перемещения по воде (как правило, только при преодолении водных преград небольшой протяженности) обеспечиваются наличием водонепроницаемого снизу, но открытого сверху корпуса и привода гребного винта от того же двигателя.

Также в вездеходах-амфибиях применяются облегченные гусеничные шасси, наибольшее распространение получили плавающие танки [7.7]. Они также имеют только ручное рычажное управление танкового типа (каждая гусеница имеет отдельный привод).

Имеются разработки подобных вездеходов на колесных и гусеничных шасси для крайнего севера по созданию автопоездов на вездеходах на длительные переходы по тундре, при этом основная энергетическая установка представляет собой дизель-генератор, а привод на колеса – электромеханический, от тяговых электродвигателей [7.8]. Как и у автомобилей-вездеходов, управление направлением движения осуществляется с помощью рулевого управления (имеется гидравлический усилитель) и на земле и на воде, управление скоростью осуществляется преимущественно переключением передач. Средства автоматизации управления, кроме гидравлического усилителя руля не предусмотрены. Навигация в основном осуществляется по визуальному обзору. Но обычно для движения в условиях плохой видимости (туман, дым) предусматривается возможность навигации методом счисления пути по скорости по гирокомпасу и спидометру (в воде – лагу) с контролем положения от спутниковой системы.

В открытых публикациях [7.9] упоминаются шнековые снего- и болотоходы. Это транспортные средства малого радиуса действия (до 50 км) и предназначаются для выполнения специальных разведочных и/или спасательных работ (в частности, спасения космонавтов, капсула которых попала в труднопроходимую, но с гладким рельефом местность: толстый слой снега, болота, непроходимая грязь, битый лед и шуга). Специфичным является движитель: пара цилиндров (шнеков) с винтовыми ребрами. При синхронном вращении в противоположные стороны создается продольная сила и продольное перемещение. Разностью угловых скоростей также в противоположные стороны осуществляется плавный разворот. При вращении роторов в одну сторону

задаются боковые перемещения. Пустотелые цилиндры (шнеки) также создают дополнительные архимедовы силы, увеличивающие плавучесть основного водонепроницаемого корпуса. При плавании в воде вращением шнеков в одну сторону задается движение вперед или назад, разностью скоростей вращения можно задавать маневрирование. Таким образом, потенциально шнекоход имеет по проходимости более широкие возможности, чем подавляющее большинство наземных транспортных средств, относимых к снегоходам, однако получаемые при этом скорости в воде невелики.

Важной особенностью всех перечисленных транспортных средств является то, что для систем ручного управления движением приходится сохранять преимущественную специализацию (автомобильную, танковую, судовую), каждая из которых первоначально была ориентирована на движение в одной среде. Эта специализация распространяется на все системы и подсистемы. При этом системы навигации и управления движением, как правило, не изменяют принципов организации, структуры и аппаратного состава управляющего комплекса.

Для проектирования автоматической и автоматизированной системы управления движений СТС, выбора алгоритмов управления и требований к аппаратной реализации системы автопилотирования необходима систематизация по следующим разделам:

1) Перечень параметров специального транспортного средства, необходимый для построения системы автоматического управления движением, включая следующие нормативные характеристики СТС:

– масса (водоизмещение) минимальная и максимальная и соответствующие моменты инерции вокруг трех осей;

– габаритные размеры;

– коэффициент лобового сопротивления и другие гидродинамические коэффициенты при движении по воде;

– аэродинамические коэффициенты на воде и на твердом основании;

– показатель управляемости руля на воде;

– показатели остойчивости на воде, в частности, метацентрическая высота и собственные частоты бортовой и килевой качки;

– мореходные качества, возможно, гашение качки;

– характеристики движителей;

– мощность основных двигателей;

– приборный состав навигационного комплекса и системы датчиков;

– длительность автономного плавания;

– скорость на свободной воде, на снегу, на льду (при движении по поверхности гладких ледяных поверхностей, по торосам или в ледокольном режиме или на жестком грунте;

– маневренность и управляемость в разных средах (радиус кривизны при разворотах, разгон и торможение);

– прочность по отношению к ударам для программирования процессов швартования, выхода на лед, преодоления ледяных торосов и препятствий на суше;

– способность выдерживать курс, собственная курсовая устойчивость по рысканью.

2) Перечень основных режимов управления, например:

– ручной, но с подсистемами облегчения ручного управления (при использовании усилителей и с разделением функций);

– автоматизированный, с чередованием ручного и автоматического управлений;

– автоматический, при котором предусматривается только стабилизация на скорости на постоянном заданном курсе;

– автоматический, при котором предусматривается задание маршрута с участками движения постоянным курсом и участки разворотов на заданные углы;

– автоматический адаптивный, при котором наряду с заданием маршрута предусматривается его коррекции в соответствии с изменениями условий движения, наличием препятствий, сообщениями, полученной по каналам связи, об изменении целей и пр.;

– автоматический интеллектуальный, при котором ко всему, перечисленному выше добавляются функции автоматического принятия решений.

3) Перечень основных алгоритмов управления и соответствующих структур автоматов (авторулевых), включая:

– формирование сигналов управления от датчиков в виде сумм с постоянными коэффициентами для режима стабилизации скорости и скорости относительно среды и/или путевой скорости направления движения на программных траекториях движения на прямых курсах, задаваемых «штурманской» прокладкой;

– формирование сигналов управления от датчиков в виде сумм с коэффициентами законов управления, устанавливаемые вручную в установленных диапазонах;

– алгоритмы с адаптивный самонастройкой, автоматически изменяющей настройки в зависимости от условий (на свободной воде – от волнения и ветра, на льду – от параметров неровностей), причем предусматривается возможность оперативного вмешательства в процесс управления;

– алгоритмы с использованием устройства управления в виде fuzzy (нечеткой) или нейросетевой структуры;

– алгоритмы, учитывающие дополнительные корректирующие сигналы от средств радио- и спутниковой связи.

7.3 Анализ известных конструкций автопилотов

При планировании технического оснащения системы автоматического управления движением специализированного транспортного средства в качестве прототипов для разработки следует рассмотреть серийно выпускаемые авторулевые и системы автоматического управления (САУ) курсом [7.10-7.12].

В состав типовой САУ судна входит авторулевой, в котором несколько сигналов (отклонения курса от заданного, отклонения руля, угловой скорости рыскания) линейно преобразуются в сигналы управления, поступающие на привод руля. Точность поддержания курса устанавливается в зависимости от волнения. В общем случае, средняя амплитуда рыскания по курсу в заданном интервале скоростей должна быть в пределах 1°– (4-5)°.

Авторулевые имеют обычно несколько режимов работы: ручной, следящий, автоматический. Электромеханические авторулевые разрабатывались как автономные устройства управления, вследствие чего при решении задач автоматического плавания по маршруту они не в полной мере отвечают требованиям взаимодействия с автоматизированными судовыми навигационными комплексами. Основными недостатками таких устройств являются следующие:

– выработка частых неэффективных перекладок руля на волнении;

– отсутствие оптимизации режима регулирования из-за ограничения возможностей или недостатка времени настройки.

С позиции теории автоматического управления и регулирования, авторулевой по существу является ПИД-регулятором. Все существующие системы автоматического управления курсом судна, независимо от конструкции отдельных звеньев, работают по принципу отклонения, т.е. в авторулевом непрерывно сравниваются фактическое и заданное значения курса и вырабатывается сигнал управления. Под действием этого сигнала рулевой привод перекладывает руль и возвращает судно к заданному курсу. Сигнал внутренней отрицательной обратной связи останавливает перекладку руля, а затем возвращает руль в среднее положение. Сигнал, пропорциональный скорости поворота судна, повышает чувствительность авторулевого при отклонении судна от заданного курса и обеспечивает сдерживание при возвращении на заданный курс.

На большинстве современных судов в качестве рулевого привода используются электрогидравлические рулевые машины, обеспечивающие перекладку руля со скоростью примерно 2,5-3 град/сек. Внутренняя обратная связь в системе осуществляется с помощью устройства, механически связанного с баллером руля и вырабатывающего электрический сигнал, пропорциональный углу поворота руля. Внешняя обратная связь обеспечивается средством курсоуказания, который преобразует изменение курса судна в угол поворота сельсина-датчика курса, связанного с сельсином-приемником в авторулевом.

В настоящее время большинство транспортных судов оборудовано обычными бесконтактными авторулевыми отечественного производства типа АБР, АР, АТР и “Аист“, а также иностранного АЕГ (ФРГ), “Аркас” (Дания), “Декка” (Великобритания) и др.

Современные авторулевые обеспечивают:

– автоматическое ведение судна по заданному курсу;

– управление рулевым приводом в зависимости от угла и скорости ухода судна с курса;

– автоматическое устранение сноса судна (кроме АРМ-2);

– изменение курса судна на любую величину при автоматическом управлении;

– управление рулевым приводом вручную, пользуясь штурвалом следящего управления (кроме АРМ-2);

– изменение курса судна при помощи выносных постов управления в случае внезапного появления опасности (в некоторых комплектациях АБР и АР).

Также автопилотом выполняются автоматические проверки основного и вспомогательного рулевых приводов, системы дистанционного управления рулевым приводом, постов управления рулем на ходовом мостике, аварийного энергопитания, указателей положения руля, аварийной сигнализации, работа автоматических ограничителей угла перекладки руля, а также работа средств связи.

Рассмотрим типичный пример авторулевого. Авторулевой «Аист» предназначен для установки на кораблях и судах, имеющих электрогидравлические рулевые машины. Авторулевой подключается к репитерной передаче гирокомпаса или дистанционного магнитного компаса. В комплект авторулевого «Аист» входят следующие приборы: пульт управления (ПУ), пульт следящего управления (ПСУ), переключатель пультов (10-ПП), исполнительный механизм (ИМ-1 или ИМ-2), рулевой датчик (РД). В комплект также входит набор запасных частей и приспособлений (ЗИП) и инструменты.

Более современными авторулевыми являются адаптивные и интеллектуальные адаптивного авторулевого. Адаптивными называют авторулевые, которые

самостоятельно и целенаправленно изменяют характер и параметры управляющих воздействий, приспосабливаясь к изменению внешних и внутренних условий работы системы для обеспечения высокого качества управления. Помимо этого адаптивные авторулевые должны отвечать повышенным требованиям по обеспечению безопасности плавания, по точности движения на заданном маршруте, надежности, системности выделения и комплексной обработке информации от разнородных приборов. В системах адаптивных авторулевых требуется выполнение достаточно сложных вычислений в реальном времени, эти вычисления производятся на компьютерах.

Спроектированный и разработанный фирмой Navitron Systems Ltd адаптивный авторулевой (он называется также автопилотом) Navitron NT888G предназначен для применения на судах любых типов до 3000 регистровых тонн, включая высокоскоростные суда. Этот автопилот считается технологически улучшенным. NT888G может использоваться как на строящихся судах, так и в качестве замены старого оборудования управления на различных типах судов (рыболовных, буксиров, землечерпалок, паромов, каботажных судов, и т.д.). В этом авторулевом NT888G применяется адаптивное управление. Он обеспечивает оптимальные режимы управления рулем, например, как на рыболовном судне при низкой скорости, так и на высокоскоростном пассажирском пароме. В стандартной комплектации автопилот NT888G включает блок управления, подходящий как для панельного так и палубного монтажа, блок данных положения руля и распределительный блок. Авторулевой совместим с широким диапазоном рулевых устройств, имеющих усилители с управлением по току (4-20 mA) или по напряжению (±10 V). В системе может быть установлено до трех блоков управления в разных местах. Каждый блок отображает рабочий режим, курс, угол перекладки руля, угловую скорость и данные о скорости. Для улучшения отображения данных введен графический трекинг. Вид индикации на дисплее (светлые символы на темном фоне или наоборот) может быть также установлен по желанию оператора. Режим слежения обеспечивает навигацию по заданным путевым точкам. Другие стандартные средства обеспечивают программирование различных методов циркуляции (поворотов) судна с шагом по курсу 1°, 5° или 10°. В стандартную конфигурацию включены выходы NMEA, Furuno и степперный для радиолокаторов, цифровых и аналоговых репитеров и других периферийных устройств.

Другим примером адаптивного авторулевого является серийно выпускаемый в различных модификациях авторулевой Navis AP 3000 также предназначенный для управления курсом судна. Этот авторулевой обеспечивает адаптацию к изменяющимся характеристикам управляемости судна при изменении скорости хода, степени загрузки

судна и погодных условий. Фирма-производитель сообщает, что авторулевой Navis AP 3000 может быть установлен на суда самых различных типов, начиная от моторных яхт и заканчивая крупнотоннажными танкерами класса VLCC (супертанкеры). Предусматриваются следующие режимы управления: простое управление рулем, следящее управление рулем, управление курсом судна, управление движением по прямому участку траектории, работа в составе интегрированного навигационного комплекса, управление изменением курса судна вручную без переключения на режим ручного управления. Анализ эксплуатации вышеописанных адаптивных авторулевых показывает их более высокие характеристики качества управления и технико-экономическую эффективность по сравнению с традиционными авторулевыми, представляющими собой ПИД-регуляторы.

На рынке автопилотов для небольших судов наиболее известны автопилоты Raymarin (Великобритания) и Simrad (Норвегия). Эти автопилоты созданы специально для управления яхтами, прогулочными катерами и т.п. объектами, оснащенными системами управления приводами разработки тех же фирм. Такой подход обеспечивает оптимизацию управления ДРК, но практически исключает применение указанных автопилотов в системах управления приводами других производителей.

Автопилот небольшого судна состоит из трех основных компонентов:

– курсового компьютера;

– дисплея управления;

– механизма привода.

Типичная конструкция автопилота Raymarine имеет следующие отличительные особенности:

– 12/24-вольтный курсовой компьютер, разработанный для использования совместно с приводами;

– 30 А (50 А пиковая) выходная мощность мотора привода;

– рекомендуется для судов с механическим или гидравлическим управлением;

– встроенный гирокомпас;

– совместим с линейными гидравлическими приводами и насосами;

– имеет функцию автоматической калибровки.

Механизм привода включается фирмой-производителем в состав автопилота для оптимизации характеристик управления. Следует отметить, что традиционно привода маломерных судов – это гидравлические или механические устройства, однако известны и универсальные электромеханические модули.

Наиболее качественными специализированными компьютерами оснащены автопилоты фирмы Raymarin. Компьютеры SPX со встроенным датчиком Rate Gyro выводят системы автопилотов на качественно новый уровень. При помощи программного обеспечения Raymarine AST датчик Rate Gyro позволяет осуществлять точный контроль над отклонениями судна от курса, заранее предупреждая все возможные курсовые изменения. Специально разработанный алгоритм контроля обеспечивает безупречное сохранение курса судном. Повышенная эффективность работы автопилота становится особенно актуальной при возникновении условий, затрудняющих управление судном. Также программное обеспечение Raymarine AST позволяет компьютерам SPX, оснащенным датчиком Rate Gyro, автоматически «запоминать» характеристики судна, упрощая калибровку и делая возможным постоянную адаптацию автопилота к изменяющимся морским условиям.

Специализированный дисплей автопилота имеет следующие конструктивные особенности:

– большой четкий ЖК-дисплей с индикатором угла поворота руля;

– универсальный репитер данных с настраиваемыми страницами навигационных данных;

– клавиатура дистанционного управления;

– крепление на плоскость (стандарт) или возможность встраивания в приборную панель;

– совместимость со всеми типами комплектов и устройств привода автопилотов.

Важной конструктивной особенностью современного автопилота маломерного судна является его интеграция с пропульсивной системой (пропульсивная система с электроприводом состоит из трансформатора напряжения, инвертора, основного двигателя, винторулевой колонки и системы дистанционного управления).

7.4 Определение путей технической реализации специализированного автопилота для оптимального управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностями с низкой несущей способностью

Проектируемое СТС имеет существенные отличия по назначению и условиям применения от любого традиционного ТС.

Во-первых, следует учесть, что при управлении в разных средах используются различные принципы, устройства и органы управления, и приводы устройств управления. При маневрировании ТС со шнековыми движителями наряду с поворотом

возникает боковой снос, поэтому от системы управления требуется компенсация этого сноса. В режиме плавания, шнековые движители позволяют развивать только малые скорости и будет дополнительно использован водометный движитель, которые сделает управление СТС более похожим на управление судном.

Во-вторых, для спасательных средств существуют специальные требования. В частности, остойчивость СТС должна быть такой, чтобы плавучее спасательное транспортное средство само по себе возвращалось в прямое положение при любой загрузке. Само по себе данное требование выполняется конструктивными приемами, в то же время должна быть предусмотрена возможность автоматической остановки и перезапуска двигателя во время опрокидывания СТС и после возвращения СТС в нормальное положение. Контроль углов крена и дифферента при этом должен выполняться автопилотом.

С учетом возможного отсутствия в экипаже СТС специально подготовленных пилотов, должна быть обеспечена автоматическая настройка параметров коэффициентов усиления при изменении внешних условий движения или скорости. Другим словами, оптимизация режимов управления должна происходить без участия человека-оператора.

Реализация специализированного автопилота для настоящего проекта в первую очередь должна быть основана на применении адаптивного либо интеллектуального авторулевого. В последнее десятилетие разрабатываются интеллектуальные авторулевые. Под интеллектуальным авторулевым понимается такой регулятор, который способен планировать действия и вырабатывать решения для эффективного выполнения судном своих задач. Решать указанную проблему имеется в виду путем разработки новых систем на основе использования технологий искусственного интеллекта, комплексной обработки навигационной информации. Прототипом интеллектуального авторулевого может служить разработка ООО «НПФ Управляющие системы» [7.13]: малогабаритный адаптивный авторулевой с элементами искусственного интеллекта для управления курсом судов различных классов.

Этот авторулевой обеспечивает следующие виды управления: простой, аварийный, следящий (полуавтоматический); адаптивный; навигационный по данным GPS («движение по заданной траектории»). Предусмотрено выполнение следующих функций:

– индикация текущего курса и индикацию заданного курса;

– автоматическое управление судном (стабилизация судна на заданном курсе) с амплитудой рыскания судна менее 1 градуса при состоянии моря от 1 до 3 баллов;

– поддержание среднеквадратической ошибки стабилизации на заданном курсе не более 0,2 градуса;

– ручное управление от пульта прямого управления и пульта следящего управления;

– управление включением насосов автономной системы питания дублированной рулевой машины, индикация работы насосов;

– индикация истинного положения руля и программно задаваемого положения руля, индикация режима работы рулевой машины;

– информация о курсе судна в цифровом виде;

– автоматическая параметрическая оптимизация авторулевого.

Описанные успехи в области создания адаптивных и интеллектуальных авторулевых не отменяют необходимости в разработке оригинального автопилота для СТС, поскольку задача автопилотирования в условиях мелкого льда, снежно-водяной смеси, периодического схода в воду и выхода из воды требует дополнительной теоретический проработки. С учетом неопределенности среды перемещения, следует рассмотреть перспективный класс fuzzy (нечетких) и нейросетевых систем управления. Эти системы, как самоорганизующиеся, способны управлять процессами в сложных условиях (нестационарных, нелинейных, со случайными внешними воздействиями), и объектами, математические модели которых нелинейны и неизвестны. В первую очередь это параметрические неопределенности (присоединенные массы, гидродинамические коэффициенты, динамика движения и реакции на возмущающее воздействие среды и управляющих устройств и т.п.) и неопределенность среды (неравномерность и неструктурируемость снежно-водяных и ледяных масс) [7.14].

Другой перспективный подход – применение методов нейронных сетей [7.15]. При решении задач нейроуправления вместо классического автоматического регулятора в общем случае будет находиться нейроконтроллер, вырабатывающий сигналы управления на сервоприводы. При этом на вход нейроконтроллера подается вектор X – набор контролируемых параметров управляемого объекта, а на выходе получаем вектор Y – код, определяющий управляющее воздействие, соответствующее текущим значениям контролируемых параметров.

Во всех вариантах реализации должно быть обеспечено подключение автопилота к бортовой информационной сети, которая обеспечивает возможность оперативной реконфигурации системы управления при отсутствии (отказе) отдельных её элементов. Сетевая распределенная архитектура с унификацией транспортного уровня информационного обмена также упрощает совместимость технических и программных

решений по отдельным блокам и подсистемам комплекса и позволяет реализовать гибкий информационный обмен этих подсистем с пунктом дистанционного управления. С учетом особенностей универсального спасательного ТС, наиболее перспективным вариантом организации бортовой сети является использование протоколов NMEA («National Marine Electronics Association»), широко применяемых для связи морского оборудования. Стандарт NMEA2000 регламентирует как физический уровень сети (5-ти проводная линия, включая питание), так и формат передачи данных. Сеть NMEA2000 опирается на протокол DeviceNet, который описывает формат передачи данных для сетей, построенных по принципу CAN (Controller Area Network). Шина CAN – синхронная шина, с типом доступа Collision Resolution (CR), который в отличие от Collision Detect (CD) сетей (например Ethernet) детерминировано (приоритетно) обеспечивает доступ на передачу сообщения. Передача ведётся кадрами. Полезная информация в кадре состоит из идентификатора и поля данных длиной от 0 до 8 байт. Идентификатор говорит о содержимом пакета и служит для определения приоритета при попытке одновременной передачи несколькими сетевыми узлами.

Шина CAN обеспечивает гарантированную доставку сообщений, однако передаваемая информация крайне ограничена по объему (кадр 8 байт) и скорость передачи зависит от длины линии, то есть от размеров судна. В целом, для небольших судов скорость передачи информации не превышает 500 кбит/с в режиме жёсткого реального времени с учётом приоритета сообщений.

7.5 Разработка методики оценки и выбор критериев эффективности управления спасательным транспортным средством, выполняющим эвакуацию персонала нефтегазодобывающей платформы

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 роторами может произойти смещение 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 7.3) [7.16].

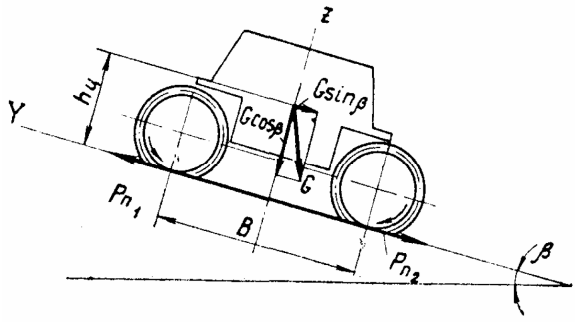


Рисунок 7.3 – Движение роторно-винтовой машины по наклонной поверхности

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 7.3) 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 7.4 приведены некоторые частные случаи поворота роторно-винтовых машин.

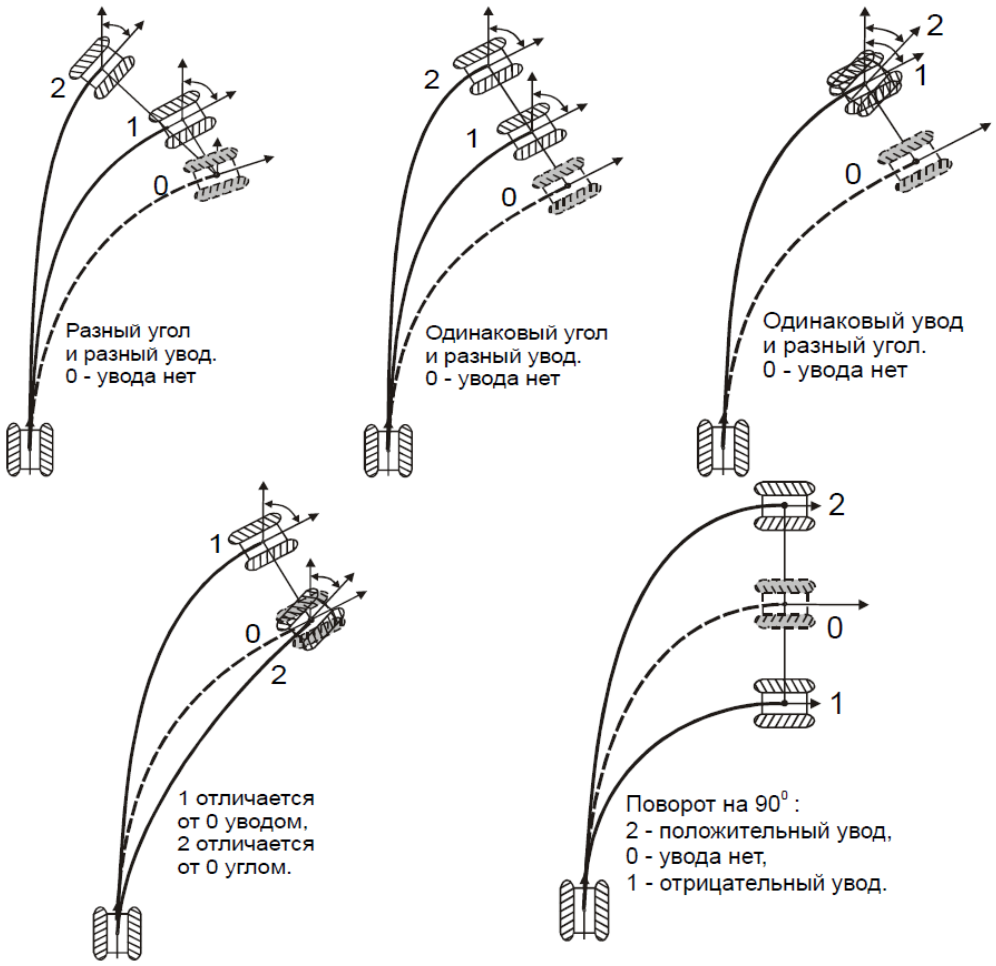


Рисунок 7.4 – Схематичное представление частных случаев поворота роторно-винтовых машин

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.

7.6 Выбор элементной базы для автопилота транспортного средства

Выше отмечалось, что в состав автопилотов ТС, по характеристикам близких к проектируемому СТС, включают обычно вычислитель, приводную часть, дисплей. Привода будут выбираться, исходя из общих требований к СТС, а специальные дисплеи широко представлены на рынке. Таким образом, наибольший интерес представляет выбор элементной базы вычислителя.

На данном этапе исследований нужно рассматривать три варианта реализации вычислителя: на базе обычного процессора, на базе специализированного процессора и на базе нейрочипов.

Вычислитель на базе обычного процессора может иметь архитектуру x86 или ARM.

Центральные процессоры x86 – это микропроцессоры, поддерживающие одноимённый набор инструкций и обладающие микроархитектурой, производной от IA-32, то есть Intel Architecture 32-бит. Чипы построены на основе архитектуры CISC (Complex Instruction Set Computing, то есть "с полным набором инструкций"), в которой каждая инструкция может выполнять сразу несколько низкоуровневых операций.

ARM-процессоры – 32-битные чипы на базе архитектуры RISC (Reduced Instruction Set Computer), то есть с сокращённым набором команд. В основу этой архитектуры положена идея повышения быстродействия за счёт максимального упрощения инструкций и ограничения их длины.

В качестве прототипа специализированного процессора можно указать курсовой компьютер автопилотов Raymarine, представленный на рынке семейством SPX. Наиболее современные SPX-40 разработаны для интеграции со всеми бортовыми системами, базирующимися на технологии CAN. Новые компьютеры SPX-40 представляют собой интеграцию автопилота и пропульсивной системы. Созданный по инновационной технологии SPX-CAN, автопилот SPX-40 предоставляет все

преимущества Raymarine AST (Advanced Steering Technology) для систем ZF-Marine Steer Command. Компьютер SPX-40 соединяется непосредственно с блоком управления по шине CAN без дополнительных интерфейсных блоков. Подключение к многофункциональным дисплеям и индикаторным системам осуществляется по специальной патентованной шине SeaTalk.

Элементной базой перспективных нейровычислителей являются нейрочипы. Их производство ведется во многих странах мира, причем большинство из них на сегодня ориентированы на закрытое использование (т.е. создавались для конкретных специализированных управляющих систем).

Процессорные матрицы (систолические процессоры) – это чипы, обычно близкие к обычным RISC процессорам и объединяющее в своем составе некоторое число процессорных элементов, вся же остальная логика, как правило, должна быть реализована на базе периферийных схем.

В отдельный класс следует выделить так называемые нейросигнальные процессоры, ядро которых представляет собой типовой сигнальный процессор, а реализованная на кристалле дополнительная логика обеспечивает выполнение нейросетевых операций (например, дополнительный векторный процессор и т.п.).

В таблице 7.3 приведены сводные данные по производительности некоторых, наиболее интересных, коммерчески доступных нейропроцессоров Производительность определена в единицах ММАС – миллионов умножений с накоплением в секунду [7.17-7.19].

Для оценки производительности нейровычислителей используются следующие показатели:

– CUPS (connections update per second) – число измененных значений весов в секунду (оценивает скорость обучения).

– CPS (connections per second) – число соединений (умножений с накоплением) в секунду (оценивает производительность).

– CPSPW = CPS/Nw, где Nw – число синапсов в нейроне.

– CPPS – число соединений примитивов в секунду, CPPS=CPS*Bw*Bs, где Bw, Bs – разрядность весов и синапсов.

Таблица 7.3 – Характеристики нейрочипов

Наименование нейрочипа	Конфигурация	CPS	CPSPW	CPPS	CUPS
NLX420	32-16, 8 bit mode	10M	20K	640M	-
100 NAP	4 chips, 2M wts, 16 bit mantissa	250M	125	256G	64M
WSI (Hitachi)	576 neuron Hopfield	138M	3.7	10G	-
N64000 (Inova)	64-64-1, 8 bit mode	871M	128K	56G	220M
MA16	1 chip, 25MHz	400M	15M	103G	-
ZISC036	64 8 bit element inp. Vector	-	-	-	-
MT19003	4-4-1-, 32 MHz	32M	32M	6.8G	-
MD1220	8-8	9M	1M	142M	-
NI 1000	256 5 bit element inp. Vector	40 000 vec in sec.	-	-	-
L-neuro-1	1-chip, 8 bit mode	26M	26K	1.6G	32M
NM6403	8 bit mode, 50MHz	1200M	150M	77G	-

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

Проведенные исследования являются фундаментальным заделом для создания универсального многофункционального спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа.

Проведен анализ известных конструкций автопилотов транспортных средств, что позволило определить пути технической реализации специализированного автопилота. В результате работ разработана методика оценки и выбор критериев эффективности управления спасательным транспортным средством, выполняющим эвакуацию персонала нефтегазодобывающей платформы. Предложена элементная база для создания автопилота универсального спасательного средства.

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 7.5 и 7.6.

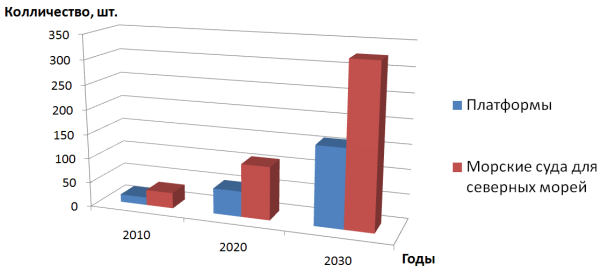


Рисунок 7.5 – Прогноз потребности в универсальном спасательном средстве на период до 2030г.

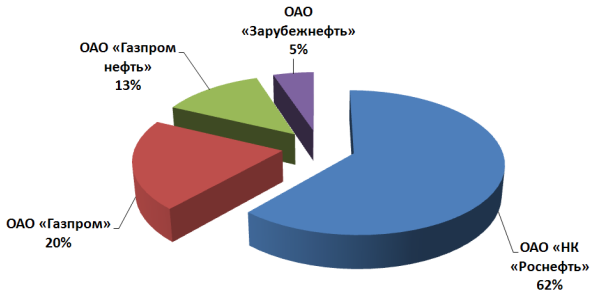


Рисунок 7.6 – Прогноз структуры потребности в универсальном спасательном средстве

С учетом вышесказанного можно утверждать, что разрабатываемое универсальное многофункциональное спасательное средство 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 могут быть 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 могут быть использованы в курсах лекций, практических и лабораторных занятиях следующих дисциплин: «Ледорезные машины», «Управление роботами и робототехническими системами».

7.8 Обобщение и оценка результатов исследований

Для разработки технического облика универсального многофункционального спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа была предложена методика проведения исследований, включающая в себя обзор природно-климатических условий Арктического шельфа, сбор и анализ информации об известных конструкциях автопилотов транспортных средств 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.

Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о применяемых автопилотах на транспортных средствах и анализ их известных конструкций позволил определить пути технической реализации специализированного автопилота. Предложенный вариант комплектования автопилота элементной базой обусловлен тяжелыми природно-климатическими условиями своего применения.

Разработана методика и критерии оценки эффективного управления спасательным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, характерным для арктических зон.

Результаты НИР могут быть использованы в учебном процессе Автомобильного института НГТУ и войти 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.

8 Исследование необходимых систем жизнеобеспечения для универсального спасательного средства

8.1 Анализ существующих систем спуска спасательных средств

Существующие системы спуска таких наиболее распространенных и эффективных коллективных спасательных средств как шлюпки можно разделить на два основных вида это спускаемые и спускаемые свободным падением.

К системам спуска коллективных спасательных средств устанавливаются следующие основные требования [8.1]:

– шлюпки на судне установлены так, чтобы время спуска на воду было минимальным, а также 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).

Для спуска шлюпки с борта судна на воду и подъема ее на борт судна используются шлюпбалки – устройства, включающие в себя стрелы, опорные конструкции, шлюпочные тали и лебедку. Верхние блоки шлюпочных талей закреплены на ноках (верхних концах) стрел шлюпбалок. Между верхним и нижним блоками талей заведен растительный, синтетический или стальной трос – лопарь.

Каждую шлюпку обслуживают две шлюпбалки, на талях которых шлюпка постоянно подвешена за откидные подъемные гаки. Шлюпки крепятся по-походному с помощью специальных оттяжек – найтовов, нижняя часть которых соединена с палубой. Для быстрой отдачи найтовы снабжены глаголь-гаком – складным крюком, откидной носок которого удерживается подвижным кольцевым звеном.

Спуск шлюпки складывается из двух этапов: вываливания, т. е. выноса шлюпки за пределы палубы судна, и вертикального спуска на воду. Вертикальный спуск всегда осуществляется травлением лопаря шлюпочных талей.

Для спуска спасательных шлюпок используются только гравитационные шлюпбалки, самопроизвольно вываливающиеся под действием веса шлюпки. Шлюпка вываливается либо поворотом стрел вокруг одного или нескольких шарниров, либо движением стрел вместе со шлюпкой на катках по направляющим.

Одношарнирная шлюпбалка вываливает шлюпку поворотом стрелы относительно шарнира, совмещенного со шпором (опорным концом) стрелы, до упора на палубе.

У двухшарнирной шлюпбалки поворот верхней части стрелы продолжается относительно промежуточного шарнира.

Склоняющаяся и скатывающаяся шлюпбалки имеют катки, на которых стрелы перемещаются по направляющим опорной конструкции; у склоняющейся каток каждой шлюпбалки движется по своей направляющей, а у скатывающейся – по общей направляющей.

Спусковой механизм должен быть устроен так, чтобы его мог приводить в действие один человек с места, расположенного на палубе судна, а также из самой шлюпки. Спусковое устройство должно быть оборудовано тормозами, способными останавливать спуск шлюпки и надежно удерживать ее, когда она нагружена полным количеством людей и снабжения. Спуск шлюпки должен происходить только тогда, когда оператор воздействует на рукоятку тормоза. Если рукоятка отпущена, спуск прекращается.

Подъемно-спусковое устройство обеспечивает подъем спасательной шлюпки вместе с ее командой. Его запас прочности должен быть не менее шестикратного.

Тросовый спуск шлюпки.

Спусковое устройство со всеми относящимися к нему механизмами должно обеспечивать безопасный спуск спасательных и дежурных шлюпок с их полным снабжением при дифференте до 10^{o} и крене до 20^{o} на любой борт как с полным количеством предусмотренных для шлюпки людей, так и без людей. На нефтяных танкерах, танкерах-химовозах и газовозах спусковые устройства должны обеспечивать спуск спасательных шлюпок с накрененного борта при конечном угле крена.

На грузовых судах валовой вместимостью 20 тыс. рег. т и более должна быть предусмотрена возможность спуска спасательных шлюпок на переднем ходу судна, следующего со скоростью до 5 уз, на тихой воде с использованием в необходимых случаях фалиней.

Применительно к системам спуска коллективных спасательных средств спускаемых на лопарях устанавливаются следующие требования. 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 8.1). 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 8.2).

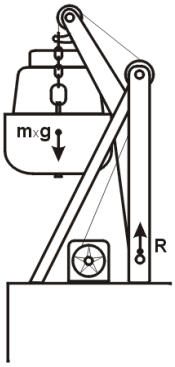


Рисунок 8.1 – Принципиальное устройство системы спуска шлюпки

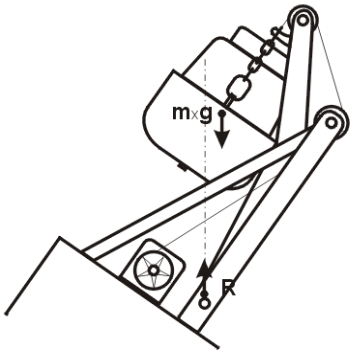


Рисунок 8.2 – Влияние крена на возможность спуска

На рисунке 8.3 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).

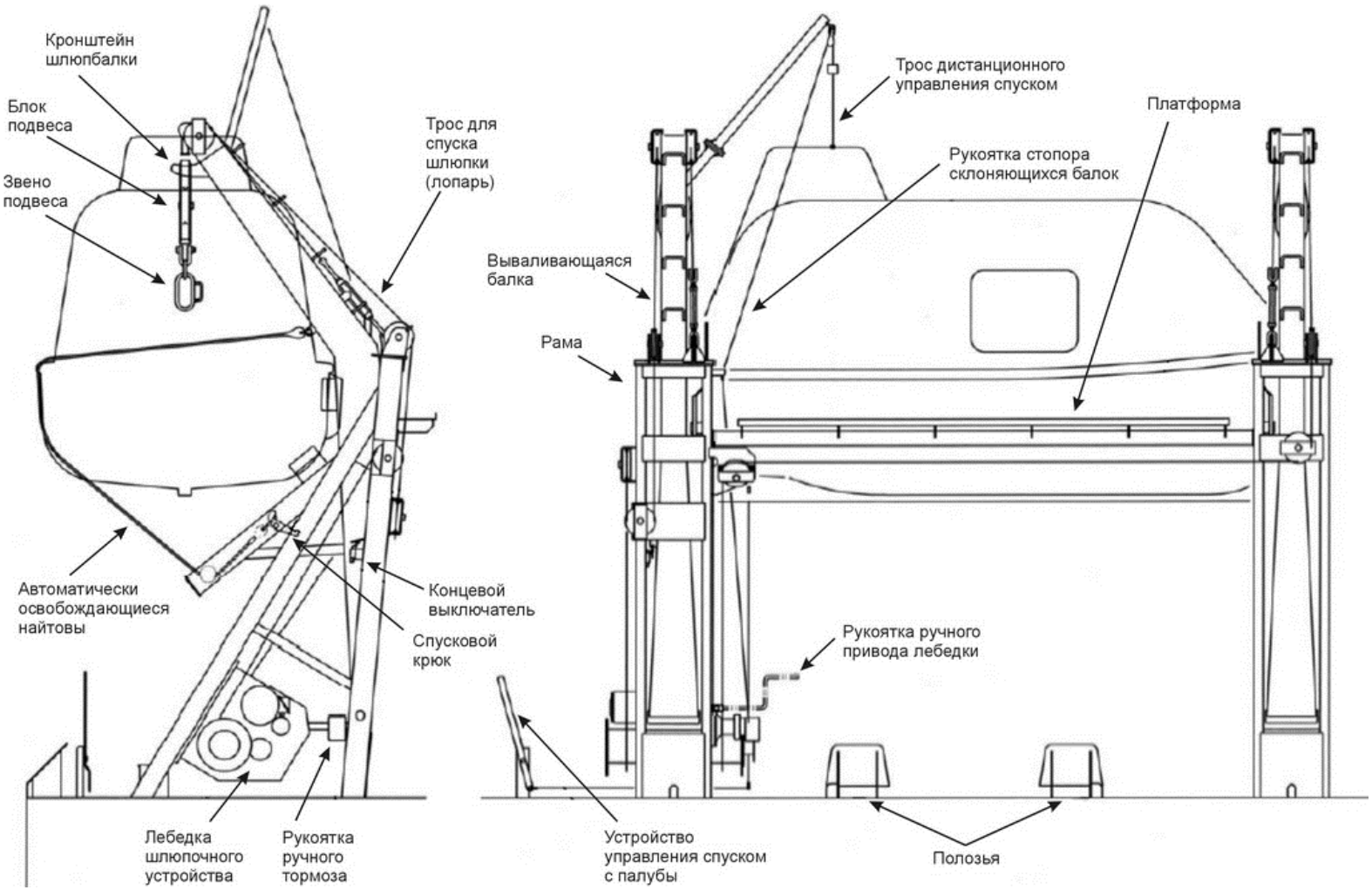


Рисунок 8.3 – Схема установки спасательной шлюпки, спускаемой на лопарях

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 8.4):

– носовой и кормовой гаки;

– устройство управления разобщением;

– гидростатический блокиратор;

– тросы, обеспечивающие передачу усилий.

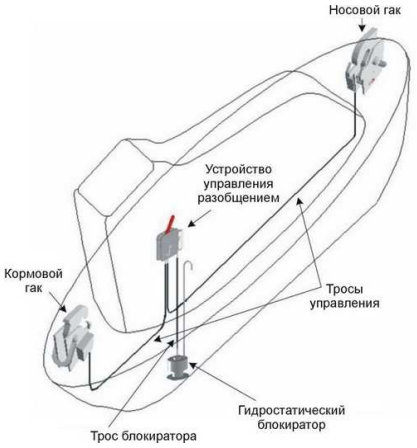


Рисунок 8.4 – Пример схемы разобщающего устройства

Рисунок 8.5 – Гак спасательной шлюпки

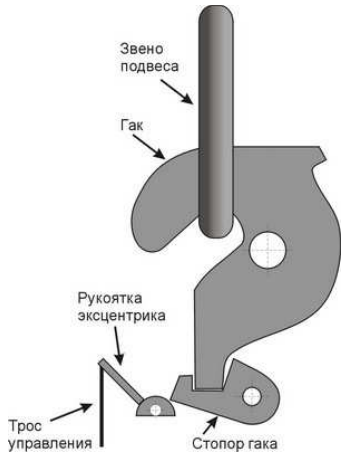


Рисунок 8.6 – Схема устройства гака спасательной шлюпки

В отличие от прочих грузовых устройств гаки (рисунки 8.5, 8.6) разобщающего устройства спасательной шлюпки являются не продолжением грузового троса, а частью конструкции шлюпки [8.1]. 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.

Шлюпки, спускаемые методом свободного падения.

Спуск шлюпки методом свободного падения с наклонной площадки имеет определенные преимущества перед спуском с помощью шлюпбалок: при спуске шлюпка не подвержена ударам о борт судна; она может быть спущена на воду на ходу судна; после сбрасывания шлюпка удаляется от судна на значительное расстояние, чем уменьшается риск ее попадания в разлитые и горящие на воде нефтепродукты.

При падении шлюпки и ударе ее об воду люди, находящиеся в ней, испытывают кратковременную перегрузку. Шлюпка оборудуется креслами, уменьшающими влияние динамических перегрузок на организм сидящих в них людей. Человек, находящийся в кресле, располагается спиной к направлению движения шлюпки при ее падении. Кресла подбиты мягким материалом для защиты туловища и бедер, снабжены подголовником и ремнями безопасности, которые должны надежно удерживать человека массой до 100 кг, даже когда шлюпка находится в перевернутом положении. Кресла не должны мешать работе со средствами приведения шлюпки в движение и другим оборудованием.

Не рекомендуется надевать спасательные жилеты до тех пор, пока шлюпка не будет спущена на воду.

Устройство, разобщающее шлюпку от наклонной плоскости, должно состоять из двух независимых систем, приводимых в действие изнутри шлюпки; оно должно быть защищено от случайного использования.

Шлюпка рассчитана на сбрасывание в воду с неработающим двигателем при дифференте судна до 10° и крене на любой борт не менее 20°. Шлюпка должна быть достаточно прочной, чтобы, когда она закреплена на спусковом устройстве, выдерживать нагрузку, в 1,5 раза превышающую ее вес вместе с полным количеством людей и снабжения, а также силы, действующие на нее во время спуска свободным падением с полным количеством людей и снабжения с высоты, в 1,3 раза превышающей допустимую высоту.

Шлюпки, спускаемые свободным падением, (рисунок 8.7) 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.

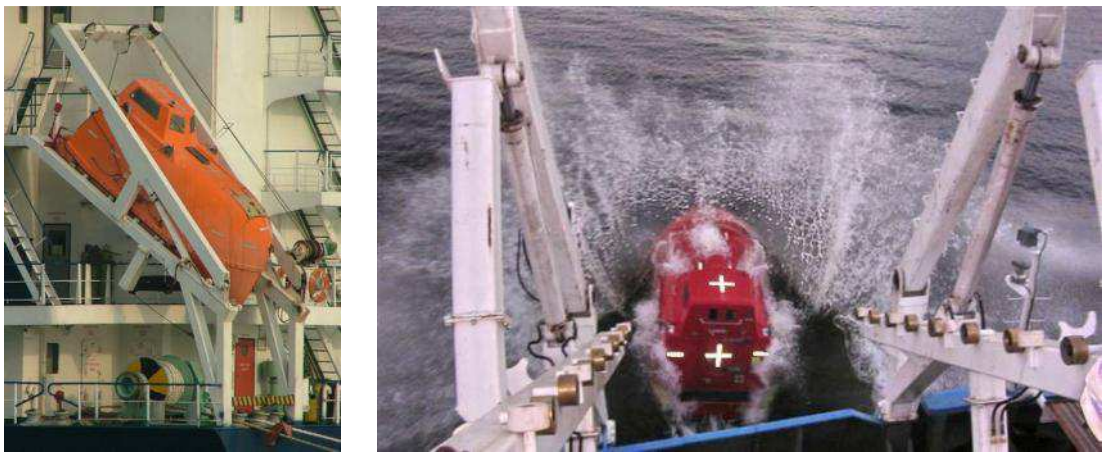


Рисунок 8.7 – Свободнопадающие шлюпки

От скатывания её удерживают два независимых механизма (рисунки 8.8, 8.9): 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.

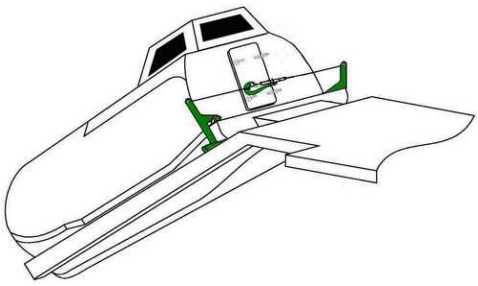


Рисунок 8.8 – Захваты шлюпки

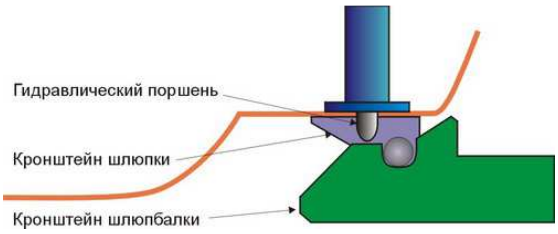


Рисунок 8.9 – Удерживающее устройство

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.

Сбрасывание и раскрытие надувного спасательного плота.

Надувной спасательный плот хранится на судне упакованным в контейнер (рисунок 8.10). Масса плота вместе с контейнером не должна превышать 185 кг. Плот удерживается на подставке найтовом с глаголь-гаком; найтов прикреплен к гидростатическому

разобщающему устройству. Коренной конец фалиня (пускового линя), выведенный из контейнера, должен быть закреплен на судне [8.2].

Рисунок 8.10 – Контейнер надувного спасательного плота

Для использования плота по назначению необходимо освободить контейнер от найтова, отдав глаголь-гак, проверить, закреплен ли на судне пусковой линь, поднести или подкатить контейнер к борту и сбросить в воду. Для надувания плота нужно выбрать слабину фалиня и резко дернуть за него. Откроется клапан баллона с углекислым газом. Камеры плавучести и дуги наполнятся газом, плот освободится от контейнера и примет свою форму. Процесс сбрасывания и раскрытия надувного спасательного плота показан на рисунке 8.11.

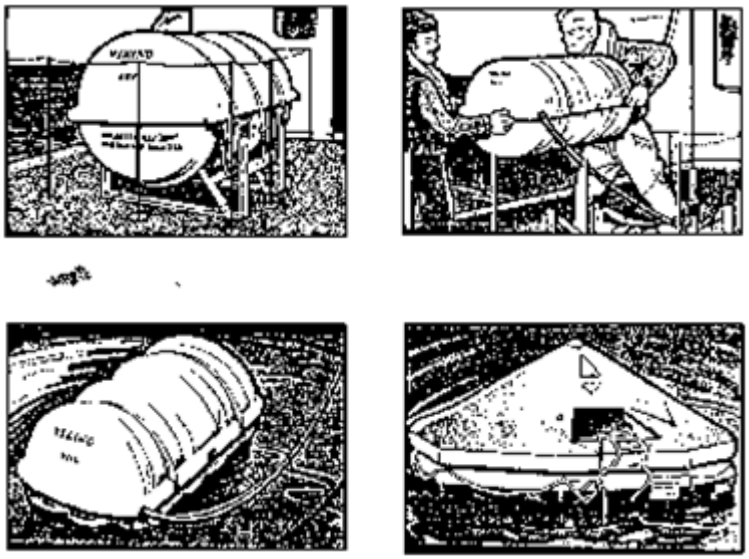


Рисунок 8.11 – Сбрасывание и надувание спасательного плота

Надувание плота должно происходить в течение одной минуты при температуре окружающей среды от 18 до 20 ºС и в течение 3 мин при температуре -30 ºС.

Если найтов не был отдан и контейнер с надувным плотом затонул вместе с судном, то на глубине не более 4 м гидростатическое устройство срабатывает от давления воды и

автоматически разобщает плот от судна. Контейнер, имеющий положительную плавучесть, всплывает на поверхность воды.

Если система газонаполнения не была приведена в действие рывком за фалинь, то она срабатывет при вытягивании фалиня из контейнера на полную длину.

Плот остается соединенным с судном фалинем, разрывное усилие которого, в зависимости от вместимости плота, лежит в пределах от 7,5 до 10 кН. У места крепления на судне фалинь имеет слабое звено. Оно не должно разрываться при вытягивании линя из контейнера, имеет достаточную прочность для срабатывания системы газонаполнения и разрывается при натяжении с усилием 2,2 плюс-минус 0,4 кН, что обеспечивает предотвращение затягивания плота в воду при погружении судна.

Выводы.

Таким образом, перспективное высокоэффективное универсальное коллективное спасательное средство должно быть оборудовано системой спуска на воду, удовлетворяющей как основным требованиям к таким системам, так и специализированным требованиям, предъявляемым к конкретной системе. С учетом того, что предлагаемое высокоэффективное спасательное средство с роторно-винтовым движителем будет иметь принципиальные отличия от существующих спасательных средств необходимо рассмотреть возможность изменения и совершенствования существующих систем спуска при обеспечении выполнения всех существующих требований к их надежности и безопасности эксплуатации.

8.2 Разработка вариантов комплектования техническими средствами

Комплектование СТС техническими средствами в первую очередь определяется Правилами классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок и морских стационарных платформ (Бюллетень изменений и дополнений № 3-2004 г.) Российского морского регистра судоходства, в части II «Спасательные средства плавучих буровых установок (ПБУ) и морских стационарных платформ (МСП)». Кроме того, весь персонал ПБУ (МСП) должен обеспечиваться индивидуальными средствами спасения, которые, что особенно важно для Арктического региона, должны позволить продержаться на воде до подхода спасателей в установленное время.

Проектируемое СТС по своим характеристикам близко к спасательным лодкам и на него могут быть распространены соответствующие требования.

Во-первых, совокупная вместимость должна обеспечивать спасение 200% персонала платформы.

Во-вторых, время нахождения эвакуируемого персонала в СТС будет достаточно продолжительным вследствие удаленности платформ от пунктов базирования

спасательных сил. Во избежание переохлаждения людей необходимо предусмотреть дублированные обогревательные системы.

В-третьих, должны быть предусмотрены средства безопасного спуска СТС (или людей) на лед. Это могут быть шлюп-балки или желоба типа Skyscape [8.3, 8.4]. Спускные желоба как средство эвакуации имеют преимущество в периоды, когда лед крепкий, т.е. с января по май.

Наконец, необходимо рассмотреть вариант спуска СТС на лед при помощи специальной спусковой системы. В качестве спусковой системы для спасения персонала МЛСП в отечественных УСС может быть применена система с телескопическими выдвижными балками аналогичная предлагаемой для спуска вездехода «Арктос».

Отличительной особенностью такой системы спуска, является наличие интеллектуальной системы управления процессом спуска, обладающей развитыми информационными и алгоритмическими средствами, такими как:

– технические средства определения углов крена и дифферента платформы;

– телевизионный комплекс с обеспечением ночного видения;

– эхо- и радиолокация для анализа окружающей обстановки во время спуска;

– автоматическое определение траектории спускаемого объекта при эвакуации.

Зарубежных аналогов, обладающих сопоставимыми техническими возможностями на данный момент времени не существует. Рассмотрим основные компоненты технического облика системы автоматизированного безопасного спуска.

В качестве системы контроля крена и дифферента для морской буровой платформы может быть рекомендована система TSS/HT Control [8.5]. Она предназначена для измерения статических углов крена и дифферента и выдачи управляющих сигналов в систему контроля и управления (СКУ). Система TSS/HT Control соответствует требованиям «Правил классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок и морских стационарных платформ» и «Правил классификации и постройки морских судов» Морского Регистра РФ.

Пространственное восстановление рабочей зоны и определение препятствия на траектории спуска может быть обеспечено комплексом из нескольких телевизионных камер и структурированной подсветки [8.6], трехмерным лазерным сканирующим комплексом, либо комбинацией этих методов.

Для систем технического зрения со структурированной подсветкой характерна сравнительно меньшая дальность, ограниченная мощностью источника опорной подсветки. Однако эти системы менее чувствительны к условиям внешнего освещения,

они обеспечивают высокую скорость измерений с эффективными алгоритмами обработки данных и существенно дешевле трехмерных лазерных сканеров.

Трёхмерный лазерный сканер – это прибор нового поколения, позволяющее получить 3D модель любого предмета на основе данных, полученных после анализа данного объекта. После процесса 3D сканирования все необходимые данные о строении и форме изучаемого объекта поступают в компьютер, где происходит анализ полученных данных и построение точной компьютерной модели объекта. Активный бесконтактный трёхмерный лазерный сканер не требует специального освещения, принцип работы трёхмерного лазерного сканера основан на выявлении достаточного количества точек в трёхмерной системе координат X, Y, и Z. Измерение размеров и особенностей геометрии объекта совершается с помощью дальномера. Дальномер совершает до нескольких сотен и тысяч измерений в секунду, запоминая и отправляя данные по каждому измерению. Луч лазера отклоняется по вертикали при помощи шагового электромотора с зеркалом, по горизонтали же отклонение происходит при вращении самого сканера. Все данные об измерениях, а так же снимки переходят в портативный компьютер, данные и поверхность сканируемой детали запоминаются, анализируются и выводятся на экран в виде трёхмерного изображения. С помощью компьютера можно управлять процессом сканирования, выбирать разрешение и необходимые области для уточнения детализации, сохранять и изменять полученные с помощью трёхмерного лазерного сканера данные. Для уточнения данных и объединения облаков точек используются специальные светоотражающие марки, заранее закрепляющиеся в определённых точках. 3D сканирование позволяет добиться высокой скорости получения данных об объекте и одновременно с этим повышенной информативности. В то же время, это относительно более дорогие и более чувствительные к внешним условиям (например, к температуре) устройства.

Учитывая положительные и отрицательные свойства различных вариантов системы технического зрения, мы приходим к выводу о целесообразности разработки комбинированной системы.

В качестве видеокамеры для экстремального видеонаблюдения целесообразно применение в составе СТЗ тепловизоров и камер день/ночь. На рынке имеется большое количество таких приборов, в том числе, в исполнении УХЛ с рабочими температурами от -45°С.

Дополнительным средством оценки обстановки является радио- или эхолокатор.

8.3 Разработка вариантов комплектования технических средств теленаблюдения и алгоритмов видеоаналитики, предназначенных для использования в системе спуска в тяжелых климатических условиях северных широт

Оптимальным вариантом использования технических средств теленаблюдения является создание аппаратно-программного комплекса «улучшенного видения» (Enhanced Vision Systems, EVS). В состав такой системы входят 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.

В данной задаче применение лазерных сканирующих дальномеров, позволяющих получить пространственное представление об окружающей сцене с высокой точностью, ограничено условиями применения этих приборов по температуре (диапазон ограничен снизу значением -10 градусов). За счет использования структурированной подсветки и комплексирования телевизионных изображений, получаемых от разных камер, возможно, тем не менее, добиться точности восстановления окружающей сцены, достаточной для безопасного обхода препятствий. Достаточной точностью будем считать дискрету, равную половине критического размера ТС, это позволит преодолевать проходы, сравнимые с удвоенным размером ТС и, в то же время, не совершать излишне широких маневров при движении вдоль края препятствий.

С учетом условия применения, комплекс средств теленаблюдения универсального спасательного ТС должен включать в свой состав:

– гиро-стабилизированные черно-белые и цветные цифровые всепогодные корпусные телекамеры;

– обзорную поворотную телекамеру с изменяемым фокусным расстоянием (PTZ);

– средства структурированной подсветки;

– коммутаторы;

– специализированные процессоры для предварительной обработки видеоизображений;

– центральный процессор СТЗ;

– видеорегистраторы.

На этапе проектирования необходимо рассмотреть вариант использования всепогодных IP-камер в защищенном исполнении. Для организации бортовой сети

телевизионного наблюдения с развитыми функциями комплексной обработки видеоизображений IP-камеры предоставляют следующие преимущества:

– простота подключения к сети и организации доступа. Информация может быть получена не только на центральном пульте, но и на мини-пультах или индивидуальных пультах без создания дополнительной кабельной структуры и дополнительных коммутаторов;

– возможность распределенной интеллектуальной обработки цифровых видеопотоков, включая возможность использования видеопроцессоров, интегрированных с камерой;

– высокое качество записи видеоархива;

– легкая масштабируемость сети СТЗ, быстрое подключение дополнительных камер или оперативное отключение ненужных;

– возможность локального увеличения разрешения до мегапиксельного при необходимости различить детали изображения;

– упрощение организации электропитания камер за счет использования стандарта питания по сети Ethernet (Power over Ethernet);

– возможность простой оперативной организации беспроводной передачи видео (например, на борт взаимодействующего ТС) за счет стандарта WIFI;

– значительное упрощение структуры кабельной сети (по одному кабелю Ethernet, оптоволокно, ADSL может передаваться сигнал от нескольких IP-камер).

Основным методом определения позиции и ориентации СТС относительно элементов конструкции предлагается считать метод с использованием реперов.

При наличии ТВ-камеры положение объекта в пространстве относительно неё может быть однозначно определено с помощью как минимум 4-х реперных точек объекта, составляющих так называемый «реперный тетраэдр». Использование трех реперных точек в общем случае дает неоднозначный результат. На стадии предварительной обработки кадра изображение каждой реперной точки должно быть обнаружено и идентифицировано. При этом пиксельные координаты на ТК изображений реперных точек должны быть определены с максимально возможной точностью – от этого в большой степени зависит точность оценки позиции объекта. При наличии более 4-х реперных точек точность оценки позиции объекта естественно возрастает.

Для повышения надежности определения реперных точек в сложных условиях наблюдения они либо связываются с хорошо различимым пространственным элементом - маркером, либо выполняются в виде хорошо различимых точечных элементов – маячков. Маркеры могут быть естественными и искусственными, маячки, как правило –

искусственный элемент (хотя и не обязательно специально предусмотренный для работы СТЗ). Особым конструктивным элементом, специально предназначенным для решения задач наведения и целеуказания, являются мишени.

Наиболее распространенным примером искусственных маркеров для СТЗ являются графические маркеры. Как правило, эти маркеры выполняются в виде хорошо различимых символов на контрастном фоне. Для определения реперных точек с помощью системы графических маркеров в общем случае необходимо:

– выполнить поиск зон маркеров (например, с помощью бинаризации);

– выделить связные области, то есть выполнить группировку пикселей на основании их пространственной связности;

– выделить контуры;

– определить форму контуров и сопоставить с известным шаблоном;

– определить реперные точки, соответствующие данному маркеру.

Алгоритм распознавания и позиционирования объекта, снабженного подобной маркерной системой, имеет следующую последовательность:

– обнаружение маркеров на изображении, сегментация зон их расположения – зон обнаружения (ЗО);

– сглаживающая фильтрация в ЗО;

– бинаризация изображений в ЗО;

– утончение выделенных областей в ЗО;

– распознавание маркеров;

– распознавание объекта (идентификация маркерной системы);

– позиционирование объекта.

Рисунок 8.12 демонстрирует результаты поэтапных процедур обработки изображения для обнаружения, распознавания и позиционирования на примере объекта, снабженного 4-мя маркерами.

Последовательность обработки представлена на рисунке в следующем порядке: слева направо и сверху вниз.

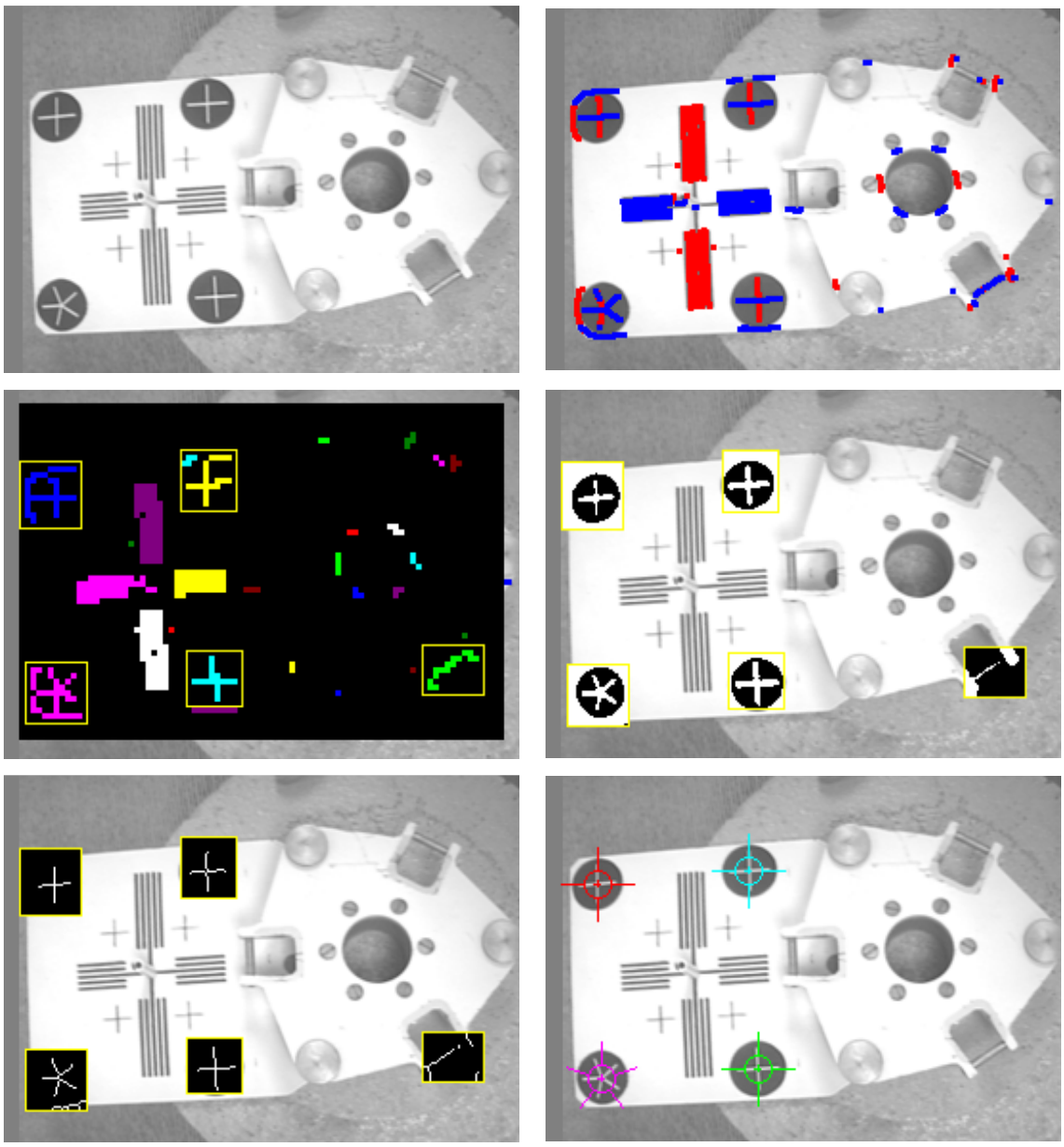


Рисунок 8.12 – Результаты поэтапных процедур обработки изображения на примере зоны с 4-мя маркерами

Слева в 1-м ряду показано исходное изображение такелажного элемента с маркерами. Справа в 1-м ряду показано изображение с выделенными особыми точками (красным цветом отмечены особые точки – пики яркости в горизонтальном направлении, а синим цветом отмечены особые точки – пики яркости в вертикальном направлении). Слева во 2-м ряду представлен результат процедуры обнаружения маркеров с выделением зон их возможного расположения (ЗО). Данная процедура реализуется путем сегментации компактных множеств (кластеров) особых точек с ограничивающей их прямоугольной зоной приближенно квадратной конфигурации. Наименьшим элементом изображения в данном случае является квадрат n×n пикселей (например, 4×4) с плотностью особых точек

выше определенного порога. Кластеры особых точек представляются в виде связных множеств указанных элементов изображения (на данном рисунке разные кластеры отмечены разными цветами). Во 2-м ряду справа представлен результат бинаризации фрагментов изображения в выделенных ЗО. В каждой ЗО вычисляется свой порог бинаризации. В 3-м ряду слева представлен результат процедуры утончения выделенных областей на бинарном изображении в ЗО. В 3-м ряду справа представлен конечный результат процедуры распознавания маркеров и идентификации данной маркерной системы (5-лучевой маркер – это маркер «D», а остальные по часовой стрелке – маркеры «A», «B», «C»). В данной процедуре в каждой ЗО сначала выделяются связные контуры, с топологией соответствующей строению маркеров, а затем по числу исходящих от центральной точки лучей идентифицируется вид маркера.

Достоинствами данного метода являются:

– технологическая простота (не требуется дополнительное питание в зоне маркера);

– возможность оценки всех шести параметров позиции МКС;

– относительно небольшая погрешность вычисляемых параметров позиции объекта.

Недостатками данного метода являются:

– необходимость хорошего освещения пассивных маркеров;

– требование хорошей оптической резкости ТВ-кадров;

– требование отсутствия помех в зонах маркеров.

Эти недостатки парируются при использовании активных маркеров (например, на базе светодиодов). Поиск их местонахождения в кадре выполняется путем бинаризации исходного кадра с высоким порогом, соответствующим яркости маячка, либо путем анализа цветового спектра. Реперные точки по маячкам определяются, как центр соответствующего светового пятна. По своим оптическим свойствам (спектр, яркость и пр.) маячки должны обладать свойствами, позволяющими их надежно выделять и распознавать. Расположение маячков должно соответствовать маркерной системе, позволяющей производить оценку параметров позиции объекта с необходимой точностью.

Повысить точность можно и с помощью специальных мишеней, т.е. комбинаций маркеров.

В общем случае, система реперных точек (СРТ), принимающая участие в процедуре позиционирования, должна удовлетворять условиям:

а) СРТ должна содержать не менее 4-х точек, желательно не лежащих в одной плоскости;

б) во время ТВ-съемки при любых допустимых ракурсах СРТ должна быть в обзорном поле ТВ-камеры наблюдения и занимать существенную часть ТК (не менее 1/8 части ТК);

в) СРТ должна допускать идентификацию каждой точки по тем или иным признакам.

8.4 Разработка обобщенной структуры и алгоритмов функционирования интеллектуальной системы управления спуском, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов

Последовательность функционирования ПСА БС можно представить следующим образом:

– формирование задания, исходя из конкретной обстановки (крен и дифферент МЛСП, состояние её конструкций, эвакуируемого персонала и МП);

– отработка движения СПУ и УСС с учетом специфики сформированного задания;

– обеспечение оценки относительного положения УСС на гаке СПУ, борта (выступающих конструкций) МЛСП и неровностей (гребней волн) МП;

– оценка состояния эвакуируемых в УСС (с использованием специальных датчиков и/или речевой связи);

– выдача задания на посадку в УСС (эвакуационный модуль);

– корректировка исходного задания с учетом состояния эвакуируемых.

Высокая устойчивость к неисправностям элементов системы, автономность АСУ БС, 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 ПСА БС, включая задачи планирования траектории спуска и торможения в реальном масштабе времени предлагается организовать на базе иерархической, многоуровневой системы управления с реализацией супервизорного управления на верхнем уровне.

В составе СУД выделяются следующие основные подсистемы:

а) «технологические операции» (ТОП), обеспечивающие логику функционирования СУД, согласно поступающим целеуказаниям с верхнего уровня. С учетом специфики задачи, основным элементом, задающим целевое положение, будет в данном случае СТЗ;

б) «построение программных траекторий» с учетом требований на гладкость движения, конструктивных ограничений и субоптимальных по времени;

в) «отслеживание траекторий» – формирование управлений с учетом динамики механической системы ПСА БС;

г) «управление от рукояток» – основанное на решении «обратной кинематической задачи» для положений формирование управлений в случае управления оператором от рукояток при разных способах управления (например, в режиме обучения).

Пример обобщённой структуры распределенной бортовой интеллектуальной системы управления спуском УСС при помощи ПСА БС представлен на рисунке 8.13.

Для аппаратной реализации приведенных схем, оптимальной является сетевая структура, объединяющая разнородные системы: системы жесткого реального времени, системы мягкого реального времени и системы не связанные с временными параметрами конкретного объекта. Отдельные модули и подсистемы АСУ БС и УСС объединяются на информационном уровне посредством интеграции стандартных технологий обмена, хорошо себя зарекомендовавших в практическом использовании [8.7].

Стыковка элементов распределенной системы управления осуществляется с помощью стандартных сетевых интерфейсов на аппаратном уровне и стандартных протоколов – на программном уровне. Элементы системы, соединенные стандартным сетевым интерфейсом, могут находиться в одном конструктиве или распределены по объекту.

Такая организация при проектировании систем управления обладает следующими преимуществами:

– легкая расширяемость, гибкая архитектура системы;

– высокая надежность – для подключения к сетевому интерфейсу требуется небольшое количество проводов, легко обеспечивается гальваническая развязка элементов системы;

– малые сроки разработки, в том числе при модернизации, т.к. большая часть аппаратных и программных средств не требует модификации;

– легкость тестирования и отладки;

– возможность распределения системы по объекту;

– использование компьютеров и контроллеров меньшей мощности, задача распределяется по активным элементам системы.

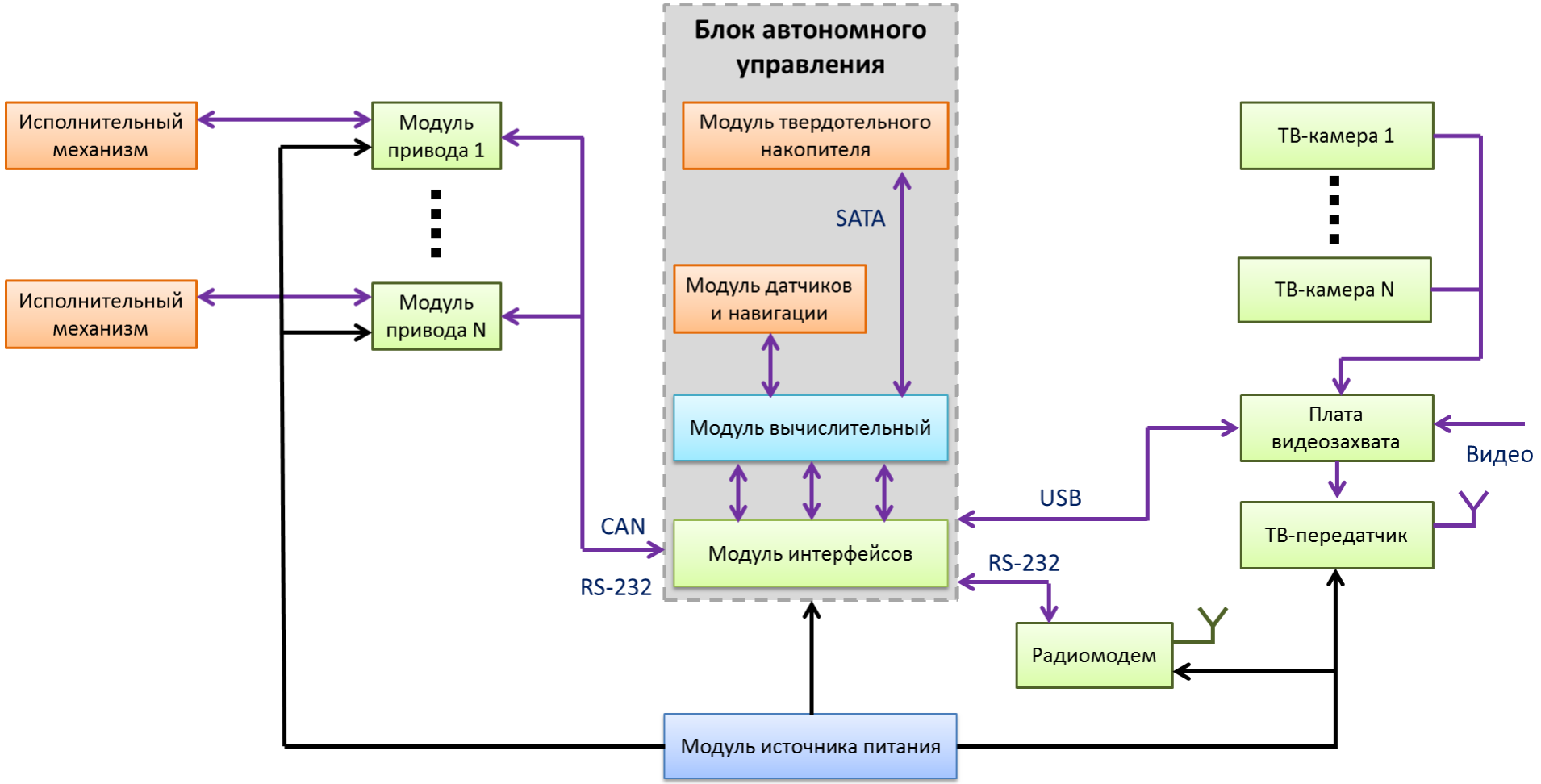


Рисунок 8.13 – Пример обобщённой структуры распределенной бортовой интеллектуальной системы управления безопасным спуском

Проведенный анализ, позволивший выделить подсистему ТОП, позволяет определить следующие базовые требования к алгоритмическому и информационному обеспечению СУД:

– структуры данных должны позволять задавать и хранить информацию о целевых точках и о геометрических, кинематических, динамических характеристиках траекторий движения в эти точки;

– должен быть создан диспетчер для оперативной реализации логики выполнения ТОП;

– необходимо разработать алгоритмы построения траектории движения в заданную точку с учетом заданных требований и алгоритмы отслеживания программных траекторий с учетом заданных требований;

– необходимо разработать алгоритмы эргономичного (векторного) управления с помощью задающих рукояток.

Анализ функционирования ПСА БС при решении задач, описанных в предыдущих разделах, показывает, что можно выделить следующие основные задачи, которые должна решать система управления ПСА БС:

– обеспечение, как основного, супервизорного режима управления, когда человек-оператор ставит достаточно локальные, не слишком сложные для нее цели, которые она исполняет в автоматическом режиме, как правило, под контролем оператора. При этом автоматический режим может обладать адаптивными или даже интеллектуальными свойствами. Такая система управления обладает адаптацией благодаря использованию информации от разнообразных датчиков при исполнении операций;

– обеспечение функционирования подсистем отдельных датчиков (включая, систему технического зрения - СТЗ), системы комплексирования датчиков и их функционирование в составе ПСА БС. Должны осуществляться регистрация и анализ специальных радиотехнических сигналов (маяки, телеметрия), а также звуковых (сирена, голосовые команды), визуальных (состояние МП, наличие торосов и т.п.) и иных (например, инфракрасных) полезных образов;

– ведение локальной базы данных, содержащей координаты, параметры состояния и другие полезные характеристики объектов (прежде всего МЛСП, УСС и эвакуируемых);

– построение программных траекторий движения УСС при спуске к МП (например, параметризованные вертикали);

– построение программных маршрутов движения тельфера по направляющим кран-балки СПУ ПСА БС;

– осуществление операций захвата и отдачи спусковой оснастки УСС до и после спуска.

Алгоритмы построения траекторий должны обеспечить [8.8]:

– субоптимальность по быстродействию, обеспечивающую высокую экономическую эффективность;

– гладкость и монотонность, непосредственно влияющие на устойчивость движения, динамическую точность, быстроту позиционирования и изнашиваемость ПСА БС;

– учет конструктивных ограничений на координаты, скорости и моменты в приводах СПУ;

– учет геометрических ограничений в рабочей зоне ПСА БС.

Алгоритмы формирования управлений включают следующие процедуры:

– декодирование показаний датчиков;

– масштабирование темпа исполнения траектории;

– вычисление рассогласований координат и проверка диапазонов рассогласований;

– вычисление управления, согласно выбранному алгоритму управления;

– кодирование управлений для их отработки приводами.

Сложность модулей расчета коэффициентов и локализации и относительная простота модуля формирования управлений, а также совершенно различные частоты их функционирования, приводит к необходимости производить вычисления управлений в режиме разделения времени для этих модулей. Таким образом, и возникает общая концепция построения СУД в целом, как сильно разделенной иерархической структуры, в которой модуль ТОП является диспетчером и оперирует с различными вычислительными модулями по построению и отслеживанию траекторий, а также и другими вычислительными модулями, например модулем системы технического зрения (СТЗ) или системы безопасности движения (СБД).

8.5 Разработка общей концепции создания нового поколения интеллектуальных систем управления спуском

В качестве прототипа системы автоматизированного безопасного спуска (ПСА БС) для спасения персонала МЛСП в УСС может быть применена спусковая система с выдвижными телескопическими балками аналогичная предлагаемой для спуска персонала в вездеходах «Арктос». С точки зрения системы управления это

кинематическая схема с тремя или четырьмя степенями свободы и проблему составляет не управление как таковое, а учет динамики (спуск происходит в условиях ветра, качки и т.п.).

Современные технологические требования к статической (точность позиционирования и повторяемость) и динамической ошибкам, наряду с теоретическими достижениями робототехники и современным уровнем развития вычислительной техники, делают обязательным использование алгоритмов управления, учитывающих динамику. Это подтверждается как опытом практического применения роботов в других подобных сферах (на производстве и в экстремальных условиях), так и результатами математического моделирования [8.9-8.11].

Другим аспектом реализации операций спуска, важным при эвакуации раненных и пострадавших, является построение качественных программных траекторий движения. В это понятие входят следующие свойства траекторий:

– субоптимальность по быстродействию, обеспечивающая высокую экономическую эффективность;

– гладкость и монотонность, непосредственно влияющие на устойчивость движения, динамическую точность, быстроту позиционирования и изнашиваемость оборудования;

– учет конструктивных ограничений на координаты, скорости и моменты в приводах;

– учет геометрических ограничений в рабочей зоне.

Наконец, неспецифическим, но от этого не менее важным, является вопрос управления оператором или простота программирования устройства. Задача управления оператором включает в себя несколько разнородных аспектов:

– эргономичный (дружественный) интерфейс пульта управления;

– удобный язык аналитического (или графического) программирования;

– универсальность и унифицированность математического и программного обеспечения робота, обеспечивающая его легкую адаптацию к разным типам конструкции роботов.

Следует отметить, что проблема безопасного спуска не исчерпывается работой спусковой системы. В целом процесс спасания персонала промышленного объекта добычи (МЛСП) нефтегазового комплекса при возникновении ЧС может считаться успешно завершенным только после оставления аварийного объекта персоналом и удаления его из зоны повышенной опасности в УСС. Рассмотренный конструктивно-технический облик ПСА БС в сочетании с УСС, размещенных на МЛСП обуславливает необходимость преемственности подпроцессов эвакуации, посадки в УСС и спуска на

поверхность с последующим отходом от аварийного объекта. Для этого предлагается реализовать комплексную автоматизированную систему управления безопасным спуском (АСУБС) технологического персонала. Вариант блок-схемы интегрированной АСУБС представлен на рисунке 8.14.

При этом, в качестве датчиков безопасности предусматривается применение датчиков расстояния (ДР) – лазерных модулей и одометра (ОД) для контроля вытравленной длины (по количеству оборотов барабана грузовой лебёдки тельфера) спускового троса с закреплённым УСС на конце. Положение УСС перед спуском (включая завершение посадки персонала на штатные места), а также перемещения УСС относительно ледового покрова (поверхности воды) и конструкций корпуса МЛСП при спуске контролируется при помощи СТЗ в автоматическом режиме.

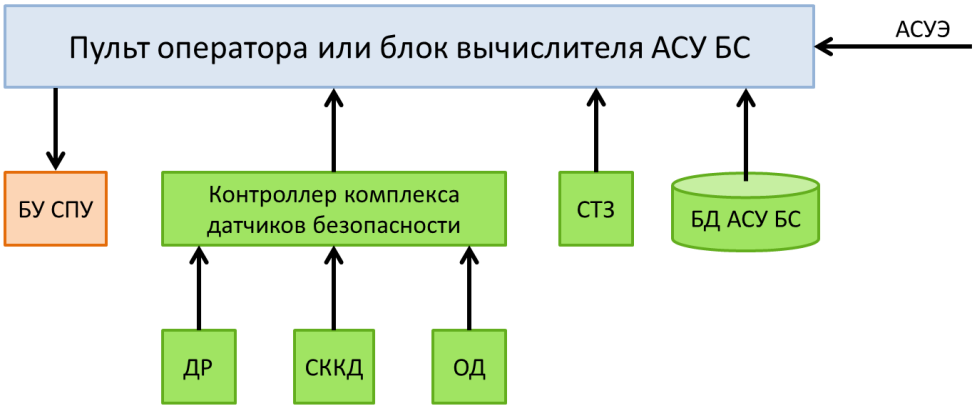


Рисунок 8.14 – Вариант блок-схемы интегрированной АСУ БС

Блок управления спускоподъёмным устройством (БУ СПУ) по команде с пульта оператора осуществляет управление спусковым механизмом тельфера. Процесс выбора оптимального решения на спуск опирается на информацию, содержащуюся в базе данных АСУ БС (БД АСУБС) технологического персонала, которые включают в себя информацию о безопасном коридоре спуска при тех или иных углах крена и дифферента МЛСП по данным СККД.

8.6 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики

В результате выполнения НИР на тему: «Исследование необходимых систем жизнеобеспечения для универсального спасательного средства» были решены задачи создания системы автоматизированного безопасного спуска нового поколения для универсальных спасательных средств:

- проведен обзор известных технических решений в области спуска спасательных средств на воду, на основе которого был выбран наиболее оптимальный способ для условий Арктического шельфа;
- рассмотрен вопрос определения автоматизированной системой спуска внешних условий;
- показано, что наиболее рационально использование комбинации систем технического зрения для определения внешних условий;
- предложены технические средства определения углов крена и дифферента платформы, рассмотрена возможность применения средств теленаблюдения и их алгоритм работы;
- разработана обобщенная структура и алгоритм функционирования интеллектуальной системы управления спуском;
- предложено принципиальное устройство перспективной системы автоматизированного безопасного спуска.

Проведенные исследования позволят создать фундаментальный задел для создания нового типа универсального спасательного средства с роторно-винтовым движителем для Арктического шельфа. Согласно проекту Госпрограммы освоения Российского шельфа до 2030 года предполагается вложение в освоение шельфа 6-7 трлн. рублей, в том числе более 1 трлн. рублей из бюджета. Эта Программа позволяет спрогнозировать потребность в универсальном спасательном средстве. Так, на конец 2012 г. совокупный спрос составлял порядка 80 единиц УСС, к концу 2020 г. ожидается спрос порядка 170 единиц техники, а к 2030 спрос может составить более 450 универсальных спасательных средств. Таким образом эту потребность можно охарактеризовать как постоянно растущую.

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. Результаты работы могут найти применение в следующих областях реального сектора экономики:

- содействие выполнений государственных функций в труднодоступных регионах (медицинская помощь, пограничные службы, службы чрезвычайного реагирования);
- безопасное освоение углеводородных месторождений Арктического шельфа;
- создание на базе разработанного средства специальных технологических машин (ледорезных, транспортных, геологоразведочных и др.).

9 Расчетно-экспериментальное исследование режимов работы компонентов пневматической тормозной системы автомобиля

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 конструкции исследуемой тормозной системы

Объектами исследования настоящей работы являются компоненты пневматической тормозной системы коммерческих транспортных средств, принципы их функционирования и математические модели, позволяющие описывать процессы, происходящие в компонентах.

Для примера, на рисунке 9.1 изображена типовая схема тормозной системы автобуса. Конструкция тормозной системы включает в себя следующие подсистемы: система подготовки воздуха; рабочая тормозная система; стояночная тормозная система; аварийная тормозная система; антиблокировочная тормозная система; тормозные механизмы колёс; дополнительные системы - управление дверьми, управление замедлителем [9.1 – 9.2].

Очевидно, что свойства активной безопасности транспортного средства во многом определяются эффективностью работы тормозной системы и, в частности, работоспособностью отдельных компонентов. Известно, что оценка свойств компонентов тормозной системы может быть получена по результатам дорожных испытаний, однако это требует определенных временных и материальных затрат [9.3 – 9.9]. Вместе с тем при проектировании тормозной системы и выборе ее компонентов возникает проблема сопоставления нескольких технических решений и выбора наилучшего варианта. В этом случае проведение дорожных испытаний является малоэффективным, поскольку длительные по времени исследования препятствуют принятию относительно быстрых решений, востребованных в условиях современного автомобилестроения. В этой связи актуальным является применение методов имитационного моделирования и специальных аппаратных комплексов, позволяющих имитировать режимы работы реальной тормозной системы и оценивать эффективность и работоспособность как отдельных компонентов, так и всей тормозной системы [9.10].

В настоящем разделе ПНИР представлена методика оценки работоспособности клапанов тормозной системы с пневматическим приводом по результатам компьютерного моделирования и стендовых испытаний. Подобные тормозные системы применяются на коммерческих автомобилях (тяжелых грузовиках и автобусах), в частности, в тормозной системе, показанной на рисунке 9.1.

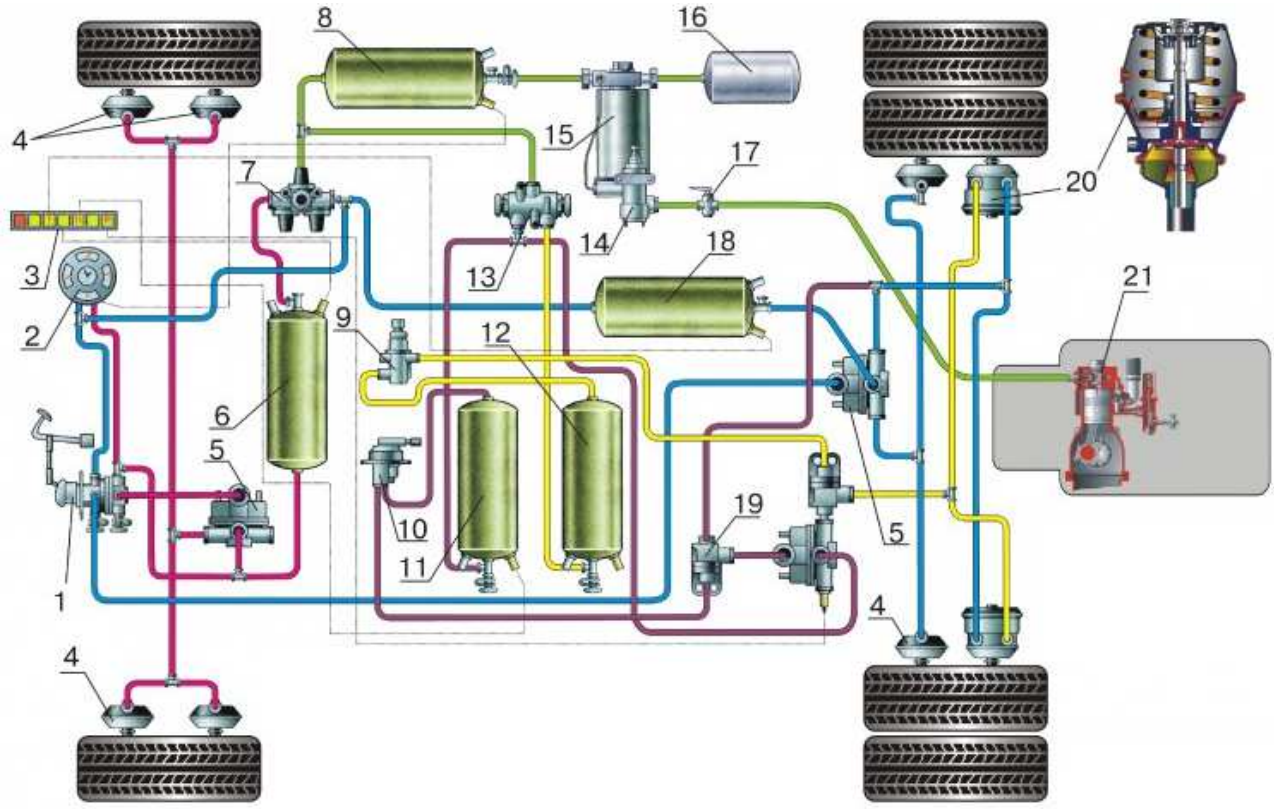


Рисунок 9.1 – Принципиальная схема тормозной системы автобуса

1 – Двухсекционный тормозной кран
2 – Комбинированный прибор
3 – Блок контрольных ламп
4 – Тормозные камеры
5 – Ускорительный клапан
6 – Воздушный баллон (ресивер)
7 – Многоконтурный защитный клапан
8 – Накопительный баллон
9 – Кран аварийного растормаживания
10 – Кран стояночного тормоза
11 – баллон контура стояночного тормоза
12 – Балон аварийного контура
13 – Двойной защитный клапан
14 – Клапан ускорительный
15 – Адсорбирующий влагоотделитель
16 – Регенрационный балон
17 – Разобщительный клапан
18 – Балон контура привода тормозов задней оси
19 – Двухмагистральный клапан
20 – Энергоаккумулятор
21 – Компрессор

9.2 Математическое описание режимов работы клапанов пневматической тормозной системы

Основные уравнения, лежащие в основе математического описания режимов работы клапанов пневматической тормозной системы, можно рассмотреть на примере контура защитного клапана, состоящего из следующих элементов (см. рисунок 9.2):

Входная камера (поз. 1) – конденсационный баллон. Камера имеет один входной поток воздуха от компрессора и два выходных потока в направлении защитного клапана и магнитного клапана управления.

Выходная камера (2) – формирует эффективный контур, который является выходом исследуемого защитного клапана. Он имеет один вход воздуха от защитного клапана и один выход к тормозной системе или другим потребителям воздуха.

Контролирующая камера (3) – используется для контроля хода защитного клапана электромагнитным клапаном включения. Она имеет один порт, который может быть подключен либо к входной камере, либо к окружающей среде.

Входной трубопровод (4) – труба, соединяющая входную камеру с защитным клапаном. Выходной трубопровод (5) – труба, соединяющая клапан защитный и выходную камеру. Защитный клапан (6) – обеспечивает независимость соответствующих контуров и позволяет закрыть питание контура таким образом, чтобы сохранить его уровень давления. Клапан имеет одно соединение с входной камерой через входной трубопровод и одно соединение с выходной камерой через выходной трубопровод.

Электромагнитный клапан управления (7) – является электронным приводом системы, представляющий собой распределитель с электромагнитным возбуждением. Одним входом соединен с входной камерой и выходом соединен с камерой 3.

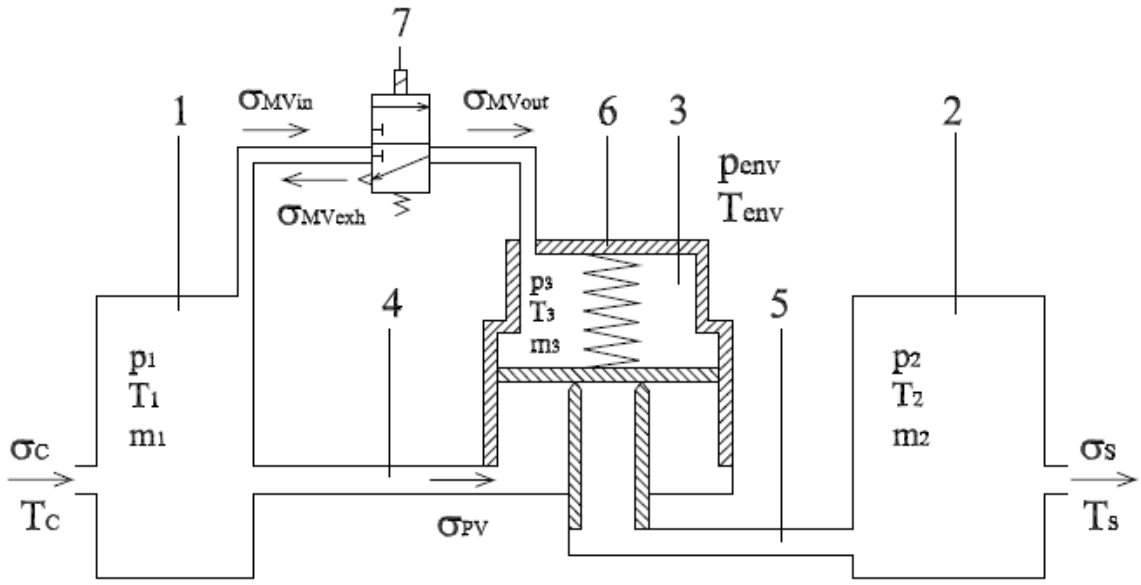


Рисунок 9.2 – Принципиальная схема защитного клапана с прилегающими контурами

При составлении модели контура защитного клапана принимаются следующие допущения:

- Физические свойства газа, такие как теплоемкость, газовая постоянная и показатель адиабаты считаются постоянными все время.
- Давление камер выше или равно давлению окружающей среды;
- Газ считается идеально смешанным (т.е. одинаковым в любом объеме);
- Воздушный поток компрессора имеет неотрицательные значения, все другие воздушные потоки могут иметь отрицательные и положительные значения в зависимости от направления потока;
- Кинетическая и потенциальная энергия газа не учитывается;

– Все газовые камеры имеют инвариантные объемы.

С учетом принятых допущений, общие выражения для баланса массового расхода воздуха имеют следующий вид:

$$\frac{dm_1}{dt} = \sigma_C - \sigma_{PV} \tag{9.1}$$

$$\frac{dm_2}{dt} = \sigma_{PV} - \sigma_S \tag{9.2}$$

Уравнение (9.1) – уравнение баланса массового расхода для входной камеры. Уравнение (9.2) – уравнение баланса массового расхода для выходной камеры: σ_c – массовый расход от компрессора, кг/с; σ_{pv} – массовый расход воздуха через защитный клапан, кг/с; σ_s – массовый расход воздуха к тормозной системе, кг/с.

Уравнение сохранения энергии газа можно записать следующим образом:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{j=1}^{p} \sigma_j \cdot \left(h + e_k + e_p\right) - \sum_{k=1}^{q} \sigma_k \cdot \left(h + e_k + e_p\right) + Q + W \tag{9.3}$$

Если учесть принятые допущения о том, что кинетическая и потенциальная энергия газа не учитывается, а также все камеры имеют постоянные объемы (то есть работа W не производится), то выражение (9.3) можно переписать в следующей форме:

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{j=1}^{p} \sigma_j \cdot h_j - \sum_{k=1}^{q} \sigma_k \cdot h_k + Q\,, \tag{9.4}$$

где Q – тепловой поток, Дж/с; U – внутренняя энергия газа, Дж; σ - массовый расход воздуха, кг/с; h – перемещение, м.

Из уравнения (9.4) следует вывод уравнений изменения давлений в камерах (подробное описание вывода уравнений приведено в работе «Нелинейное моделирование и управление мехатронным защитным клапаном», Хуба Немет, 2004 год):

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_1} \cdot \left(\sigma_C \cdot T_C - \sigma_{PV} \cdot T_1\right) + \frac{\kappa - 1}{V_1} \cdot Q_1\,, \tag{9.5}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_2} \cdot \left(\sigma_{PV} \cdot T_1 - \sigma_S \cdot T_2\right) + \frac{\kappa - 1}{V_2} \cdot Q_2\,, \tag{9.6}$$

где p – давление в камере, Па; κ – показатель адиабаты; R – универсальная газовая постоянная, $м^2/сек^2 \cdot °c$; V – объем камеры, $м^3$; T_c – температура воздуха в компрессоре, °К; $T_{1,2}$ – температура в баллонах, °К; Q – тепловой поток, Дж/с.

Уравнения сохранения импульса поршня защитного клапана (рисунок 9.3) в развернутом виде имеет вид:

$$\frac{d(m_{PV}\cdot \upsilon_{PV})}{dt} = F_{PV1} + F_{PV2} - c_{PV}\cdot(x_{PV} + x_{0PV}) - k_{PV}\cdot \upsilon_{PV} - F_{PV3}, \quad (9.7)$$

$$\frac{d\upsilon_{PV}}{dt} = \frac{F_{PV1} + F_{PV2} - c_{PV}\cdot(x_{PV} + x_{0PV}) - k_{PV}\cdot \upsilon_{PV} - F_{PV3}}{m_{PV}}, \quad (9.8)$$

где v_{PV} – скорость перемещения поршня клапана, м/с; m_{PV} – масса поршня (диафрагмы с дополнительными элементами), кг; F_{PV1} – сила давления воздуха на кольцевую часть диафрагмы (поршня), Н; F_{PV2} – сила давления воздуха на внутреннюю часть диафрагмы (поршня), Н; F_{PV3} – сила атмосферного давления воздуха на диафрагму, Н; C_{PV} – жесткость пружины, Н/м; x_{PV} – перемещение поршня, м; k_{PV} – коэффициент демпфирования, Нс/м.

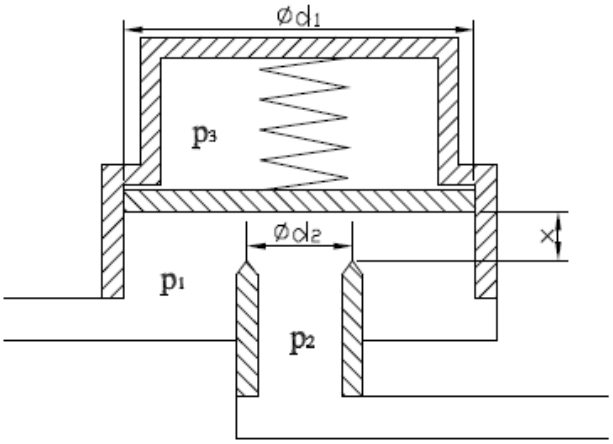


Рисунок 9.3 – Принципиальная схема защитного клапана

Температура газа в камерах получается с помощью уравнения идеального газа:

$$T_1 = \frac{p_1 V_1}{m_1 \mathrm{R}}. \quad T_2 = \frac{p_2 V_2}{m_2 \mathrm{R}}. \quad T_3 = \frac{p_3 V_3}{m_3 \mathrm{R}}. \quad (9.9)$$

Теплопередача рассчитывается по законам Ньютона:

$$Q_1 = k_1 A_1 (T_1 - T_{\mathrm{env}}) \quad Q_2 = k_2 A_2 (T_2 - T_{\mathrm{env}}) \quad Q_3 = k_3 A_3 (T_3 - T_{\mathrm{env}}) \quad (9.10)$$

где k1,2 – коэффициент теплопередачи, Вт/м2·°К; $A_{1,2}$ - площадь внутренней поверхности камеры (баллона), м2.

Силы, действующие на поршень:

$$F_{PV1} = p_1 \cdot \frac{d_1^2 - d_2^2}{4}\cdot \pi, \quad F_{PV2} = p_2 \cdot \frac{d_2^2}{4}\cdot \pi, \quad F_{PV3} = p_{env} \cdot \frac{d_1^2}{4}\cdot \pi, \quad (9.11)$$

где d1 – внешний диаметр кольцевой части диафрагмы поршня, м; d_2 – внутренний диаметр кольцевой части диафрагмы поршня, м.

Массовый расход защитного клапана:

$$\sigma_{PV} = \alpha_{PV}\cdot A_{PV}\cdot \sqrt{2\cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}\cdot \frac{p_1 \cdot m_1}{V_1}\cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}, \quad (9.12)$$

где α_{PV} – коэффициент сжатия воздуха; A_{PV} – площадь, через которую проходит воздух внутри клапана (площадь ленты), м^2.

$$A_{PV} = x_{PV} \cdot d_2 \cdot \pi \,. \tag{9.13}$$

Массовый расход воздуха в тормозной системе:

$$\sigma_S = \alpha_S \cdot A_S \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_2 \cdot m_2}{V_2} \cdot \left[\left(\frac{p_{env}}{p_2} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{env}}{p_2} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \tag{9.14}$$

где A_S – площадь сечения трубки от баллона, м^2.

9.3 Разработка имитационной модели контура пневматической тормозной системы

На рисунке 9.4 показана принципиальная схема контура пневматической тормозной системы с одиночны блоком защитного клапана без электромагнитного клапана управления.

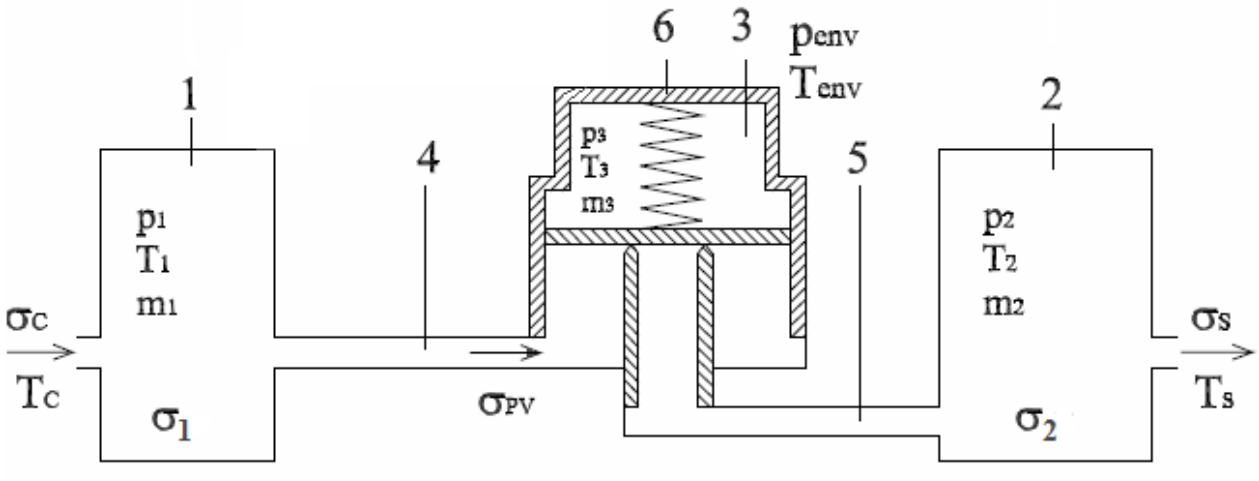


Рисунок 9.4 – Схема контура с одиночным блоком защитного клапана

В конденсационный баллон 1 осуществляется подача постоянного массового расхода воздуха от компрессора σ_c. Имитационная модель контура разработана в среде Matlab/Simulink. В программе Simulink задание σ_c осуществлено константой, равной 0,040775 кг/с при постоянном объемном расходе Q=2100 л/мин. Расход воздуха в камере 1 производится по формуле (9.1). Для получения расчетного расхода воздуха в камере 1 необходимо из массового расхода компрессора вычесть расход защитного клапана. Массовый расход воздуха защитного клапана рассчитывается по формуле (9.14). Изменение давления в конденсационном баллоне 1 будет рассчитываться по формуле (9.5). Значения теплопередач входной и выходной камер, а также значения температур воздуха в камерах, в компрессоре и окружающей среде представлены в таблице 9.1. Изменение массы воздуха в

баллонах задается линейно с помощью блока *Ramp* в приложении Simulink. Давление в выходной камере 2 рассчитывается по формуле (9.12). Массовый расход в тормозной системе рассчитывается по формуле (9.14). Расчетный расход воздуха в камере 2 равен разности расхода защитного клапана и расхода тормозной системы – формула (9.2). Ускорение, скорость и перемещение поршня получаем из уравнения сохранения импульса поршня (9.8).

Таблица 9.1 – Исходные данные моделирования работы контура пневмопривода

№	Параметр	Значение
1.	Массовый расход воздуха компрессора σ_c , кг/с	0,040775
2.	Коэффициент сжатия воздуха α	0,3
3.	Площадь «ленты» в защитном клапане A_{PV} , м^2	0,00012
4.	Внешний диаметр кольцевой части поршня d_1, м	0,042
5.	Внутренний диаметр кольцевой части поршня d_2, м	0,013
6.	Показатель политропы n	1,35
7.	Универсальная газовая постоянная R, м^2/сек^2·°с	287,1
8.	Объем баллона $V_{1,2}$, м^3	0,02
9.	Температура воздуха в компрессоре T_c ,°К	303
10.	Температура воздуха в баллоне $T_{1,2}$, °К	296
11.	Температура воздуха окружающей среды T_{env} , °К	293
12.	Коэффициент теплопередачи k1,2 , Вт/м2·°К	100
13.	Внутренняя площадь стенок баллона A_1 , м^2	0,432
14.	Теплопередача баллонов $Q_{1,2}$, Вт	129,6
15.	Площадь сечения трубопровода A_S , м^2	0,000064
16.	Атмосферное давление P_{env} , Па	101325
17.	Масса «поршня» клапана m_{PV} , кг	0,118
18.	Плотность воздуха при атм. давлении и температуре 20° С, ρ , кг/м^3	1,204
19.	Средняя жесткость пружины клапана C_{PV} , Н/м	200
20.	Коэффициент демпфирования k_{PV} , Нс/м	10

Созданная в программе Matlab/Simulink расчетная модель работы контура пневматической тормозной системы показана на рисунке 9.5.

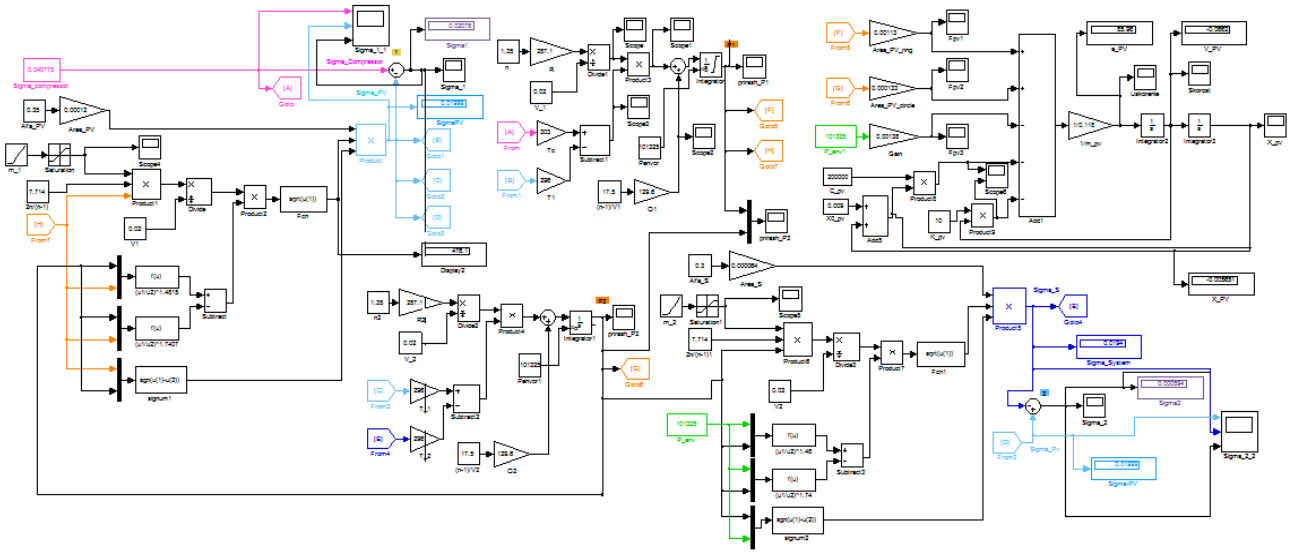


Рисунок 9.5 – Модель контура пневматической тормозной системы

Имитационная модель контура пневматической тормозной системы отражает его работу в фазе подачи сжатого воздуха. Время моделирования составило 8 секунд. При сжатии воздуха в цилиндре компрессора давление воздуха увеличивается с 1 до 7…8 атм, т.е. в 7-8 раз. Объем атмосферного воздуха соответственно в 7-8 раз уменьшается. Температура сжатого в компрессоре воздуха связана с температурой атмосферного воздуха соотношением $T_C = T_{env} \cdot 1,5157$. Таким образом, температура атмосферного воздуха увеличивается в среднем в 1,5 раза. На пути от компрессора к ресиверам и затем в ресивере сжатый воздух за счет теплоотдачи в стенки охлаждается, и его температура постепенно снижается практически до уровня температуры окружающей среды. В среднем, количество сжатого воздуха, подаваемого за оборот коленчатого вала компрессора (при средних оборотах), т.е. за 0,05…0,1 секунды, составляет 0,0005…0,0035 м^3.

9.4 Моделирование эксплуатационных режимов работы контура пневматической тормозной системы

В ходе моделирования процесса работы контура пневматической тормозной системы в фазе подачи сжатого воздуха были получены графики, отражающие характеристики рабочих процессов, наблюдаемых в исследуемом контуре (рисунки 9.6 – 9.14).

Также результатом моделирования контура пневматической тормозной системы является видео-файл, созданный с помощью пакета расширений Virtual Reality, содержащийся в программе MATLAB (рисунок 9.15).

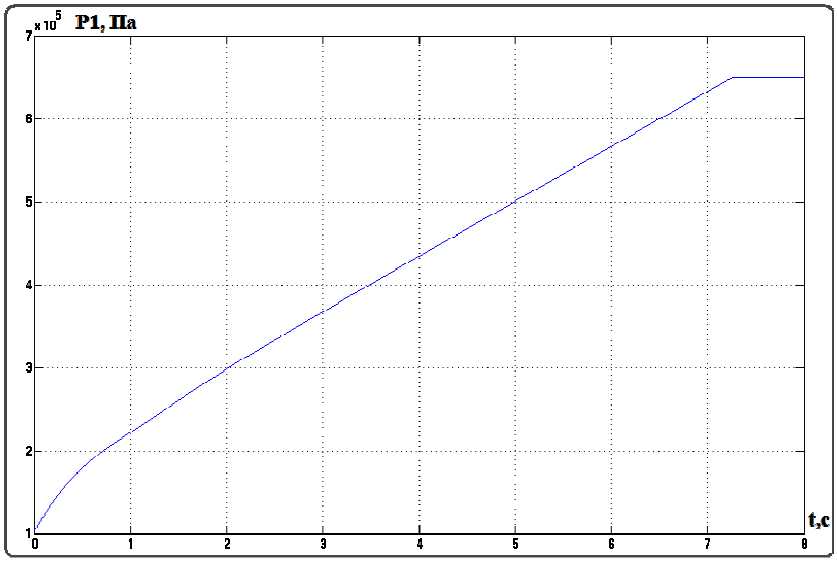


Рисунок 9.6 – Изменение давления P_1 в конденсационном баллоне

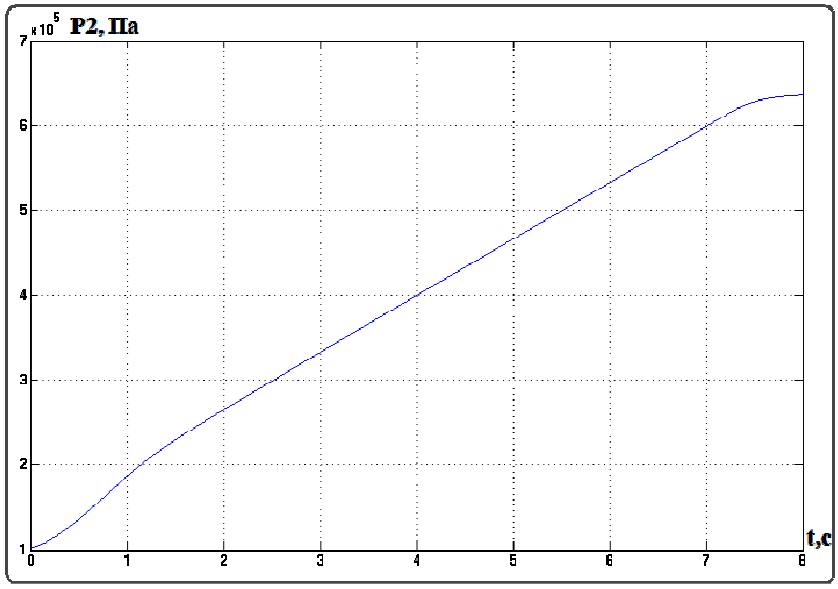


Рисунок 9.7 – Изменение давления P_2 в баллоне переднего контура

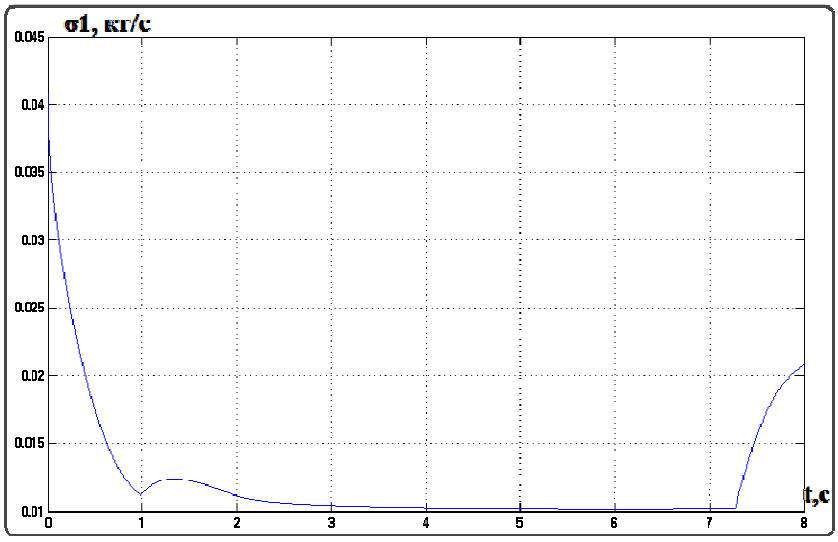


Рисунок 9.8 – Изменение массового расхода σ_1 в конденсационном баллоне

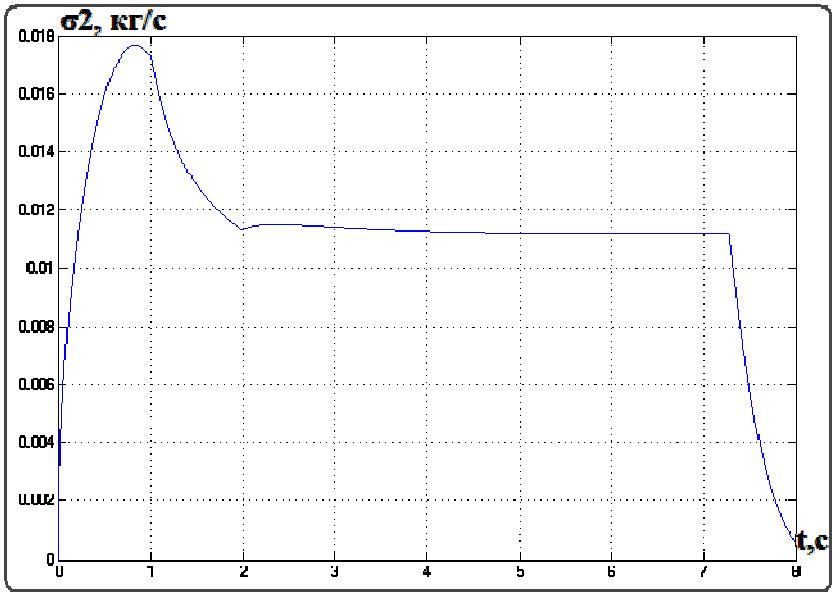


Рисунок 9.9 – Изменение массового расхода σ_2 в баллоне переднего контура

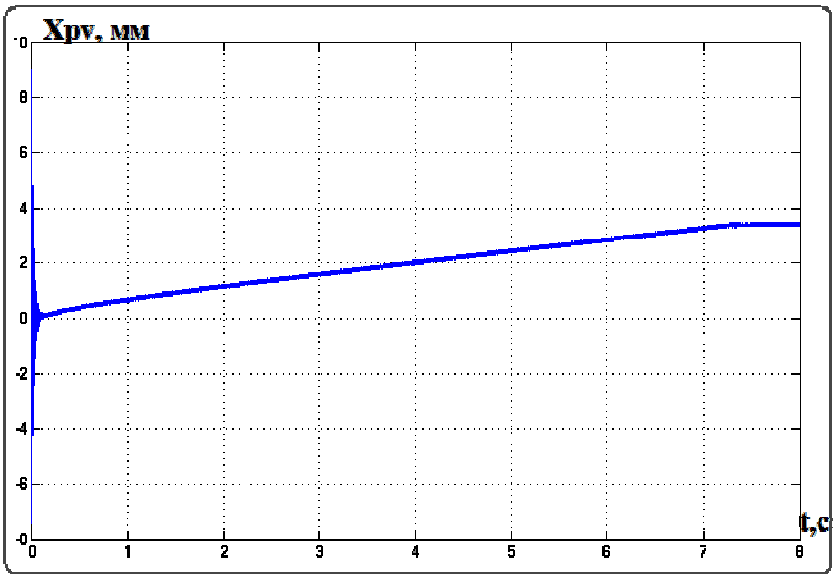


Рисунок 9.10 – Перемещение диафрагмы защитного клапана

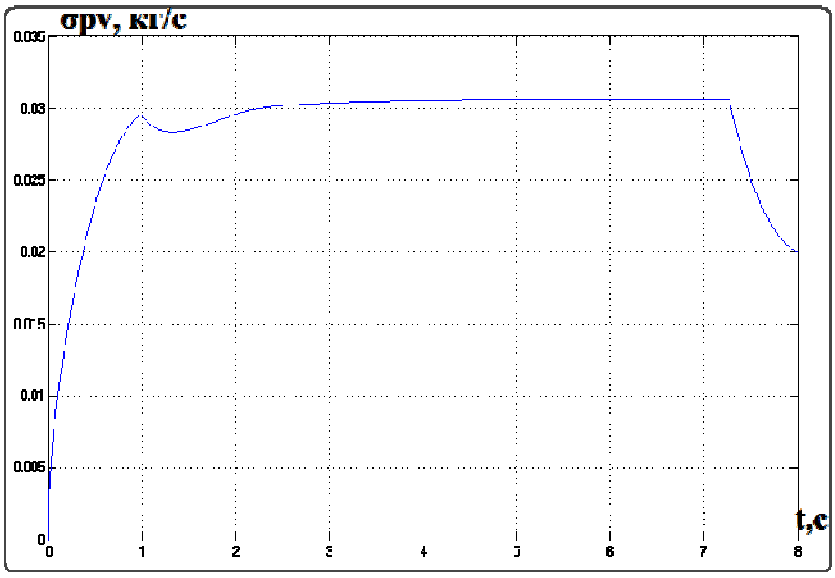


Рисунок 9.11 – Изменение массового расхода в одиночном блоке клапана σ_{pv}

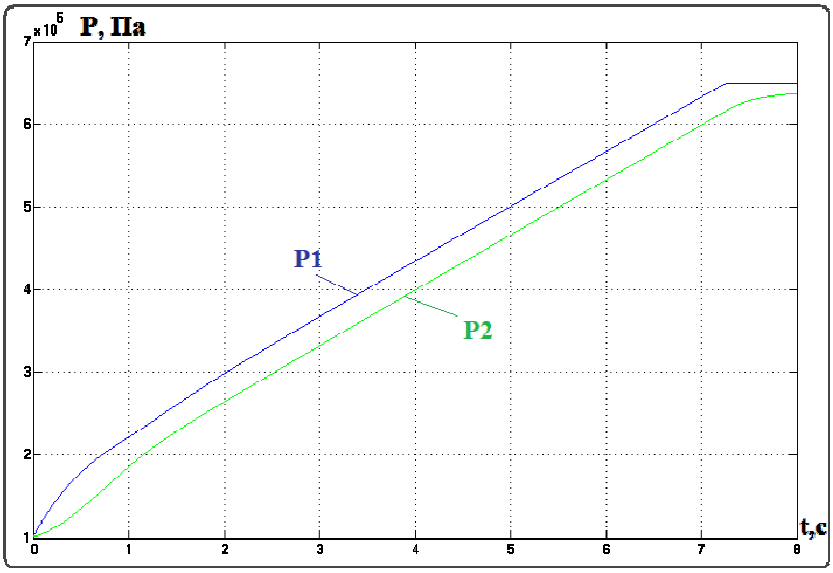


Рисунок 9.12 – Общая характеристика давлений в баллонах

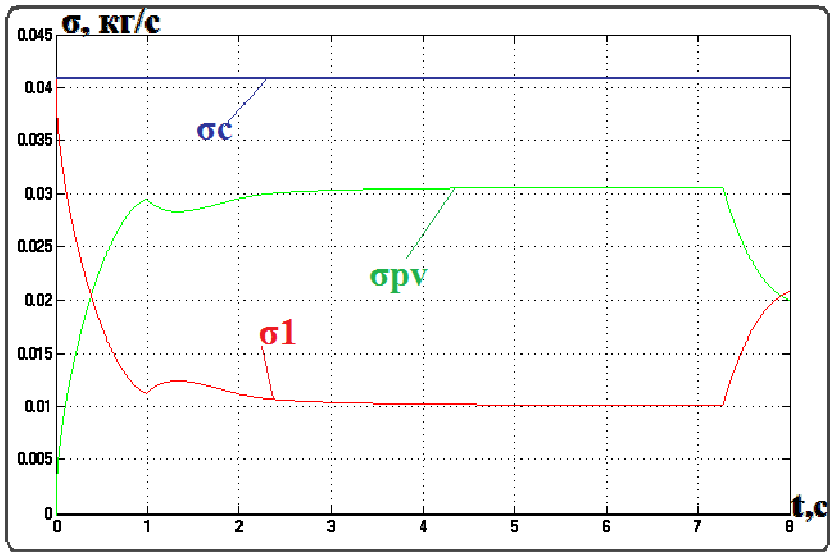


Рисунок 9.13 – Общая характеристика массовых расходов для входной камеры

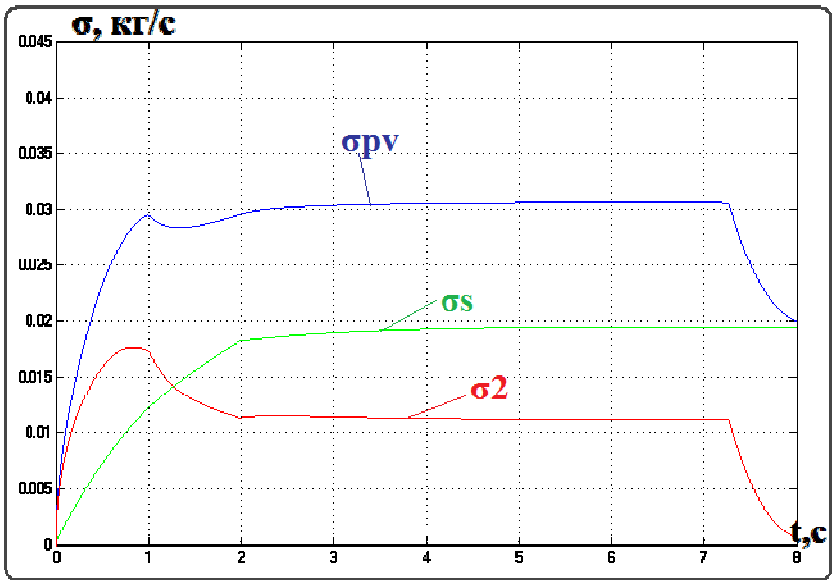
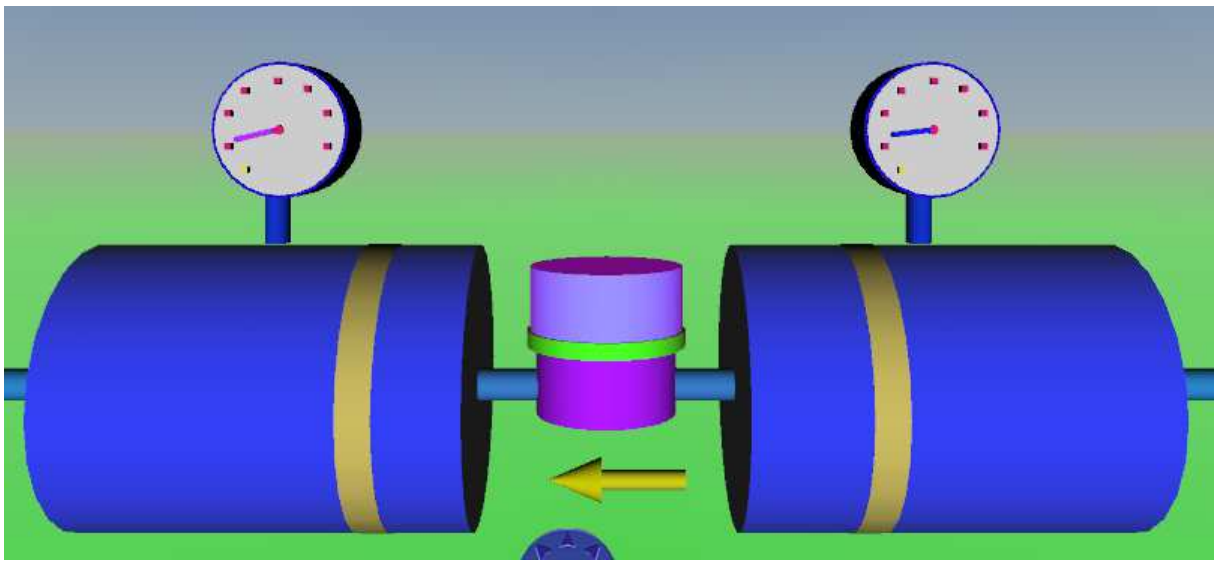
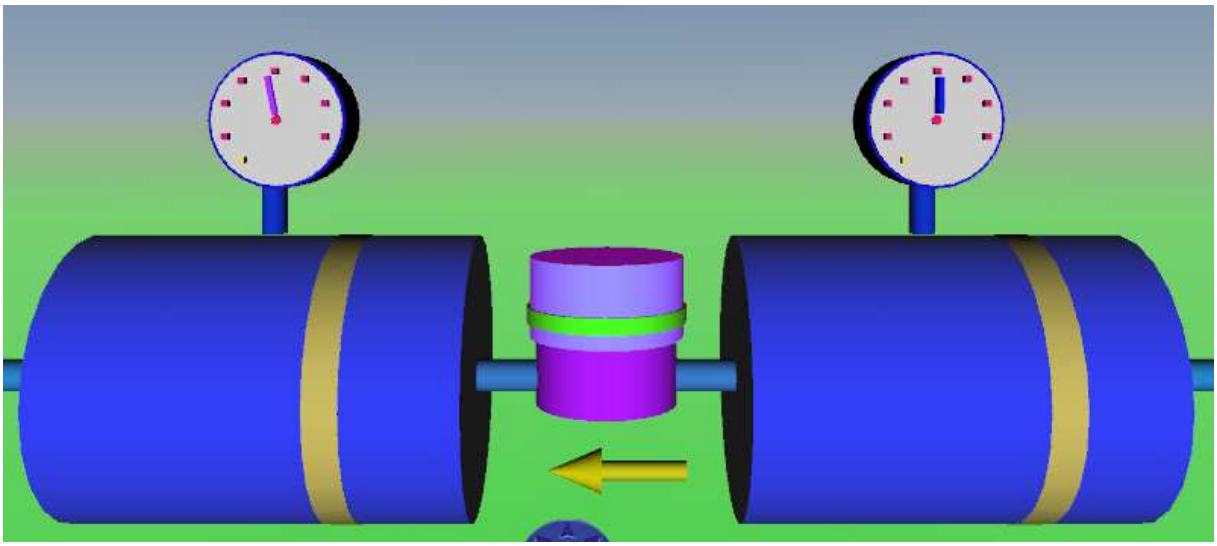


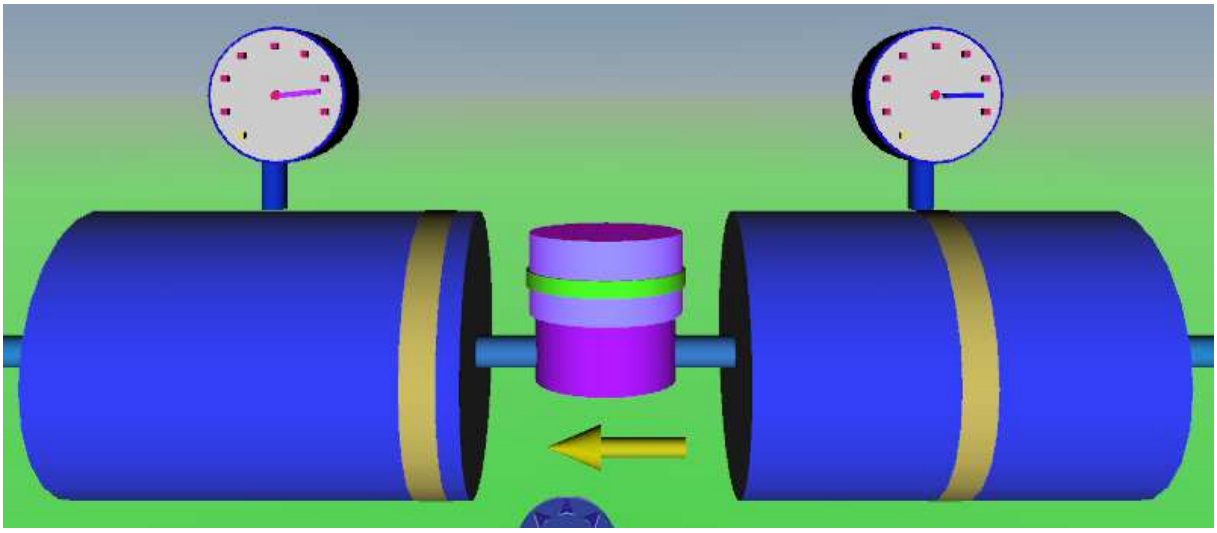
Рисунок 9.14 – Общая характеристика массовых расходов для выходной камеры



Начало расчетного процесса модели контура



Середина расчетного процесса модели контура



Конец расчета модели контура

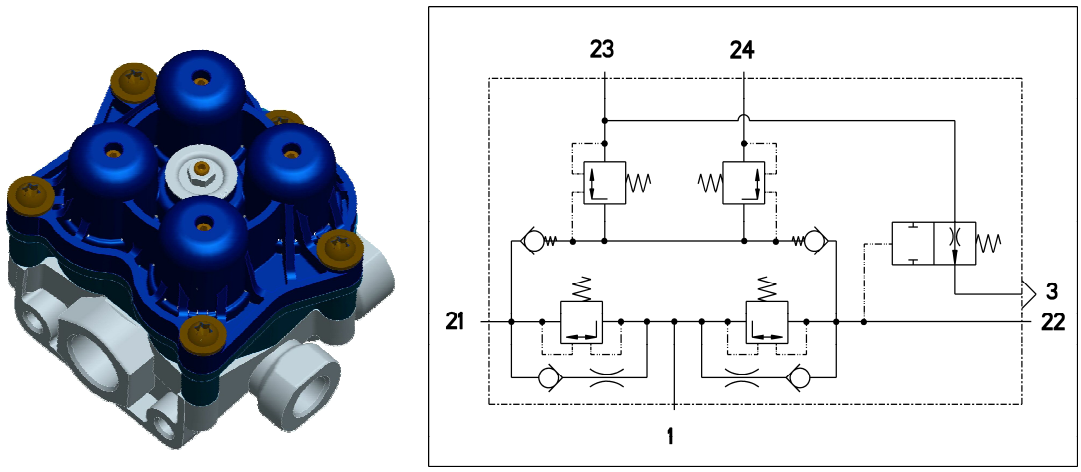
Рисунок 9.15 – Визуализация процесса работы контура пневматической системы

Таким образом, в программном комплексе Matlab/Simulink была реализована модель процесса работы контура пневмопривода тормозной системы в фазе подачи сжатого воздуха. Полученные расчетные характеристики дают полную картину происходящих процессов в работе контура. В процессе расчета были получены характеристики давлений в баллонах: давление входного баллона составило 650 кПа, давление выходного 636 кПа. Модель отражает 8-ми секундную картину расчета. Для всех точек контура были получены характеристики массового расхода воздуха. Также была создана визуализация исследуемого процесса.

9.5 Разработка имитационной модели четырехконтурного защитного клапана

Рассмотрим применение изложенных выше подходов для создания имитационной модели четырехконтурного защитного клапана.

Известно, что четырехконтурный защитный клапан в пневматическом тормозном приводе автобуса предназначен для разделения питающей магистрали на два основных и два дополнительных контура. Также клапан позволяет автоматически отключать один из контуров в случае его повреждения или нарушения герметичности и сохранения запаса сжатого воздуха в неповрежденных контурах, а также сохранять воздуха во всех контурах в случае повреждения питающей магистрали (рисунок 6.1.1).



а) внешний вид клапана б) пневматическая схема клапана

Рисунок 9.16 – Четырехконтурный защитный клапан

К четырехконтурному защитному клапану осуществляется подача сжатого воздуха при определенном постоянном массовом расходе из конденсационного баллона пневматического привода (считаем, что баллон – емкость неограниченного объема и давление в нем постоянно). В момент срабатывания перепускного клапана 21-го контура происходит движение воздуха внутри клапана в 21-й контур и к 23-му контуру через дроссель и перепускной клапан 23-го контура. Истечение воздуха из баллона и наполнение емкости

защитного клапана осуществляется через короткий патрубок – течение газа происходит по политропному процессу.

Инженерные расчеты течения газа в элементах пневмосистем сводятся к расчетам, связанным с истечением газа из резервуаров (баллонов) и с заполнением их, а также с течением по трубопроводам пневмосистем и через местные сопротивления. Эти расчеты в силу сжимаемости воздуха представляют известные трудности, обусловленные тем, что течение его в трубопроводах пневмосистем и каналах их агрегатов сопровождается, как это было указано, изменением давления и удельного объема. Ввиду этого при расчетах исходят из условия, что при установившемся процессе течения массовый расход воздуха т через любое поперечное сечение трубопровода площадью f, остается постоянным, в соответствии с чем, массовый расход определяется из уравнения сплошности (неразрывности) потока:

$$m = u \cdot f \cdot \rho = \frac{u \cdot f}{\nu} = \text{const}, \qquad (9.15)$$

где f – площадь сечения газового потока (трубопровода), м^2; u и ρ - средняя скорость и плотность воздуха в этом сечении, м/с и кг/м^3; ν -удельный объем воздуха, м^3/кг.

Поскольку объемный расход $Q = u \cdot f = \frac{m}{\rho} = m \cdot \nu$ по пути течения воздуха по трубопроводу не сохраняется, а увеличивается вследствие расширения, вызванного понижением давления при течении согласно выражению, средняя скорость воздуха по длине трубопровода u также будет возрастать. При этом вследствие расширения воздуха происходит также изменение его температуры, что и должно быть учтено при расчетах.

В основу расчетов течения газа в элементах пневмосистем положено известное из теории «Гидрогазодинамика» уравнение движения идеального газа в адиабатном режиме:

$$\frac{u_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{u_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2}, \qquad (9.16)$$

где u и ρ - средняя скорость и плотность воздуха в этом сечении, м/с и кг/м^3; k – постоянная адиабатного процесса; p-давление, Па.

Расчеты истечения газов из резервуаров неограниченной и ограниченной ёмкости и наполнения их являются основными в расчетах пневмосистем. Истечение газа в общем случае имеет место при опорожнении пневмоцилиндров. На рисунке 9.17 приведена схема истечения газа из резервуара неограниченной емкости.

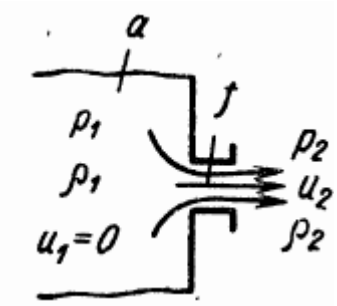


Рисунок 9.17 – Схема истечения газа из резервуара неограниченной емкости

Принимая в уравнении (9.16) $u_1 = 0$ (т.е. пренебрегая скоростью газа в расходном резервуаре), находим расчетную скорость истечения газа u_2 из резервуара «а» неограниченной емкости через круглое отверстие или насадок в стенке при адиабатном процессе:

$$u = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left(\frac{p1}{\rho 1} - \frac{p2}{\rho 2} \right)}, \tag{9.17}$$

Для течения идеального газа имеем: $\rho_2 = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$. Подставив это значение в уравнение (9.17) и преобразовав, получим:

$$u = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \tag{9.18}$$

В этом случае массовый расход газа m, протекающего со скоростью u через отверстие площадью f, кг/сек:

$$m = Q \cdot \rho_2 = uf\rho_2 = f\rho_2 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \tag{9.19}$$

где Q = uf – объемный расход газа, $м^3/с$.

При заполнении сжатым воздухом какой-либо емкости воздух в начальный момент, когда давление в заполняемой емкости минимальное, течет, расширяясь с максимальной скоростью, которая по мере выравнивания давления в питающей магистрали и заполняемой емкости понижается, достигая при полном выравнивании нулевого значения.

Пусть к емкости d с неограниченным объемом и постоянным давлением p_2 подключается емкость (баллон) С с объемом V_0 и давлением $p_0 < p_2$ (рисунок 9.18).

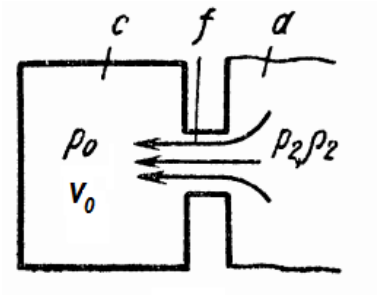


Рисунок 9.18 – Схема наполнения резервуара ограниченной емкости

Изменением давления и скорости в емкости d пренебрегаем. Определим время повышения давления в подключаемом баллоне с p_0 до $p_i = p_2$, т.е. определим время выравнивания давлений между источником расхода и заполняемым баллоном.

Пусть в момент времени t давление в баллоне p_i, плотность газа в струе ρ и скорость газа u. Масса газа dm, втекающая в баллон через отверстие f за время dt:

$$dm = \rho u f \cdot dt = f\rho \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \cdot dt \,, \qquad (9.20)$$

где u – скорость газа, определяемая по формуле (12); f – площадь сечения патрубка (насадка, отверстия), м; ρ - плотность газа в струе, кг/м^3; к = n = 1,3…1,35; p_2 – давление в резервуаре d, Па; ρ_2 - плотность газа в резервуаре d, Па; p_i - текущее давление в баллоне с, Па.

Фактически истечение будет происходить не по адиабатному процессу, а по политропному. Опыт показывает, что если опорожнение или наполнение емкости происходит через отверстие (дроссель) или короткий патрубок, при котором заметного теплообмена с внешней средой не происходит, показатель политропы будет близок к показателю адиабаты. Для расчетов принимаем n = 1,35.

Наиболее распространенным местным сопротивлением является дроссель, с помощью которого изменяется сопротивление проходу воздуха и регулируется расход этой среды. Конструктивно дроссели пневмосистем подобны дросселям гидросистем. В частности, распространены дроссели в виде отверстия в шайбе (рисунок 9.19).

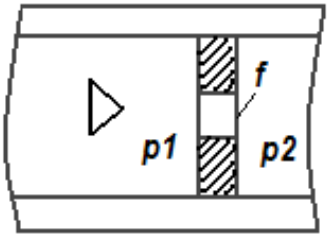


Рисунок 9.19 – Расчетная схема дросселя

Принимая, что процесс течения газа через такой дроссель с сечением f адиабатный, то фактически массовый расход можно вычислить при надкритическом режиме $\frac{p_2}{p_1} < 0{,}537$ по формуле:

$$m = \mu f \cdot \sqrt{2\rho \cdot (p_1 - p_2)}, \quad (9.21)$$

где μ – коэффициент расхода воздуха; p_1 – давление до дросселя, Па; p_2 – давление после дросселя, Па.

Для моделирования работы четырехконтурного защитного клапана необходимо составление принципиальной схемы, применительно к программной среде Matlab/Simulink, которая будет начинаться с истечения воздуха из конденсационного баллона, т.е. с истечения газа из резервуара неограниченной емкости. При этом будем считать давление в неограниченной емкости постоянным (см. рисунок 6.20). При моделировании также учитывается условие необходимого параллельного движения воздуха через дроссели в трубопроводы переднего 21 и заднего 22 контуров, которое должно сложиться при определенном значении t с общим расходом через перепускные клапаны. Принятые значения параметров представлены в таблице 9.2.

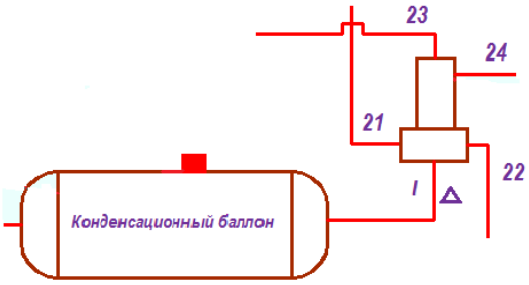
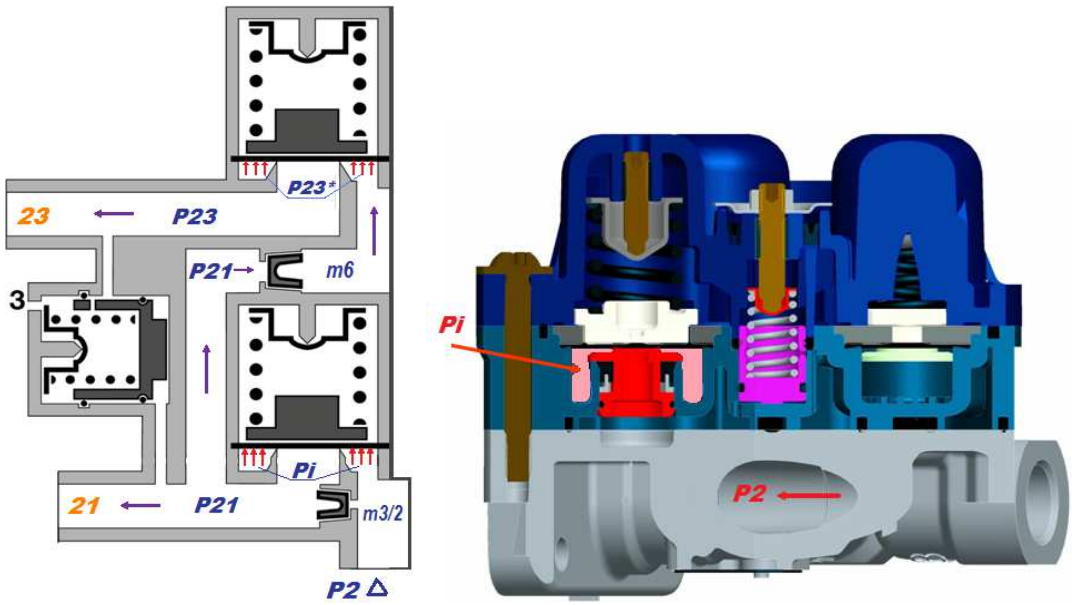


Рисунок 9.20 – Расчетная схема подачи воздуха в клапан

Таблица 9.2 – Параметры расчета клапана

Параметр расчета	Значение параметра
Объем баллона $V_к$, л	20
Длина патрубка L , м	0,5
Внутренний диаметр патрубка d, мм	9
Выходное давление P_2 , Па	727000

После попадания воздуха в клапан, он будет подан в кольцевую область четырехконтурного защитного клапана перед перепускным клапаном 21-го контура (рисунок 9.21), то есть начнется наполнение резервуара ограниченной емкости.



а) б)

Рисунок 9.21 – Расчетная схема течения воздуха внутри клапана
а) принципиальная схема; б) вид клапана в разрезе

Расчетная формула для наполнения резервуара ограниченной емкости имеет вид:

$$dm = \rho u f \cdot dt = f\rho \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \cdot dt \qquad (9.22)$$

Тем самым при расчете мы получим массовый расход воздуха m_3 через патрубок, подведенный к перепускному клапану 21-го контура. Далее нам необходимо получить давление перед перепускным клапаном P_i . Давление P_i получим, используя формулу из обучающего примера программы Matlab Simulink «Симуляция одиночного гидравлического цилиндра», входящего в состав справочного материала программы:

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{\beta}{V_к} \cdot \left(\frac{m_3}{2} - A_k \cdot \frac{dx}{dt}\right) \quad \text{и} \quad V_k = V_o + A_k \cdot x\,, \qquad (9.23)$$

где P_i – давление перед перепускным клапаном, Па; β – модуль объемной упругости воздуха (коэффициент, обратный коэффициенту сжимаемости), Па; V_k – объем воздуха в камере перепускного клапана, м^3; $m_3/2$ – половина массового расхода, подведенного к клапану, кг/сек; $A_к$ – поперечная площадь диафрагмы перепускного клапана, м^2; x – перемещение диафрагмы, м; V_0 – объем камеры при x=0, м.

Для получения давления P_{21} в 21-м контуре необходимо учесть потерю давления на местном сопротивлении (на перепускном клапане). Расход жидкости (газа) через местное сопротивление выражается через гидравлическую проводимость проходного сечения:

$$Q = K_м \cdot \sqrt{\Delta p}\ , \tag{9.24}$$

где $K_М = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ гидравлическая (пневматическая) проводимость рассматриваемого сопротивления. Далее преобразовав, выразим потерю давления на местном сопротивлении:

$$Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta P}\ ;\ Q^2 = \mu^2 \cdot f^2 \cdot \frac{2}{\rho} \cdot \Delta P \tag{9.25}$$

$$\Delta P = \frac{Q^2 \cdot \rho}{\mu^2 \cdot f^2 \cdot 2}\ \textit{или}\ \Delta P = \frac{\left(\frac{m}{\rho}\right)^2 \cdot \rho}{\mu^2 \cdot f^2 \cdot 2}, \tag{9.26}$$

где $\Delta P = P_i - P_{21}$ - потеря давления на клапане. Таким образом давление P_{21}:

$$P_{21} = P_i - \Delta P\ . \tag{9.27}$$

Очевидно, что давление 21-го контура подходит также к дросселю, через который происходит наполнение объема перед перепускным клапаном 23-го контура. Формула течения воздуха через дроссель, имеет следующий вид:

$$m_6 = \mu f \cdot \sqrt{2\rho \cdot (p_{21} - p_{23*})}\ . \tag{9.28}$$

где m_6 – массовый расход через дроссель, кг/сек; μ - коэффициент расхода дросселя; f - расчетная площадь проходного сечения дросселя, м^2; ρ - плотность воздуха, кг/м^3; P_{21} – давление в 21-м контуре, Па; P_{23*} - давление перед перепускным клапаном 23-го контура, Па.

Определение давления P_{23*} осуществим также по формуле (9.23). При получении давления P_{23} в 23-м контуре необходимо также учесть потерю давления на местном сопротивлении (на перепускном клапане).

Таким образом, вышеописанные формулы позволяют смоделировать питающее давление P_2 и определить давления в 21-м и 23-м контурах четырехконтурного защитного клапана. Для осуществления моделирования потребуется перечень некоторых исходных данных и параметров клапана, представленных в таблице 9.3.

Блок-схема алгоритма поставленной задачи представлена на рисунке 9.22.

В случае моделирования других процессов, происходящих в клапане и обусловленных режимами работы тормозной системы, данный алгоритм может быть расширен или модернизирован. Алгоритм, представленный на рисунке 9.22, дает четкое и логичное представление порядка построения модели клапана.

Таблица 9.3 – Исходные данные моделирования

Параметр расчета	Значение параметра
1. Плотность воздуха в баллоне при температуре 20°с – ρ , кг/м^3	1,204
2. Показатель политропы при течении через короткий патрубок - n	1,35
3. Площадь поперечного сечения патрубка – f , м^2	0,000064
4. Давление в баллоне P_2 , Па	727000
5. Расчетная приведенная площадь перепускного клапана – f^* , м^2	0,00015
6. Коэффициент расхода пневмоэлемента - μ	0,82
7. Модуль объемной упругости воздуха - β , Па	142000
8. Объем перед перепускным клапаном – V_o , м^3	0,000014
9. Объем трубопровода (патруб.)–V_T, м^3	0,000032
10. Расчетная приведенная площадь дросселя 6 – f^{**} , м^2	0,00002
11. Площадь диафрагмы – $A_к$, м^2	0,00088

Рисунок 9.22 – Блок-схема алгоритма поставленной задач

На основании вышеприведенных математических описаний течения газа, принципиальной схемы моделирования, алгоритма решения задачи, используя перечень исходных данных, в программной среде Matlab/Simulink было проведено имитационное моделирование работы четырехконтурного защитного клапана в фазе подачи воздуха. На рисунке 9.23 показана разработанная имитационная модель клапана.

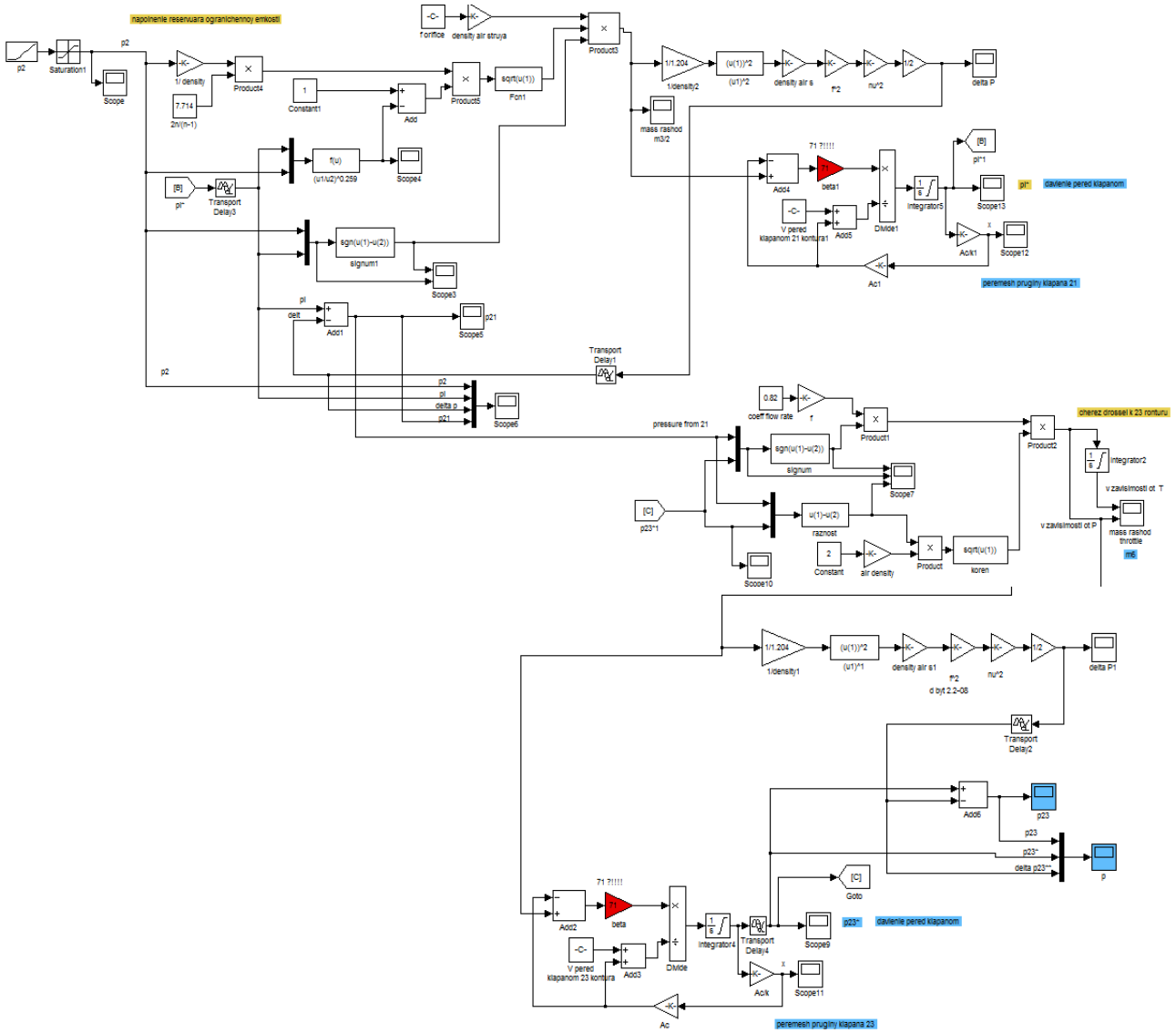


Рисунок 9.23 – Общий вид модели клапана в программе Matlab/Simulink

Разработанная модель отражает работу половины клапана, т.е. позволяет получить на выходе только характеристики давлений 21-го и 23-го контуров. Чтобы модель была более функциональной и отражала его работу в фазе обрыва трубопровода, а также было задействовано в решении течение воздуха через перепускные клапаны, необходимо внести дополнительные условия. Добавление данных условий в рассматриваемую модель не входило в задачи настоящего исследования и может являться предметом последующих работ.

9.6 Моделирование эксплуатационных режимов работы четырехконтурного защитного клапана

При моделировании рассматривался процесс наполнения клапана сжатым воздухом. Время моделирования данного процесса составило 15 секунд. Как было указанно выше, в схеме моделирования и в алгоритме расчета, на первом этапе моделирования задавалось выходное из баллона давление P_2, которое нарастало в течение 4,7 секунд и достигало значения 727 кПа (рисунок 9.24). Далее моделировалось наполнение емкости перед перепускным клапаном 21-го контура через короткий патрубок, тем самым на выходе получалась характеристика массового расхода $m_3/2$ (рисунок 9.25).

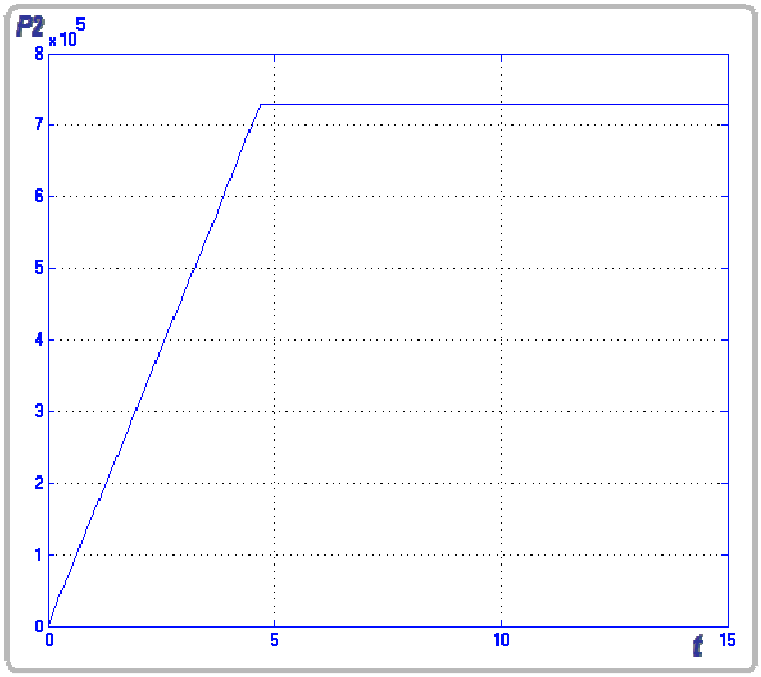


Рисунок 9.24 – Выходное давление P_2 из баллона

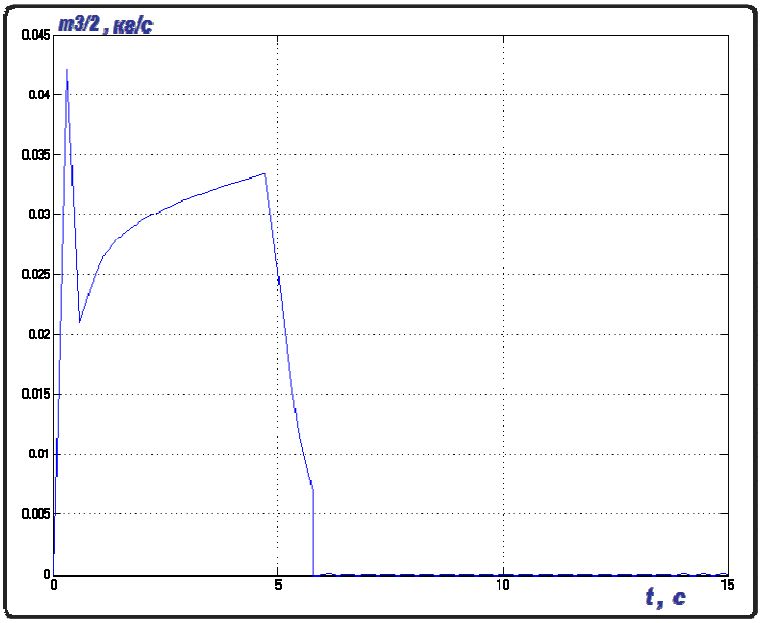


Рисунок 9.25 – Характеристика массового расхода, подведенного к перепускному клапану 21

В соответствии с приведенным выше алгоритмом далее идет расчет давления P_i перед перепускным клапаном 21-го контура. Давление P_i нарастает с некоторым запаздыванием и достигает значения питающего давления. Зная давление P_i перед перепускным клапаном и перепад давлений на нем ΔP, можно получить давление в пневматическом контуре передних тормозных механизмов.

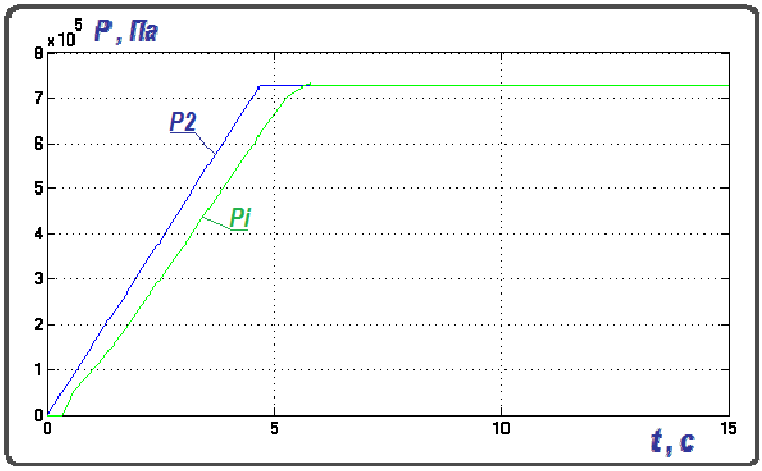


Рисунок 9.26 – Изменение давлений P_2 и P_i в процессе расчета

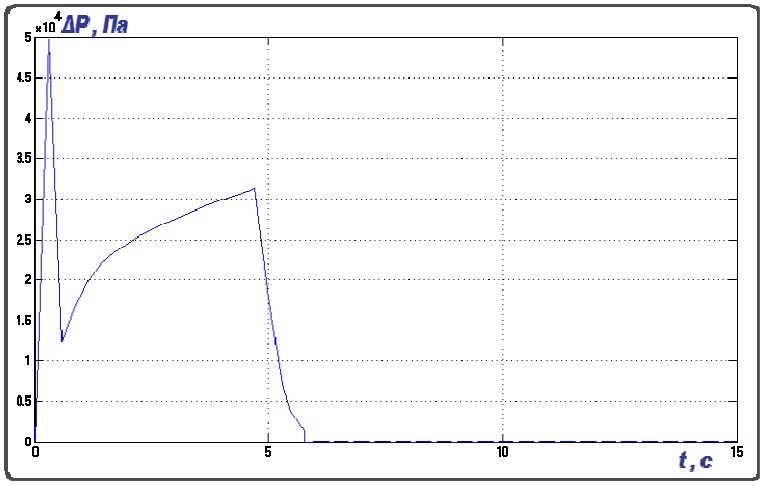


Рисунок 9.27 – Перепад давлений на перепускном клапане контура 21

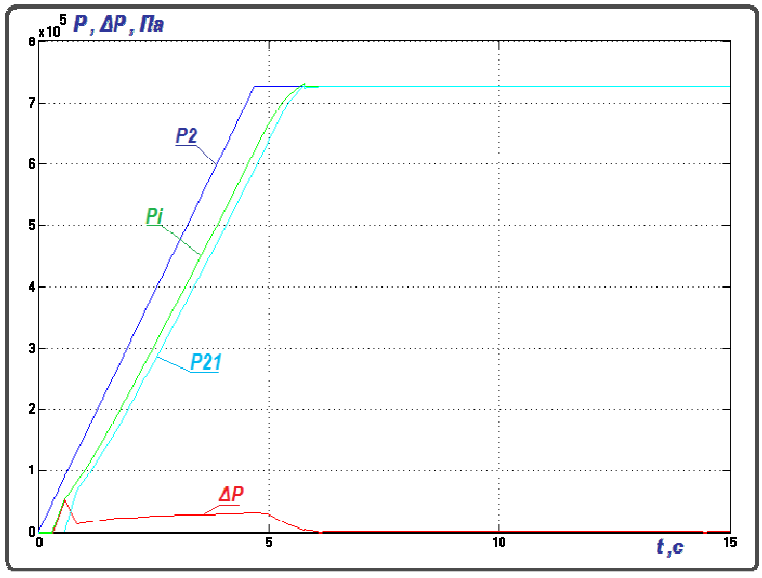


Рисунок 9.28 – Изменение давлений в процессе подачи воздуха для 21-го контура

Далее, был определен массовый расход m_6 через дроссель, который подходит к перепускному клапану 23-го контура (рисунок 9.29). После этого производился расчет давления P_{23*} перед перепускным клапаном 23-го контура (рисунок 9.30). Нарастание давления P_{23*} происходит характерно, как при течении воздуха через дроссель. Потеря давления на перепускном клапане 23-го контура представлена на рисунке 9.31.

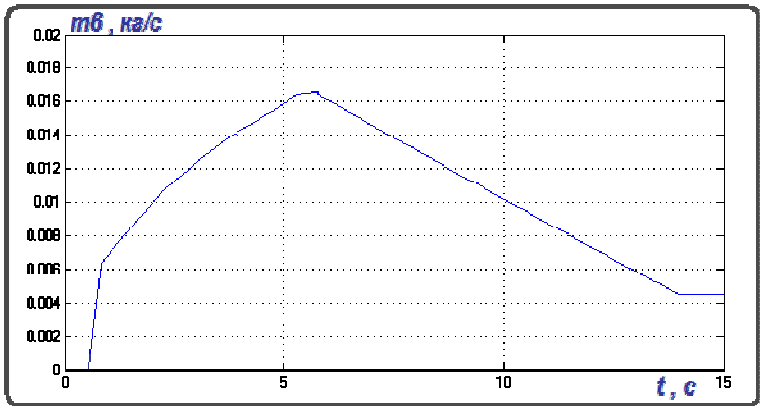


Рисунок 9.29 – Характеристика массового расхода через дроссель 6

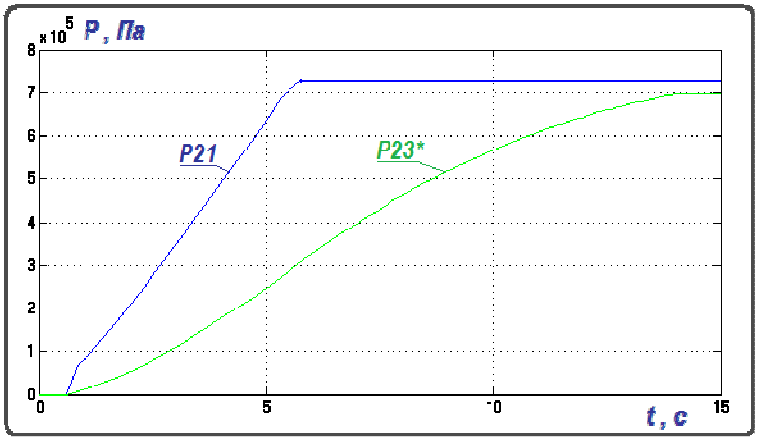


Рисунок 9.30 – Изменение давлений до и после дросселя 6

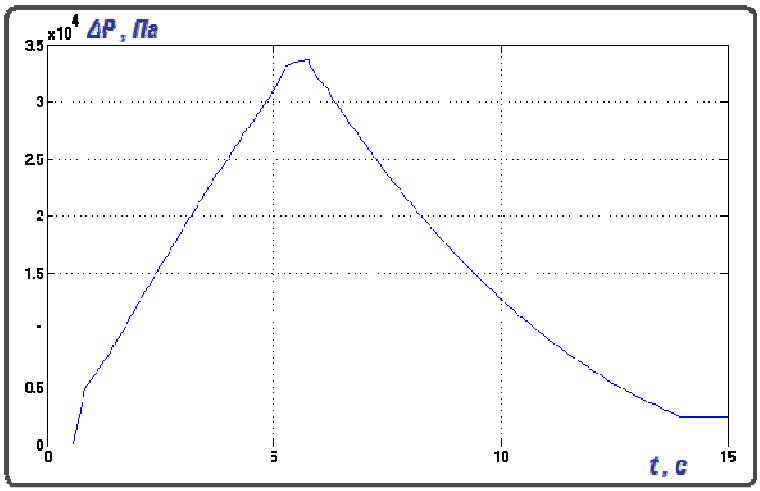


Рисунок 9.31 – Перепад давлений на перепускном клапане контура 23

По полученным расчетам давления P_{23*} перед перепускным клапаном и перепада давлений на нем ΔP, определялось давление в пневматическом контуре стояночного тормозного механизма (рисунок 9.32). Полученные в ходе моделирования расчетные характеристики давлений представлены на рисунке 9.33.

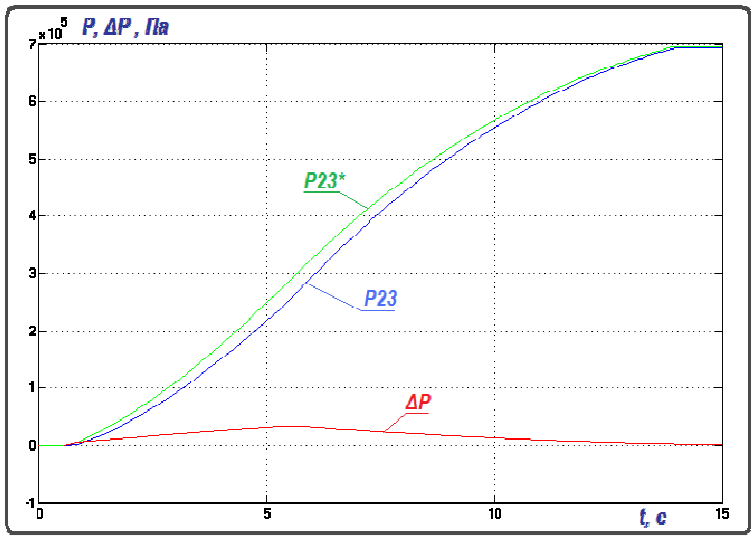


Рисунок 9.32 – Изменение давлений в процессе подачи воздуха для 23-го контура

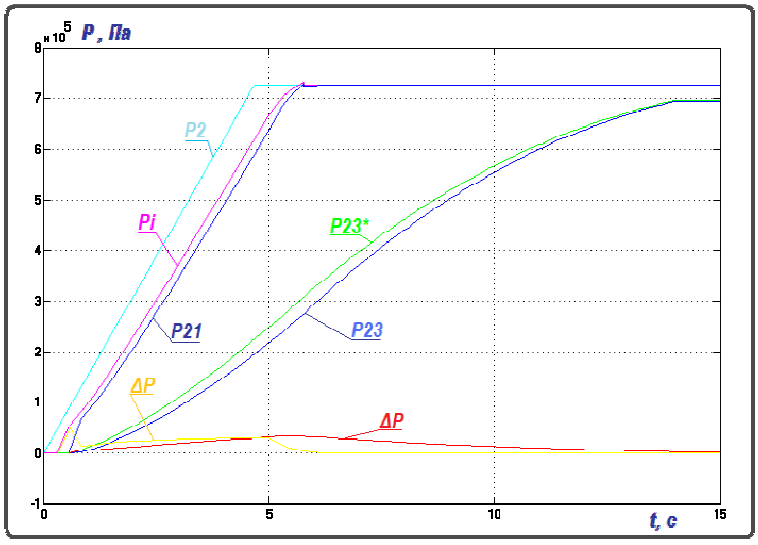


Рисунок 9.33 – Расчетные характеристики давлений

Таким образом, в ходе моделирования был сымитирован процесс подачи воздуха в четырехконтурный защитный клапан. Рассмотренная модель отражает работу половины клапана, т.е. рассчитываются характеристики давлений двух контуров (из четырех): 21-го и 23-го. Выходное давление из баллона P_2 =727 кПа; давление 21-го контура P_{21} =727 кПа было достигнуто на 6-й секунде расчета; давление 23-го контура P_{23} =693 кПа достигается на 14-й секунде расчета.

9.7 Экспериментальные исследования режимов работы клапанов пневматической тормозной системы

Одной из задач исследования являлось проведение стендовых испытаний четырехконтурного защитного клапана и сопоставление расчетных результатов, полученных в программе Simulink, с результатами испытаний. Было испытано 5 различных клапанов с однотипной конструкцией. При испытаниях клапанов измерение рабочих характеристик осуществлялось два раза, после чего они усреднялись. Испытывались клапаны следующих производителей – Knorr-Bremse AE46 (Венгрия); VIE (Китай); Wabco-Foton (Китай); CAFF (Китай); MinSui (Китай).

На рисунке 9.34 показана схема испытательного стенда, который состоит из: баллона на 20 литров, выдерживающего давление в 25 Бар; регулятора давления с ограничением максимального давления 14 Бар; фитингов; трубок; 5-ти баллонов емкостью 250 см^3; глушителей шума; 6-ти датчиков давления; интерфейса Unilab; оборудования, преобразовывающего сигналы от Unilab и подающего оцифрованный сигнал к системному блоку ПК; персонального компьютера с программным обеспечением LabView; набора типовых дросселей (Ø 0,35 мм, Ø 0,6 мм, Ø 0,8 мм, Ø 0,85, Ø 1,6), используемых при различных типах испытаний.

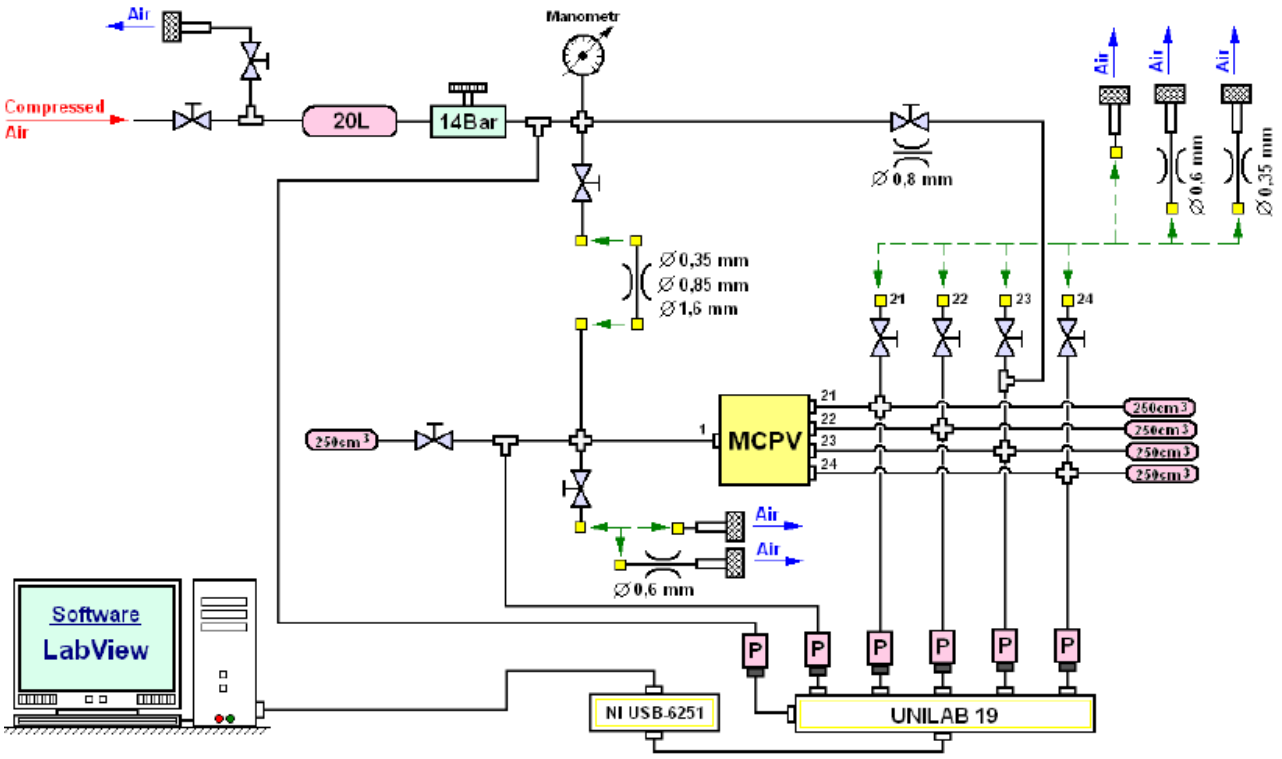


Рисунок 9.34 – Схема испытательного стенда

Рисунок 9.35 – Клапан Knorr-Bremse AE 46

Рисунок 9.36 – Клапан фирмы VIE (Китай)

Рисунок 9.37 – Клапан Wabco-Foton (Китай)

Рисунок 9.38 – Клапан CAFF (Китай)

Рисунок 9.39 – Клапан Min Sui

При проведении тестирования клапанов использовалось 6 типов испытательных процедур: давление открытия контуров 21/22; давление открытия контуров 23/24; давление статического закрытия контуров 21/22; давление статического закрытия контуров 23/24; испытательная процедура защитного клапана под действием тестового давления через насадок Ø 0,35 мм.

Испытательная процедура «Давление открытия контура 21/22» включает в себя следующую последовательность действий:

- Закрыть порты 21, 22, 23, 24.
- Подать тестовое давление 8,5 Бар на порт 1 через насадку Ø 0,85 мм.
- Ожидать повышения уровня давления и стабилизации давлений во всех портах 21, 22, 23, 24.
- Открыть кран порта 21/22 (стравить давление до нуля).
- Перекрыть кран порта 21/22 и проверить давление открытия перепускных клапанов 21/22 контура.
- Полностью отключить все питающие устройства и открыть все краны портов 21, 22, 23, 24.

Сравнение результатов моделирования и результатов испытаний произведено при испытательной процедуре питания защитного клапана под действием тестового давления через насадку Ø 0,35 мм. Оценка и сравнение результатов будет произведено с целью оценки адекватности характера поведения кривых полученных при имитационном моделировании.

Испытательная процедура «Питание защитного клапана под действием тестового давления через насадку Ø 0,35 мм» включает в себя следующую последовательность действий:

- Закрыть порты 21, 22, 23, 24.
- Подать тестовое давление 8,5 Бар на порт 1 через насадок Ø 0,35 мм.
- Ожидать повышения уровня давления и стабилизации давлений во всех портах 21, 22, 23, 24.
- Полностью отключить все питающие устройства и открыть всех краны портов 21, 22, 23, 24.

В ходе проведения испытаний по вышеописанным процедурам были получены следующие результаты, представленные в таблице 9.4.

Таблица 9.4 – Результаты испытаний многоконтурных защитных клапанов

№	Наименование клапана		Давление открытия [bar]				Давление закрытия [bar]				Утечки
			контур				контур				
			21	22	23	24	21	22	23	24	
	KB		$6{,}9_{-0{,}3}$		$7{,}0_{-0{,}2}$	$6{,}6^{+0{,}2}$	≥ 4,5				≤ 10 ml/min
1	Knorr-Bremse AE4609		7,26	6,78	7,21	6,79	5,14	5,08	5,00	4,89	9
2	VIE	2.1	5,32	5,24	5,41	5,22	3,95	3,88	3,80	3,75	27
		2.2	5,16	4,94	5,31	5,25	3,47	3,45	3,70	3,71	39
			5,24	5,09	5,36	5,23	3,71	3,66	3,75	3,73	33
3	Wabco-Foton	3.1	6,66	6,67	6,61	6,89	5,41	5,16	4,93	5,52	3
		3.2	6,73	6,81	6,53	6,83	5,46	5,36	5,00	5,23	6
			6,69	6,74	6,57	6,86	5,44	5,26	4,96	5,37	5
4	CAFF	4.1	5,46	5,40	5,99	5,89	4,67	4,23	4,62	4,51	3
		4.2	5,37	5,32	6,14	5,83	4,74	4,63	4,64	4,59	3
			5,41	5,36	6,06	5,86	4,70	4,43	4,63	4,55	3
5	MinSui	5.1	6,69	6,52	---	7,06	4,39	4,49	---	4,48	24
		5.2	6,65	6,69	---	7,02	4,60	4,71	---	4,79	3
		.	6,67	6,60	---	7,04	4,49	4,60	---	4,63	14

Для каждого клапана были получены графики зависимостей давления от времени насыщения (рисунки 9.40 – 9.44). Графики были получены при проведении испытательной процедуры «Питание защитного клапана под действием тестового давления через насадок Ø 0,35 мм».

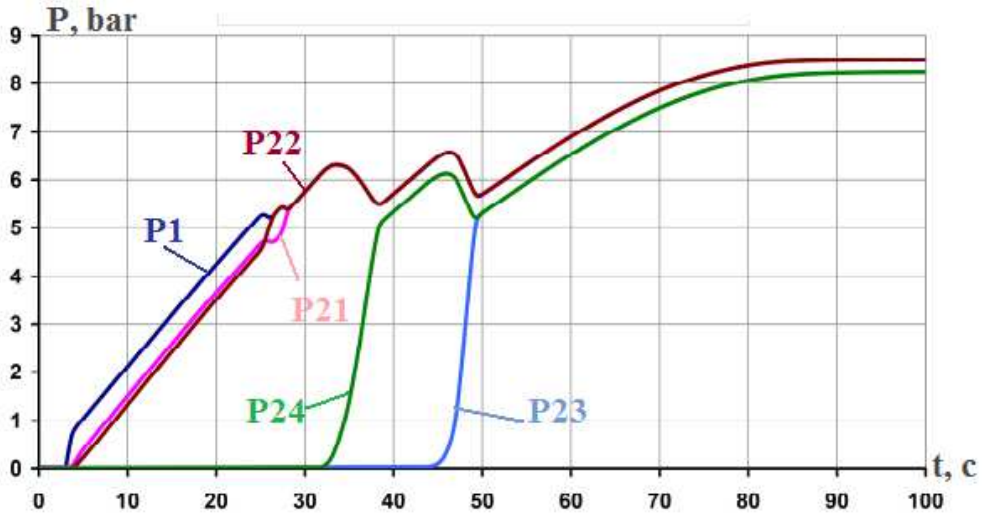


Рисунок 9.40 – Графики изменения давлений при наполнении клапана AE46

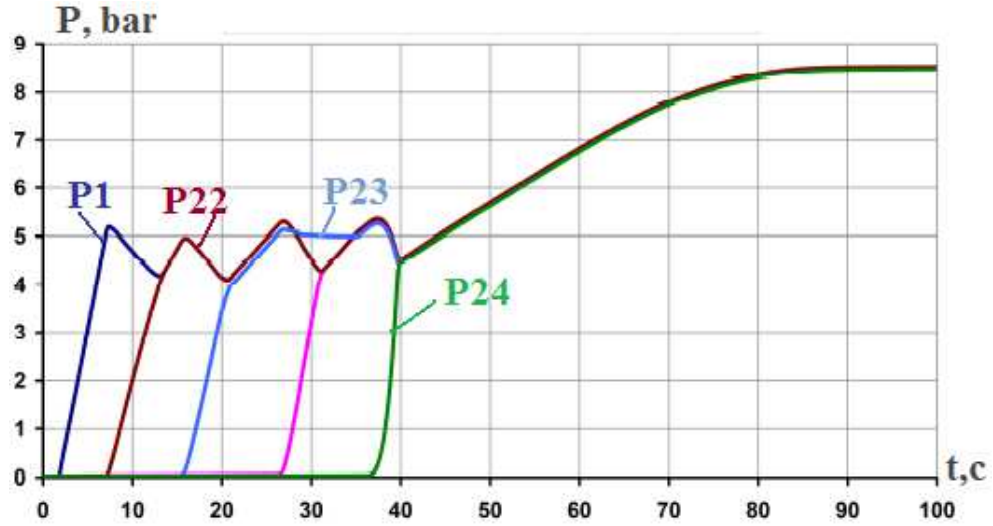


Рисунок 9.41 – Графики изменения давлений при наполнении клапана VIE

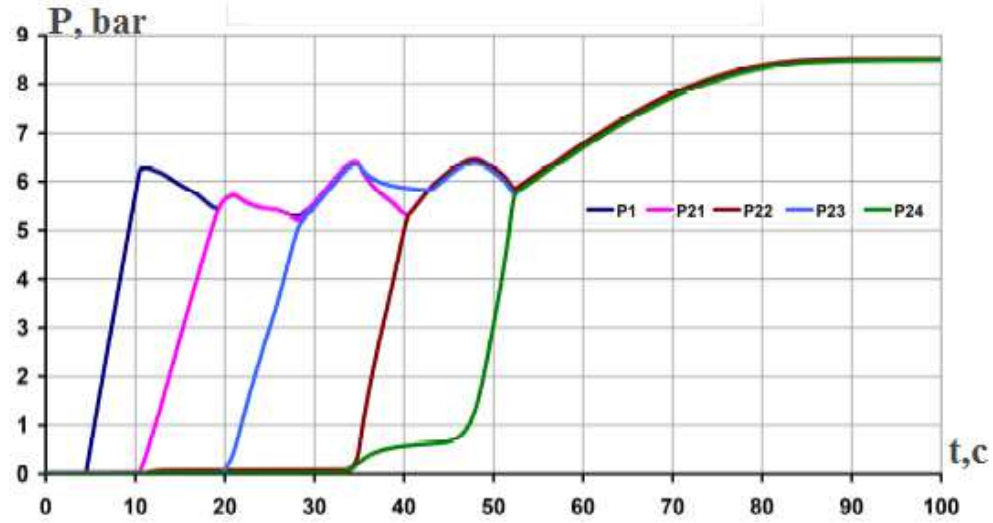


Рисунок 9.42 – Графики изменения давлений при наполнении клапана Wabco-Foton

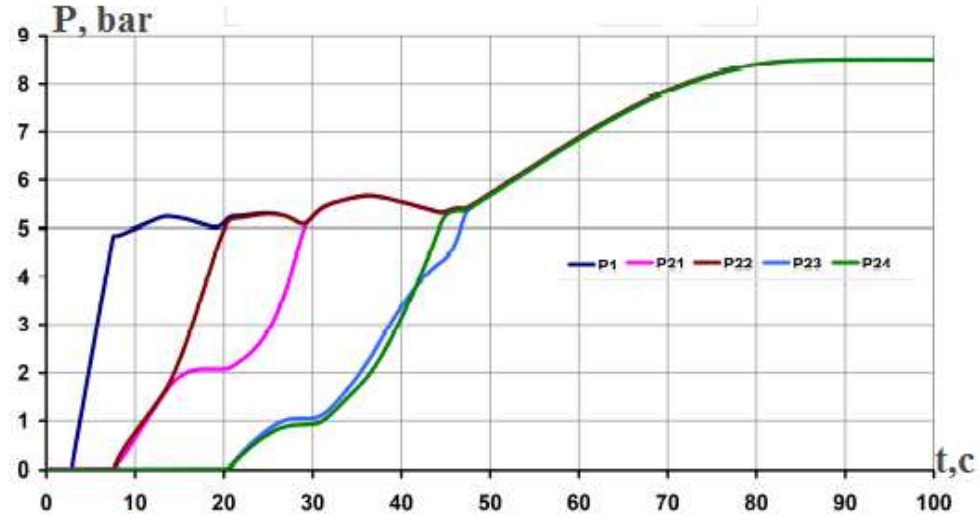


Рисунок 9.43 – Графики изменения давлений при наполнении клапана CAFF

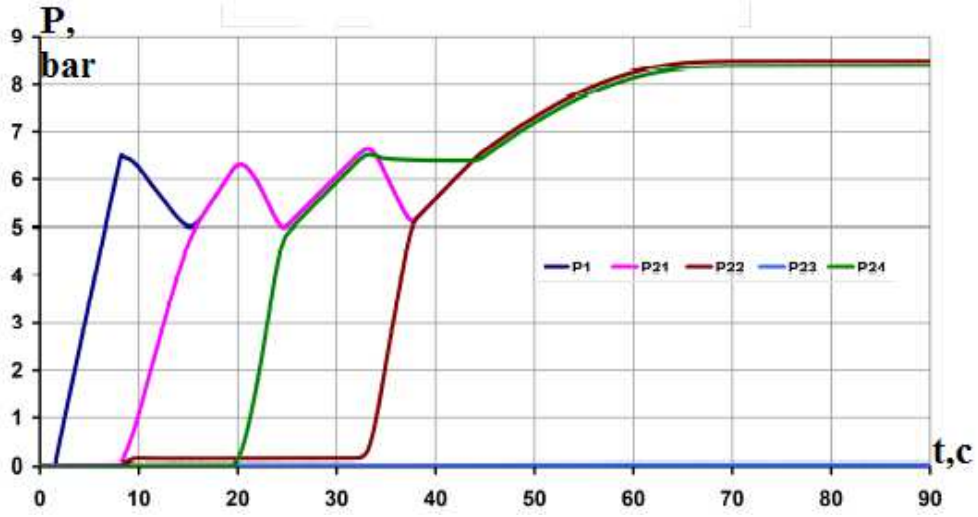


Рисунок 9.44 – Графики изменения давлений при наполнении клапана MinSui

9.8 Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований. Оценка адекватности разработанных моделей

По результатам имитационного моделирования и стендовых испытаний клапанов были получены графики изменения давлений в портах клапанов от времени в процессе насыщения (при подаче давления). Сравнительный анализ графиков показал похожий характер изменения давлений (графики зависимостей давления от времени во многом совпадают). Таким образом, имитационное моделирование дает вполне адекватные расчетные результаты и данный способ исследования можно использовать при проектировании и доводке клапанов пневматических тормозных систем транспортных средств.

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

Результаты, полученные в ходе данного исследования, позволят проводить работы в области анализа превосходства (бенчмаркинга). Выполненный проект будет являться основой для разработки комплексной методики выбора одного, наиболее предпочтительного варианта, из нескольких возможных предложений, возникающих в процессе проектирования новой автотракторной техники.

Результаты НИР имеют важное практическое значение для конструкторских отделов авто-предприятий, занимающихся производством коммерческих транспортных средств с пневматическими тормозными системами (ОАО "Павловский автобусный завод", НТЦ «КАМАЗ», ОАО "УРАЛАЗ" и др.). Выполненные исследования, разработанная методика и результаты стендовых испытаний испытаний могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки различных модификаций тормозных систем с целью

выбора оптимальных конструктивных параметров и повышения активной безопасности транспортных средств.

Результаты НИР могут быть использованы в образовательном процессе, в частности, методика проведения стендовых испытаний и подходы в оценке работоспособности компонентов пневматической тормозной системы могут быть внедрены:

- в курсах базовых образовательных программ подготовки бакалавров по направлению "Наземные транспортные системы": "Испытание автомобилей";
- в курсах базовых образовательных программ подготовки магистров по направлению "Наземные транспортные системы": "Методы научных исследований".

10 Исследование прочности и жесткости рамы грузового автомобиля на основе результатов конечно-элементного анализа и тензометрирования

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 – рама легкого коммерческого автомобиля. Цель работы – исследование статической прочности рамы в условиях, имитирующих кручение.

10.1 Анализ режимов нагружения рамы грузового автомобиля

Грузовой автомобиль в процессе эксплуатации передвигается по различным типам дорог, которые являются основным источником возмущений и вибраций, отрицательно сказывающихся как на автомобиле в целом, так и на пассажирах и перевозимых грузах, в частности. Достаточно точно оценить столь большое количество воздействий практически невозможно, т.к. состояние поверхности дорожного полотна зависит не только от местности, но и от погодных условий и специфики региона.

Рама воспринимает все нагрузки, возникающие при движении грузового автомобиля. Она должна обладать высокой изгибной и крутильной жесткостью и прочностью при ограничении по массе, а также рациональной конструкцией, позволяющей наилучшим образом разместить и закрепить узлы и агрегаты [10.1 – 10.9].

Существенный интерес для исследования поведения рамы грузового автомобиля представляют дорожные воздействия, к которым относят:

- переезд единичных неровностей различного вида с одновременным и неодновременным наездом колес;
- разгон-торможение;
- движение по криволинейной траектории;
- удар о бордюрный камень или небольшое препятствие.

Как показывает практика, доминирующей причиной поломок рамы грузовых автомобилей является ее закручивание, при которой в местах крепления кронштейнов поперечин к лонжеронам возникает напряжение, превышающее допустимое [10.10].

Таким образом, наиболее жестким режимом работы рамы грузового автомобиля, является кручение, возникающее, например, при несимметричном переезде неровностей.

10.2 Разработка расчетной модели рамы с учетом направляющего аппарата подвески

На рисунке 10.1 показана разработанная подробная модель рамы легкого коммерческого транспортного средства с фальшрессорами. На рисунке 10.2 показаны отдельные фрагменты модели, показывающие высокую степень детализации модели и хорошую проработку зон имеющих сложные переходы. Модель состоит из 196214 узлов и 191776 элементов.

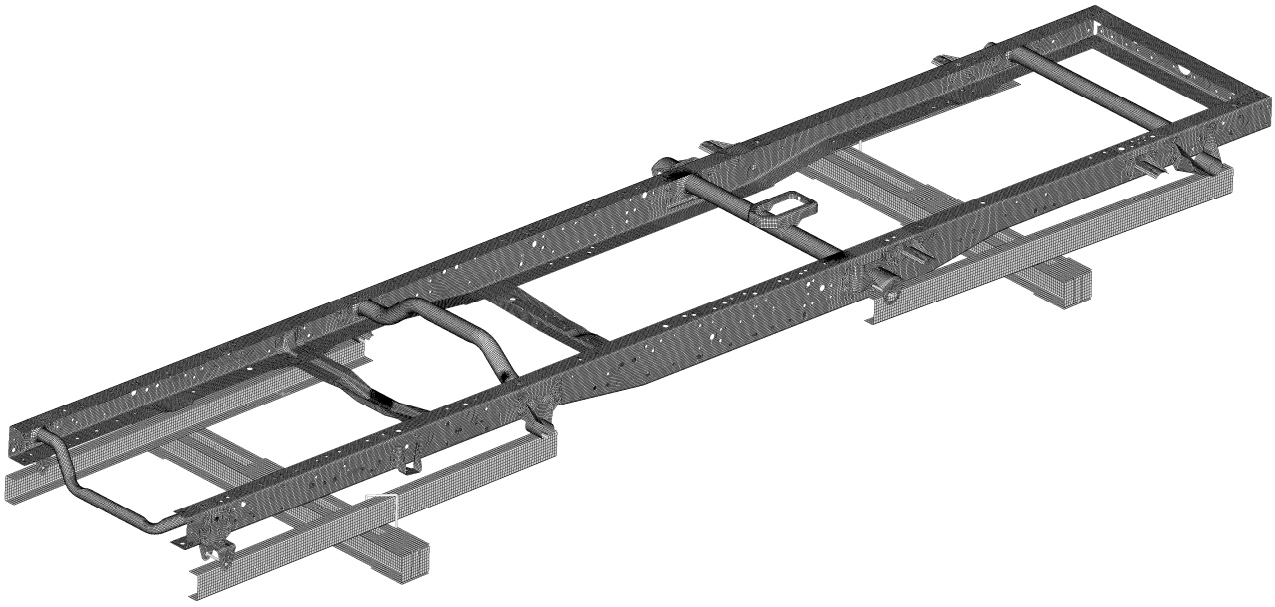
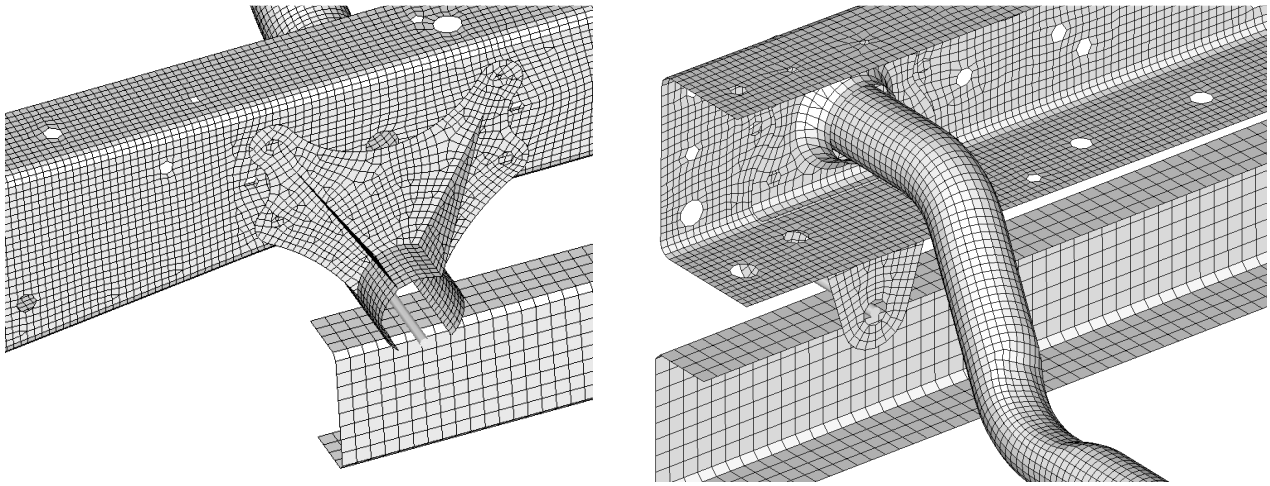


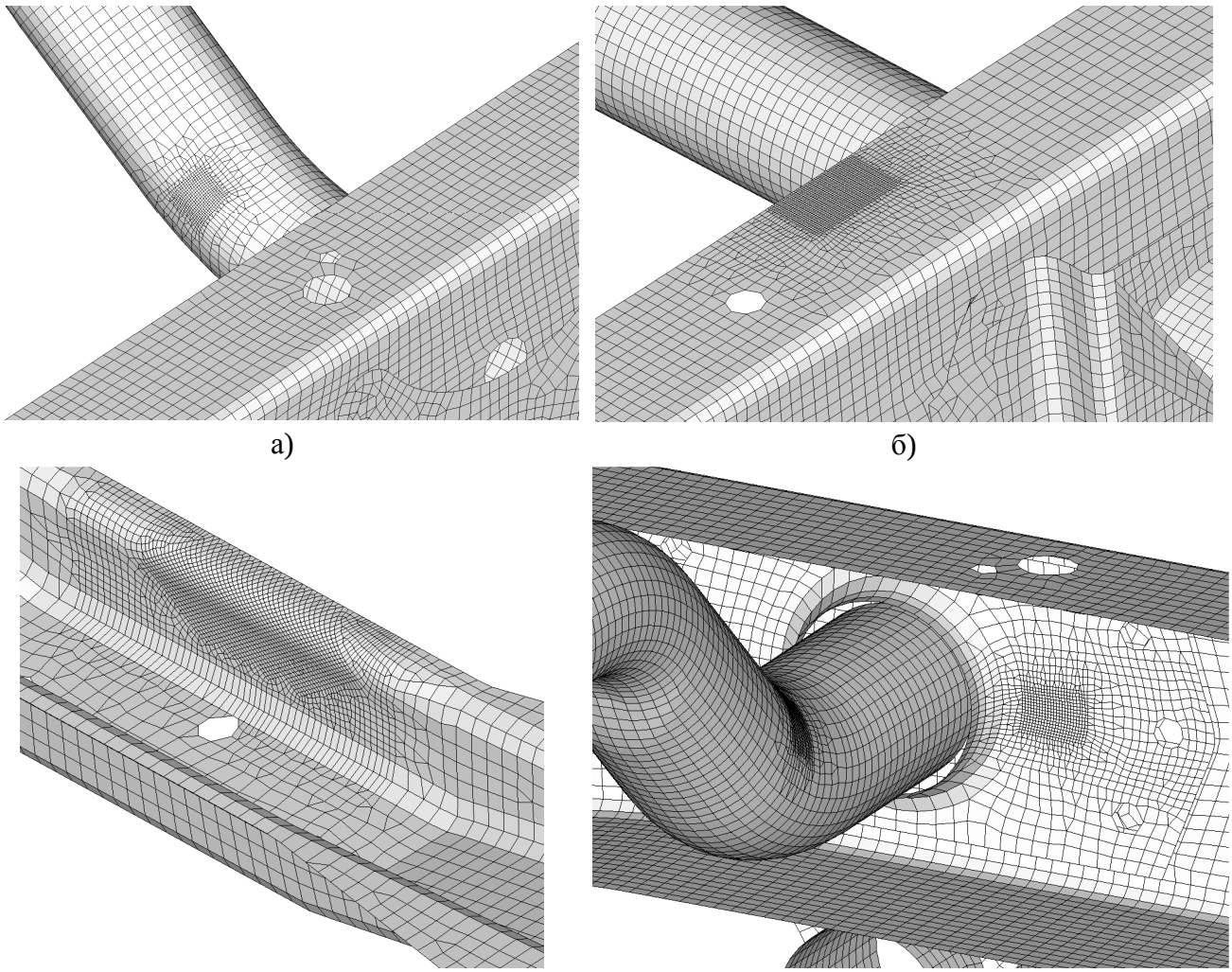
Рисунок 10.1 – Подробная конечно-элементная модель рамы



а) б)

Рисунок 10.2 – Фрагменты конечно-элементной модели

Следует отметить, что некоторые зоны (рисунок 10.3) имеют сетку с уменьшенным шагом. В этих зонах, при проведении экспериментальных исследований, были расположены тензодатчики, поэтому в расчетной модели аналогичные участки были представлены более подробно. Болтовые и заклепочные соединения были представлены в модели жесткими элементами типа Rigid, шарнирные соединения представлены в модели элементами типа Rod, работающими только на растяжение-сжатие (рисунок 10.6).



а) б)

в) г)

Рисунок 10.3 – Фрагменты модели с относительно мелкой сеткой

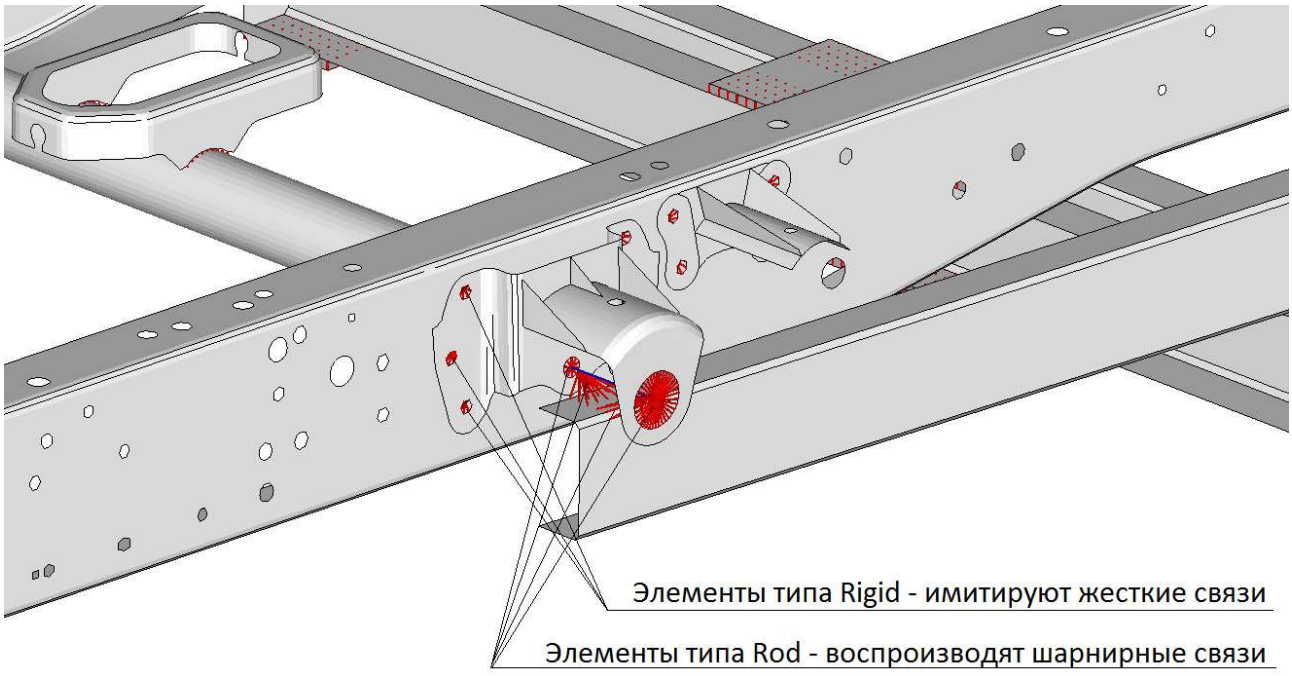


Рисунок 10.4 – Жесткие и шарнирные связи модели

10.3 Имитация условий скручивания рамы. Оценка напряженно-деформированного состояния по результатам конечно-элементного анализа

На рисунке 10.5 показана схема нагружения рамы. Задняя часть рамы, в районе расположения задних фальшрессор закреплялась по трем линейным степеням свободы.

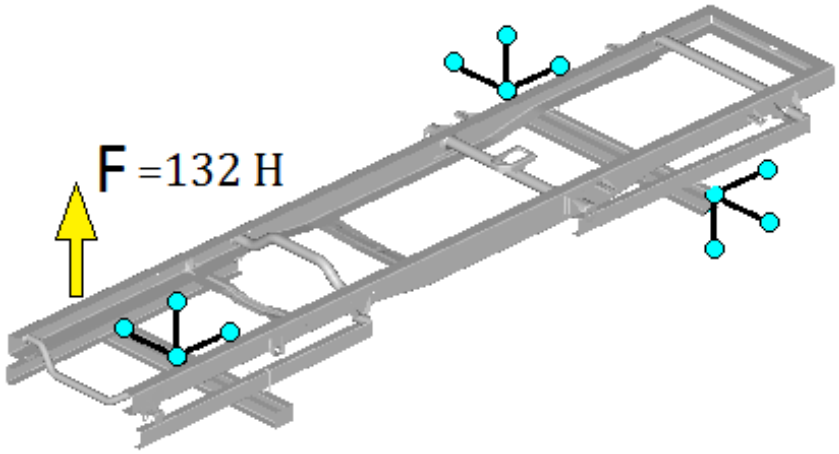


Рисунок 10.5 – Схема нагружения модели рамы

При проведении исследований нагружение рамы осуществлялось при помощи поворотной фальшбалки закрепленной на раме при помощи фальшрессор и стремянок и имеющей возможность поворота относительно продольной оси рамы в центральной точке. Нагружение осуществлялось через металлический крюк, установленный на раме, который учитывался в модели путем использования шарнирных стержневых элементов (в виде пучка элементов ROD) показанный на рисунке 10.6.

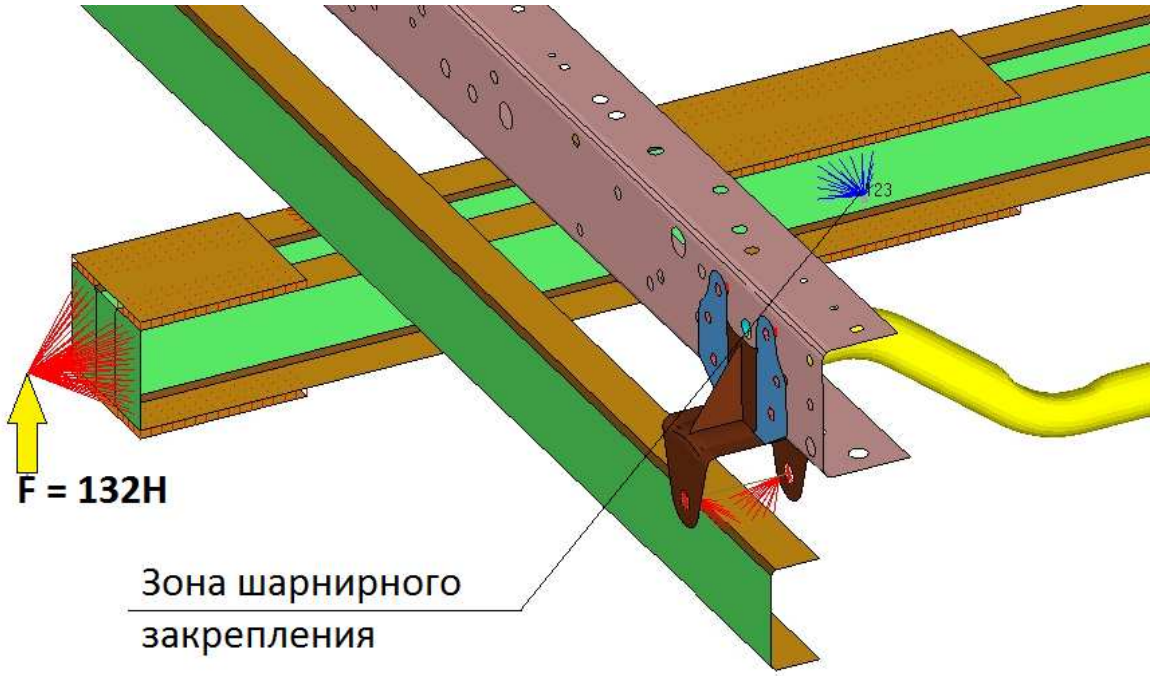


Рисунок 10.6 – Схема расположения стержневых элементов типа ROD

На рисунке 10.7 показан характер распределения перемещений по узлам модели.

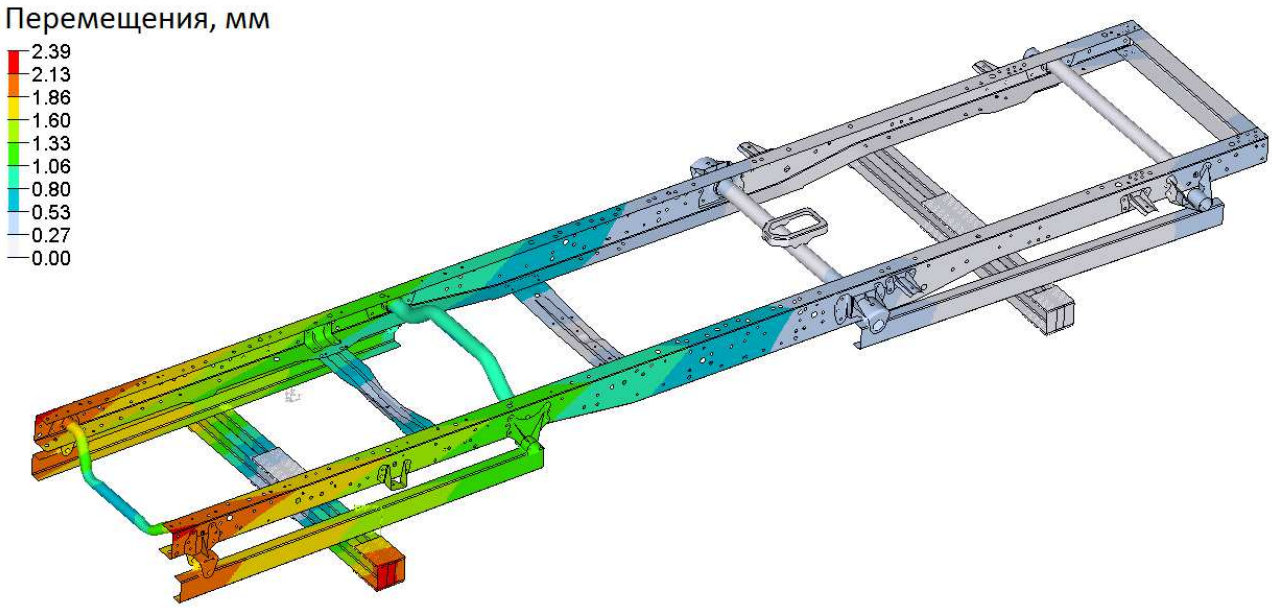


Рисунок 10.7 – Характер распределения перемещений, мм (Δ_{max} = 2,39 мм)

На рисунке 10.8 показан характер распределения напряжений по элементам рамы. Видно, что значения наибольших напряжений не превышают 35 МПа. На рисунке 10.9 показана аналогичная эпюра распределения напряжений, однако шкала напряжений отредактирована таким образом, чтобы напряжения, значения которых превышает 10 МПа, отображались красным цветом. В этом случае отчетливо видны зоны концентрации эквивалентных напряжений, которые в увеличенном масштабе показаны на рисунке 10.10.

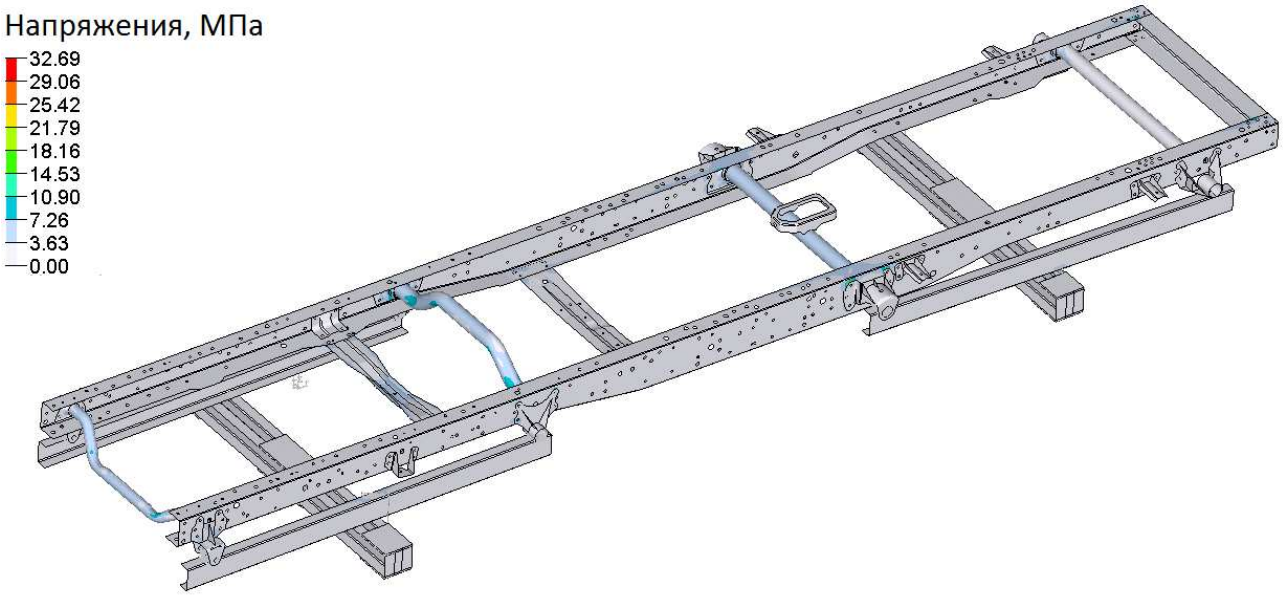


Рисунок 10.9 – Характер распределения эквивалентных напряжений, МПа (σ_{max} = 32,7 МПа)

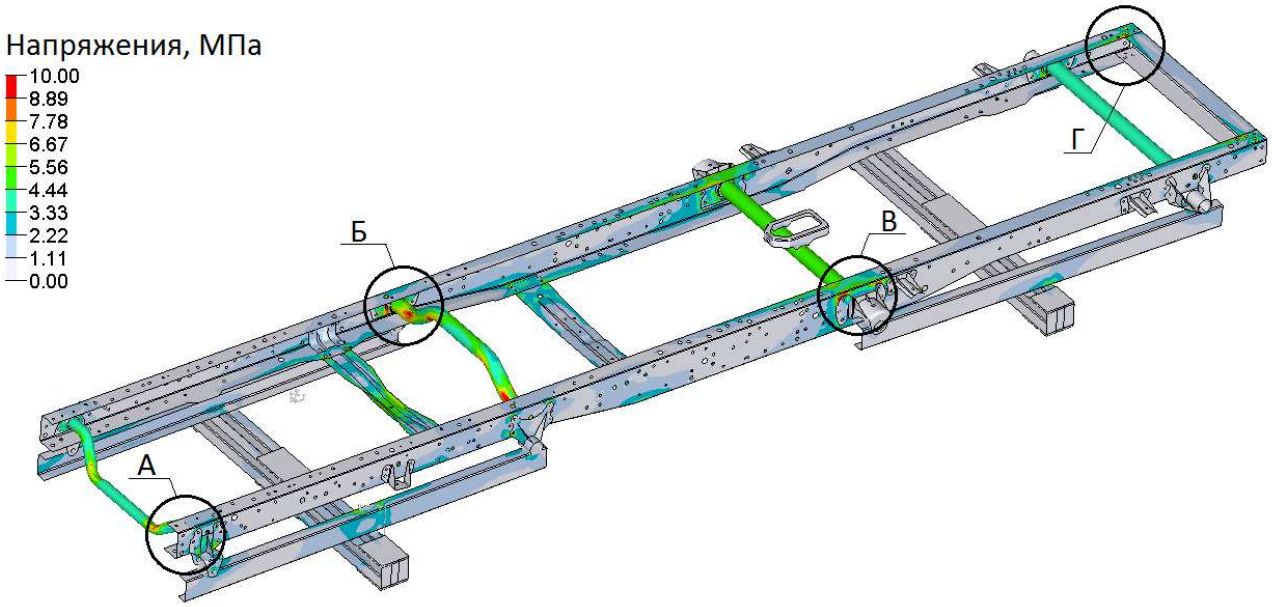
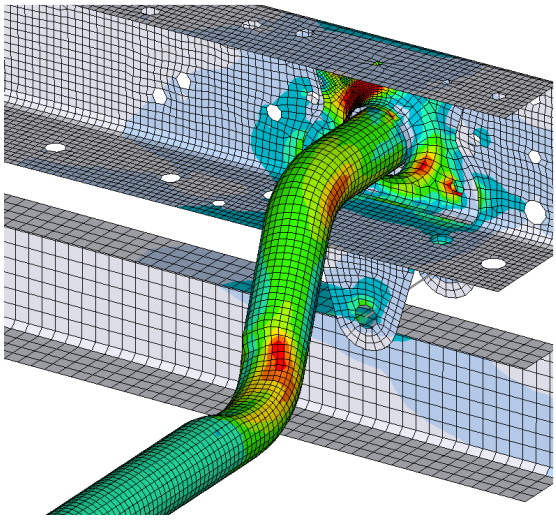
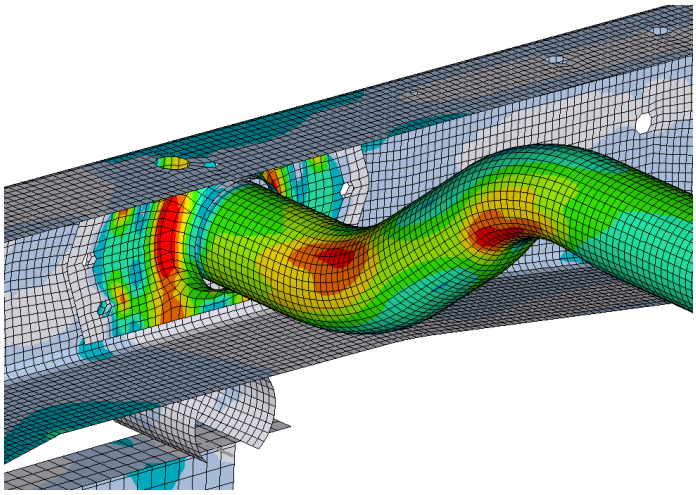


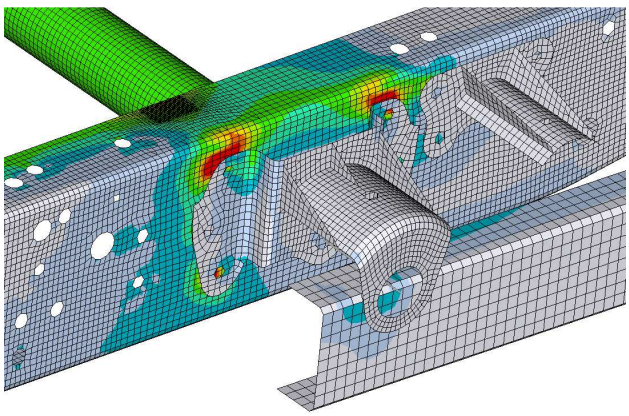
Рисунок 10.9 – Зоны рамы с наибольшими эквивалентными напряжениями



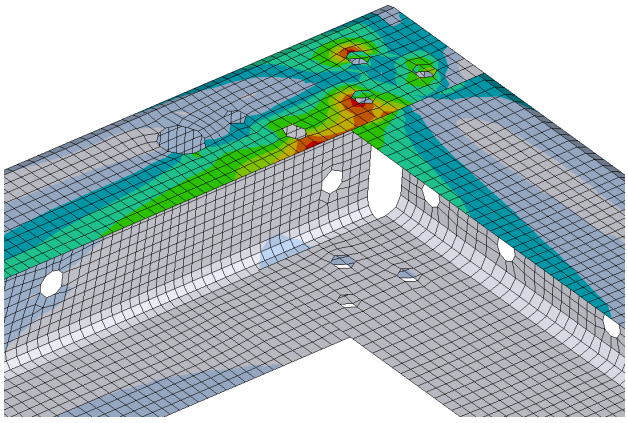
Зона А



Зона Б



Зона В



Зона Г

Рисунок 10.10 – Зоны с наибольшими эквивалентными напряжениями

10.4 Исследование прочности и жесткости натурного образца рамы в лабораторных условиях

По аналогии с расчетом, в эксперименте использовались так называемые фальшрессоры, представляющие из себя жесткие балки (швеллер), заменяющие реальные рессоры автомобиля, через которые, с помощью стремянок рама крепилась на металлические опоры стенда (рисунок 10.11). Оси симметрии передней и задней опоры стенда располагались строго по оси симметрии рамы. Передняя опора стенда выполнена в виде шарнирной опоры, позволяющая нагружающему рычагу свободно поворачиваться относительно оси опоры. Сам рычаг через кронштейн соединен с крюком гидравлического цилиндра, который в свою очередь соединен с датчиком силы, позволяющий контролировать усилие закручивания рамы. Задняя опора выполнена в виде п-образной сварной конструкции, обеспечивающая жесткое, неподвижное соединение рамы.

Рисунок 10.11 – Установка рамы на стенде

Левая и правая фальшрессоры передних и задних колес автомобиля имеют одинаковые схемы крепления, поэтому на рисунках показаны только левые фальшрессоры. Установка передних фальшрессор показана на рисунке 10.12, кронштейны крепления передних фальшрессор показаны на рисунке 10.13. Принцип соединения левого и правого кронштейна рамы с фальшрессорой одинаков, разница только в форме кронштейна. Монтаж передних фальшрессор осуществлен болтами (поз. 5, рисунок 10.13в), соединяющие отверстия кронштейнов (поз. 2) и цилиндрические втулки (поз. 4) швеллера (поз. 3) фальшрессоры,

соединенные дуговой сваркой. Данная схема соединения дает возможность поворота фальшрессоры в цилиндрических втулках относительно болтов крепления фальшбалки. На рисунке 10.13а показан кронштейн левый, на рисунке 10.3б кронштейн правый фальшбалки передних колес.

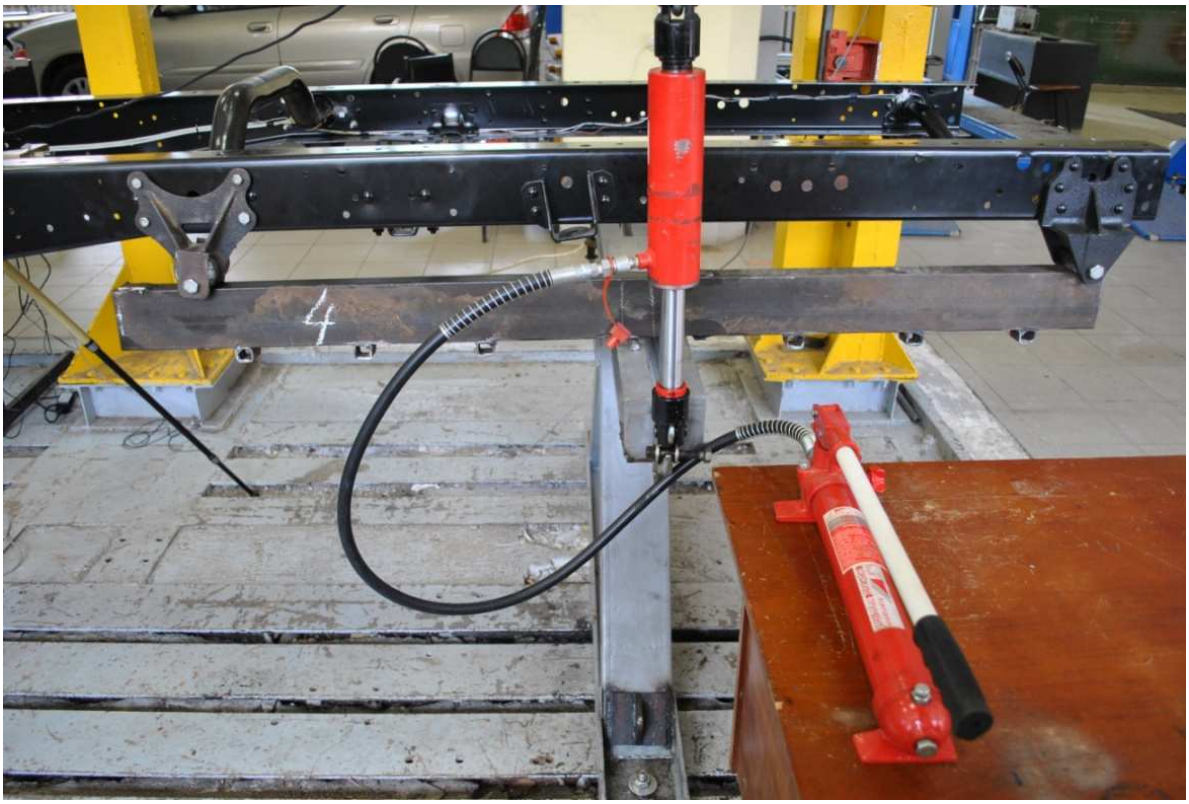
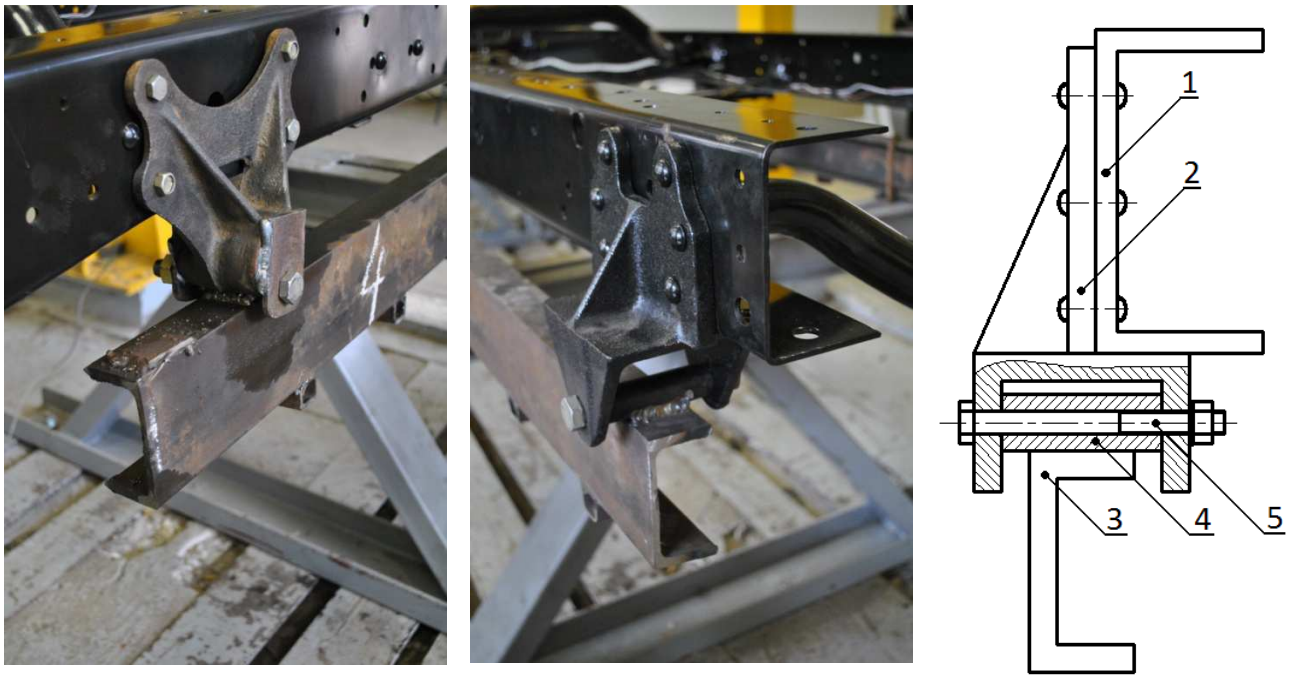


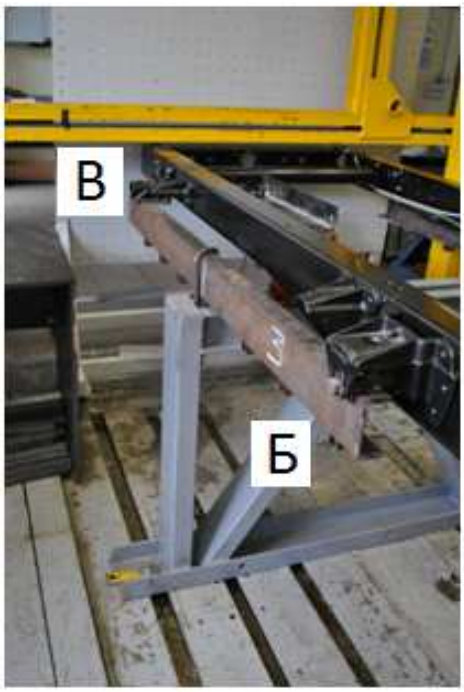
Рисунок 10.12 – Установка передней фальшрессоры рамы



а) б) в)

Рисунок 10.13 – Монтаж передней фальшрессоры к раме автомобиля

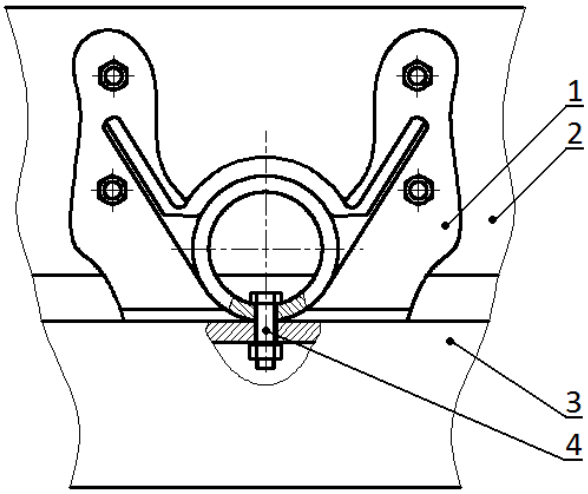
На рисунке 10.14а показана установка левой фальшрессоры задних колес рамы автомобиля, буквами обозначены позиции кронштейнов крепления, изображенных на рисунках (рисунки б и в). Кронштейн крепления (рисунок 10.14б) соединен с фальшбарессорой болтом через цилиндрическую втулку. Кронштейн (рисунок 10.14в) крепятся к фальшрессоре (поз. 3, рисунок 10.14г) через болт (поз. 4), используя отверстия в кронштейне (поз. 1) и фальшрессоре (поз. 3).



а)

б)

в)



г)

Рисунок 10.14 – Монтаж задней фальшресоры к раме автомобиля

С целью измерения относительных деформаций и напряжений на раму были наклеены тензодатчики. Датчики были установлены с внешней и внутренней сторон лонжеронов, на поперечинах с открытым и закрытым профилем. Датчики наклеены параллельно, перпендикулярно и под углом 45° к продольной оси рамы автомобиля. Схема установки датчиков на раме автомобиля показана на рисунке 10.15. В таблице 10.1 показаны зоны расположения тензодатчиков в модели и на реальной раме.

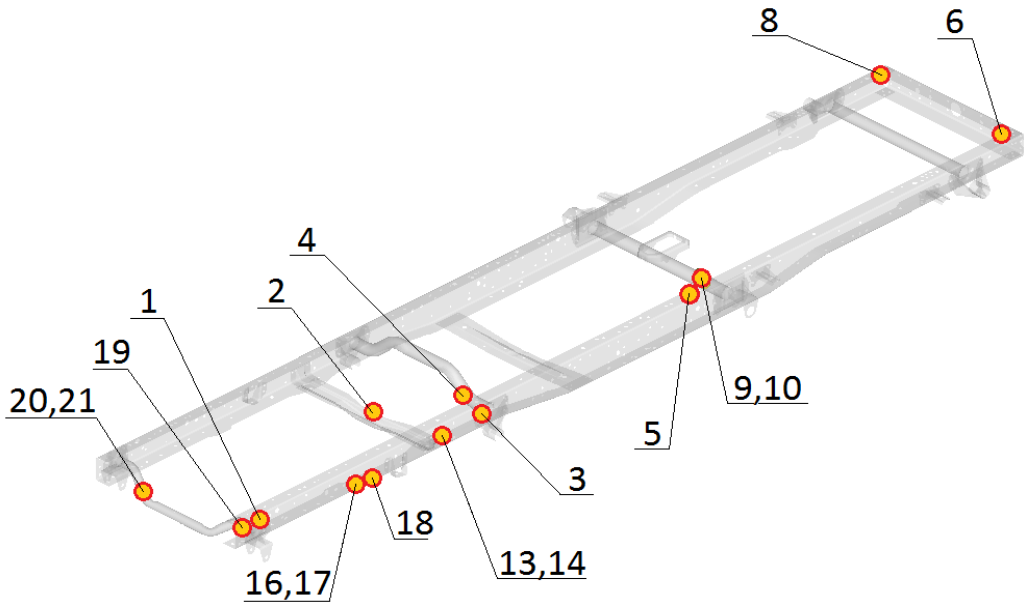
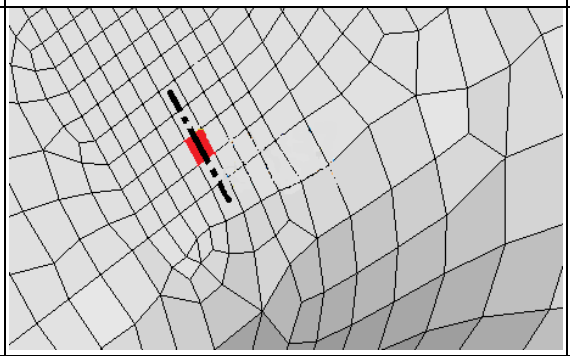
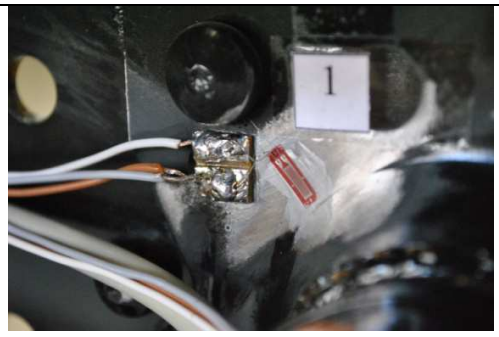
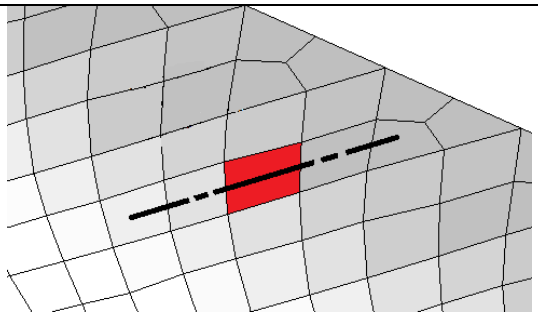
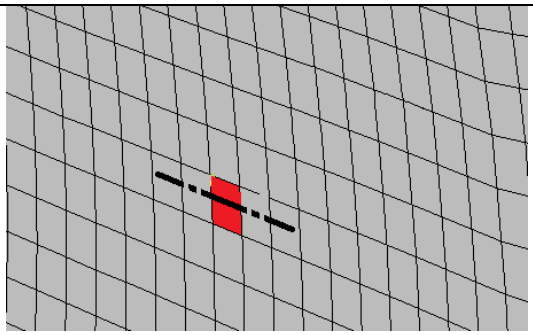
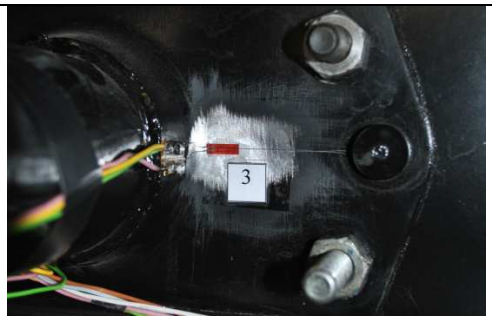
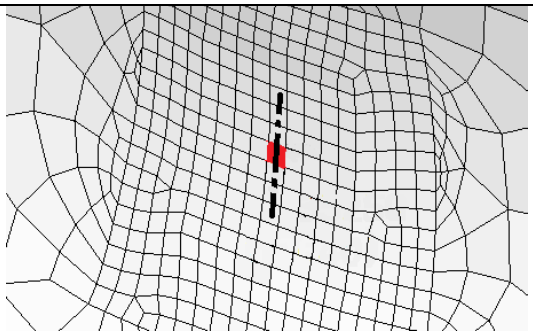
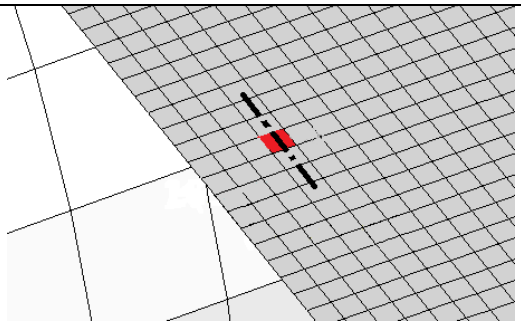
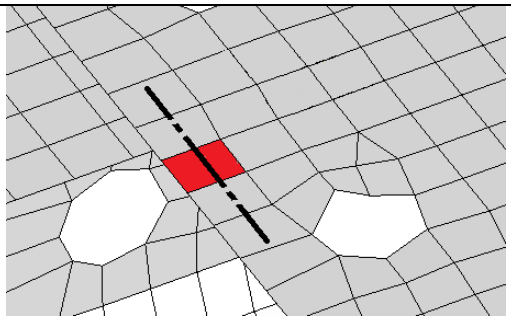
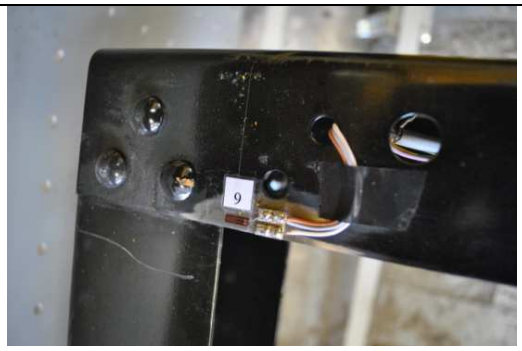
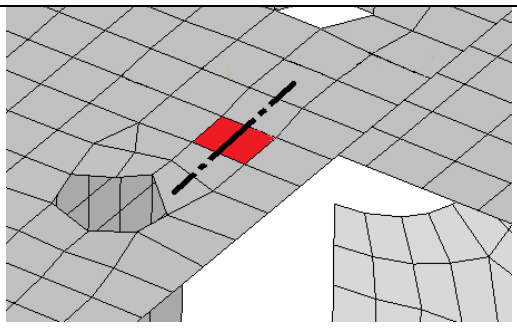
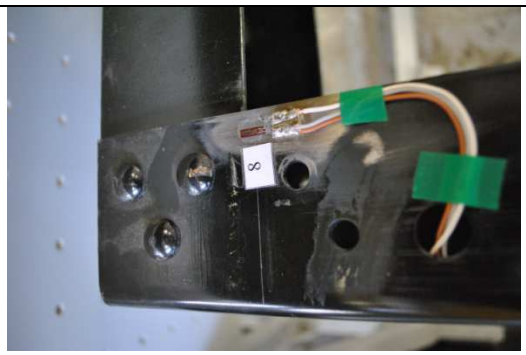
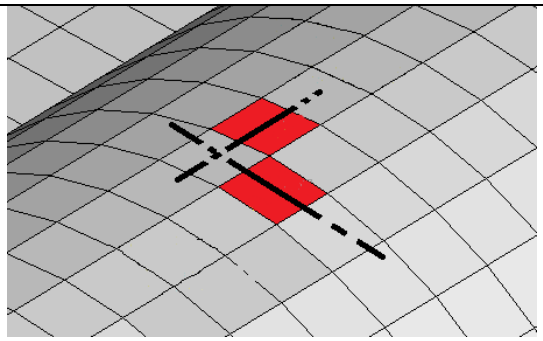
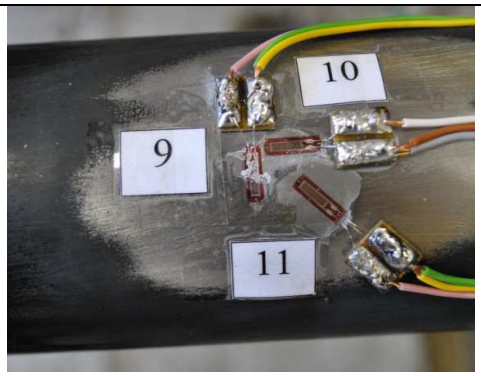
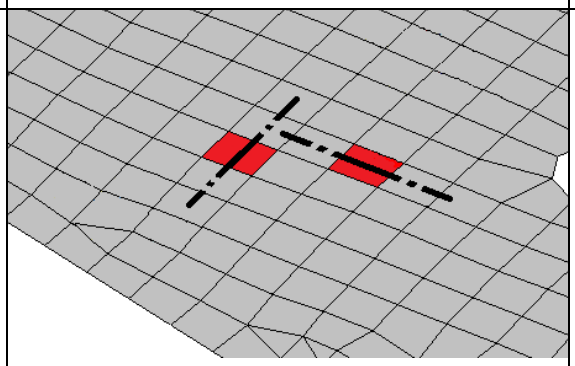
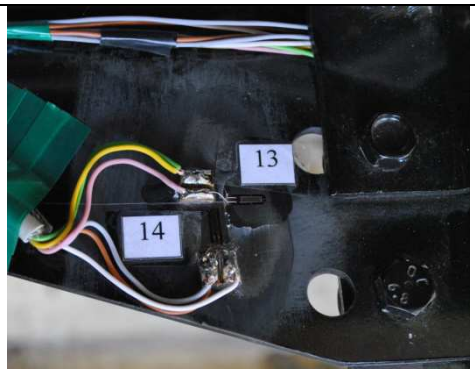
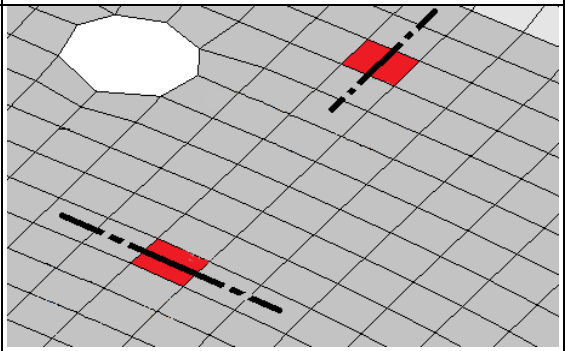
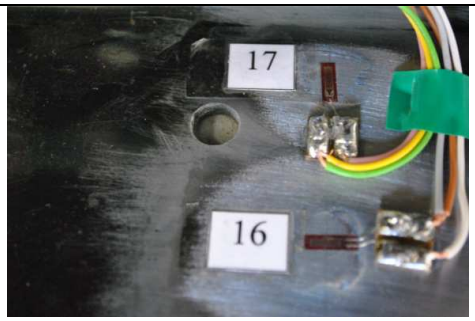
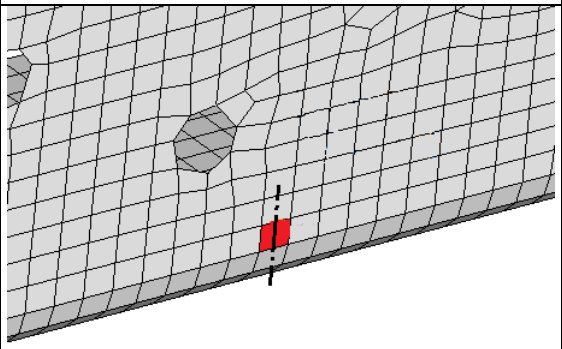
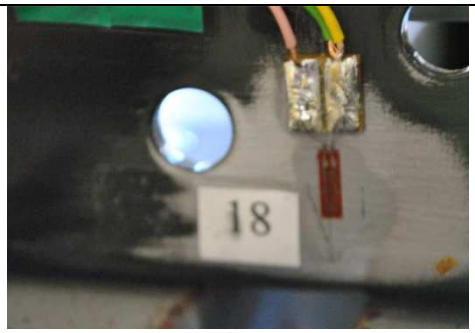
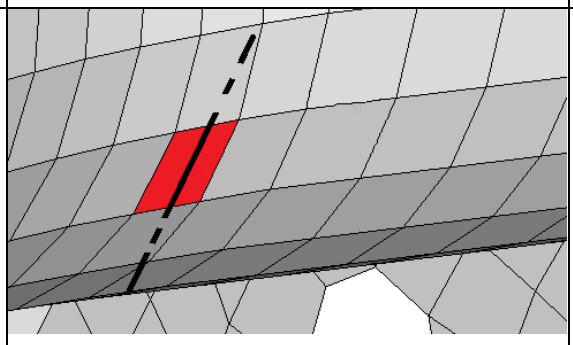
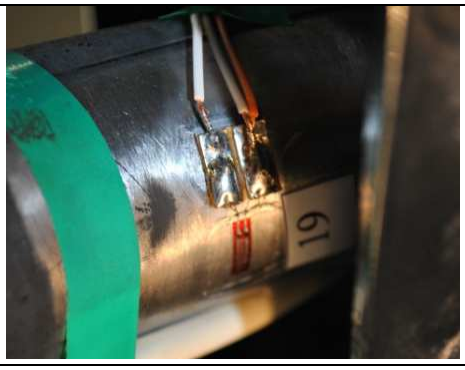


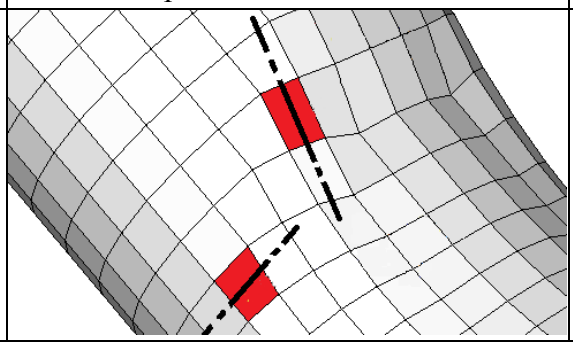
Рисунок 10.15 – Схема расположения датчиков деформаций на модели

Таблица 10.1 Зоны расположения датчиков деформации с номерами их элементов

Датчик №	Схема расположения элемента в расчетной модели	Схема расположения датчика на раме
1		
2		

Датчик №	Схема расположения элемента в расчетной модели	Схема расположения датчика на раме
3		
4		
5		
6		
8		

Датчик №	Схема расположения элемента в расчетной модели	Схема расположения датчика на раме
9,10		
13,14		
16,17		
18		
19		

Датчик №	Схема расположения элемента в расчетной модели	Схема расположения датчика на раме
20, 21		

В ходе экспериментальных исследований проводились замеры измеряемых величин (деформаций в тензодатчиках) в пяти независимых опытах.

Совокупность всех возможных значений исследуемой случайной погрешности называется генеральной совокупностью. Множество значений случайной погрешности, полученное в результате наблюдения над нею, называют случайной выборкой или просто выборкой. Число объектов в генеральной совокупности и в выборке характеризует их объем. Генеральная совокупность может иметь бесконечный объем.

Основной задачей числовой оценки случайных погрешностей является получение научно обоснованных выводов о числовых характеристиках генеральной совокупности случайных погрешностей по выборке. Выборочная оценка должна обладать следующими свойствами: несмещенностью, эффективностью и состоятельностью.

Оценку $\tilde{A}$ параметра A называют несмещенной, если ее математическое ожидание равно оцениваемому параметру. Требование несмещенности гарантирует отсутствие систематических ошибок при оценке параметров. Оценку $\tilde{A}$ параметра A называют состоятельной, если при неограниченном увеличении объема выборки ее значение приближается сколь угодно близко к значению оцениваемого параметра.

На практике не всегда удается удовлетворить одновременно требованиям несмещенности, эффективности и состоятельности оценки параметра. Иногда для простоты расчетов целесообразно использовать незначительно смещенную оценку. Оценку неизвестного параметра генеральной совокупности одним числом называют точечной оценкой. Точечной оценкой математического ожидания $M(X)$ случайной величины X является среднее арифметическое значение $\bar{X}$, вычисленное по результатам m независимых наблюдений:

$$\bar{X} = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m} X_i \qquad (10.1)$$

Несмещенной оценкой дисперсии генеральной совокупности *D(X)* является исправленная выборочная дисперсия

$$S^2 = \frac{1}{m-1}\sum_{i=1}^{m}(X_i - \bar{X})^2 \qquad (10.2)$$

Эта оценка является состоятельной, но не эффективной.

При малом числе наблюдений необходимо использовать интервальное оценивание, так как в этом случае точечная оценка недостаточно надежна. Необходимо по данным выборки построить числовой интервал, в котором с заранее выбранной вероятностью находится значение оцениваемого параметра. Доверительным интервалом $(\tilde{A}_2 - \tilde{A}_1)$ для параметра *A* называют такой интервал, для которого с заранее выбранной вероятностью *P=1-a,* близкой к единице, можно утверждать, что $P(\tilde{A}_1 < A < \tilde{A}_2) = 1 - \alpha$ Чем меньше для выбранной вероятности $(\tilde{A}_2 - \tilde{A}_1)$, тем точнее оценка параметра А. Доверительный интервал меняется от выборки к выборке. Вероятность *a* называется доверительной вероятностью, а число а – уровнем значимости. Выбор доверительной вероятности зависит от конкретной решаемой задачи. Если случайная величина распределена нормально, а дисперсия этого распределения неизвестна, то доверительный интервал для математического ожидания M(X) определяется неравенством

$$\tilde{X} - t(P,m)\cdot\frac{S}{\sqrt{m}} < M(X) < \tilde{X} + t(P,m)\cdot\frac{S}{\sqrt{m}} \qquad (10.3)$$

где *t(P, m)* – критерий Стьюдента при доверительной вероятности P и числе степеней свободы m. В таблицах 10.2 – 10.4 представлена технология обработки расчетных данных. Результаты экспериментальных исследований представлены в таблицах 10.5 – 10.7.

Таблица 10.2 Технология замера угловых перемещений по результатам расчетов

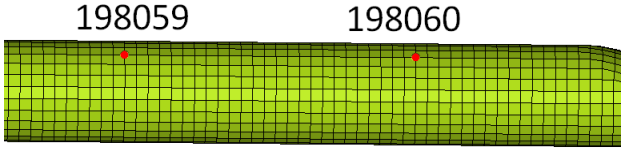
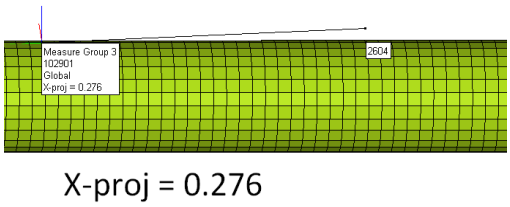
1. Определяем место установки оптического квадранта, использованного в эксперименте, на раме для измерения угловых перемещений поперечин. Выявляем узлы на модели соответствующие базе прибора.	
2. Выбираем опцию “поиск относительных углов”. Указываем узлы соответствующие базе измерительного прибора. Определяем расчетное значение угла	

Таблица 10.3 Технология замера относительных деформаций по результатам расчетов

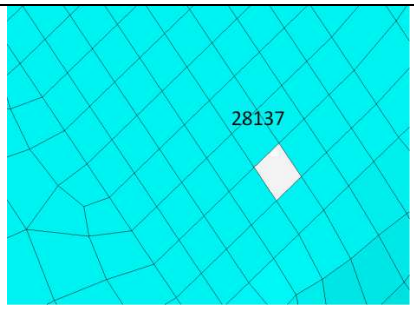
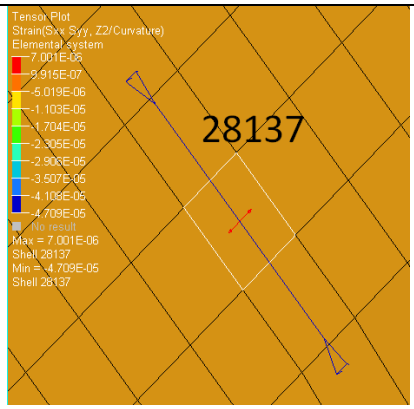
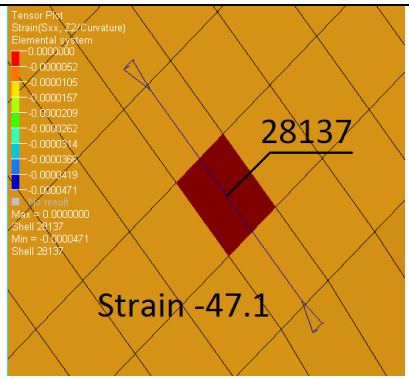
1. Определяем место расположения и направление действия датчика деформации в модели. Определяем его номер. Номер первого датчика в первом расчете №28137	
2. Выбираем опцию тензор деформаций (strain tensor). Ведем поиск деформаций по средней точке полученного элемента по компонентам X,Y,Z систему координат данного элемента. Выбор компоненты определяется направлением действия датчика. Также выбираем поверхность расположения датчика относительно срединной (внешняя)	
3. Определяем расчетное значение деформаций в заданном элементе	

Таблица 10.4 Технология замера линейных перемещений по результатам расчетов

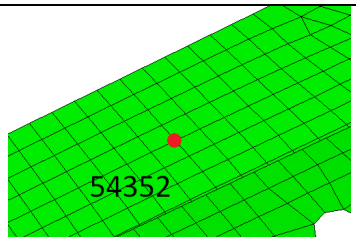
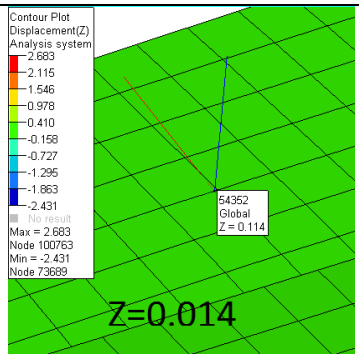
1. Определяем место расположения лазерного датчика перемещений в эксперименте в конце измерения. Определяем соответствующий номер узла в модели.	
2. Выбираем опцию “поиск относительных перемещений вдоль вертикальной оси”. Указываем узел соответствующий указке измерительного прибора. Определяем расчетное значение перемещения.	

Таблица 10.5 Эксперимент с фальшрессорами нагрузка 132 Н

Изм. величина		№ измерения					Среднее значение	средне кв. отклонение	средне кв. отклонение	
Обозначение	ед.изм.	1	2	3	4	5			-	+
		Относительные линейные деформации								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
μƐ1		-35,8288	-38,4832	-38,4832	-35,8288	-35,8288	-36,9	1,30	-38,70	-35,09
μƐ2		-16,6832	-18,1984	-18,1984	-16,6832	-16,6832	-17,3	0,74	-18,32	-16,26
μƐ3		22,749	24,645	23,697	23,697	21,801	23,3	0,97	21,98	24,66
μƐ4		30,332	32,228	32,228	31,28	30,332	31,3	0,85	30,10	32,46
μƐ5		31,28	33,175	33,175	32,228	30,332	32,0	1,11	30,50	33,57
μƐ6		27,488	30,332	30,332	29,384	27,488	29,0	1,29	27,22	30,79
μƐ8		-21,801	-23,697	-22,749	-22,749	-20,853	-22,4	0,97	-23,71	-21,03
μƐ9		1,896	1,896	1,896	1,896	0,948	1,7	0,38	1,18	2,23
μƐ10	(ε·10e-6)	-2,844	-2,844	-2,844	-1,896	-1,896	-2,5	0,46	-3,11	-1,82
μƐ13		-0,948	-0,948	-0,948	-1,896	-0,948	-1,1	0,38	-1,66	-0,61
μƐ14		0	0	-0,948	0	0	-0,2	0,38	-0,72	0,34
μƐ16		0,948	0,948	1,896	1,896	1,896	1,5	0,46	0,87	2,16
μƐ17		0	0	0	0	0	0,0	0,00	0,00	0,00
μƐ18		0,948	0	0	1,896	0,948	0,8	0,71	-0,23	1,74
μƐ19		7,583	8,531	8,531	8,531	8,531	8,3	0,38	7,81	8,87
μƐ20		1,896	2,844	1,896	2,844	1,896	2,3	0,46	1,63	2,92
μƐ121		25,592	25,592	26,54	25,592	23,697	25,4	0,93	24,11	26,69
		Линейные перемещения								
S4_z	мм	0,12	0,44	0,48	0,56	0,48	0,4			
Sлонж_л_1	мм	2,14	2,28	2,18	2,28	2,28	2,2			
S6_x	мм	0,06					0,2	0,2	0,2	0,24
		Угловые пе-ремещения								
γ1	град.						0,3			
γ2	град.						0,2			
γ3	град.						0,2			
γ4	град.						0,1			
γ5	град.						0,0			

Таблица 10.6 Эксперимент с фальшрессорами нагрузка 225 Н

Изм. величина		№ измерения					Среднее значение	средне кв. отклонение	средне кв. отклонение	
Обозначение	ед.изм.	1	2	3	4	5			-	+
		Относительные линейные деформации								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
με1		-47,394	-49,289	-50,237	-46,446	-48,341	-48,3	1,34	-50,20	-46,48
με2		-19,905	-20,853	-20,853	-19,905	-19,905	-20,3	0,46	-20,93	-19,64
με3		41,706	43,602	43,602	41,706	42,654	42,7	0,85	41,48	43,83
με4		57,82	59,716	60,664	57,82	56,872	58,6	1,39	56,64	60,51
με5		59,716	60,664	60,664	57,82	58,768	59,5	1,11	57,99	61,06
με6		53,081	55,924	55,924	53,081	53,081	54,2	1,39	52,28	56,15
με8		-41,706	-43,602	-43,602	-40,758	-41,706	-42,3	1,14	-43,85	-40,70
με9		2,844	2,844	2,844	2,844	2,844	2,8	0,00	2,84	2,84
με10	(ε·10e-6)	-4,739	-5,687	-4,739	-3,791	-4,739	-4,7	0,60	-5,57	-3,91
με13		1,896	1,896	0,948	1,896	1,896	1,7	0,38	1,18	2,23
με14		0	-0,948	-1,896	-0,948	-0,948	-0,9	0,60	-1,78	-0,12
με16		2,844	2,844	2,844	2,844	2,844	2,8	0,00	2,84	2,84
με17		0	0	0	0	0	0,0	0,00	0,00	0,00
με18		1,896	0,948	0	0,948	0,948	0,9	0,60	0,12	1,78
με19		15,166	15,166	15,166	15,166	15,166	15,2	0,00	15,17	15,17
με20		4,739	3,791	2,844	3,791	3,791	3,8	0,60	2,96	4,62
με121		46,446	48,341	49,289	45,498	45,49	47,0	1,54	44,87	49,15
		Линейные перемещения								
S4_z	мм	0,56	0,56	0,72	0,52	0,5				
Sлонж_л_1	мм	3,6	4,24	3,92	4,18	4,12				
S6_x	мм	0,02						0,2	0,28	0,2
		Угловые пе-ремещения								
γ1	град.	0,09		0,38			0,2			
γ2	град.	0,36					0,4			
γ3	град.	0,32					0,3			
γ4	град.	0,23					0,2			
γ5	град.	0,11					0,1			

Таблица 10.7 Эксперимент с фальшрессорами нагрузка 631Н

Изм. величина		№ измерения					Среднее значение	средне кв. отклонение	средне кв. отклонение	
Обозначение	ед.изм.	1	2	3	4	5			-	+
		Относительные линейные деформации								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
με1		-135,545	-137,441	-137,441	-136,493	-139,337	-137,3	1,26	-139,00	-135,51
με2		-57,82	-58,768	-57,82	-57,82	-57,82	-58,0	0,38	-58,54	-57,48
με3		127,962	129,858	127,962	127,962	127,962	128,3	0,76	127,29	129,39
με4		181,043	182,939	181,043	181,043	179,147	181,0	1,20	179,38	182,71
με5		177,252	179,147	176,304	176,304	176,304	177,1	1,11	175,53	178,60
με6		165,877	167,773	165,877	165,877	164,929	166,1	0,93	164,78	167,36
με8		-129,858	-132,702	-129,858	-129,858	-128,91	-130,2	1,29	-132,02	-128,45
με9		8,531	8,531	8,531	8,531	8,531	8,5	0,00	8,53	8,53
με10	(ε·10e-6)	-14,218	-15,166	-15,166	-14,218	-14,218	-14,6	0,46	-15,24	-13,95
με13		8,531	8,531	7,583	8,531	7,583	8,2	0,46	7,51	8,80
με14		-2,844	-3,791	-2,844	-2,844	-2,844	-3,0	0,38	-3,56	-2,51
με16		5,687	5,687	6,635	6,635	6,635	6,3	0,46	5,61	6,90
με17		0,948	0,948	0,948	0	0	0,6	0,46	-0,08	1,21
με18		1,896	1,896	1,896	2,844	2,844	2,3	0,46	1,63	2,92
με19		45,498	45,498	45,498	45,498	46,446	45,7	0,38	45,16	46,21
με20		13,27	14,218	13,27	14,218	15,166	14,0	0,71	13,04	15,01
με121		144,076	146,92	145,024	144,076	141,233	144,3	1,84	141,71	146,82
		Линейные перемещения								
S4_z	мм	1,16	1,02	1,34	1,26	1,34	1,2			
Sлонж_л_1	мм	11,96	12,88	11,94	11,94	11,92	12,1			
S6_x	мм	0,02					0,02	0,1	0,12	0,14
		Угл. Пер.								
γ1	град.	1,28		1,63			1,5			
γ2	град.	1,18					1,2			
γ3	град.	0,98					1,0			
γ4	град.	0,77					0,8			
γ5	град.	0,33					0,3			

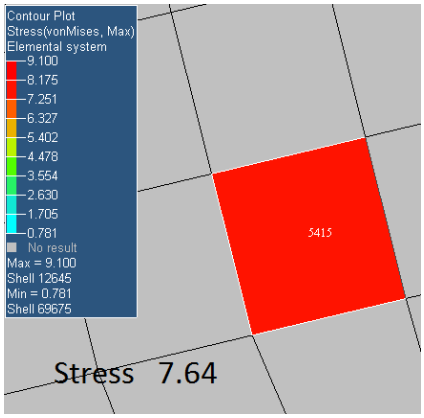
10.5 Сравнительный анализ результатов расчетов с данными экспериментальных исследований

В таблице 10.8 представлены результаты сравнительного анализа по относительным деформациям (10e-6 мм). В таблице 10.9 показаны значения напряжений, полученные в ходе расчета в контрольных датчиках.

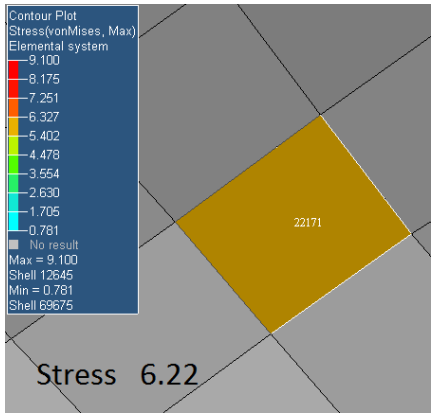
Таблица 10.8 Относительные деформации контрольных элементов (датчиков)

№ датчика	Расчет	Эксперимент	Расхождение, %
1	-36,9	-36,9	0
2	-21	-17,3	17,61
3	25	23,3	6,8
4	33,8	31,3	7,39
5	32,3	32,0	0,92
6	29	29,0	0
8	-20,7	-22,4	7,59
13	-2,1	-1,1	47,61
21	26,9	25,4	5,57

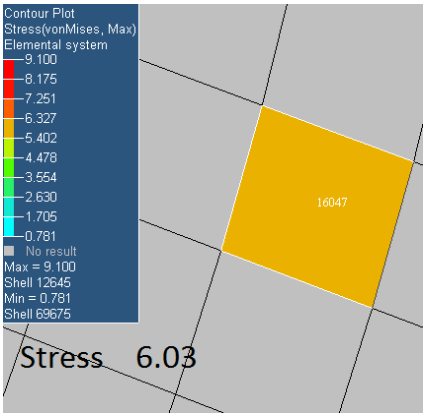
Таблица 10.9 Напряжения в контрольных датчиках



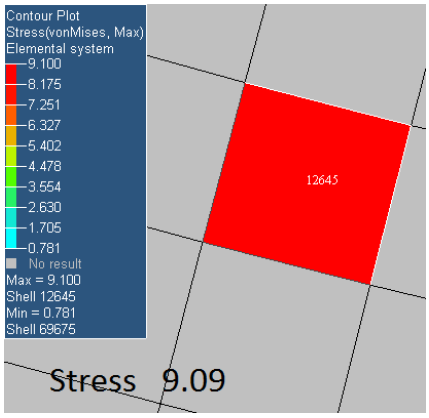
элемент №5469 (датчик №1)



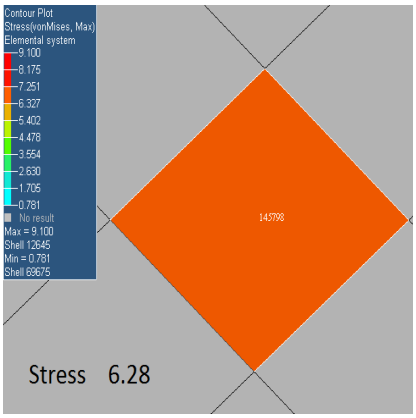
элемент №22035 (датчик №2)



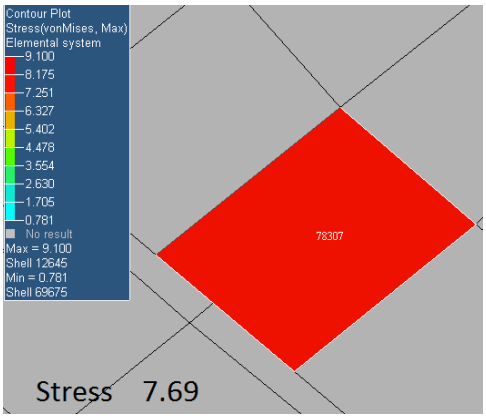
элемент №16047 (датчик №3)



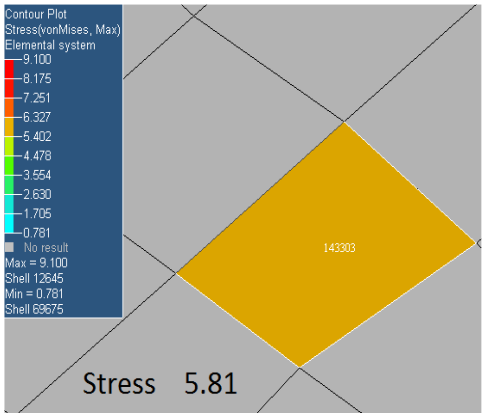
элемент №12640 (датчик №4)



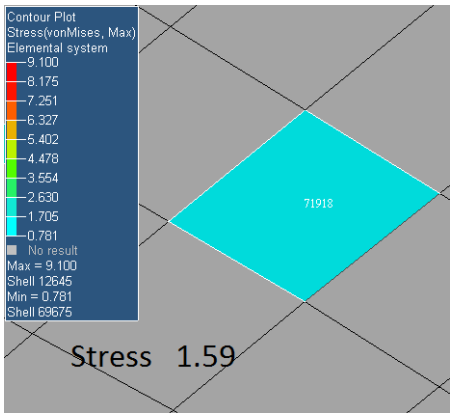
элемент №146615 (датчик №5)



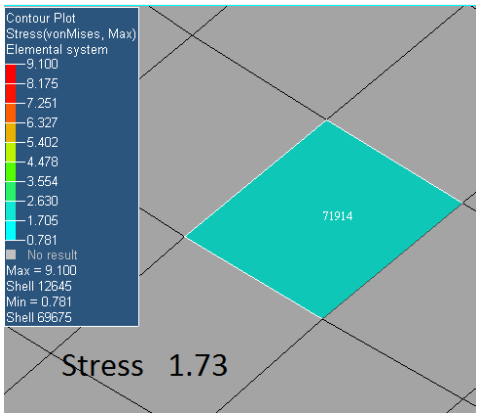
элемент №78307 (датчик №6)



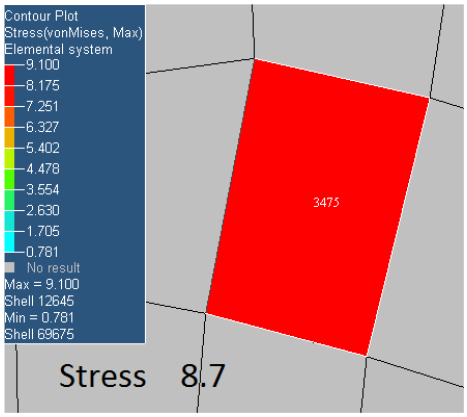
элемент №143303 (датчик №8)



элемент №71918 (датчик №13)



элемент №71914 (датчик №14)



элемент №3475 (датчик №21)

Результаты сравнительного анализа показывают, что расчетные данные имеют достаточно хорошую сходимость с данными экспериментальных исследований.

10.6 Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы

На рисунке 10.16 показана блок-схема предлагаемой методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы грузового автомобиля.

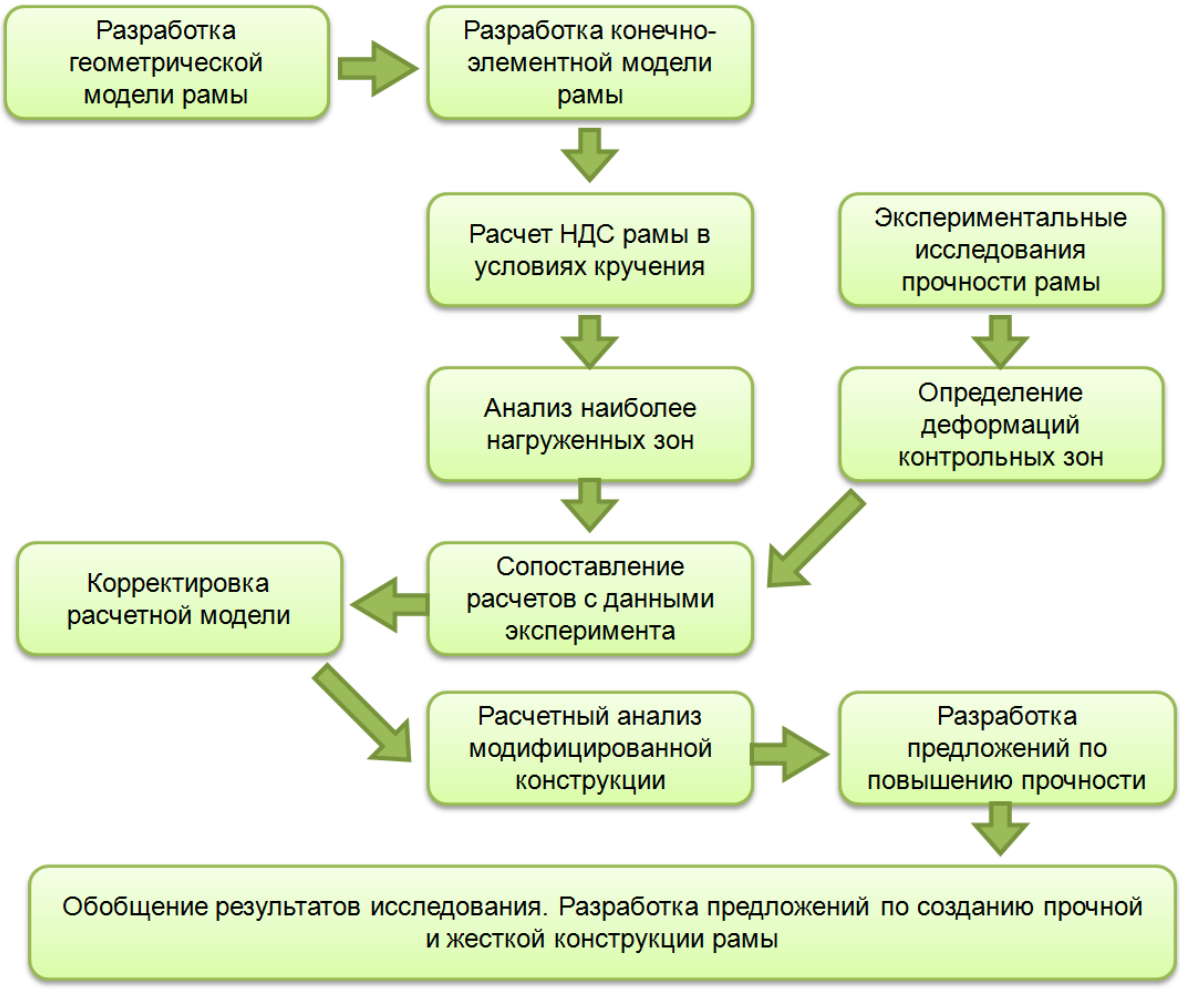


Рисунок 10.16 – Блок схема расчетно-экспериментальной методики

Первый этап методики предполагает выполнение подготовительных работ: разработка геометрической и расчетной моделей. Второй этап методики предполагает выполнение расчетных и экспериментальных исследований модели рамы и ее натурного образца в одинаковых условиях. На третьем этапе проводится оценка адекватности модели, при необходимости выполняется ее корректировка, разрабатываются предложения по повышению прочности и жесткости рамы, целесообразность которых проверяется по результатам расчетных исследований доработанной модели. В результате расчетно-экспериментальных исследований разрабатываются предложения по созданию прочной и жесткой конструкции рамы.

10.7 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение прочности рам автомобилей

В качестве практических рекомендаций, направленных на повышение прочности рам можно предложить следующие:

- Обеспечение прочных связей между поперечинами и лонжеронами рамы;
- Обеспечение достаточного количества поперечных связей между лонжеронами, необходимых с точки зрения получения регламентированной крутильной жесткости конструкции;
- Учет жесткости узлов и агрегатов, закрепляемых на раме автомобиля, с целью прогнозирования жесткости всей несущей системы транспортного средства;
- Применение в конструкции рамы сталей с высокими прочностными свойствами.

Разработанная методика и указанные практические рекомендации были реализованы при сравнительной оценке двух вариантов рамы автомобиля (исходного) и модифицированного, приспособленного под особенности конструкции электромобиля.

Сравнительная оценка прочности и жесткости предложенных вариантов измененной конструкции рамы электромобиля проведена на основе результатов расчетов, выполненных с применением программного комплекса MSC.Nastran в условиях действия статических скручивающих нагрузок. Расчетные модели вариантов конструкции рамы учитывают наличие упругих элементов (рессор) в системе подрессоривания передней и задней частей автомобиля. Материал всех элементов в моделях принят с линейной характеристикой (модуль Юнга стали $E_{ст}$ = 210 000 МПа).

При оценке прочности рамы особый интерес представляет режим нагружения, при котором происходит скручивание конструкции. Такое нагружение можно наблюдать в реальных условиях эксплуатации грузового автомобиля, например, в режиме вывешивания переднего колеса при полной массе автомобиля, установки на домкрат и др. Прочность рамы должна быть достаточной для того, чтобы воспринимать ее перекосы при действии номинального крутящего момента. Величина момента выбирается исходя из значения массы, приходящейся на переднюю ось автомобиля, и плеча действия пары сил со стороны колес.

Исходная конструкция рамы имеет швелерообразный профиль лонжеронов, задней поперечины и трубчатый – остальных поперечин.

Подробная конечно-элементная модель рамы (рисунок 10.17) разработана на основе ее геометрической модели, поверхности которой были разбиты сеткой пластинчатых конечных элементов типа Shell. Полученная модель содержит 13221 элемент, в том числе 102 элемента типа RIGID, имитирующих сварные соединения, 171 элемент типа BAR2, имитирующих

жесткие балки мостов, 296 элементов типа ROD имитирующих шарнирные соединения в рессорах. Средняя величина размеров пластинчатых конечных элементов составляет 20 мм.

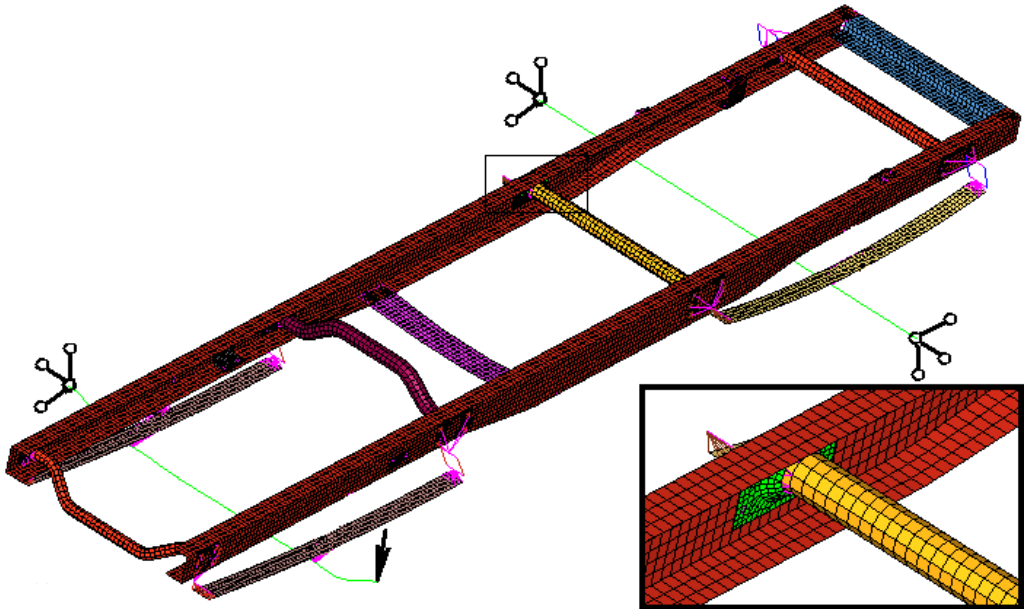


Рисунок 10.17 – Подробная конечно-элементная модель рамы

Рессоры передней и задней подвесок автомобиля представлены в модели элементами типа PLATE. Они имеют различные свойства (толщины) по длине. Балки переднего и заднего мостов представлены стрежневыми элементами типа BEAM с завышенными значениями геометрических характеристик сечения для придания жесткости.

Модель рамы закреплена в трех зонах: в местах крепления колес к балкам мостов автомобиля для воспроизведения режима кручения. Оценка прочности рамы в условиях кручения проводилась по результатам статического расчета в пределах упругих деформаций.

На рисунках 10.18 – 10.19 приведены результаты расчета рамы грузового автомобиля в режиме кручения. Наибольшие уровни напряжений находятся в первой и второй поперечинах (в местах их соединения с лонжеронами рамы). Максимальные напряжения сосредоточены во второй поперечине. Наибольшие значения напряжений наблюдаются в средней части лонжерона рамы. Значительно меньшие значения напряжений находятся в четвертой и незначительные – в пятой и шестой поперечинах.

В модели модифицированной конструкции рамы учтены изменения в положении и конструкции пятой и шестой поперечин. Пятая поперечина сдвинута вперед на 250 мм для возможности расположения на ее месте комплекта аккумуляторных батарей. В конструкции шестой поперечины срезана нижняя полка швеллерообразного профиля для возможности установки комплекта аккумуляторных батарей.

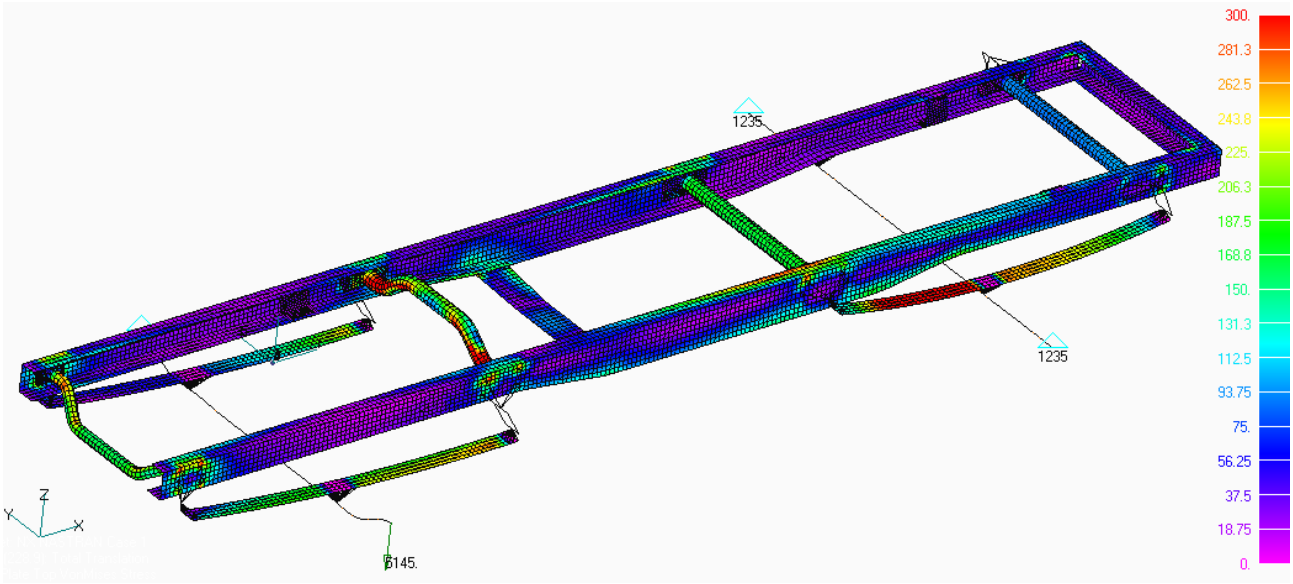


Рисунок 10.18 – Напряженное состояние исходного варианта рамы

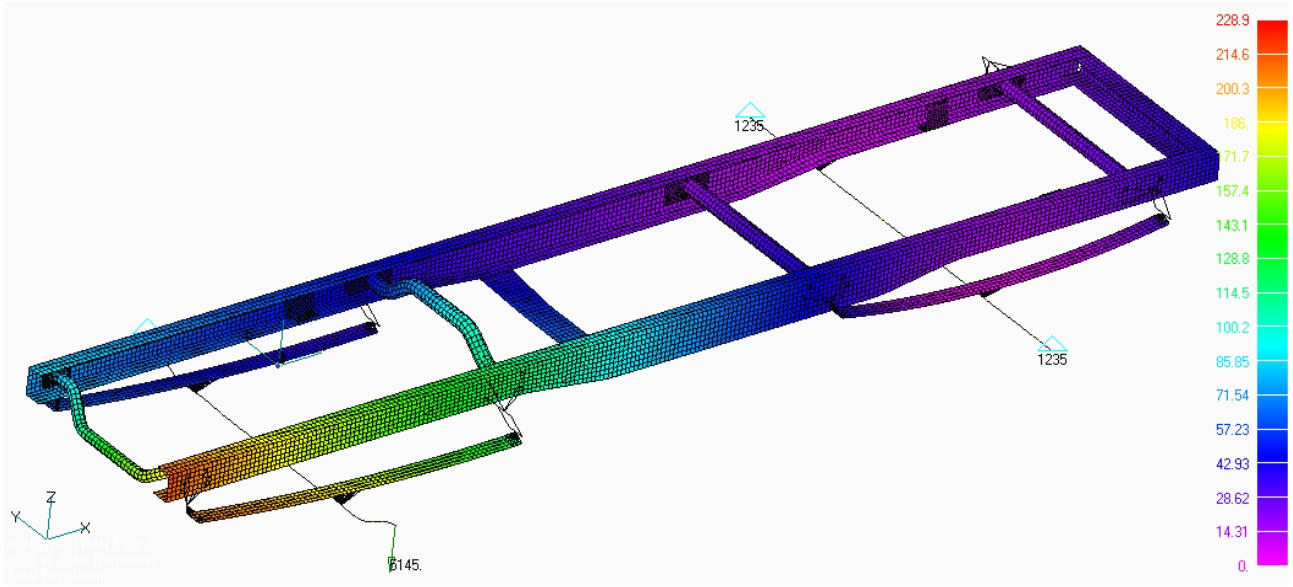


Рисунок 10.19 – Деформированное состояние исходного варианта рамы

Результаты расчета измененной конструкции рамы приведены на рисунках 10.20 и 10.21. Максимальные напряжения находятся в элементах первой и второй поперечин как и в исходном варианте. Представляет интерес элементы пятой поперечины, в которых наблюдаются относительно высокие напряжения. Как видно из анализа они возросли на 72%. В остальных зонах напряжения находятся в допустимых пределах.

Деформированное состояние модели (рисунок 10.21) остается практически неизменным, что говорит о практически одинаковой жесткости конструкций.

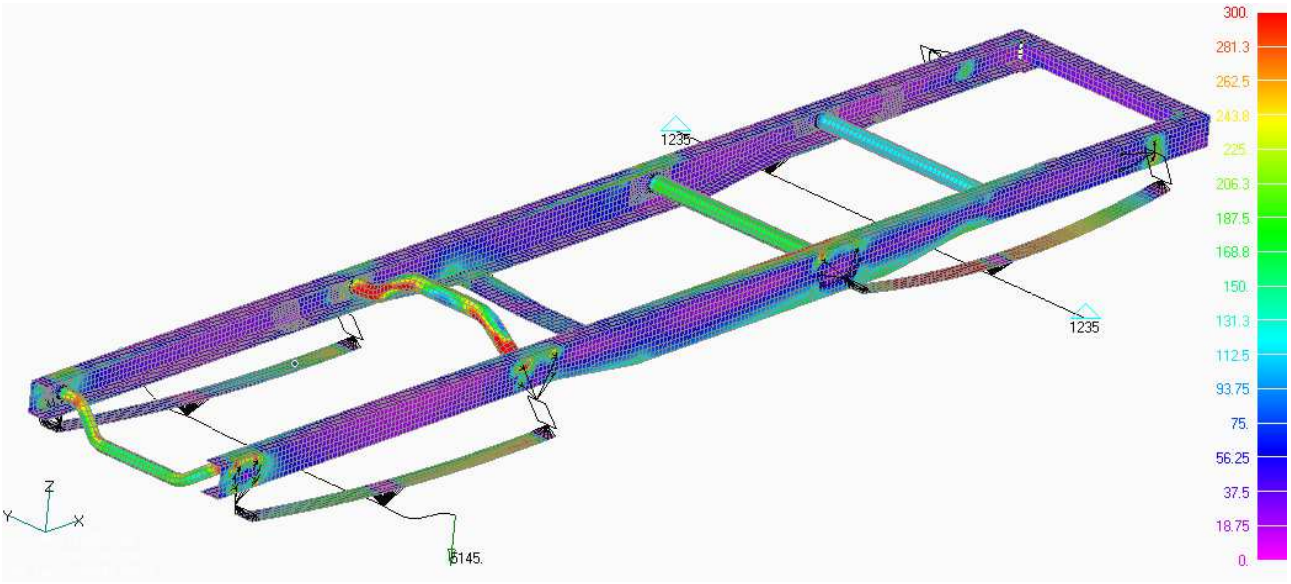


Рисунок 10.20 – Напряженное состояние измененного варианта рамы

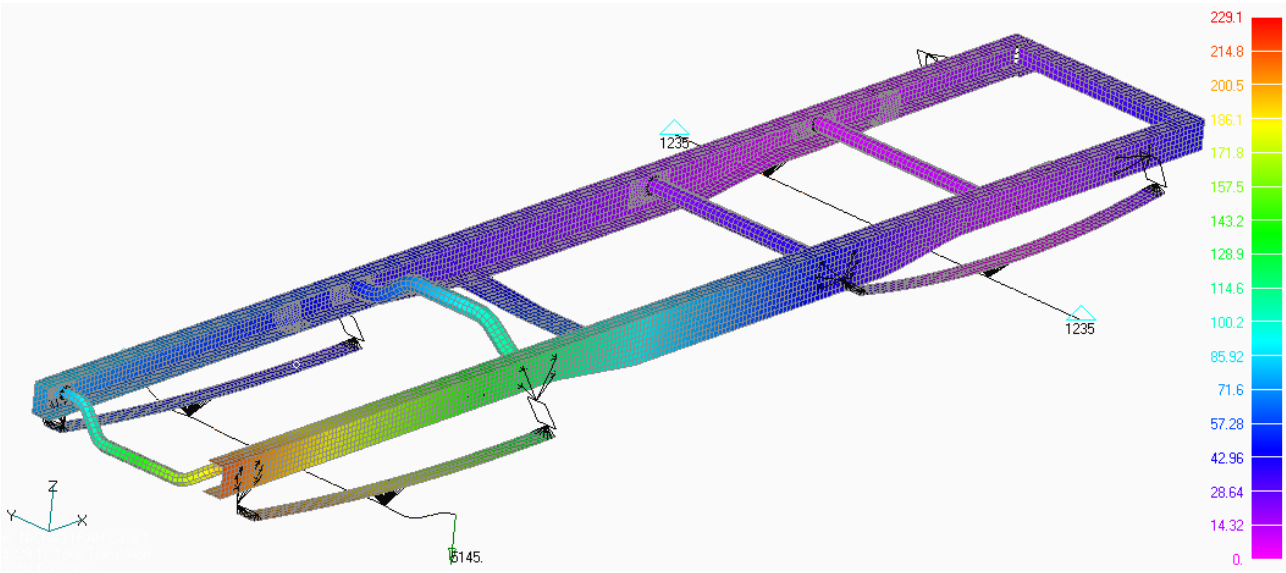


Рисунок 10.21 – Деформированное состояние измененного варианта рамы

Разработанная методика использовалась также при оценке прочности рамы грузового автомобиля с установленной на ней надрамником. На рисунке 10.22 показана схема нагружения рамы. Модель закреплялась в задней части, в зонах расположения агрегатов задней подвески. В передней части рамы была расположена шарнирная опора. К зонам крепления кронштейнов рессоры передней подвески прикладывались усилия 2,5кН, таким образом, что на переднюю часть рамы оказывает воздействие скручивающий момент, составляющий 4,77кНм.

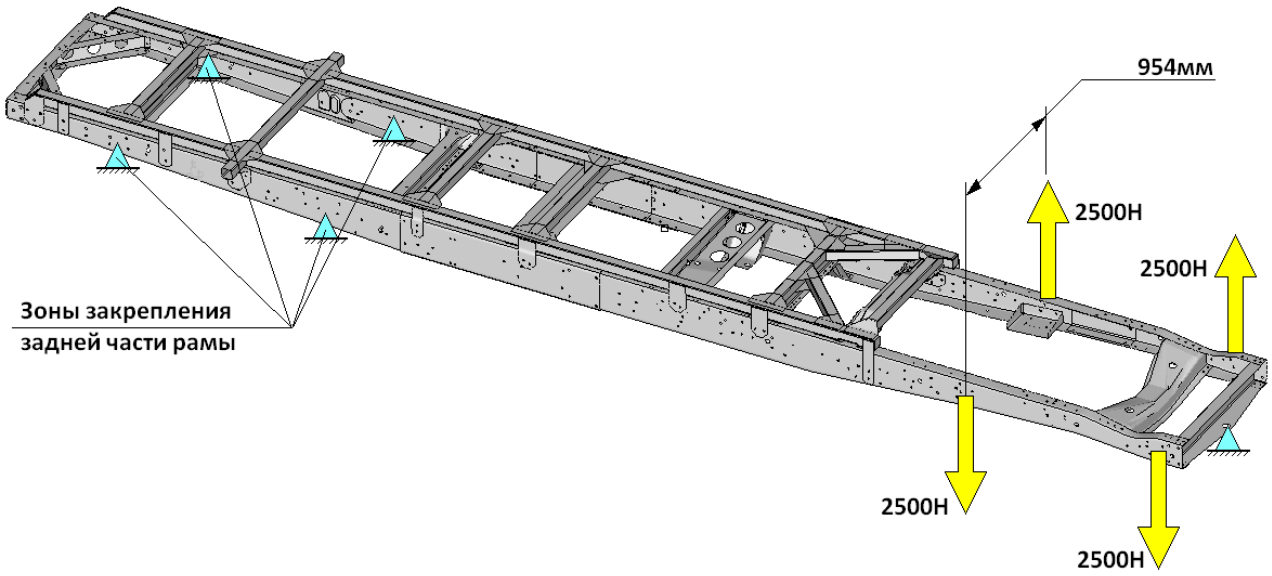
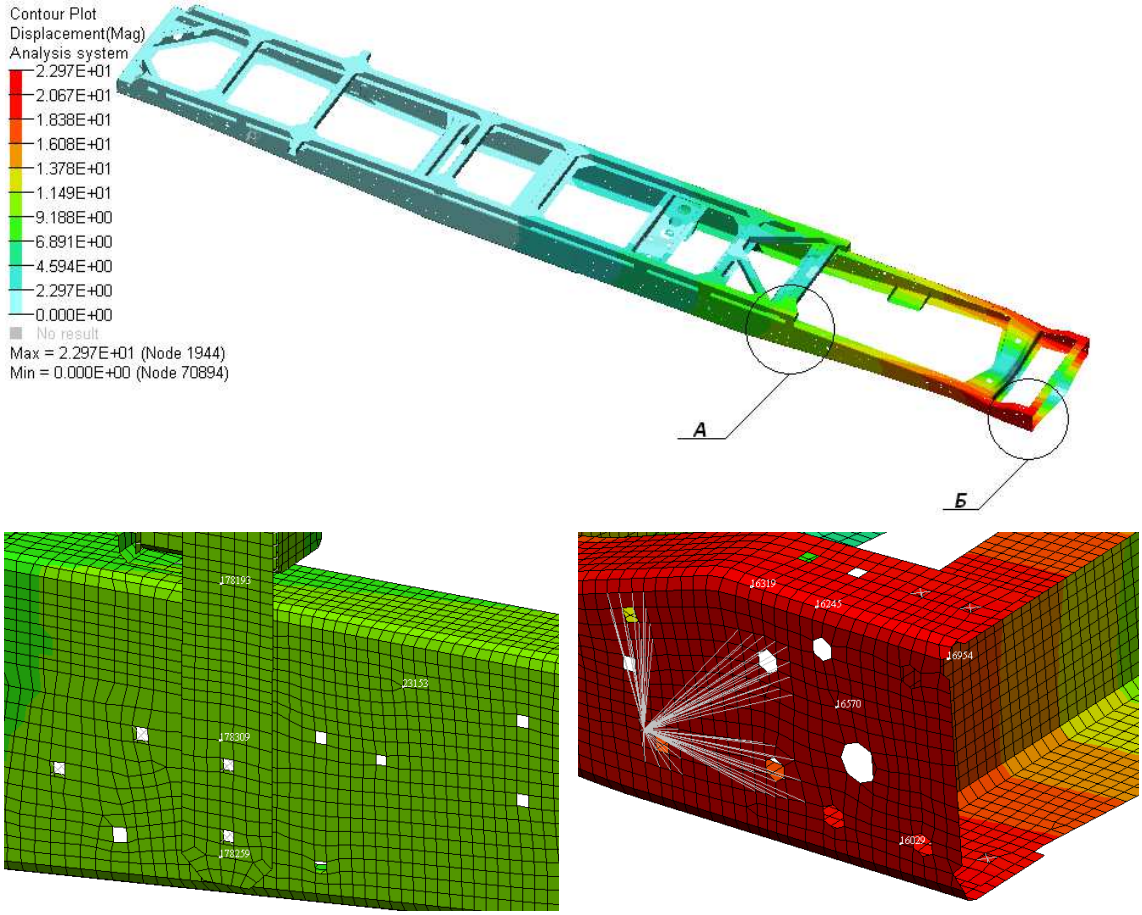


Рисунок 10.22 – Схема нагружения рамы при кручении

На рисунке 10.23 показан деформированный вид модели. Максимальные перемещения составили 22,97 мм. На рисунке 10.24 показан характер распределения напряжений по элементам. Максимальное значение эквивалентных напряжений достигает 354 МПа.



Зона А Зона Б

Рисунок 10.23 – Перемещения модели, мм (Δ_{max} = 22,97 мм)

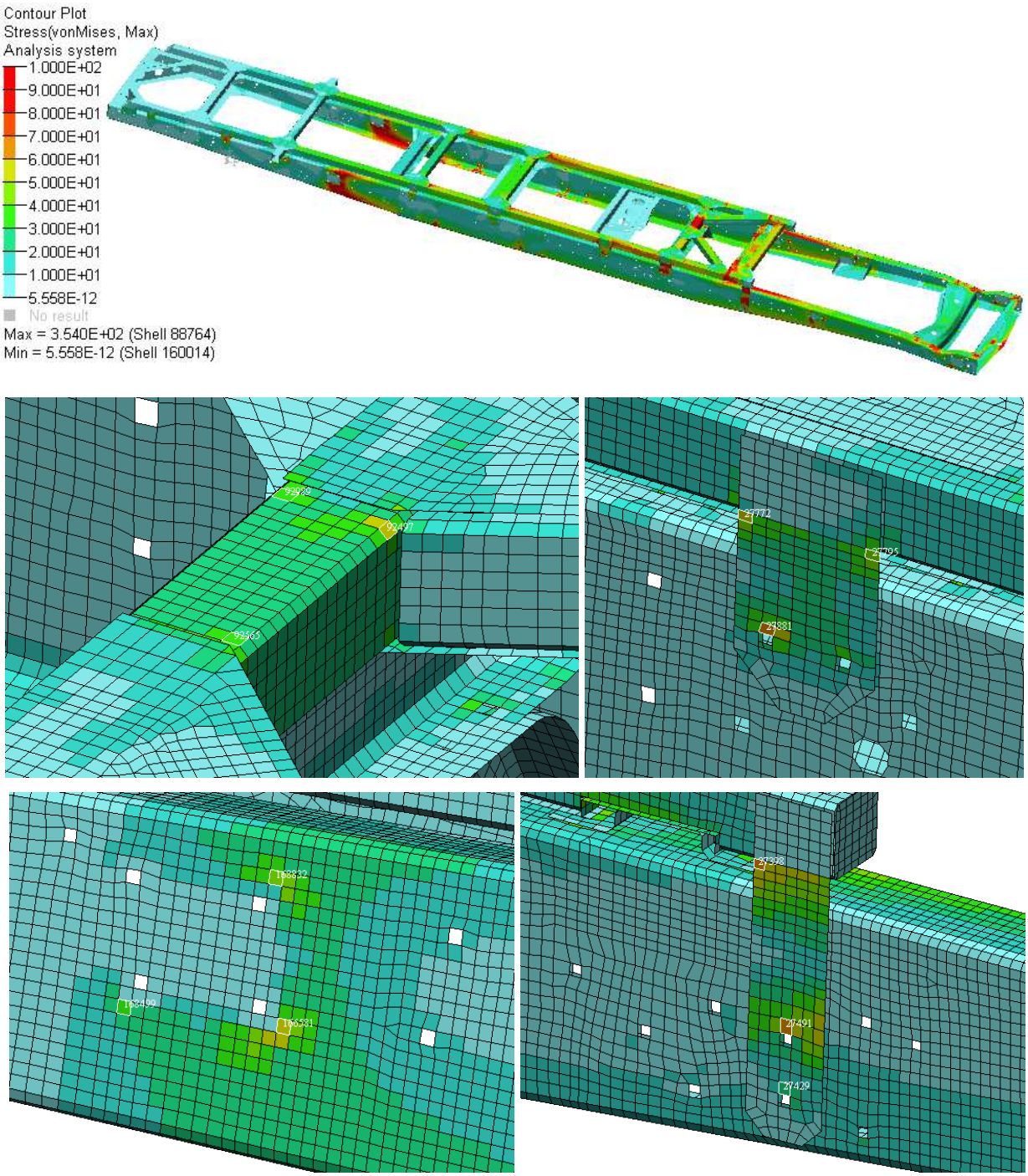


Рисунок 10.24 – Характер распределения напряжений, МПа (σ_{max} = 354,0 МПа)

Выполненные расчеты конечно-элементных моделей рам грузовых автомобилей в условиях, имитирующих скручивание, показывают, что деформации силовых элементов и возникающие при этом напряжения в отдельных зонах находятся в допустимых пределах.

10.8 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 легких коммерческих транспортных средств. Выполненные исследования, предложенные подходы и результаты имитационного моделирования могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки рам грузовых автомобилей.

Результаты НИР могут быть также использованы в образовательном процессе, в частности, подходы компьютерного моделирования условий действия эксплуатационных нагрузок на несущие системы грузовых автомобилей могут быть внедрены:

- в курсах базовых образовательных программ подготовки бакалавров по направлению "Наземные транспортные системы": "Строительная механика автомобиля", "Основы проектирования кузовных конструкций";
- в курсах базовых образовательных программ подготовки магистров по направлению "Наземные транспортные системы": "Прочность и безопасность кузовных конструкций".

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

1 На основании расчетно-экспериментальных исследований определены регрессионные зависимости связности снега и угла внутреннего трения от плотности, а также зависимость сопротивления снега сдвигу от влажности и плотности. Установлен характер распределения нормальных напряжений, возникающих при взаимодействии колесного движителя, оснащенного шинами сверхнизкого давления и снежной с недеформируемой опорной поверхностью. Произведено моделирование процесса вертикального погружения шины «Трэкол» в снежную опорную поверхность. Сравнение с результатами экспериментальных исследований показали удовлетворительную сходимость с теоретическими исследованиями.

2 Разработана имитационная модель микроавтобуса в программном комплексе SDK-Simulation, учитывающая основные параметры конструкции транспортного средства. Проведены теоретические и экспериментальные исследования по оценке свойств активной безопасности автобуса (управляемости, устойчивости, тормозных свойств). Сравнение результатов компьютерного моделирования и дорожных испытаний показало хорошую сходимость. 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 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. 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. Установлено, что для этих зависимостей необходимо использовать планы эксперимента второго порядка, т.к. линейные планы и планы с парным взаимодействием не являются адекватными.

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.

5 Разработана методика выбора передаточных чисел трансмиссии с учетом оперативно-функционального назначения автомобиля, позволяющая иметь динамичные, экономичные и экологичные модификации транспортных средств, использующая методы регрессионного анализа и поиск оптимальных передаточных чисел по Парето. Представлена методика выбора передаточных чисел в случае многоступенчатых коробок передач, имеющих базовый редуктор, делитель и демультипликатор. На основании изложенной методики выбора передаточных чисел коробки передач определены оптимальные передаточные числа для автомобиля ГАЗель с двигателем ЗМЗ-4053 в случае динамичного, экономичного и экологичного вариантов трансмиссии. На основании разработанной методики расчета определены рациональные передаточные числа 16-ти ступенчатой коробки передач, включая передаточные числа базовой коробки, делителя и демультипликатора.

6 Разработана кинематическая схема трансмиссии для создаваемого экологически безопасного электромобиля, которая включает асинхронный привод, редуктор, карданную передачу и ведущий мост. Схема позволяет реализовать широкий спектр компоновочных решений, обеспечивающих минимальную снаряженную массу транспортного средства, равномерное распределение нагрузки по всем колесам, а также создавать заднеприводные и полноприводные модификации, что расширяет модельный ряд семейства транспортных средств с электроприводом. Разработаны математические модели, позволяющие оценить показатели тягово-скоростных и энергетических затрат при движении электромобилей, в том числе в европейском городском цикле. Сформирована структурная схема электропривода шасси транспортного средства. Согласованы электрические параметры входных и выходных цепей структурных элементов (электродвигателя, преобразователя частотного управления электродвигателем, устройства сопряжения емкостных накопителей, аккумуляторных батарей).

7 Разработана методика и критерии оценки эффективного управления спасательным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, характерным для арктических зон.

8 Проведен обзор известных технических решений в области спуска спасательных средств на воду, на основе которого был выбран наиболее оптимальный способ для условий Арктического шельфа. Рассмотрен вопрос определения автоматизированной системой спуска внешних условий. Показано, что наиболее рационально использование комбинации систем технического зрения для определения внешних условий. Предложены технические средства определения углов крена и дифферента платформы, рассмотрена возможность применения средств теленаблюдения и их алгоритм работы. Разработана обобщенная структура и алгоритм функционирования интеллектуальной системы управления спуском. Предложено принципиальное устройство перспективной системы автоматизированного безопасного спуска.

9 Выполнено математическое описание режимов работы клапанов пневматической тормозной системы. Разработана имитационная модель контура пневматической тормозной системы и проведено моделирование эксплуатационных режимов его работы. Разработана имитационная модель четырехконтурного защитного клапана. Выполнены экспериментальные и теоретические исследования режимов работы клапана. Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований показало хорошую сходимость полученных результатов и обосновало правомерность использованных методов и подходов.

10 Разработана методика расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы грузового автомобиля. По результатам расчетных и экспериментальных исследований выявлены зоны концентрации наибольших эквивалентных напряжений, возникающих в условиях, имитирующих скручивание несущей системы автомобиля. Разработаны практические рекомендации, направленные на повышение прочности рам грузовых автомобилей.

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 Барахтанов Л.В. Повышение проходимости гусеничных машин по снегу: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – Горький, 1988 г. – 352 с.

1.2 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.

1.3 Дюнин А.К. Испарение снега. – Новосибирск: РИО СО СССР, 1961. – 120 с.

1.4 Лысенко Л.Х., Ювенальев И.Н. Эксплуатация аэросаней.- М.: Транспорт, 1976. – 128 с.

1.5 Панов В.И. Взаимодействие со снежным покровом гусеничносанных поездов и пути повышения тяговых качеств: Дисс. … канд. техн. наук: 05.05.03. - Горький, 1965. – 212 с.

1.6 Рихтер Г.Д. Снежный покров, его формирование и свойства. - М.: Изд-во АН СССР, 1945. – 120 с.

1.7 Рукавишников С.В. Физико-механические свойства снежного полотна пути и их влияние на конструктивные параметры вездехода: Методическая разработка / Горький, 1978. – 31 с. Пол

1.8 Снегоходные машины / Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, С.В, Рукавишников, А.П. Куляшов. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1986. – 191 с.

1.9 Амброс Р.А. Изучение физико-механических свойств снежных и ледяных покрытий // Вопросы использования снега и борьба со снежными покровами и заносами. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – С. 134 – 156.

1.10 Водяник Н.И. Прикладная теория и методы расчета взаимодействия колес с грунтами: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – Л., 1986. – 399 с.

1.11 Горбунов А.Л. Прочность снегового покрова // Сборник научно-исследовательских работ. – М., 1945. – Вып. 12. – С. 12 – 19.

1.12 Крагельский И.В. Физические процессы, проходящие в снеговом покрове // Тр. Совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С.170 – 174.

1.13 Крестовников Г.А., Шуклин С.А. Методика определения подвижности автомобилей // Автомобильная промышленность. – 1968. – №3. – С. 16 – 18.

1.14 Крживицкий А.А. Снегоходные машины. – М.: Машгиз, 1949 – 236 с.

1.15 Кузьмин П.П. Формирование снежного покрова и методы определения снегозапасов. – Л.: Гидрометеоиздат, 1966. – 176 с.

1.16 Осипович Ю. П.. Исследование проходимости трактора Т-А4 на снежной целине: Дисс. канд. техн. наук: 05.05.03. – М., 1976. –120 с.

1.17 Панов В.И. Влияние влажности снега на его свойства и на сцепление движителей с поверхностью снежного пути // Автомобильная промышленность. – 1963. – №11. – С. 32 – 33.

1.18 Талантова З.И. Взаимодействие аэросанных лыж и снега // Тр. совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М., 1950. – С.358 – 371.

1.19 Чачхиани И.К. О сопротивлении пути в зимних условиях // Снегоходные машины: Труды ГПИ им А.А. Жданова. – 1948. – Т. VII. – Вып. 1. – С. 51 – 82.

1.20 Шахов А. А. Плотность и несущая способность снегового покрова // Сб. материалов по строительству и эксплуатации аэродромов. Воениздат, 1943. - Вып. 8. С. 89 – 99.

1.21 Шишкин В. В. Проходимость лыж // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 338 – 344.

1.22 Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.

1.23 Донато И.О. Теоретическое и экспериментальное обоснование повышения проходимости колесных машин по снегу. – Дис. докт. тех. наук. – Н.Новгород, 2007. – 306 с.

Раздел 2

2.1 Liebemann et al, (2005) Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP), 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Washington, DC

2.2 Aga M, Okada A. (2003) Analysis of Vehicle Stability Control (VSC)'s Effectiveness from Accident Data, 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Nagoya.

2.3 Dang, J. (2004) Preliminary Results Analyzing Effectiveness of Electronic Stability Control (ESC) Systems, Report No. DOT HS 809 790. U.S. Dept. of Transportation, Washington, DC

2.4 Farmer, C. (2004) Effect of Electronic Stability Control on Automobile Crash Risk, Traffic Injury Prevention, Vol. 5:317-325;

2.5 Kreiss J-P, et al. (2005) The Effectiveness of Primary Safety Features in Passenger Cars in Germany, 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Washington, DC

2.6 Lie A., et al. (2005) The Effectiveness of ESC (Electronic Stability Control) in Reducing Real Life Crashes and Injuries, 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Washington, DC.

2.7 Papelis et al. (2004) Study of ESC Assisted Driver Performance Using a Driving Simulator, Report No. N04-003-PR, University of Iowa.

2.8 Dang, J. (2004) Preliminary results analyzing effectiveness of Electronic Stability Control (ESC) Systems, Report DOT HS 809 790, U.S. Department of Transportation, Washington, DC.

2.9 Dang, J., Statistical Analysis of the Effectiveness of Electronic Stability Control (ESC) Systems, Final Report DOT HS 810 794, U.S. Department of Transportation, Washington, DC.

2.10 Liebemann et al, Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP), 2005 ESC Conference

2.11 Глобальные технические правила №8 «Электронные системы контроля устойчивости» ECE/TRANS/180/Add.8, 2008 г.

2.12 Технический регламент «О безопасности колесных транспортных средств», постановление Правительства Российской Федерации № 720 от 10.09.2009 г.

2.13 ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания».

2.14 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.

2.15 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.

2.16 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.

2.17 Иванов, А.А. MSC.Adams: Теория и элементы виртуального конструирования и моделирования / А.А. Иванов – 97с.

2.18 Буров, А.Г. Совместное использование вычислительных пакетов MSC.Adams и MATLAB / А.Г. Буров – 43с.

2.19 Дьяконов, В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании / В.П. Дьяконов. М.:СОЛОН-Пресс, 2005. – 576с.

2.20 Поршнев, С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB / С.В. Поршнев. М.: Горячая линия - Телеком, 2003. – 592с.

2.21 Терёхин, В.В. Моделирование в системе MATLAB: Учебное пособие / В.В. Терёхин. Новокузнецк: Кузбассвузиздат, 2004. -376с.

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 report

Раздел 4

4.1 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.
4.2 Донато И.О. Проходимость колесных машин по снегу. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 321 с.
4.3 Крагельский И.В. Физические процессы, проходящие в снеговом покрове // Тр. Совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С.170 – 174.
4.4 Котляренко В.И. Научное обоснование создания и разработка ходовых систем на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления. – Дис. докт. тех. наук. – Москва, 2009. – 280 с.

4.5 Пат. РФ № 47192 Вездеходное транспортное средство / Заявка № 98501244, приоритет от 28.10.1998 / Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ)

4.6 Пат. РФ № 49571 Вездеход на шинах сверхнизкого давления / Заявка № 2000501813, приоритет от 27.10.2000 / Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ)

4.7 Пат. РФ № 63031 Вездеход многоколесный плавающий / Заявка № 2005503022, приоритет от 17.10.2005 / ООО "Вектор Полюс", ФГУП "Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ), Государственное учреждение "Научно-производственное объединение "Специальная техника и связь" МВД РФ, ФГУП "Научно-исследовательский центр по испытаниям и доводке автомототехники"

4.8 Пат. РФ № 66797 Снегоболотоход (три варианта) / Заявка № 2007500123, приоритет от 17.01.2007 / Ассоциация "Арктиктранс"

4.9 Пат. РФ № 53999 Транспортное средство высокой проходимости "Кержак" / Заявка № 2006100909/22, приоритет от 10.01.2006 / Аникин А.А., Манянин С.Е.

4.10 Пат. РФ № 100998 Транспортное средство высокой проходимости "Кержак" / Заявка № 2010123229/11, приоритет от 07.06.2010 / ООО "Завод транспортных машин"

4.11 Пат. РФ № 104915 Шасси / Заявка № 2010153955/11, приоритет от 29.12.2010 / ООО НПФ "Трэкол"

4.12 Пат. РФ № 104916 Транспортное средство / Заявка № 2010153953/11, приоритет от 29.12.2010 / ООО НПФ "Трэкол"

4.13 Пат. РФ № 50470 Покрышка пневматической шины для снегоболотохода / Заявка № 2004136244/22, приоритет от 10.12.2004 / Ассоциация "АРКТИКТРАНС"

4.14 Пат. РФ № 102326 Покрышка рисунок протектора шины сверхнизкого давления / Заявка № 2010142668/11, приоритет от 20.10.2010 / Ассоциация "АРКТИКТРАНС"

4.15 Пат. РФ № 104517 Пневматическая шина вездеходного транспортного средства / Заявка № 2010152738/11, приоритет от 23.12.2010 / ООО НПФ "Трэкол"

4.16 Пат. РФ № 47292 Колесо для пневматической шины сверхнизкого давления в камерном исполнении / Заявка № 2004136243/22, приоритет от 10.12.2004 / Ассоциация "АРКТИКТРАНС"

4.17 Ассоциация Арктиктранс [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: www.vezdehody.ru, свободный.

4.18 Литвина-сервис [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: www.litvina.com/app/kung1.html, свободный.

4.19 Экотранс [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.petrovichauto.ru, свободный.

4.20 Ассоциация Арктиктранс [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://arctictrans.ru/press/petrovich, свободный.

4.21 Солитон [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.soliton-saratov.ru/leshiy.htm, свободный.

4.22 Трэкол [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.trecol.ru/pokupatelyu/modelnij_ryad/#center, свободный.

4.23 НИРФИ [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.samoblok.ru/snegobolotohod-triton, свободный.

4.24 Болотоход [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://bolotohod.org/main.html, свободный.

4.25 ТрансМаш [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.transmashnn.ru/catalog/snow/kerzhak, свободный.

4.26 Атон Импульс [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.atonimpulse.com/Viking_Technical_Specs_RU.html, свободный.

4.27 Грузовик Пресс [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.gruzovikpress.ru/article/kunstkamera/2005_07_A_2008_10_20-15_5219/, свободный.

4.28 ТрансМаш [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.transmashnn.ru/catalog/snow/17, свободный.

4.29 Транспорт [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://nzttm.ip-center.ru/production/ttm2903/, свободный.

4.30 Завод вездеходных машин [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.zvm-nn.ru/info/sivertech/, свободный.

4.31 Плиев, И.А. Анализ состояния проблемы разработки автотранспортных средств в северном исполнении / И.А. Плиев, А.М. Сайкин, Г.В. Коршунов, А.В. Архипов // Электрон. журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». – 2011. - №10. http://technomag.edu.ru/doc/228694.html.

Раздел 5

5.1. 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.

5.2. Блохин А.Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Нижний Новгород., 2006 – 20 с.

5.3. 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.

5.4. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. М.: Транспорт, 1990, - 135 с.

5.5. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под. ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976 – 535 с.

5.6. Жиглявский А.А., Жилинскас А.Г. Методы поиска глобального экстремума. М.: Наука, 1991. – 250 с.

5.7. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. - 222 с.

5.8. Успенский И.Н. Конструирование трансмиссии автомобиля. Коробки передач. Учебное пособие. Горький, изд. ГПИ им А.А. Жданова, 1980. - 60 с.

5.9. 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.

Раздел 6

6.1 Ecars [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.esb.ie/electric-cars/ , свободный

6.2 Allied electric zero emission vehicles [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.alliedelectric.co.uk/ , свободный

6.3 Ford corporatin [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.ford.co.uk/ , свободный

6.4 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.metricmind.com/motor.htm , свободный

6.5 Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.azuredynamics.com, свободный.

6.6 Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.uqm.com, свободный.

6.7 Smith Electric Vehicles [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.smithelectricvehicles.com/index.asp , свободный.

6.8 Volvo Truck Corporation[Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.volvotrucks.com, свободный

6.9 В.Н. Кравец. Теория автомобиля. Учебник для ВУЗов. – Нижний Новгород, НГТУ, 2008г.

6.10 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.

6.11 Правила ЕЭК ООН №83.

6.12 Правила ЕЭК ООН №84.

6.13 Орлов, Л.Н. Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность [Текст]: учеб. пособие / Л. Н. Орлов [и др.] ; ред. Л. Н. Орлов. – Н. Новгород: НГТУ, 2009. – 153 с. – ISBN 978-5-93272-649-5.

6.14 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.

6.15 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.

Раздел 7

7.1 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.

7.2 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.

7.3 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

7.4 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

7.5 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

7.6 Глазунов Ю.Н. Все машины вездеходны //Политехнические чтения: Сб. ст. Вып. 4/Политехн. музей; Сост.: Г.М. Глезер, Е.К. Кайко, В. С. Аверина и др.; Науч. ред. Г.Г. Григорян. - М., 2004. - 222 с.

7.7 http://dic.academic.ru/dic.nsf/enc_tech/4047/ - электронная публикация

7.8 http://mozilla.gusenicy.ru/obzor-gusenichnyh-vezdehodov/ - электронная публикация

7.9 Данилов Р.Г. Автомобили для бездорожья. Серийный шнекоход// Техника и Вооружение 2011, №6, -С. 43-50

7.10 Вагущенко Л.Л., Стафеев А.М. Судовые автоматизированные системы навигации. - М.: Транспорт, 1989. - 230 с.

7.11 Воронов В.В., Перфильев В.К., Яловенко А.В. Технические средства судовождения. Конструкция и эксплуатация -М:, Транспорт, 1988 -225 с.

7.12 Радионов А. И., Сазонов А.Е. Автоматизация судовождения, М.: “, Транспорт, 1992. - 242 с.

7.13 http://www.fpsi-pk.ru/innovations/a-17.html - электронная публикация

7.14 Киселев Л.В., Инзарцев А.В., Медведев А.В. О некоторых особенностях динамической модели АНПА с элементами нечёткой логики // Морские технологии, № 5, 2003. Владивосток: Дальнаука. С. 18-31.

7.15 Виткалов Я.Л. Исследование проблем синтеза нейросетевого контроллера в задаче управления курсом судна //Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук Владивосток: - 2006 25 с.

7.16 Куляшов А.П., Шапкин В.А., Донато И.О. и др. Роторно-винтовые машины. Основы теории движения. Нижний Новгород: НГТУ, 2000. - 451 с.

7.17 Власов А.И.. Аппаратная реализация нейровычислительных управляющих систем //Приборы и системы управления - 1999, №2, С.61-65.

7.18 Власов А.И. Нейросетевая реализация микропроцессорных систем активной акусто- и виброзащиты// Нейрокомпьютеры:разработка и применение, №1, 2000. С.40-44.

7.19 http://neurnews.iu4.bmstu.ruu - электронная публикация

Раздел 8

8.1 Ганнесен В.В. Судовые спасательные средства // Электронное учебное пособие, Владивосток: ФГОУ ВПО "ДАЛЬРЫБВТУЗ", 2010.

8.2 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http:// www.sea-safety.ucoz.ru/index/0-30, свободный

8.3 Александров М.Н. Безопасность человека на море. Л.: Судостроение, 1983.

8.4 Электронный ресурс: Классификация спасательных средств. http://sea-library.ru/bezopasnost-plavanija/218-klassifikacija-spasatelnih-sredstv.html

8.5 Электронный ресурс: TSS/HT Control — система контроля крена и дифферента для морской буровой платформ
http://www.valcom.ru/page.php?pageId=113&topicId=28&biblId=55

8.6 Отчет о научно-исследовательской работе «Разработка и макетирование унифицированных программно-аппаратных модулей системы управления гетерогенной группировкой мобильных роботов», ЦНИИ РТК, СПб, 2012

8.7 Интернет ресурс: http://agat-a.ru

8.8 R.C. Paul, “Modeling, trajectory calculation, and servoing of a computer-controlled arm,” Stanford A. I. Lab. Memo 177, Nov. 1972.

8.9 Кулаков Ф.М. Супервизорное управление манипуляционными роботами. -М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы. 1980.-448 с.

8.10 Динамика управления роботами. -М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы. 1984.-336 с.

8.11 К. Фу, Р. Гонсалес, К. Ли. Робототехника.-М.: Мир, 1989.-624 с.-ISBN 5-03-000805-5.

Раздел 9

9.1 Технический каталог / Комбинат станкостроительной промышленности, г. Будапешт, 1977. – 81с.

9.2 Product Catalogue. Information for commercial vehicle products. Knorr-Bremse Systems for commercial vehicles. Germany. 2004 – 353p.

9.3 Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А.И. Гришкевич. Д.М. Ломако. В.П. Автушенко и др.; Под. ред А.И. Гриш- кевича. - Мн.: Выш. шк., 1987. - 200 с.

9.4 Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник д.ля студ. втузов/ П.П. Лукин. Г.А. Гаспарянц. В.Ф. Родионов. - М.: Машиностроение. 1984. - 376 с.

9.5 Осепчутов В.В., Фрумкин А.К., Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». - М.: Машиностроение. 1989. - 304 с.

9.6 Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация. - М.: Транспорт. 1988. - 224 с.

9.7 Цимбалин В.Б. Испытания автомобилей / В.Б. Цимбалин, И.Н. Успенский. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.

9.8 Красовский, Г.Н. Планирование эксперимента / Г.Н. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Минск: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.

9.9 Левшина, Е.С. Электрические измерения физических величин. Измерительные преобразователи / Е.С. Левшина, П.В. Новицкий. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

9.10 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.

Раздел 10

10.1 Орлов Л.Н. Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин автотранспортных средств. Методы расчета и оценки. – Н. Новгород: НГТУ, 2005.

10.2 Орлов Л.Н. Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов. – Н. Новгород: НГТУ, 2005.

10.3 Орлов Л.Н., Тумасов А.В., Кочанов Е.В., Наумов Е.А. Основы расчета кузовных конструкций автотранспортных средств с применением программного комплекса MSC.Nastran. – Н. Новгород: НГТУ, 2008.

10.4 Орлов Л.Н., Тумасов А.В., Кочанов Е.В., Наумов Е.А., Багичев С.А. Основы расчета кузовных конструкций автотранспортных средств на прочность и безопасность с применением программного комплекса ABAQUS. – Н. Новгород: НГТУ, 2009.

10.5 Орлов Л.Н., Кочанов Е.В. Расчетная оценка прочности элементов кузовных конструкций, деталей и узлов автомобилей. – Н. Новгород: НГТУ, 2002.

10.6 Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М., Стройиздат, 1982.

10.7 Григолюк Э.И., Коган Е.А., Кулаков Н.А. Нормирование прочности несущих систем автобусов // Под ред. Григолюка Э.И. - М.: Моск. гос. акад. автом. и тракт. маш-я. 1994. - 132 с.

10.8 Рыбников Е.К., Володин С.В., Соболев Р.Ю. Инженерные расчёты механических конструкций в системе MSC.Patran-Nastran. Часть I. Учебное пособие – М., 2003. – 130 с.

10.9 Рыбников Е.К., Володин С.В., Соболев Р.Ю. Инженерные расчёты механических конструкций в системе MSC.Patran-Nastran. Часть II. Учебное пособие. – М., 2003. – 174 с.

10.10 Орлов Л.Н., Тумасов А.В., Кочанов Е.В., Наумов Е.А., Багичев С.А. Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность. – Н. Новгород: НГТУ, 2009.

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 выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссии наземных транспортных средств
2. Методика оценки свойств управляемости и устойчивости, а также тормозных свойств транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования.
3. Методика оценки прочности рамы легкого транспортного средств по результатам конечно-элементного анализа и данных стендовых испытаний.
4. Методика оценки работоспособности компонентов тормозной системы с пневматическим приводом по результатам имитационного моделирования и стендовых испытаний.
5. Методика оценки эффективного управления транспортным средством с автопилотом на роторно-винтовом движителе при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью.

Рекомендации по генерируемым управляющим воздействиям. Параметры для оценки эффективности управления. (полное наименование разработок или перечня разработок)

выполненные по соглашению о предоставлении гранта в форме субсидии №14.B37.21.2017 от 14.11.2012 г. по теме «Создание расчетно-экспериментальных методик и исследования мехатронных систем и инновационных конструкций 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)

«28» декабря 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
«28» декабря 2012 г.

ПРОГРАММА
ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НИР

проведенной в рамках государственного контракта от 14.11.2012 г. №14.B37.21.2017 «Создание расчетно-экспериментальных методик и исследования мехатронных систем и инновационных конструкций 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.B37.21.2017 от 14.11.2012г. по теме «Создание расчетно-экспериментальных методик и исследования мехатронных систем и инновационных конструкций 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. Кощурина

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.B37.21.2017 от 14.11.2012г. по теме «Создание расчетно-экспериментальных методик и исследования мехатронных систем и инновационных конструкций 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. Кошурина

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	1	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Особенности проектирования 3D узлов и деталей коробок передач в системах MechanicalDesktop и CATIA	1	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	1	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Расчетная оценка несущей способности каркаса кузова автобуса по результатам статического нелинейного анализа с учетом геометрической и физической нелинейности	1	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	1	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Моделирование условий движения транспортного средства в среде SDK.Simulation	1	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